

Ю.К. Молоканов

СССР 010737
M75



Процессы и аппараты нефтегазо- переработки

КУНИИ Д., ЛЕВЕНШПИЛЬ О.

Промышленное псевдоожижение. Пер. с англ., 1976.

ПЕРЛМУТТЕР Д.

Устойчивость химических реакторов. Пер. с англ., 1976.

САТТЕРФИЛД Ч.

Массопередача в гетерогенном катализе. Пер. с англ., 1976.

СНАГОВСКИЙ Ю. С., ОСТРОВСКИЙ Г. М.

Моделирование кинетики гетерогенных каталитических процессов, 1976.

СОКОЛОВ В. И.

Центрифугирование, 1976.

ОЛЕВСКИЙ В. М., РУЧИНСКИЙ В. Р.

Роторно-пленочные тепло- и массообменные аппараты, 1977.

АКСЕЛЬРУД Г. А., МОЛЧАНОВ А. Д.

Растворение твердых веществ, 1977.

ГЕЛЬПЕРИН Н. И., ПЕБАЛК В. Л., КОСТАНЯН А. Е.

Структура потоков и эффективность колонных аппаратов химической промышленности, 1977.

ЖОРОВ Ю. М.

Моделирование физико-химических процессов нефтепереработки и нефтехимии, 1978.

АЛЕКСАНДРОВ И. А.

Ректификационные и абсорбционные аппараты, 1978.

ПЛАНОВСКИЙ А. Н., МУШТАЕВ В. И., УЛЬЯНОВ В. М.

Сушка дисперсных материалов в химической промышленности, 1979.

РАЗУМОВ И. М.

Пневно- и гидротранспорт в химической промышленности, 1979.

РОМАНКОВ И. Г., РАШКОВСКАЯ Н. Б.

Сушка во взвешенном состоянии, 1979.

Ю.К.Молоканов

Процессы и аппараты нефтегазо- переработки

*Допущено Министерством нефтеперерабатывающей
и нефтехимической промышленности СССР в качестве
учебника для химико-технологических техникумов*



МОСКВА «ХИМИЯ» 1980

6П7.43

М75

УДК 665.63/.65 : 66.011(075.132)

Молоканов Ю. К.

Процессы и аппараты нефтегазопереработки: Учебник для техникумов. — М., Химия, 1980. — 408 с., ил. — (серия «Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии»).

Книга является учебником для учащихся средних специальных учебных заведений, специализирующихся в области технологии переработки нефти и газа. В книге рассмотрены теоретические основы расчета типовых процессов нефтегазопереработки, приведены сведения о применяемой для их осуществления аппаратуре, отражены особенности ее эксплуатации.

Данный учебник может представлять интерес для инженерно-технических работников нефтеперерабатывающей, нефтехимической и химической отраслей промышленности.

408 с.; 174 рис.; 12 табл.; список литературы 31 ссылка.

Рецензенты:]

И. Ю. ГОЛОВАНОВА (Рязанский нефтехимический техникум)

В. М. КУДРЯВЦЕВ (Союзспецнефтехиммаш).

М 31402-096
050(01)-80 96.80.2801020000

Содержание

Предисловие	10
Введение	11
Глава I. Общие положения	13
1. Классификация основных процессов и аппаратов	13
2. Составление материальных и тепловых балансов	16
3. Определение внутренних потоков в аппарате	18
4. Системы единиц	19
5. Понятие о моделировании процессов и аппаратов	23
РАЗДЕЛ 1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ	25
Глава II. Основы гидравлики	25
1. Основные понятия и определения	25
2. Физические свойства жидкостей	26
3. Элементы гидростатики	30
4. Элементы гидродинамики	36
Глава III. Насосы и компрессоры	70
1. Общая характеристика насосов	70
2. Центробежные насосы	72
3. Насосы для перекачки кислот и щелочей	88
4. Поршневые насосы	89
5. Специальные насосы	102
6. Компрессоры	106
7. Вентиляторы	115
РАЗДЕЛ 2. ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ	118
Глава IV. Топливо, процессы горения и типы топок	118
1. Виды топлива	118
2. Теплота сгорания топлива	120
3. Основные реакции горения топлива и расход кислорода и воздуха	121
4. Способы сжигания топлива различных видов	122

Глава V. Общие сведения о паросиловых установках и их оборудовании 125

1. Направления развития теплоэнергетики в СССР	125
2. Принципиальная схема котельной установки	125
3. Основные типы котельных агрегатов	127
4. Тепловой баланс котельной установки	130
5. Вспомогательные устройства	131
6. Использование отбросного тепла на нефтехимических комбинатах	132

Глава VI. Паровые двигатели 134

1. Циклы паровых машин	134
2. Паровые турбины	136
3. Конденсационные устройства	138

Глава VII. Двигатели внутреннего сгорания 139

1. Двигатели с внешним смесеобразованием	139
2. Двигатели с внутренним смесеобразованием (дизели)	141
3. Термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания	141

Глава VIII. Холодильные установки 145

1. Компрессорные холодильные установки	145
2. Абсорбционные холодильные установки	147
3. Пароэжекторные холодильные установки	148

РАЗДЕЛ 3. ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ 149

Глава IX. Основы теплопередачи 149

1. Способы передачи тепла и основные закономерности	149
2. Основные характеристики интенсивности передачи тепла	150
3. Основные схемы взаимного движения теплообменивающихся потоков	152
4. Средняя разность температур	152
5. Передача тепла через стенку	156
6. Передача тепла конвекцией	161
7. Передача тепла лучением	165
8. Передача тепла лучением и конвекцией	169
9. Потери тепла в окружающую среду и меры по их уменьшению	170

Глава X. Теплообменные аппараты 175

1. Основные виды теплообменных аппаратов	175
2. Кожухотрубчатые теплообменники	176
3. Теплообменники типа «труба в трубе»	178
4. Подогреватели с паровым пространством (рибойлеры)	179
5. Теплообменные аппараты воздушного охлаждения	180
6. Тепловой расчет теплообменных аппаратов	181
7. Гидравлический расчет теплообменников	186
8. Особенности теплового расчета холодильников и конденсаторов	186

Глава XI. Трубчатые печи	189
1. Назначение, типы и классификация трубчатых печей	189
2. Элементы конструкций трубчатых печей	192
3. Основные показатели работы трубчатых печей	196
4. Основные характеристики продуктов сгорания топлива	197
5. Тепловой баланс трубчатой печи	198
6. Тепловой расчет камеры радиации по методу Н. И. Белокопя	200
7. Тепловой расчет камеры конвекции	208
8. Расчет воздухоподогревателя	210
9. Расчет пароперегревателя	211
10. Гидравлический расчет змеевика трубчатой печи	212
11. Газовое сопротивление и тяга	214
 РАЗДЕЛ 4. МАССООБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ	 216
 Глава XII. Основы теории массопередачи	 216
1. Понятие о массообменных процессах	216
2. Способы выражения состава фаз	217
3. Понятие о равновесии между фазами	220
4. Основные законы процесса межфазного массообмена	220
5. Основное уравнение массопередачи	222
6. Закон аддитивности фазовых сопротивлений массопереносу	223
7. Средняя движущая сила процесса массопередачи	224
8. Материальный баланс процессов массообмена	225
9. Число единиц переноса	226
10. Число теоретических ступеней контакта (теоретических тарелок)	227
 Глава XIII. Теория перегонки	 229
1. Основные законы термодинамики равновесных систем	229
2. Равновесные системы	236
3. Испарение и конденсация бинарных и многокомпонентных смесей	242
 Глава XIV. Ректификация	 254
1. Сущность процесса ректификации бинарных смесей	254
2. Принципиальное устройство ректификационной колонны	254
3. Материальный баланс ректификационной колонны	256
4. Тепловой баланс колонны	256
5. Уравнение рабочей линии	258
6. Определение числа теоретических тарелок графическим методом	261
7. Сопряжение составов потоков в питательной секции	263
8. Аналитические методы расчета	264
9. Определение флегмового (парового) числа	269
10. Способы создания орошения в колонне	270
11. Способы подвода тепла в нижнюю часть колонны	273
12. Расчет температурного режима колонны	275
13. Выбор давления в колонне	276
14. Особенности расчета сложных колонн	277
15. Основные типы ректификационных колонн	279
16. Тарельчатые колонны	286
 Глава XV. Абсорбция и десорбция	 295
1. Сущность процессов абсорбции и десорбции	295
2. Материальный баланс абсорбера	296

3. Расчет числа теоретических тарелок в абсорбере	298
4. Тепловой баланс абсорбера	301
5. Расчет процесса десорбции	302
6. Тепловой баланс десорбера	305
Глава XVI. Экстракция	306
1. Сущность процесса экстракции	306
2. Основные методы экстрагирования	307
3. Основы расчета экстракторов	308
4. Основные типы экстракторов	313
Глава XVII. Адсорбция	315
1. Сущность процесса адсорбции	315
2. Характеристики адсорбентов	315
3. Изотерма адсорбции	316
4. Методы осуществления процесса адсорбции	317
5. Основы расчета адсорбера	319
РАЗДЕЛ 5. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ	320
Глава XVIII. Разделение жидких неоднородных систем	320
1. Классификация неоднородных систем	320
2. Отстаивание	321
3. Фильтрация	327
4. Центрифугирование	336
Глава XIX. Перемешивание	342
1. Сущность процесса и основные способы перемешивания	342
2. Механическое перемешивание	342
3. Барботажное перемешивание	345
4. Гидравлический способ перемешивания	346
Глава XX. Очистка газов	348
1. Основные способы очистки газов	348
2. Газоочистительные аппараты	349
Глава XXI. Гидравлика сыпучих материалов	355
1. Общие сведения о движении газов (паров) и жидкостей в слое сыпучего материала	355
2. Структура и основные характеристики слоя сыпучего материала	356
3. Сопrotивление слоя сыпучего материала	358
4. Псевдооживленные системы	360
5. Область существования псевдооживленного слоя и расчет предельных скоростей	362
6. Газораспределительные устройства	364
7. Унос твердого материала из псевдооживленного слоя	366
8. Пневматический транспорт	367

РАЗДЕЛ 6. ХИМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ	371
Глава XXII. Основы теории химических процессов	371
1. Основные понятия	371
2. Влияние температуры на скорость химических реакций	374
3. Тепловой эффект реакции	375
4. Режимы гетерогенных химических реакций	375
Глава XXIII. Реакторные устройства	377
1. Конструктивное оформление реакционных аппаратов	377
2. Основы расчета реакционных устройств	395
Литература	397
Предметный указатель	399

Предисловие

Предлагаемый учебник написан в соответствии с программой курса «Процессы и аппараты нефтегазопереработки» для специальности 0801 «Химическая технология нефти и газа», утвержденной Управлением кадров и учебных заведений Министерства нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности СССР для средних специальных учебных заведений.

В учебнике рассмотрены все основные вопросы теоретического и прикладного характера, которые позволят учащимся овладеть методами расчетов типовых процессов и аппаратов, являющихся элементами любых технологических процессов нефтегазопереработки.

В соответствии с программой курса в данный учебник включены разделы «Гидравлические процессы» и «Основы теплотехники», которые представлены в объеме, способствующем лучшему освоению материала других разделов.

Отдельные разделы размещены в книге в последовательности, которая представляется наиболее целесообразной при изучении курса. Такая последовательность позволяет подготавливать учащихся постепенно к восприятию более сложных процессов, которые, как правило, являются комплексными и требуют знания закономерностей других типовых процессов технологии нефтегазопереработки.

В книге приведен список только основной литературы, который поможет учащимся быстро найти источник для углубленного изучения соответствующего раздела курса.

Автор будет признателен читателям, которые пришлют свои замечания, направленные на улучшение качества изложенного в книге материала.

Автор благодарит рецензентов Голованову Ираиду Юлиановну и Кудрявцева Виктора Михайловича за полезные замечания при работе над книгой.

Автор

Развитие нефтяной и газовой промышленности на современном этапе характеризуется увеличением объемов добычи и переработки нефти и газа, расширением ассортимента и повышением качества выпускаемой продукции, строительством установок большой единичной мощности, увеличением глубины переработки нефти. Серьезное внимание уделяется техническому перевооружению предприятий, реконструкции действующих установок для повышения их производительности и технико-экономических показателей производства, вопросам ускоренной замены морально устаревшей техники.

Технология нефтегазопереработки включает первичную переработку нефти и газа, термический и каталитический крекинг, платформинг, гидроочистку, депарафинизацию масел, битумные установки и ряд других, позволяющих получать высококачественные моторные топлива, реактивное топливо, смазочные материалы, сырье для нефтехимических синтезов.

В настоящее время построены и находятся в эксплуатации установки АВТ производительностью 8 млн. т нефти в год, газоперерабатывающие установки производительностью до 5 млрд. м³ газа в год и др.

Современные процессы переработки нефти и газа протекают при чрезвычайно разнообразных условиях: в интервале температур от -60°C при кристаллизации в производстве масел до $850-900^{\circ}\text{C}$ при пиролизе этана и интервале давлений от глубокого вакуума (при перегонке тяжелых нефтяных остатков) до 150 МПа в производстве полиэтилена.

Дальнейшее развитие технологических процессов переработки нефти и газа связано с созданием комбинированных установок большой единичной мощности. Так, за последние двадцать лет единичные мощности по первичной переработке нефти возросли в 8—10 раз и имеется тенденция их дальнейшего роста. Это естественно приводит к значительному увеличению размеров аппаратуры, ее массы и обуславливает повышенные требования к надежности ее работы в течение длительного времени при интенсивных

режимах эксплуатации. Решение таких грандиозных задач возможно только при условии совершенствования технологии и аппаратуры нефтегазопереработки.

Курс «Процессы и аппараты нефтегазопереработки» является составной частью комплекса дисциплин, которые должен изучать будущий технолог по переработке нефти и газа.

Этот курс тесно связан с курсом «Технология нефтегазопереработки» и базируется на знаниях химии, физики, термодинамики, физической химии, высшей математики.

В отличие от курса технологии, основанном на изучении способов превращения природного сырья (нефти, газа) в продукты потребления, курс «процессы и аппараты» основан на изучении теории типовых процессов технологии переработки нефти и газа и методов расчета аппаратуры для осуществления этих процессов. Такой подход позволяет выявить общие закономерности основных процессов независимо от характера перерабатываемых веществ и их места в общей технологической цепочке. В дальнейшем требуется лишь уточнить рабочие параметры и физико-химические характеристики перерабатываемых веществ, чтобы использовать типовой процесс для реализации соответствующей стадии технологического процесса.

Один и тот же типовой процесс может быть реализован в аппаратах различного вида, которые могут существенно различаться по своим рабочим характеристикам, габаритам, массе. Правильный выбор вида и размеров аппарата для осуществления типового процесса позволяет наиболее рационально организовать всю технологическую последовательность переработки сырья. Для осуществления различных основных процессов в ряде случаев могут быть использованы аппараты, одинаковые по конструкции, например ректификационная колонна и десорбер. Иногда в одном аппарате можно одновременно осуществлять несколько процессов, например в реакторе каталитического крекинга, в котором происходят процессы химического превращения сырья, транспорт катализатора потоком паров, сепарация катализатора из потока паров в циклонах. Следует отметить, что всем типовым процессам сопутствуют гидравлические и теплообменные процессы.

Наряду с теоретическими положениями, вытекающими из знания общенаучных дисциплин, наука о процессах и аппаратах широко использует экспериментальное изучение различных процессов на модельных установках, позволяющих воспроизводить типовые процессы или их отдельные стадии. Метод моделирования, основанный на теории подобия и глубоком знании типовых процессов, позволяет получать расчетные зависимости, необходимые для проектирования промышленных аппаратов.

Все это делает курс «Процессы и аппараты нефтегазопереработки» важной составной частью подготовки специалистов-технологов.

Общие положения

1. КЛАССИФИКАЦИЯ ОСНОВНЫХ ПРОЦЕССОВ И АППАРАТОВ

Применяемые в технологии нефтегазопереработки основные процессы будут интересовать нас с точки зрения их использования главным образом для разделения исходных смесей в результате обмена веществом и энергией. Для систематизации многообразия применяемых типовых процессов их можно объединить в несколько классов. Наиболее целесообразно основные процессы классифицировать по способу создания движущей силы процесса. В соответствии с этим основные процессы можно разделить на следующие классы.

I. *Гидравлические процессы* связаны с перемещением жидких и газообразных материалов. К ним относятся: перекачивание, транспортирование, хранение, дозирование. Гидравлические процессы являются также основой для проведения ряда других процессов и их интенсификации (теплообменных, массообменных и др.). Движущей силой гидравлических процессов является разность давлений. Скорость протекания процесса определяется законами гидродинамики.

II. *Тепловые процессы* связаны с передачей тепла от одного тела к другому. К ним относятся: нагревание и охлаждение, испарение и конденсация, плавление и затвердевание. Движущей силой тепловых процессов является разность температур. Скорость протекания процесса определяется законами теплопередачи.

III. *Массообменные процессы* связаны с переходом вещества из одной фазы в другую в результате диффузии. Поэтому их называют также диффузионными. К этому классу относятся: перегонка, ректификация, абсорбция и десорбция, адсорбция, экстракция, сушка, кристаллизация и др. Движущей силой массообменных процессов является разность концентраций. Скорость процесса определяется законами массопередачи.

IV. *Гидромеханические процессы* связаны с обработкой неоднородных систем — жидкостей и газов со взвешенными в них твердыми или жидкими частицами. К ним относятся: отстаивание в поле силы тяжести, в центробежном поле, в электрическом и

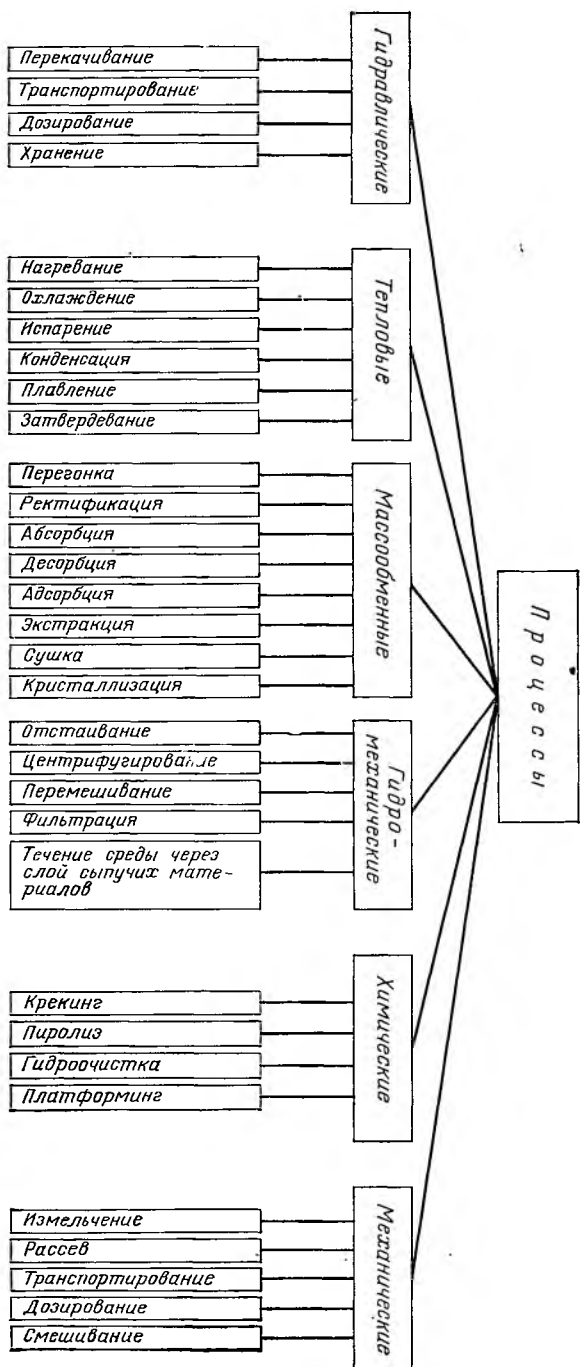
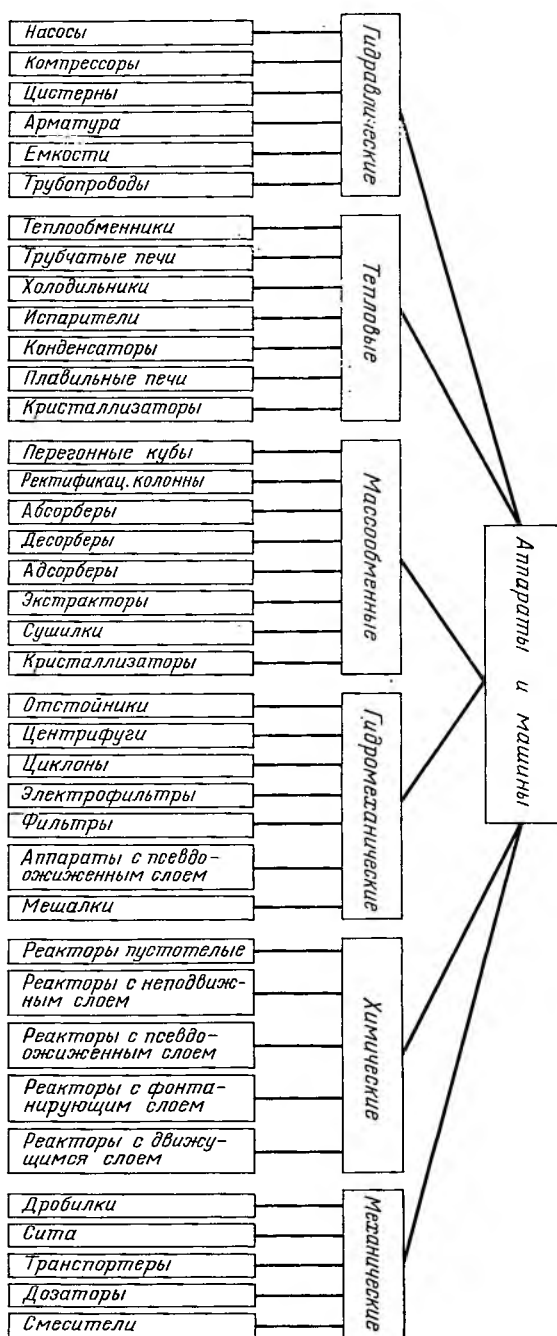


Рис. 1-1. Классификация основных (типовых) процессов.

Рис. 1-2. Классификация аппаратов (машин) для проведения типовых процессов.



магнитном полях; центрифугирование; перемешивание; фильтрование; течение газа или жидкости через слой сыпучих материалов. Движущей силой является разность давлений, обусловленная разностью плотностей обрабатываемых материалов. Скорость процесса определяется законами гидродинамики неоднородных систем.

V. *Химические процессы* связаны с превращениями обрабатываемых материалов с целью получения новых соединений. Например, каталитический крекинг, пиролиз, гидроочистка и др. Движущей силой химических процессов являются концентрации реагирующих веществ. Скорость процесса определяется законами химической кинетики.

VI. *Механические процессы* связаны с обработкой твердых материалов. К ним относятся: измельчение, рассев, транспортирование, дозирование, смешивание. Движущей силой процесса является приложенное к телу усилие или напряжение (сжатия, сдвига). Скорость процесса определяется законами механики.

На рис. I-1 дана классификация основных процессов.

Обычно тип аппарата (машины) определяется тем процессом, который играет доминирующую роль.

На рис. I-2 приведена классификация основных классов и типов аппаратов (машин) для проведения типовых процессов.

Различные основные процессы могут быть периодическими и непрерывными.

Периодические процессы характеризуются единством места проведения различных стадий процесса и изменяющимися во времени массами и составами потоков. Нестационарность периодических процессов затрудняет их автоматизацию, создание крупнотоннажных производств, усложняет конструкцию аппаратов и т. д.

Непрерывные процессы характеризуются единством времени проведения всех стадий процесса, каждая из которых осуществляется в специальном аппарате. Таким образом, при непрерывных процессах потоки, их составы и другие параметры на всех стадиях являются установившимися. Установившееся состояние понимается как среднестатистическое, так как неизбежны случайные колебания параметров процесса во времени. Непрерывные процессы легче поддаются автоматизации; создается возможность упрощения конструкции аппаратов, однако требуется большее число их для одновременного осуществления всех стадий процесса.

Современные крупнотоннажные производства нефтегазопереработки создаются в основном на базе непрерывных процессов.

2. СОСТАВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛЬНЫХ И ТЕПЛОВЫХ БАЛАНСОВ

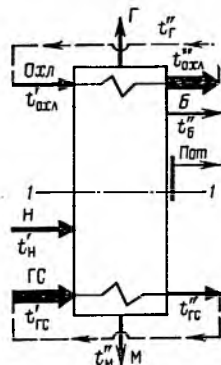
Проведение любого процесса связано с использованием различных материалов и энергии, главным образом тепловой. Материальные балансы основаны на законе сохранения материи, а тепловые балансы — на законе сохранения энергии.

Материальный или тепловой баланс составляется как для всего технологического процесса, так и для отдельных его стадий.

Баланс позволяет выявить все участвующие в процессе потоки вещества и энергии, включая потери, и распределить их в соответствии с закономерностями процесса и типом применяемого аппарата (машины).

Принцип составления материальных (или тепловых) балансов заключается в том, что вводимые в систему потоки вещества (или тепла), т. е. приходные статьи баланса, должны равняться потокам вещества (или тепла), выводимым из системы, т. е. расходным статьям баланса. В общем случае в расходные статьи баланса должны быть включены также потери вещества (или тепла). Материальный (или тепловой) баланс может быть составлен в виде уравнений, таблиц или схем с указанием соответствующих потоков вещества (или тепла).

Рис. 1-3. Схема внешних потоков для составления материального и теплового балансов.



В табл. I-1 показана одна из возможных форм составления материального и теплового балансов, а на рис. 1-3 — схема потоков.

Согласно принципу составления балансов можно записать:

а) материальный баланс

$$\sum G' = \sum G'' \quad (I,1)$$

б) тепловой баланс

$$\sum Q' = \sum Q'' \quad (I,2)$$

Анализ отдельных статей материального и теплового балансов позволяет выявить их удельный вес в общем потоке вещества и тепла, а также взаимосвязь потоков. При анализе действующего производства материальный и тепловой балансы дают возможность выявить величины потерь, их источники и наметить пути их уменьшения.

Хотя балансы могут быть составлены с применением массовых, объемных или мольных единиц, однако в первую очередь следует применять массовые единицы, так как объемы и числа молей потоков, особенно при химических превращениях, на входе в системы и выходе из них могут различаться.

При составлении энергетических (тепловых) балансов следует обращать особое внимание на переход одного вида энергии в другой, на изменение агрегатного состояния веществ, связанное с выделением или поглощением тепла, тепловые эффекты химических реакций и т. п. Материальный баланс можно составить как по

Материальный и тепловой балансы процесса

Наименование продуктов (веществ), потоков	Условное обозначение	Плотность, кг/м ³	Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг	Поток массы, кг/ч	Поток тепла, Вт
Приход						
Нефть	Н	$\rho'_н$	$t'_н$	$i'_н$	$G'_н$	$Q'_н$
Горячая струя	ГС	$\rho'_{гс}$	$t'_{гс}$	$i'_{гс}$	$G'_{гс}$	$Q'_{гс}$
Охлаждение	Охл	$\rho'_{охл}$	$t'_{охл}$	$i'_{охл}$	$G'_{охл}$	$Q'_{охл}$
	...	...	...	...	...	...
Итого					$\Sigma G'$	$\Sigma Q'$
Расход						
Газ	Г	$\rho''_г$	$t''_г$	$i''_г$	$G''_г$	$Q''_г$
Бензин	Б	$\rho''_б$	$t''_б$	$i''_б$	$G''_б$	$Q''_б$
	...	...	...	...	...	...
Мазут	М	$\rho''_м$	$t''_м$	$i''_м$	$G''_м$	$Q''_м$
Горячая струя	ГС	$\rho''_{гс}$	$t''_{гс}$	$i''_{гс}$	$G''_{гс}$	$Q''_{гс}$
Охлаждение	Охл	$\rho''_{охл}$	$t''_{охл}$	$i''_{охл}$	$G''_{охл}$	$Q''_{охл}$
Потери	Пот	$\rho''_{пот}$	$t''_{пот}$	$i''_{пот}$	$G''_{пот}$	$Q''_{пот}$
Итого					$\Sigma G''$	$\Sigma Q''$

потокам массы, так и по отдельным веществам (компонентам) или видам атомов, например по углероду, водороду и т. п.

Материальный и энергетический балансы, составленные для всего аппарата (процесса), позволяют рассчитать внешние потоки, входящие в данную систему и покидающие ее.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВНУТРЕННИХ ПОТОКОВ В АППАРАТЕ

Для расчета размеров аппарата (площади поперечного сечения, высоты, размеров внутренних устройств и т. п.) недостаточно знать только внешние потоки материи и энергии (тепла). Для этого необходимо определить материальные и тепловые потоки внутри аппарата, которые могут быть существенно больше внешних потоков. Кроме того, внутренние потоки могут значительно изменяться по высоте аппарата (в различных его сечениях) вследствие изменения давления, температуры и теплофизических свойств веществ.

Поясним определение внутренних потоков L и G , например жидкости и пара, применительно к схеме аппарата, приведенного на рис. I-3. Мысленно разрежем аппарат в интересующем нас

сечении 1—1 и отбросим одну из частей. Так как обе части аппарата связаны внутренними потоками, заменим ими действие отброшенной части на оставшуюся (рис. I-4). Теперь для любого из двух вариантов, представленных на рис. I-4, можно составить уравнения материального и теплового балансов, аналогичные уравнениям балансов для внешних потоков. Например, для части аппарата

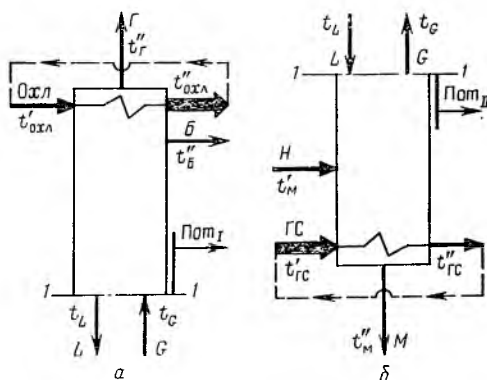


Рис. I-4. Схема для определения внутренних потоков:
а — вариант первый; б — вариант второй.

выше сечения 1—1 (вариант I) балансы вещества и тепла будут выглядеть следующим образом:

а) материальный баланс

$$\sum G' + G = \sum G'' + L \quad (I,3)$$

б) тепловой баланс

$$\sum Q' + Gi_G = \sum Q'' + Li_L \quad (I,4)$$

При известных энтальпиях внутренних потоков i_G и i_L из выражений (I,3) и (I,4) находим потоки L и G . Проведя аналогичные расчеты для нескольких сечений аппарата, получим величины потоков в пределах контактной зоны аппарата, определяющие размеры соответствующих его сечений.

Необходимо подчеркнуть, что для выявления изменений величин внутренних потоков по высоте аппарата надо обязательно составлять как материальные, так и тепловые балансы для различных сечений аппарата, поскольку эти изменения величин потоков обусловлены изменением их теплофизических свойств (плотности, теплоемкости, скрытой теплоты испарения) вследствие изменения температур, давлений и составов.

4. СИСТЕМЫ ЕДИНИЦ

В октябре 1960 г. в Париже на XI Генеральной конференции по мерам и весам была принята и уточнена на последующих ГКМВ универсальная для всех отраслей науки и техники между-

народная система единиц. Сокращенное название новой системы единиц SI (Système International d'Unités). Эта система предусмотрена стандартом СЭВ (СТ СЭВ 1052—78) «Единицы физических величин», введенным в действие непосредственно в качестве ГОСТа СССР с 1 января 1980 г.

В качестве основных в СИ приняты следующие семь единиц:

метр (м) — единица длины;

килограмм (кг) — единица массы;

секунда (с) — единица времени;

ампер (А) — единица силы тока;

моль (моль) — единица количества вещества;

Кельвин (К) — единица термодинамической температуры;

Кандела (кд) — единица силы света.

Кроме того, для измерения углов приняты две дополнительные единицы:

радиан (рад) — единица плоского угла;

стерадиан (ср) — единица телесного угла.

Наряду с единицами СИ допускается применять также следующие единицы: массы — тонну; времени — сутки, час, минуту; плоского угла — градус, минуту, секунду; объема — литр; температуры — градус Цельсия. Временно допускается применять следующие единицы: частоты вращения — оборот в секунду, оборот в минуту; давления — бар.

Кроме термодинамической температуры, служащей для измерения абсолютных температур, существует международная практическая температурная шкала, утвержденная в 1967 г. XIII Генеральной конференцией по мерам и весам. Соотношение температур по международной практической температурной шкале равно

$$T = t + 273,15 \approx t + 273 \quad (1,5)$$

где T и t — температуры в К и °С, соответственно.

При практических измерениях температур используют градусы Цельсия.

Кратные и дольные единицы СИ. Кроме основных единиц, в практике измерений удобнее применять более крупные (кратные) или более мелкие (долные) единицы, которые образуют умножением исходных единиц на число 10 в соответствующей степени (табл. I-2). Приставки рекомендуется выбирать таким образом, чтобы числовые значения величин находились в пределах 0,1—1000. Приставку для образования кратных или дольных единиц следует добавлять к наименованию только грамматической основы слова системной единицы; две приставки применять не разрешается. Например, нельзя употреблять такие термины: мегакилометр, мегакилограмм и т. п.

Производные единицы. Кроме основных применяют также производные единицы для измерения производных величин: пло-

ТАБЛИЦА 1-2

Некоторые приставки и множители для образования десятичных кратных и дольных единиц

Приставка	Обозначение	Множитель, на который умножают основную единицу	Приставка	Обозначение	Множитель, на который умножают основную единицу
Тера	Т	10^{12}	Санτι	с	10^{-2}
Гига	Г	10^9	Милли	м	10^{-3}
Мега	М	10^6	Микро	мк	10^{-6}
Кило	к	10^3	Нано	н	10^{-9}
Гекто	г	10^2	Пико	п	10^{-12}
Дека	да	10^1	Фемто	ф	10^{-15}
Деци	д	10^{-1}	Атто	а	10^{-18}

щади, объема, скорости, ускорения, плотности, работы (энергии) и т. д.

Единица площади — квадратный метр (м^2);

» объема — кубический метр (м^3);

» скорости — метр в секунду (м/с);

» ускорения — метр на секунду в квадрате (м/с^2);

» плотности — масса тела в единице его объема (кг/м^3);

удельный вес — вес единицы объема тела (Н/м^3).

Механические единицы. Единица силы называется ньютон (Н) — сила, сообщающая телу массой 1 кг ускорение 1 м/с^2 в направлении действия силы.

Из второго закона Ньютона $1 \text{ Н} = 1 \text{ кг} \cdot 1 \text{ м/с}^2 = 1 \text{ кг} \cdot \text{м/с}^2$. Единица работы (энергии) — джоуль (Дж) — работа, производимая силой 1 Н при перемещении точки ее приложения на расстояние 1 м в направлении действия силы

$$1 \text{ Дж} = 1 \text{ Н} \cdot 1 \text{ м} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Единица мощности — ватт (Вт) соответствует работе в 1 Дж, выполненной за 1 секунду

$$1 \text{ Вт} = \frac{1 \text{ Дж}}{1 \text{ с}} = 1 \text{ Дж/с}$$

За единицу давления принято давление, оказываемое силой 1 Н по нормали к поверхности площадью 1 м^2 . Эта единица называется паскаль (Па): $1 \text{ Н/м}^2 = 1 \text{ Па}$. Во многих технологических расчетах эта единица оказалась слишком малой и поэтому применяют более крупные единицы с приставками кило и мега.

Единица динамической вязкости — паскаль-секунда — это динамическая вязкость среды, касательное напряжение в которой при ламинарном течении слоев с разностью скоростей 1 м/с , на-

ходящихся на расстоянии ≤ 1 м по нормали к направлению скорости

$$1 \text{ Па} \cdot \text{с} = \frac{1 \text{ кг} \cdot 1 \text{ м/с}^2 \cdot 1 \text{ с}}{1 \text{ м}^2} = 1 \text{ кг/(м} \cdot \text{с)}$$

Следует иметь в виду, что единица динамической вязкости достаточно крупная и поэтому рекомендуется использовать долговые единицы, например с приставкой милли.

Единица кинематической вязкости — квадратный метр в секунду — кинематическая вязкость среды с плотностью 1 кг/м^3 , имеющей динамическую вязкость $1 \text{ Па} \cdot \text{с}$

$$1 \text{ м}^2/\text{с} = \frac{1 \text{ Па} \cdot \text{с}}{1 \text{ кг/м}^3} = \frac{1 \text{ кг/(м} \cdot \text{с)}}{1 \text{ кг/м}^3}$$

Тепловые единицы. Единицей измерения тепла, как и любого другого вида энергии, в СИ является джоуль (Дж).

Единица энтальпии — тепловой энергии в единице массы вещества — джоуль на килограмм (Дж/кг) или килоджоуль на килограмм (кДж/кг).

Единица теплопроводности — ватт на метр К [Вт/(м·К)].

Единица коэффициента теплопередачи (теплоотдачи) — ватт на квадратный метр К [Вт/(м²·К)].

Ниже приведены некоторые соотношения между единицами других систем и СИ:

единицы длины

$$1 \text{ см} = 10^{-2} \text{ м}; 1 \text{ мм} = 10^{-3} \text{ м}; 1 \text{ мкм} = 10^{-6} \text{ м}; 1 \text{ Å} = 10^{-10} \text{ м}$$

единицы площади

$$1 \text{ см}^2 = 10^{-4} \text{ м}^2; 1 \text{ мм}^2 = 10^{-6} \text{ м}^2$$

единицы объема

$$1 \text{ см}^3 = 10^{-6} \text{ м}^3; 1 \text{ л} = 10^{-3} \text{ м}^3 = 1 \text{ дм}^3$$

единицы массы

$$1 \text{ г} = 10^{-3} \text{ кг}; 1 \text{ т} = 10^3 \text{ кг}; 1 \text{ т. е. м} = 1 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м} \approx 9,81 \text{ кг}$$

единицы частоты

$$1 \text{ Гц} = 1 \text{ период/с}$$

единицы линейной скорости

$$1 \text{ км/ч} \approx 0,278 \text{ м/с}; 1 \text{ м/мин} \approx 0,0167 \text{ м/с}$$

единицы частоты вращения

$$1 \text{ об/мин} = \frac{\pi}{30} \text{ рад/с} \approx 0,105 \text{ рад/с}$$

единицы плотности

$$1 \text{ г/см}^3 = 10^3 \text{ кг/м}^3; 1 \text{ г/мл} = 10^3 \text{ кг/м}^3; 1 \text{ кг/л} \approx 10^3 \text{ кг/м}^3$$

единицы механической силы

$$1 \text{ дин} = 10^{-5} \text{ Н}; 1 \text{ кгс} \approx 9,81 \text{ Н}$$

Единицы давления, механического напряжения

$$\begin{aligned} 1 \text{ бар} &= 10^5 \text{ Па}; \quad 1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 735,6 \text{ мм рт. ст.} = \\ &= 10 \text{ м вод. ст.} \approx 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па} \approx 0,1 \text{ МПа} \approx 1 \text{ бар}; \quad 1 \text{ атм} = 1 \text{ физ. ат} = \\ &= 1,033 \text{ кгс/см}^2 = 760 \text{ мм рт. ст.} = 10,33 \text{ м вод. ст.} \approx 10,13 \cdot 10^4 \text{ Па}; \\ 1 \text{ мм рт. ст.} &= 133,3 \text{ Па}; \quad 1 \text{ кгс/м}^2 = 1 \text{ мм вод. ст.} \approx 9,81 \text{ Па}; \\ 1 \text{ дин/см}^2 &= 0,1 \text{ Па} \end{aligned}$$

единицы динамической вязкости

$$1 \text{ П} = 0,1 \text{ Па} \cdot \text{с} = 0,0102 \text{ кгс} \cdot \text{с/м}^2$$

единицы кинематической вязкости

$$1 \text{ Ст} = 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$$

единицы работы, энергии

$$1 \text{ эрг} = 10^{-7} \text{ Дж}; \quad 1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 3,6 \text{ МДж}; \quad 1 \text{ ккал} \approx 4,19 \text{ кДж}$$

единицы мощности, теплового потока

$$1 \text{ эрг/с} = 10^{-7} \text{ Вт}; \quad 1 \text{ л. с.} \approx 0,736 \text{ кВт}; \quad 1 \text{ ккал/ч} = 1,163 \text{ Вт}$$

5. ПОНЯТИЕ О МОДЕЛИРОВАНИИ ПРОЦЕССОВ И АППАРАТОВ

При разработке промышленных аппаратов для осуществления соответствующих процессов необходимо располагать основными закономерностями, определяющими размеры аппарата и его производительность при заданных требованиях к качеству получаемых продуктов.

Основой получения этих закономерностей является эксперимент, базирующийся на глубоком знании существенных стадий процесса. Это позволяет моделировать процессы и аппараты и осуществлять процессы на установках сравнительно небольшого масштаба. Затем данные, представленные в виде уравнений, графиков или таблиц, можно использовать для расчетов промышленных аппаратов.

Моделирование может быть физическим, гидравлическим и математическим.

Физическое моделирование заключается в исследовании основных закономерностей процесса на реальных рабочих системах и при рабочих параметрах, которые предполагается поддерживать в промышленных условиях. Установка, на которой выполняют физическое моделирование, отличается размерами от крупной установки. Конструкции аппаратов также могут быть непохожими на промышленные. На модельной установке варьируют основные рабочие параметры процесса (температуру, давление, концентрацию, скорость потоков и т. д.), чтобы выяснить взаимосвязь между ними.

Гидравлическое моделирование осуществляется на специальных стендах, включающих фрагменты основных рабочих элементов в натуральную величину. В качестве рабочих сред используют

модельные системы: воду, воздух, песок и т. п. При гидравлическом моделировании выявляют закономерности, определяющие величину сопротивления и производительность аппарата для различных типов контактных устройств. Используя данные физического и гидравлического моделирования, можно выбрать оптимальные условия процесса и размеры аппарата.

Математическое моделирование стало возможным в связи с широким использованием электронно-вычислительных машин (ЭВМ). Этот вид моделирования является ценным дополнением физического и гидравлического моделирования.

Под математическим моделированием понимают разработку и анализ систем уравнений процесса при соответствующих начальных и граничных условиях с целью выявления оптимальных условий проведения процесса или работы аппарата. Использование этого метода предполагает достаточно глубокое знание основных закономерностей процесса (работы аппарата).

Математическое моделирование включает следующие основные этапы:

а) составление систем уравнений, начальных и граничных условий;

б) анализ систем уравнений с применением ЭВМ (деформация модели);

в) корректировка параметров уравнений модели на основе данных физического и гидравлического моделирования;

г) проверка соответствия модели реальному объекту (проверка адекватности модели и объекта).

Этап, связанный с деформацией модели, позволяет выявить, как те или иные переменные влияют на конечные показатели процесса (выход продуктов, степень конверсии сырья, чистоту продуктов и т. д.) и отобрать наиболее важные. Этот этап в какой-то мере дополняет физический эксперимент, но ни в коей мере не заменяет его. После этапа деформации модели физическое и гидравлическое моделирование может быть выполнено более целенаправленно и при меньшем объеме экспериментов.

Поскольку математическое моделирование основывается на данных экспериментов, возникают этапы, требующие уточнения параметров уравнений модели для использования их при расчетах промышленных объектов. На этих этапах математического моделирования широко привлекаются данные, полученные на аналогичных укрупненных или промышленных установках.

Для получения расчетных зависимостей экспериментальные данные обрабатывают с привлечением критериев подобия, позволяющих применять уравнения ко всему классу подобных процессов (аппаратов). Если уравнения модели достаточно хорошо разработаны и представлены в форме, удобной для расчетной инженерной практики, то определяют параметры соответствующих уравнений на основе экспериментальных данных.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ

Глава II

Основы гидравлики

Гидравлика — наука, изучающая законы покоя и движения жидких тел (жидкостей). Поскольку в процессе нефтегазопереработки широко используют перемещение жидкостей, газов и паров внутри аппаратов и по трубопроводам, значение гидравлики для решения широкого круга инженерных задач весьма велико.

Гидравлика делится на гидростатику (учение о равновесии жидкостей) и гидродинамику (учение о движении жидкостей).

Открытие основных законов гидравлики связано с именами Архимеда, Паскаля, Ньютона, Эйлера, Бернулли, Шези, Дарси, Буссинеска, Вейсбаха, Прандтля, Н. Е. Жуковского и других ученых. Решение ряда задач нефтяной гидравлики было получено на основании результатов работ В. Г. Шухова, Л. С. Лейбензона, И. Г. Есьмана, И. А. Чарного, Б. Б. Лапука, В. И. Черникина, В. Н. Щелкачева и др.

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Жидкостями называют физические тела, которые легко изменяют свою форму под действием приложенных сил. Жидкость принимает форму того сосуда, в который она налита, поскольку частицы жидкости весьма подвижны. В гидравлике различают капельные и газообразные жидкости. Капельные жидкости (собственно жидкости) характеризуются малой сжимаемостью и относительно небольшим изменением объема при изменении температуры. Газообразные жидкости (газы, пары) существенно изменяют свой

объем при воздействии сжимающих сил и изменении температуры.

Жидкости оказывают определенное сопротивление сдвигающим усилиям, проявляющееся в виде сил внутреннего трения или вязкости. Для решения ряда задач гидравлики используют понятие об идеальной жидкости, т. е. жидкости, абсолютно несжимаемой и не обладающей вязкостью.

Объем жидкости, залитой в сосуд, ограничивается твердыми поверхностями — стенками сосуда и свободными поверхностями на границе с другими жидкостями, несмешивающимися с первой, или газами. Действующие на данный объем жидкости силы делят на внешние и внутренние. Внешние силы могут быть поверхностными, которые действуют на поверхностях, ограничивающих объем жидкости, и объемными, распределенными по всему рассматриваемому объему жидкости. Примером поверхностных сил могут служить: сила поверхностного натяжения, сила давления на свободную поверхность, силы реакции стенок сосуда, а примером объемных сил — сила тяжести, центробежная сила.

2. ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ

Плотность. Масса жидкости, заключенная в единице ее объема, называется плотностью и обычно обозначается буквой ρ . Согласно определению

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (II,1)$$

где m — масса жидкости; V — объем жидкости.

Размерность плотности

$$[\rho] = \frac{[M]}{[L^3]}$$

Единица измерения плотности в СИ: кг/м^3 .

Плотности капельных жидкостей мало изменяются с изменением давления и температуры. С увеличением температуры плотность жидкости уменьшается. Исключением из этого правила является вода в интервале температур от 0 до 4 °C, плотность которой при 4 °C наибольшая и равна 1000 кг/м^3 . Плотность жидкости ρ_t при температуре t можно найти по следующей формуле Д. И. Менделеева:

$$\rho_t = \rho_{20} - \alpha_\rho (t - 20) \quad (II,2)$$

где ρ_{20} — плотность жидкости при стандартной температуре (20 °C); α_ρ — поправочный коэффициент, учитывающий изменение плотности с изменением температуры на 1 °C.

✶. Очень часто пользуются относительной плотностью, представляющей собой отношение плотности жидкости при данной температуре к плотности дистиллированной воды при 4 °C, т. е. ρ_4^t

$$\rho_4^t = \rho_4^{20} - \alpha (t - 20) \quad (II,3)$$

Плотность капельных жидкостей незначительно увеличивается с повышением давления.

Удельный вес. Удельным весом жидкости называется вес единицы ее объема

$$\gamma = \frac{G}{V} \quad (II,4)$$

где G — вес жидкости, Н; V — объем жидкости, м³.

Размерность удельного веса

$$[\gamma] = \frac{[M]}{[L^3 T^{-2}]}$$

В СИ единица измерения удельного веса выражается в Н/м³. Поскольку вес тела G и его масса m связаны известной зависимостью $G = mg$, из уравнений (II,1) и (II,4) получается следующее соотношение:

$$\gamma = \rho g \quad (II,5)$$

В отличие от плотности удельный вес зависит от ускорения свободного падения g . Однако на поверхности земного шара изменение g сравнительно невелико и обычно в расчетах принимают среднюю величину $g = 9,81$ м/с².

Как и плотность, удельный вес жидкостей уменьшается с повышением температуры, кроме воды, удельный вес которой наибольший при 4 °С.

Аналогично относительной плотности пользуются понятием относительного удельного веса жидкости, т. е. отношением удельного веса жидкости к удельному весу воды при 4 °С.

Газообразные жидкости имеют меньшую плотность по сравнению с капельными, при этом имеется сильная зависимость плотности от температуры и давления.

Для идеальных газов, подчиняющихся законам Бойля—Мариотта и Гей-Люссака, зависимость между температурой, давлением и объемом газа определяется уравнением состояния (уравнением Менделеева—Клапейрона)

$$pV = \frac{mRT}{M} \quad (II,6)$$

где p — давление, Па; V — объем газа, м³; m — масса газа, кг; R — универсальная газовая постоянная ($R = 8314$ Дж/(кмоль·К)); T — температура, К; M — масса 1 моль (молярная масса) газа, кг/моль.

Из уравнения (II,6) получим

$$p = \frac{\rho RT}{M} \quad (II,7)$$

Если использовать понятие удельного объема, величины, обратной плотности, т. е. $v = 1/\rho$, то уравнение (II,7) можно представить в следующем виде:

$$pv = RT/M \quad (II,8)$$

Очень часто объем газов указывают при так называемых нормальных условиях: температуре 0°C (273 K) и давлении $101\,300\text{ Па}$ (760 мм рт. ст.).

Из уравнений (II,6) и (II,7) можно получить следующие соотношения, позволяющие рассчитывать объем и плотность газа при изменении давления и температуры:

$$V = V_0 \frac{p_0}{T_0} \cdot \frac{T}{p} \quad (\text{II},9)$$

и

$$\rho = \rho_0 \frac{T_0}{p_0} \cdot \frac{p}{T} \quad (\text{II},10)$$

Можно отметить, что плотность газа при нормальных условиях определяется из уравнения

$$\rho_0 = \frac{M}{22,4} \quad (\text{II},11)$$

где M — масса 1 моль газа, кг/моль .

Свойства реальных газов отклоняются в той или иной степени от свойств идеальных газов, подчиняющихся уравнению состояния (II,6). При этом отклонения тем больше, чем выше давление и ниже температура. Обычно это обстоятельство учитывают, умножая правую часть уравнения (II,6) на коэффициент сжимаемости $Z < 1$, устанавливаемый из опыта.

Сжимаемость. Сжимаемость жидкостей можно характеризовать коэффициентом сжимаемости β_V , который равен отношению изменения относительного объема жидкости к изменению давления, т. е.

$$\beta_V = -\frac{1}{V} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta p} \quad (\text{II},12)$$

где V — первоначальный объем жидкости, м^3 ; ΔV — изменение объема жидкости м^3 ; Δp — изменение давления, Па (см. с. 31).

Размерность коэффициента сжимаемости

$$[\beta_V] = \frac{[LT^2]}{[M]}$$

В СИ эта единица измеряется в Па^{-1} . Величина, обратная коэффициенту сжимаемости, называется модулем упругости. Коэффициенту сжимаемости и модулю упругости изменяются в зависимости от давления и температуры. Для нефтепродуктов в среднем коэффициент сжимаемости равен $7,41 \cdot 10^{-10} \text{ м}^2/\text{Н}$, для глинистых растворов $4,0 \cdot 10^{-10} \text{ м}^2/\text{Н}$. Поскольку сжимаемость капельных жидкостей сравнительно невелика, ее влиянием при гидравлических расчетах обычно пренебрегают, кроме тех случаев, когда это имеет существенное значение, например при гидравлических ударах.

Температурное расширение. В зависимости от температуры изменение объема жидкости характеризуется коэффициентом тем-

пературного расширения β_t , равным отношению относительного изменения объема к изменению температуры, т. е.

$$\beta_t = -\frac{1}{V} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta t} \quad (\text{II}, 13)$$

Для нефтепродуктов $\beta_t = 0,0006 - 0,0008$; большая цифра соответствует меньшей плотности жидкости. Поскольку температурное расширение жидкостей составляет незначительную величину, при гидравлических расчетах им обычно пренебрегают.

Вязкость. Вязкостью называется свойство жидкости оказывать

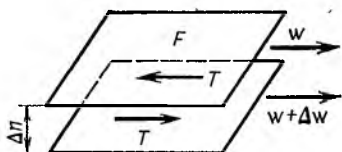


Рис. II-1. Схема, поясняющая понятие вязкости жидкости.

сопротивление ее движению. Представим себе два слоя жидкости площадью F , отстоящие один от другого на расстояние Δn . Если эти слои движутся со скоростью w и $w + \Delta w$, т. е. один относительно другого со скоростью Δw (рис. II-1), то для перемещения одного слоя относительно другого необходимо приложить силу T . Эта сила, отнесенная к единице поверхности слоя, называется напряжением внутреннего трения

$$\tau = \frac{T}{F} \quad (\text{II}, 14)$$

Согласно закону Ньютона

$$\tau = \mu \frac{\Delta w}{\Delta n} \quad \text{или} \quad \tau = -\mu \frac{\Delta w}{\Delta n}, \quad \tau > 0 \quad (\text{II}, 15)$$

где $\Delta w / \Delta n$ — градиент скорости, т. е. относительное изменение скорости в направлении нормали к поверхности слоя.

Коэффициент μ , входящий в уравнение (II, 15), называется динамическим коэффициентом вязкости или просто вязкостью. Размерность вязкости

$$[\mu] = \frac{[M]}{[LT]}$$

В СИ единица измерения вязкости выражается в Па·с.

В системе СГС единицей вязкости является пуаз (П)

$$[\text{П}] = \left[\frac{\text{дина} \cdot \text{с}}{\text{см}^2} \right] = \left[\frac{\text{г} \cdot \text{см}}{\text{с}^2} \cdot \frac{\text{с}}{\text{см}^2} \right] = \left[\frac{\text{г}}{\text{см} \cdot \text{с}} \right]$$

Сотая часть пуаза называется сантипуазом (сП).

Отношение вязкости к плотности жидкости называется кинематическим коэффициентом вязкости или кинематической вязкостью ν

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{II}, 16)$$

Размерность кинематической вязкости

$$[\nu] = \frac{[\mu]}{[\rho]} = \frac{[L^2]}{[T]}$$

В СИ кинематическая вязкость измеряется в м²/с.

В системе СГС единицей кинематической вязкости является стокс (Ст), равный 1 см²/с, а единица, в 100 раз меньшая, называется сантистоксом (сСт). С повышением температуры вязкость капельных жидкостей уменьшается, а газов увеличивается. Давление оказывает незначительное влияние на величину вязкости и обычно может не приниматься во внимание.

Жидкости, не следующие закону Ньютона (уравнение II,15), называют пластичными и псевдопластичными. Вязкость этих жидкостей зависит от скорости сдвига.

Поверхностное натяжение. Молекулы жидкости, расположенные на ее поверхности или у поверхности, испытывают притяжение со стороны молекул, находящихся внутри жидкости; в результате этого возникает давление, направленное по нормали внутрь жидкости. Эти силы стремятся придать объему жидкости форму с наименьшей поверхностью. Поэтому на создание новой поверхности требуется затратить работу.

Поверхностным натяжением жидкости σ называют работу, которую надо затратить для образования единицы новой поверхности жидкости при постоянной температуре. Размерность поверхностного натяжения

$$[\sigma] = \frac{[M]}{[T^2]}$$

В международной системе поверхностное натяжение измеряется в Н/м.

Силы поверхностного натяжения оказывают на жидкость дополнительное давление, нормальное к ее поверхности, величина которого определяется уравнением Лапласа

$$p = \sigma \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \quad (II,17)$$

где r_1 и r_2 — главные радиусы кривизны поверхности элемента жидкости.

Поверхностное натяжение уменьшается с повышением температуры. Силы поверхностного натяжения необходимо учитывать при движении жидкости в капиллярах, при барботаже газа и т. п.

3. ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОСТАТИКИ

Гидростатика — раздел гидравлики, в котором изучаются законы равновесия жидкостей. Важное место в гидростатике имеет понятие о гидростатическом давлении.

Гидростатическое давление. Выделим в жидкости, находящейся в равновесном состоянии, объем ΔV (рис. II-2). Чтобы определить силы, действующие в жидкости, рассечем выделенный

объем плоскостью ΔF , отбросим одну из частей, например верхнюю, и заменим действие отброшенной части силой ΔP .

Отношение ΔP к ΔF называется средним гидростатическим давлением, т. е.

$$p_{\text{ср}} = \frac{\Delta P}{\Delta F} \quad (\text{II}, 18)$$

Очевидно, что в каждой точке площадки ΔF гидростатическое давление будет различным, при этом среднее гидростатическое давление будет тем меньше отличаться от истинного, чем меньше величина площадки ΔF . Таким образом, истинное давление в точке A будет равно предельному

$$p_A = \lim \left| \frac{\Delta P}{\Delta F} \right|_{\Delta F \rightarrow 0} \quad (\text{II}, 19)$$

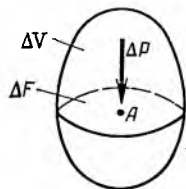


Рис. II-2. К определению гидростатического давления.

Размерность гидростатического давления

$$[p] = \frac{[M]}{[LT^2]}$$

Выделим в жидкости, находящейся в покое, объем, имеющий форму призмы со сторонами Δx , Δy и Δz (рис. II-3). Рассмотрим равновесие этого объема под действием приложенных к нему сил. Спроектируем силы на вертикальную ось. Очевидно, равнодействующая всех сил, направленных вертикально, будет равна нулю, так как тело находится в равновесии. Следовательно

$$P - P_1 - G = 0$$

или

$$p \Delta x \Delta y - p_1 \Delta x \Delta y - \rho g \Delta z \Delta x \Delta y = 0$$

отсюда

$$p = p_1 + \rho g \Delta z \quad (\text{II}, 20)$$

Если верхнее основание выделенного объема совпадает с поверхностью жидкости, давление на которой равно p_0 , то

$$p = p_0 + \rho g \Delta z \quad (\text{II}, 21)$$

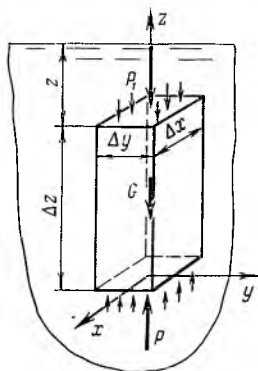


Рис. II-3. Изменение гидростатического давления с глубиной погружения.

Уравнение (II,20) называется основным уравнением гидростатики. Из него следует, что гидростатическое давление в жидкости пропорционально высоте ее слоя Δz и на одинаковой глубине имеет одну и ту же величину во всех точках жидкости.

Поскольку разность сил P и P_1 является подъемной (выталкивающей) силой, можем записать

$$\Delta A = P - P_1 = G = \rho g \Delta x \Delta y \Delta z = \rho g \Delta V \quad (\text{II}, 22)$$

т. е. выталкивающая сила равна весу жидкости в рассматриваемом объеме.

Давление абсолютное, избыточное и разрежение (вакуум). Если гидростатическое давление определяют с учетом атмосферного $p_{\text{атм}}$, то такое давление называют полным или абсолютным, т. е.

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{ман}} + p_{\text{атм}} \quad (\text{II},23)$$

где $p_{\text{ман}}$ — давление в сосуде сверх атмосферного, измеряемое манометром.

Давление, измеряемое по манометру, называется избыточным.

Если гидростатическое давление в жидкости станет меньше атмосферного, то в жидкости создается вакуум (разрежение), величина которого равна разности между атмосферным и абсолютным давлением в жидкости, т. е.

$$p_{\text{вак}} = p_{\text{атм}} - p_{\text{абс}} \quad (\text{II},24)$$

Гидростатическое давление направлено по нормали к площадке, на которую оно действует, а величина его в данной точке не зависит от направления. Если бы гидростатическое давление было направлено не по нормали к поверхности, то появились бы силы, действующие вдоль поверхности, что вызвало бы перемещение жидкости. Однако это противоречит тому, что жидкость находится в покое. Вторая часть условия вытекает из уравнения (II,20). Из этого уравнения следует также, что изменение давления в какой-то точке на величину Δp приводит к изменению давления на ту же величину в любой другой точке жидкости (закон Паскаля).

На этом основана работа гидростатических машин (прессов, домкратов и др.).

Равновесие тела в покоящейся жидкости. Рассмотрим силы, действующие на погруженное в жидкость тело (рис. II-4). Согласно уравнению (II,21), на тело в любой точке C будет действовать гидростатическое давление $p_C = p_0 + \rho g z$. Так как тело не перемещается в горизонтальном направлении, то

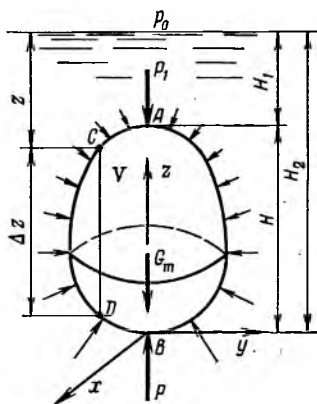


Рис. II-4. К определению сил, действующих на тело в покоящейся жидкости.

сумма проекций всех сил, действующих вдоль осей x и y , будет равна нулю, т. е. силы давления слева и справа на поверхность тела будут равны по величине и противоположны по знаку.

Для определения вертикальной составляющей давления рассмотрим сумму проекций сил давления на вертикальную ось z . Выделим мысленно в районе точки C призму с основанием $\Delta x \Delta y = \Delta F$ и высотой Δz , как на рис. II-3. Тогда давление сверху

в точке C равно $p_C = p_0 + \rho g z$, а сила давления $p_C = (p_0 + \rho g z) \Delta F$. Давление, действующее в точке D , находящейся на одной вертикали с точкой C , будет равно $p_D = p_0 + \rho g (z + \Delta z)$, а сила давления, действующая снизу вверх, будет равна

$$P_D = [p_0 + \rho g (z + \Delta z)] \Delta F$$

Равнодействующая сил P_D и P_C направлена по вертикали вверх и равна

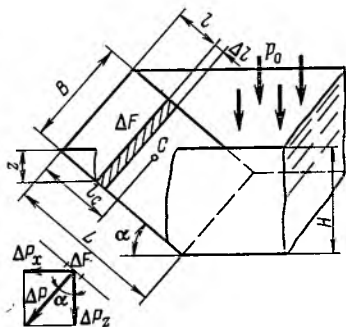
$$\Delta A = P_D - P_C = [p_0 + \rho g (z + \Delta z)] \Delta F - (p_0 + \rho g z) \Delta F = \rho g \Delta z \Delta F = \rho g \Delta V$$

где ΔV — объем рассматриваемой элементарной призмы.

Суммируя давление на все элементарные призмы, образующие тело, получим

$$A = \sum \Delta A = \sum \rho g \Delta V = \rho g \sum \Delta V = \rho g V \quad (II, 25)$$

Рис. II-5. К расчету давления на плоскую наклонную стенку.



Следовательно, вертикальная составляющая гидростатического давления жидкости на погруженное тело направлена вверх и равна весу жидкости в объеме тела. Эта направленная вверх сила называется подъемной (архимедовой), а полученный выше результат иллюстрирует закон Архимеда.

Поскольку подъемная сила A стремится вытолкнуть тело весом G_T из жидкости, то разность этих сил определяет положение тела в жидкости. Если $A - G_T > 0$, т. е. $A > G_T$, то тело будет всплывать; если $A - G_T < 0$, т. е. $A < G_T$, то тело будет тонуть. При $A - G_T = 0$, т. е. $A = G_T$, тело будет находиться в состоянии безразличного равновесия.

Давление на плоскую стенку. Найдём силу давления жидкости на плоскую стенку, наклоненную к горизонту под углом α (рис. II-5). Площадь стенки равна $F = BL$. Разделим эту площадь на элементарные горизонтальные полосы шириной Δl площадью $\Delta F = B \Delta l$. Определим силу давления на такую элементарную площадку. Гидростатическое давление на глубине погружения площадки будет равно

$$p = p_0 + \rho g z$$

Вследствие очень малой ширины площадки Δl изменением гидростатического давления в пределах элементарной полоски можно пренебречь. Тогда сила давления ΔP на указанную элементарную полоску будет направлена перпендикулярно к поверхности стенки и равна

$$\Delta P = p \Delta F = (p_0 + \rho g z) \Delta F$$

Сила давления P на всю стенку будет равна сумме сил давления на все элементарные площадки

$$P = \sum \Delta P = \sum (p_0 + \rho g z) \Delta F = p_0 \sum \Delta F + \rho g \sum z \Delta F$$

Очевидно, что $\sum \Delta F = F$, а второе слагаемое можно представить в виде

$$\sum z \Delta F = \sum l \sin \alpha \Delta F = \sin \alpha \sum l \Delta F$$

Выражение $\sum l \Delta F$ называется статическим моментом площади стенки F относительно прямой пересечения поверхности жидкости со стенкой и его можно выразить следующим образом:

$$\sum l \Delta F = F l_C$$

где l_C — расстояние до центра тяжести стенки, измеренное в плоскости стенки. Тогда

$$\sum z \Delta F = F l_C \sin \alpha = F z_C$$

где z_C — глубина погружения центра тяжести стенки.

Отсюда сила давления на плоскую стенку будет равна

$$P = p_0 F + \rho g z_C F = (p_0 + \rho g z_C) F \quad (II, 26)$$

или

$$P = p_C F$$

Итак, сила давления жидкости на плоскую стенку равна произведению величины смоченной площади стенки на величину гидростатического давления в ее центре тяжести.

Для горизонтальной стенки (дна сосуда) все точки ее поверхности имеют одинаковую глубину погружения H , т. е. сила давления в этом случае равна

$$P = (p_0 + \rho g H) F$$

Отсюда следует, что давление жидкости на дно сосуда не зависит от формы или объема сосуда, а только от площади дна и глубины жидкости в сосуде.

Центр давления. Сила давления жидкости на стенку приложена в точке, называемой центром давления. Для стенок с вертикальной осью симметрии центр давления лежит на этой оси; место его расположения найдется из условия: момент равнодействующей силы равен сумме моментов составляющих сил относительно некоторой оси. Относительно горизонтальной оси; пересечения поверхности стенки с поверхностью жидкости запишем (при $p_0 = 0$)

$$\sum \rho g z \Delta F l = \rho g z_C F l_0$$

где l_0 — расстояние до центра давления в плоскости стенки.

Поскольку $z = l \sin \alpha$, а $z_C = l_C \sin \alpha$, последнее равенство запишем следующим образом:

$$\sum \rho g \sin \alpha \Delta F l^2 = \rho g \sin \alpha F l_C l_0$$

Отсюда

$$l_0 = \frac{\sum \Delta F l^2}{F l_C} = \frac{I}{F l_C} \quad (II, 27)$$

где $I = \sum \Delta F l^2$ — момент инерции площади стенки относительно горизонтальной оси.

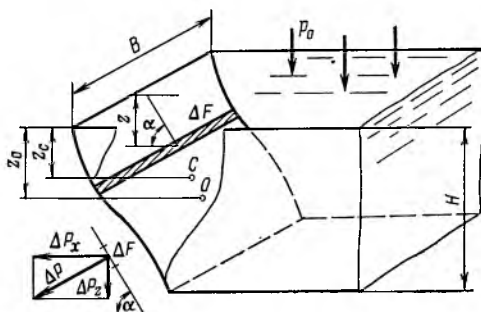


Рис. II-6. К расчету давления на криволинейную стенку.

Если обозначить через I_C момент инерции относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести площади F , то $I = I_C + F l_C^2$. Тогда уравнение (II, 27) примет вид

$$l_0 = l_C + \frac{I_C}{F l_C} \quad (II, 28)$$

т. е. $l_0 > l_C$. Следовательно, центр давления расположен всегда глубже, чем центр тяжести стенки.

Давление на криволинейную стенку. Для определения давления на стенку в этом случае выделим на поверхности стенки горизонтальную полоску площадью ΔF на глубине z . Угол наклона этой площадки к горизонту равен α (рис. II-6). Сила давления ΔP на указанную площадку будет равна

$$\Delta P = p \Delta F = (p_0 + \rho g z) \Delta F$$

Разложим эту силу давления по направлению осей x и z

$$\Delta P_x = \Delta P \sin \alpha = (p_0 + \rho g z) \Delta F \sin \alpha$$

и

$$\Delta P_z = \Delta P \cos \alpha = (p_0 + \rho g z) \Delta F \cos \alpha$$

Горизонтальная составляющая силы давления

$$\begin{aligned} P_x &= \sum \Delta P_x = \sum (p_0 + \rho g z) \Delta F \sin \alpha = \\ &= \sum (p_0 + \rho g z) \Delta F_z = p_0 \sum \Delta F_z + \rho g \sum z \Delta F_z \end{aligned} \quad (II, 29)$$

где ΔF_z — проекция площадки ΔF на вертикальную плоскость.

Очевидно, что $\sum \Delta F_z = F_z$ — проекция площади криволинейной поверхности на вертикальную плоскость, а $\sum z \Delta F_z = z_C F_z$ —

статический момент площади F_z относительно прямой пересечения поверхности стенки с горизонтальной плоскостью.

Из уравнения (II,29) следует, что горизонтальная составляющая силы давления на криволинейную стенку равна давлению на глубине погружения центра тяжести проекции площади стенки на вертикальную плоскость. Аналогично вертикальная составляющая силы давления

$$P_z = p_0 \sum \Delta F_x + \rho g \sum z \Delta F_x \quad (\text{II},30)$$

где $\sum \Delta F_x = F_x$ — проекция площади криволинейной поверхности на горизонтальную плоскость.

Сила гидростатического давления на стенку будет равна

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2} \quad (\text{II},31)$$

Глубину погружения центра давления найдем из условия равенства моментов силы P_x и составляющих ее элементарных сил ΔP_x

$$z_0 P_x = \sum z \Delta P_x$$

или

$$z_0 = \frac{\sum z \Delta P_x}{P_x} = \frac{p_0 \sum z \Delta F_z + \rho g \sum z^2 \Delta F_z}{p_0 \sum \Delta F_z + \rho g \sum z \Delta F_z} \quad (\text{II},32)$$

Для случая $p_0 = 0$

$$z_0 = \frac{\sum z^2 \Delta F_z}{\sum z \Delta F_z} = \frac{I_{Cz} + z_C^2 F_z}{z_C F_z} = z_C + \frac{I_{Cz}}{z_C F_z} \quad (\text{II},33)$$

Следовательно, и для криволинейной стенки глубина погружения центра давления больше глубины погружения центра тяжести проекции площади стенки на вертикальную плоскость.

Для случая плоской стенки ($\alpha = \text{const}$) получим ранее выведенные уравнения.

4. ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОДИНАМИКИ

В гидродинамике изучаются законы движения жидкостей в трубопроводах, открытых руслах (каналах), в пористой среде и т. д. При изучении законов движения жидкостей кроме величины давления необходимо знать также скорости жидкости в различных точках пространства, которые в ряде случаев могут изменяться со временем (неустановившееся движение). Если скорости и давления в различных точках пространства, заполненного движущейся жидкостью, не зависят от времени, то движение жидкости будет установившимся.

Для теоретического анализа движения жидкости поток жидкости рассматривают состоящим из элементарных струек. В ряде случаев жидкость считают лишенной вязкости (идеальная жидкость) и имеющей постоянную плотность. Каждая частица жид-

кости описывает при своем движении некоторую пространственную кривую, называемую траекторией движения частицы.

Совокупность частиц, находящихся в данный момент на одной траектории, образует линию тока. Линии тока соответствуют полю скоростей в данный момент времени. Следовательно, при установившемся движении частицы жидкости будут перемещаться вдоль

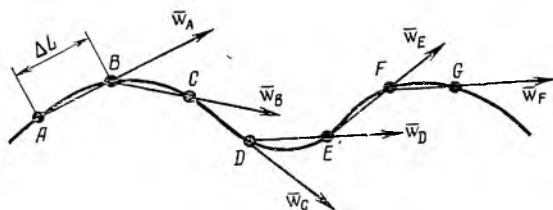


Рис. II-7. К определению понятия линии тока.

постоянных линий тока, т. е. траектория отдельной частицы и линия тока в этом случае будут совпадать.

Рассмотрим в движущейся жидкости совокупность точек $A, B, \dots, F, G$, отстоящих на расстоянии ΔL одна от другой (рис. II-7). В каждой точке построим вектор скорости $\vec{w}$ движения жидкости в рассматриваемой точке. Получим в пространстве ломаную линию $ABCDEFGG$, стороны которой совпадают с направлениями векторов скорости частиц жидкости, находящихся в данный момент в точках $A, B, \dots, F, G$. При $\Delta L \rightarrow 0$ указанная ломаная линия превратится в кривую линию, которая и является линией тока. Таким образом, скорости всех частиц жидкости, находящихся в данный момент на рассматриваемой линии тока, касательны к ней.

Если в жидкости выделить площадку ΔF и через все ее точки, включая границу, провести линии тока (рис. II-8), то получим так называемую трубку тока. При $\Delta F \rightarrow 0$ трубка тока вырождается в линию тока.

Поскольку при установившемся движении трубки тока остаются неизменными, а через боковые стенки таких трубок нет перетока жидкости (скорости частиц касательны к боковой поверхности трубок тока),



Рис. II-8. Схема элементарной струйки.

весь поток образует систему элементарных струек жидкости. Так как поперечное сечение элементарной струйки ΔF достаточно мало, в различных точках сечения струйки скорости принимаются одинаковыми. Вдоль струйки скорости, естественно, изменяются, поскольку изменяется величина поперечного сечения (см. рис. II-8).

В общем случае частицы жидкости совершают в потоке сложное движение, складывающееся из поступательного и вращательного движений относительно мгновенной оси.

Расход жидкости, средняя скорость, уравнение неразрывности потока. Чтобы характеризовать движение потока жидкости, вводят понятие о *площади живого сечения потока*, под которой понимают площадь сечения потока, проведенную перпендикулярно к направлению линий тока.

Поток жидкости может двигаться внутри канала, ограниченного твердыми стенками, заполняя все его сечение или только часть (живое сечение меньше сечения канала). В первом случае мы имеем дело с так называемым напорным движением жидкости, во втором — с безнапорным. При безнапорном движении жидкости возникает граница раздела между движущейся жидкостью и пространством над ней.

Часть периметра живого сечения, соприкасающаяся с движущимся потоком, называется *смоченным периметром*.

Для характеристики размера живого сечения вводят понятие о *гидравлическом радиусе (диаметре)*. Под гидравлическим (эквивалентным) радиусом $r_{\text{гидр}}$ понимают отношение площади живого сечения F к смоченному периметру Π

$$r_{\text{гидр}} = \frac{F}{\Pi} \quad (II,34)$$

Соответственно гидравлический (эквивалентный) диаметр

$$d_{\text{гидр}} = 4r_{\text{гидр}} = \frac{4F}{\Pi} \quad (II,34a)$$

Нетрудно установить, что для круглого трубопровода $d_{\text{гидр}} = d$, а $r_{\text{гидр}} = \frac{d}{4}$, тогда как $r = \frac{d}{2}$ (d и r — диаметр и радиус трубопровода).

Введенные понятия гидравлических радиуса и диаметра позволяют использовать уравнения гидравлики для трубопроводов (каналов), имеющих некруглую форму поперечного сечения.

Расходом называется количество жидкости, протекающей через живое сечение потока в единицу времени. Расход может быть выражен в массовых (m) или объемных единицах (Q). Массовый и объемный расходы связаны соотношением

$$m = \rho Q \quad (II,35)$$

где ρ — плотность жидкости.

Размерности расходов:
объемного

$$[Q] = \frac{[L^3]}{[T]}$$

$$[m] = \frac{[M]}{[T]}$$

Если расход жидкости через поперечное сечение ΔF элементарной струйки составляет ΔQ (см. рис. II-8), то средняя скорость жидкости в данном сечении w равна

$$w = \frac{\Delta Q}{\Delta F} \quad (II,36)$$

При $\Delta F \rightarrow 0$ получим истинную скорость в данной точке поперечного сечения потока.

Из уравнения (II,36) следует, что расход для элементарной струйки равен произведению площади поперечного сечения на скорость жидкости в этом сечении.

Для потока, представляющего собой множество элементарных струек, общий расход Q можно выразить как сумму расходов элементарных струек, составляющих поток жидкости, т. е.

$$Q = \sum \Delta Q = \sum w \Delta F \quad (II,37)$$

В общем случае скорость w зависит от положения струйки в поперечном сечении потока и для использования уравнения (II,37) необходимо знать закон распределения скоростей.

Для решения многих задач гидравлики полезно знать среднюю скорость потока w_{cp} при которой обеспечивается заданный расход жидкости Q через поперечное сечение потока

$$Q = w_{cp} F \quad (II,38)$$

или

$$w_{cp} = \frac{Q}{F} = \frac{\sum w \Delta F}{\sum \Delta F} = \frac{\sum w \Delta F}{F} \quad (II,38a)$$

При установившемся движении и одинаковой величине средних скоростей во всех поперечных сечениях потока имеем равномерное движение жидкости; при изменении величин скоростей потока от сечения к сечению — неравномерное движение.

Если рассматривают изменение скорости и других параметров потока только вдоль оси потока, то движение называется *одномерным*. Когда же учитывают изменение скоростей, давлений и других параметров по двум или трем координатным осям, то движение жидкости называется соответственно *двумерным (плоским)* и *трехмерным (пространственным)*.

Уравнение неразрывности потока. Рассмотрим объем элементарной струйки между двумя сечениями (см. рис. II-8). Слева в выделенный объем втекает в единицу времени количество жидкости

$$\Delta Q = w \Delta F$$

а справа из этого объема за то же время вытекает количество жидкости

$$\Delta Q_1 = w_1 \Delta F_1$$

Если жидкость несжимаема, через боковую поверхность струйки расход жидкости отсутствует и в жидкости не образуются пустоты, т. е. незаполненные жидкостью пространства, то очевидно

$$\Delta Q = \Delta Q_1$$

или

$$w\Delta F = w_1\Delta F_1$$

Поскольку это соотношение справедливо для любых двух сечений струйки, получаем

$$\Delta Q = w\Delta F = \text{const} \quad (\text{II},39)$$

Уравнение (II,39) называется *уравнением неразрывности*. Для потока жидкости уравнение неразрывности записывается так

$$Q = w_{\text{ср}}F = \text{const} \quad (\text{II},39a)$$

Отсюда

$$\frac{w_{\text{ср}1}}{w_{\text{ср}2}} = \frac{F_2}{F_1} \quad (\text{II},40)$$

т. е. средние скорости потока жидкости обратно пропорциональны площади поперечного сечения соответствующих сечений потока.

Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости. Рассмотрим струйку идеальной жидкости, любая точка которой, перемещающаяся вдоль оси струйки, находится на расстоянии z от произвольной горизонтальной плоскости A (рис. II-9). Выделим объем, ограниченный в произвольный момент времени T сечениями 1—1 и 2—2. За время ΔT рассматриваемый объем переместится вправо в положение, ограниченное сечениями 1'—1' и 2'—2'.

Приращение кинетической энергии движущейся системы равняется сумме работ всех действующих на систему сил, или

$$\Delta W = \sum A_i \quad (\text{II},41)$$

где ΔW — приращение кинетической энергии системы; $\sum A_i$ — сумма работ действующих на систему сил.

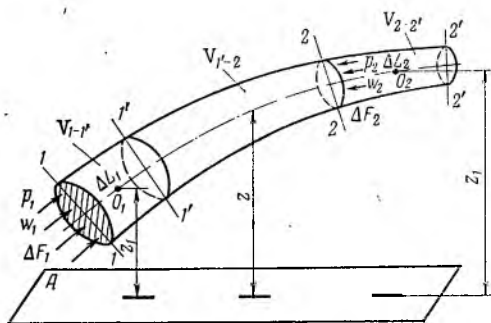


Рис. II-9. К выводу уравнения Бернулли.

Из рис. II-9 видно, что объем жидкости между сечениями 1'—1' и 2'—2' является общим для моментов времени T и ΔT . Следовательно, приращение кинетической энергии движущегося объема жидкости за время ΔT определяется разностью кинетических энергий объемов $V_{1-1'}$ и $V_{2-2'}$. Поскольку расход жидкости через любое сечение элементарной струйки на основании уравнения неразрывности одинаков и равен Q , объемы $V_{1-1'}$ и $V_{2-2'}$ будут одинаковыми, так как $Q\Delta T = V_{1-1'} = V_{2-2'}$.

Тогда приращение кинетической энергии рассматриваемого объема ΔW можно записать так

$$\Delta W = \rho Q \Delta T \frac{w_2^2}{2} - \rho Q \Delta T \frac{w_1^2}{2} = m \frac{w_2^2}{2} - m \frac{w_1^2}{2}$$

где w_1 и w_2 — скорость жидкости в сечении 1—1 и 2—2 соответственно; m — масса жидкости в объеме $V_{1-1'}$ или $V_{2-2'}$.

Работа сил, действующих на рассматриваемый объем жидкости, складывается из работ силы тяжести и сил давления. Работа силы тяжести A_1 равна произведению этой силы на путь, пройденный центром массы движущегося объема жидкости. Поскольку объем жидкости $V_{1'-2}$ является общим для моментов времени T и ΔT , работа силы тяжести будет равна работе по перемещению центра массы объема $V_{1-1'}$ из точки O_1 в положение O_2 центра массы объема $V_{2-2'}$ на расстояние $z_2 - z_1$ по вертикали, т. е.

$$A_1 = mgz_1 - mgz_2$$

Второе слагаемое взято со знаком минус, так как направление перемещения противоположно действию силы тяжести. Работа сил давления A_2 складывается из работы сил давления, действующих на боковую поверхность рассматриваемого объема, и работы сил давления, действующих на нормальные сечения струйки. Очевидно, что первая составляющая равна нулю, так как силы давления на боковую поверхность нормальны к направлению перемещения. Поэтому работа A_2 определяется работой сил давления, действующих на торцовые сечения, т. е.

$$A_2 = p_1 \Delta F_1 \Delta L_1 - p_2 \Delta F_2 \Delta L_2$$

где $p_1 \Delta F_1$ и $p_2 \Delta F_2$ — силы давления, действующие в сечениях 1—1 и 2—2; ΔL_1 и ΔL_2 — перемещения точек приложения сил давления за время ΔT .

Работа силы давления $p_2 \Delta F_2$ взята со знаком минус, так как направление действия этой силы противоположно направлению перемещения. Очевидно, что $\Delta F_1 \Delta L_1 = V_{1-1'} = \Delta F_2 \Delta L_2 = V_{2-2'}$. Поскольку $m = \rho V_{1-1'} = \rho V_{2-2'}$, работу сил давления можно представить в виде следующего выражения:

$$A_2 = p_1 \frac{m}{\rho} - p_2 \frac{m}{\rho}$$

С учетом приведенных выражений для ΔW , A_1 и A_2 уравнение (II,41) можно представить в следующем виде:

$$\frac{m w_2^2}{2} - \frac{m w_1^2}{2} = mgz_1 - mgz_2 + p_1 \frac{m}{\rho} - p_2 \frac{m}{\rho}$$

или

$$gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{w_2^2}{2} = gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{w_1^2}{2} \quad (\text{II,42})$$

Из уравнения (II, 42) следует, что для любого сечения идеальной струйки

$$gz + \frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2} = \text{const} = E \quad (\text{II,43})$$

Уравнение (II,42) или (II,43) представляет собой *уравнение Бернулли* для элементарной струйки идеальной жидкости. Сумма трех слагаемых в уравнении Бернулли называется *полной удельной энергией* жидкости в данном сечении (обозначается E). При этом различают удельную энергию положения gz , удельную энергию давления p/ρ , кинетическую удельную энергию $w^2/2$.

Таким образом, согласно уравнению Бернулли, для элементарной струйки идеальной жидкости полная удельная энергия есть величина постоянная во всех сечениях струйки.

Поскольку член $w^2/2$ является мерой кинетической энергии жидкости, то $gz + p/\rho$ соответствует ее потенциальной энергии. Кроме приведенного выше понятия удельной энергии, в гидравлике применяется также понятие *полного напора* H , под которым понимают энергию жидкости, отнесенную к единице силы тяжести. В этом случае, основываясь на выводе уравнения (II, 43), можно записать

$$H = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{w^2}{2g} = \text{const} \quad (\text{II,44})$$

В уравнении (II,44) полный напор H складывается из геометрического напора z , пьезометрического напора $p/\rho g$ и скоростного напора $w^2/2g$. Очевидно, эта удельная энергия и напор связаны следующим соотношением:

$$E = Hg \quad (\text{II,45})$$

Напор измеряется в единицах длины, например в метрах.

Вертикальная координата z берется относительно произвольной плоскости сравнения «А». Сумма геометрического и пьезометрического напоров определяет изменение удельной потенциальной энергии по длине струйки, а ее изменение, отнесенное к единице длины, называется *пьезометрическим уклоном* и обозначается i_n , т. е.

$$i_n = \frac{\Delta(z + p/\rho g)}{\Delta L} \quad (\text{II,46})$$

где ΔL — расстояние между двумя рассматриваемыми сечениями.

Уравнение Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости. При движении реальной жидкости действуют силы внутреннего трения, обусловленные вязкостью жидкости, поэтому необходимо затратить некоторую энергию на преодоление сил внутреннего трения. Для сечений 1—1 и 2—2 удельная энергия для струйки реальной жидкости запишется так

$$E_1 = gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{w_1^2}{2}$$

и

$$E_2 = gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{w_2^2}{2}$$

Очевидно, что $E_1 > E_2$ на величину указанных потерь энергии. Обозначив $E_1 - E_2 = \Delta E_{1-2}$, получим уравнение Бернулли для струйки реальной жидкости

$$gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{w_1^2}{2} = gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{w_2^2}{2} + \Delta E_{1-2} \quad (\text{II}, 47)$$

или

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} + h_{1-2} \quad (\text{II}, 48)$$

или

$$H_1 = H_2 + h_{1-2} \quad (\text{II}, 48a)$$

где h_{1-2} — потери напора между сечениями 1—1 и 2—2.

Таким образом, в отличие от идеальной жидкости, для которой полный напор $H = \text{const}$, для реальной жидкости полный напор убывает по направлению движения жидкости.

Изменение полного напора на единицу длины называется гидравлическим уклоном и обозначается i

$$i = \frac{\Delta H}{\Delta L} \quad (\text{II}, 49)$$

Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости. Поток жидкости представляет собой совокупность элементарных струек, которые движутся с различными скоростями. При этом массовый расход жидкости ρQ в любом сечении потока будет постоянным и равным сумме массовых расходов ρQ_i отдельных струек. Для элементарной струйки можно записать

$$\rho Q_i \frac{w_2^2}{2} + \rho Q_i \left(gz_2 + \frac{p_2}{\rho} \right) + \rho Q_i E_{1-2} = \rho Q_i \frac{w_1^2}{2} + \rho Q_i \left(gz_1 + \frac{p_1}{\rho} \right)$$

Просуммировав, для всех струек получим

$$\begin{aligned} \frac{\rho}{2} \sum Q_i w_2^2 + \rho \sum Q_i \left(gz_2 + \frac{p_2}{\rho} \right) + \rho \sum Q_i E_{1-2} = \\ = \frac{\rho}{2} \sum Q_i w_1^2 + \rho \sum Q_i \left(gz_1 + \frac{p_1}{\rho} \right) \end{aligned} \quad (\text{II}, 50)$$

Члены уравнения (II, 50) вида $\frac{\rho}{2} \sum Q_i w^2$ характеризуют кинетическую энергию массы жидкости, текущей через данное сечение в единицу времени. Представляется удобным выразить эту энергию через среднюю скорость потока жидкости в данном сечении $w_{\text{ср}}$. Однако, поскольку

$$\frac{\rho}{2} \sum Q_i w^2 \neq \frac{\rho}{2} Q w_{\text{ср}}^2$$

необходимо при использовании $w_{\text{ср}}$ внести поправочный коэффициент α , называемый коэффициентом Кориолиса, т. е.

$$\frac{\rho}{2} \sum Q_i w^2 = \alpha \frac{\rho}{2} Q w_{\text{ср}}^2 \quad (\text{II}, 51)$$

или

$$\alpha = \frac{\sum Q_i w^2}{Q w_{\text{ср}}^2} \quad (\text{II}, 51a)$$

Следовательно, коэффициент Кориолиса, характеризует отношение действительной кинетической энергии потока жидкости в данном сечении к той кинетической энергии потока, которую он имел бы, если бы все его частицы двигались с одинаковой скоростью, равной средней скорости потока. Поскольку $Q_i = w \Delta F$ и $Q = w_{\text{ср}} F$, величина

$$\alpha = \frac{\sum w^3 \Delta F}{w_{\text{ср}}^3 F} = \sum \left(\frac{w}{w_{\text{ср}}} \right)^3 \left(\frac{\Delta F}{F} \right) \quad (\text{II}, 51b)$$

Коэффициент Кориолиса связан с законом распределения скоростей по сечению потока и всегда больше единицы. Для ламинарного режима движения в цилиндрической трубе $\alpha = 2$, для турбулентного режима $\alpha = 1,05 - 1,10$. Обычно можно принять, что величина $gz + p/\rho$ постоянна во всех точках данного сечения потока. Тогда

$$\rho \sum Q_i \left(gz + \frac{p}{\rho} \right) = \rho \left(gz + \frac{p}{\rho} \right) \sum Q_i = \rho Q \left(gz + \frac{p}{\rho} \right)$$

Третий член в левой части уравнения (II, 50) выражает полную потерю энергии, обусловленную силами трения, и его можно представить в следующем виде:

$$\rho \sum Q_i E_{1-2} = \rho Q E_{1-2}$$

где E_{1-2} — осредненное по сечению потока значение потерь удельной энергии.

С учетом сделанных замечаний уравнение (II, 50) приведет к следующему виду:

$$gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{w_{\text{ср}1}^2}{2} = gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{w_{\text{ср}2}^2}{2} + E_{1-2} \quad (\text{II}, 52)$$

или

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{w_{\text{ср}1}^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{w_{\text{ср}2}^2}{2g} + h_{1-2} \quad (\text{II}, 52a)$$

которое и представляет собой *уравнение Бернулли* для потока реальной жидкости.

При практических расчетах, кроме особых случаев, обычно принимают $\alpha = 1$, в этом случае индекс ср у скорости может быть опущен, т. е. уравнение Бернулли будет записано для потока жидкости также, как и для элементарной струйки [см. уравнения (II, 47) и (II, 48)].

Из уравнения Бернулли следует, что увеличение скоростного напора сопровождается соответствующим уменьшением пьезометрического напора и наоборот. Графическая иллюстрация уравнения Бернулли дана на рис. II-10.

Линейные и местные сопротивления. В уравнении Бернулли членом h_{1-2} учитываются потери на преодоление сопротивлений движению жидкости. Эти сопротивления могут быть двух видов: линейные и местные. Линейные сопротивления связаны с протяженностью потока жидкости и обусловлены трением частиц одна о другую и стенки канала (трубопровода). Эту составляющую потерь напора обозначим $h_{\text{л}}$. Местные сопротивления вызываются

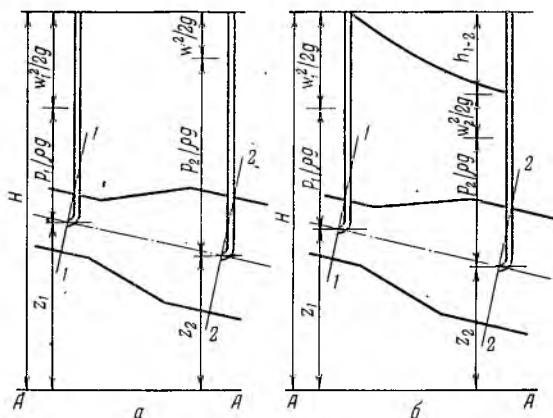


Рис. II-10. Графическая иллюстрация уравнения Бернулли:
а — идеальная жидкость; б — реальная жидкость.

различными препятствиями на пути движения потока в виде задвижек, вентилях, поворотов, сужений и расширений сечения и т. п. Эти препятствия вызывают изменение направления или величины скорости потока жидкости и приводят к возникновению местных потерь напора, которые обозначим $h_{\text{м}}$. Тогда полную потерю напора при течении жидкости между двумя сечениями можно представить в виде

$$h_{1-2} = h_{\text{л}} + h_{\text{м}} \quad (\text{II},53)$$

Расчет потерь напора обоих видов является одной из важных задач при проектировании и анализе работы гидравлических систем.

Режимы движения жидкости. Режим движения вязкой жидкости может быть *ламинарным* или *турбулентным*.

Ламинарный режим течения (от латинского слова «ламина» — слой) наблюдается при малых скоростях движения или большой вязкости жидкости (рис. II-11, a). При этом жидкость движется как бы параллельными струйками, которые не смешиваются одна с другой.

По сечению трубопровода скорости струек изменяются по параболическому закону, однако скорости всех струек направлены вдоль оси потока и постоянны по величине. Около стенки трубы

скорость равна нулю, на оси трубы — она максимальная. Средняя скорость жидкости равна половине максимальной.

Турбулентный режим (от латинского слова «турбулентус» — вихревой) наблюдается при больших скоростях. Частицы жидкости движутся беспорядочно по пересекающимся направлениям. Однако в каждый момент имеется некоторое распределение скоростей, определяющее движение частиц жидкости вдоль оси потока. В каждой точке потока происходят пульсации скорости

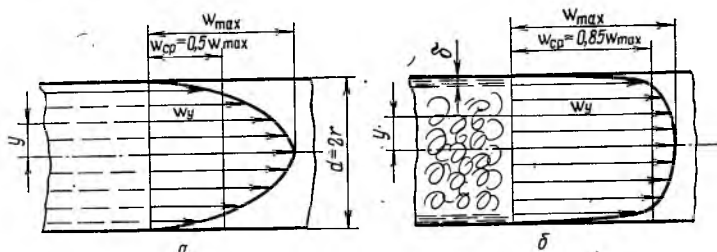


Рис. II-11. Распределение скоростей при ламинарном (а) и турбулентном (б) режимах движения жидкости в трубе.

относительно некоторой средней величины. Профиль распределения скоростей становится более плоским по сравнению с ламинарным режимом (рис. II-11, б). Однако и при турбулентном режиме в прилегающем к стенке трубы слое жидкости толщиной δ движение носит ламинарный характер. Скорость жидкости по толщине этого слоя распределяется практически по линейному закону. Указанный слой называется ламинарным пограничным слоем.

Остальная часть жидкости (ядро потока) интенсивно перемешивается в радиальном направлении, что приводит к выравниванию скоростей по сечению потока. Вследствие этого $w_{cp} \approx 0,85 w_{max}$.

Опыты, проведенные в 1883 г. Рейнольдсом, показали, что переход одного режима в другой зависит от средней скорости движения жидкости, диаметра трубопровода и кинематической вязкости жидкости, которые определяют величину безразмерного комплекса — критерия Рейнольдса

$$Re = \frac{wd}{\nu} = \frac{wd\rho}{\mu} \quad (II,54)$$

Величина критерия Рейнольдса, соответствующая смене режима движения, называется критической, ее принимают равной 2300 ($Re_{кр} = 2300$). При $Re < 2300$ имеет место ламинарный режим, а при $Re > 2300$ — турбулентный. Для труб некруглого сечения вместо d подставляют эквивалентный диаметр [см. уравнение (II, 34, а)].

Элементы теории подобия. Для получения конкретных расчетных зависимостей в гидравлике существенное значение имеют

экспериментальные исследования, проводимые на моделях различного масштаба. Обобщение результатов исследований обычно приводят в форме, базирующейся на выводах теории подобия. Эта теория позволяет установить общие условия подобия явлений, что дает возможность использовать полученные на моделях результаты в разных условиях их практического применения.

Различают геометрическое и физическое подобие. При геометрическом подобии должно быть постоянным отношение любых соответственных линейных размеров для рассматриваемых потоков. Следовательно, если для одного потока какой-то линейный размер (например, диаметр трубы) будет L_1 , а для второго потока соответствующий размер L_2 , то их отношение $L_1/L_2 = K_L$ должно быть таким же и для других линейных размеров. Для площадей будет выполняться следующее соотношение:

$$F_1/F_2 = K_L^2$$

для объемов

$$V_1/V_2 = K_L^3$$

Физическое подобие подразумевает пропорциональность различных характеристик в соответственных точках рассматриваемых потоков, например скоростей, давлений и т. п. Так, если скорости в соответствующих точках обоих потоков будут w_1 и w_2 соответственно, то

$$\frac{w_1}{w_2} = K_w = \frac{L_1 T_2}{T_1 L_2} = \frac{K_L}{K_T}$$

т. е. масштаб скоростей

$$K_w = K_L/K_T \quad (II, 55)$$

Аналогично масштаб ускорений

$$K_a = K_L/K_T^2 \quad (II, 56)$$

Подобие потоков должно выполняться и в отношении действующих в них сил: силы внутреннего трения жидкости, силы поверхностного натяжения, силы инерции и т. п. Действующие в соответствующих точках потоков силы обозначим P_1 и P_2 . Согласно первому закону Ньютона, сила равна массе, умноженной на сообщаемое ей ускорение, $P = ma$. Поскольку $m = \rho V = \rho L^3$, а ускорение $a = w/T = L/T^2$, то

$$P = \rho L^3 L/T^2 = \rho L^4/T^2 = \rho w^2 L^2$$

Следовательно, при подобии действующих в потоках сил получим

$$\frac{P_1}{P_2} = K_P = \frac{\rho_1 w_1^2 L_1^2}{\rho_2 w_2^2 L_2^2} \quad (II, 57)$$

Это выражение дает условие динамического подобия. Безразмерные соотношения разнородных физических величин называют критериями подобия.

Если основное значение имеют силы вязкости, то из уравнения (II,57) можно получить следующее соотношение:

$$\frac{\rho_1 \omega_1^2 L_1^2}{\rho_2 \omega_2^2 L_2^2} = \frac{\mu_1 \omega_1 L_1}{\mu_2 \omega_2 L_2}$$

или

$$\frac{\rho_1 \omega_1 L_1}{\mu_1} = \frac{\rho_2 \omega_2 L_2}{\mu_2} \quad (\text{II,58})$$

Если в качестве линейного размера L взять диаметр трубопровода d , то выражение $\rho \omega L / \mu$ примет вид критерия Рейнольдса. Следовательно, в случае значительного влияния вязкости жидкости на течение ее потока условие динамического подобия сводится к обеспечению постоянной величины критерия Рейнольдса в сходственных точках системы.

Если движение жидкости обусловлено действием в основном силы тяжести, то в этом случае $P = mg = \rho L^3 g$, и уравнение (II, 57) примет вид

$$\frac{\rho_1 \omega_1^2 L_1^2}{\rho_2 \omega_2^2 L_2^2} = \frac{\rho_1 L_1^3 g_1}{\rho_2 L_2^3 g_2}$$

или после упрощений

$$\frac{\omega_1^2}{g_1 L_1} = \frac{\omega_2^2}{g_2 L_2} \quad (\text{II,59})$$

Это выражение носит название *закона подобия Фруда*, а безразмерная величина $\omega^2 / (gL) = Fr$ называется *числом (критерием) Фруда*.

Если решающее влияние оказывают силы поверхностного натяжения, то в этом случае $P = \sigma L$, и выражение динамического подобия принимает вид

$$\frac{\rho_1 \omega_1^2 L_1^2}{\rho_2 \omega_2^2 L_2^2} = \frac{\sigma_1 L_1}{\sigma_2 L_2}$$

или

$$\frac{\rho_1 \omega_1^2 L_1}{\sigma_1} = \frac{\rho_2 \omega_2^2 L_2}{\sigma_2} \quad (\text{II,60})$$

Безразмерная величина $\frac{\rho \omega^2 L}{\sigma} = We$ называется *критерием Вебера*.

Если основное влияние оказывают силы давления $P = \Delta p L^2$, то уравнение (II,57) преобразуется к виду

$$\frac{\rho_1 \omega_1^2 L_1^2}{\rho_2 \omega_2^2 L_2^2} = \frac{\Delta p_1 L_1^2}{\Delta p_2 L_2^2}$$

или

$$\frac{\Delta p_1}{\rho_1 \omega_1^2} = \frac{\Delta p_2}{\rho_2 \omega_2^2} \quad (\text{II,61})$$

Безразмерный комплекс $\frac{\Delta\rho}{\rho\omega^2} = Eu$ называется *критерием (числом) Эйлера*. Кроме указанных критериев, применяют также некоторые производные критерии, например *критерий Галилея*

$$Ga = \frac{Re^2}{Fr} = \frac{gL^3}{\nu^2} = \frac{gL^3\rho^2}{\mu^2} \quad (II,62)$$

критерий Архимеда

$$Ar = Ga \frac{\Delta\rho}{\rho} = \frac{gL^3}{\nu^2} \cdot \frac{\Delta\rho}{\rho} = \frac{gL^3\rho\Delta\rho}{\mu^2} \quad (II,63)$$

В критерий Галилея не входит скорость потока, а критерий Архимеда отражает разность плотностей жидкости в двух различных точках потока, т. е. при естественной конвекции. Обычно одновременное равенство различных критериев подобия в изучаемых потоках невозможно, и поэтому при моделировании учитывают лишь те критерии, которые отражают влияние основных сил, действующих в потоке. Так, при перекачивании жидкости насосом по трубопроводу влияние силы тяжести можно не учитывать и исключить поэтому из рассмотрения критерий Фруда. Обычно общий вид зависимости при вынужденном движении жидкости по трубопроводу имеет вид

$$Eu = CRe^{n_1} (l/d)^{n_2} \quad (II,64)$$

где l — длина рассматриваемого участка трубопровода; d — диаметр трубопровода; коэффициент C и показатели степени n_1 и n_2 определяют в результате обработки данных экспериментов.

Из приведенных уравнений видно, что соблюдение равенства определенных критериев подобия в рассматриваемых потоках влечет за собой необходимость в ряде случаев применять жидкости с иными физическими свойствами, чем в натуре, которые при этом должны удовлетворять уравнениям подобия. Как правило, полное выполнение указанного условия невозможно или трудно осуществимо по

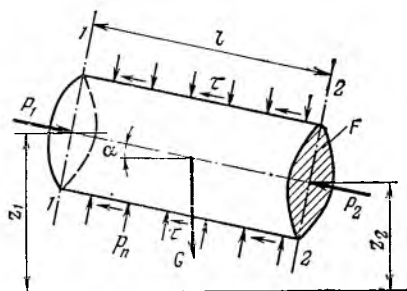


Рис. II-12. Силы, действующие на поток жидкости при равномерном движении.

соображениям проведения эксперимента. В таких случаях моделирование осуществляют приближенно.

Основные положения теории подобия были развиты в трудах В. Л. Кирпичева, О. Рейнольдса, В. Нуссельта, М. В. Кирпичева, А. А. Гухмана и других ученых.

Сопротивление при равномерном движении жидкости по трубопроводу. При равномерном движении жидкости возникают силы

трения между частицами жидкости и о стенки трубопровода (канала), вызывающие потерю напора. При этом все действующие на жидкость силы будут находиться в равновесии (рис. II-12). На объем жидкости, заключенный между сечениями 1—1 и 2—2, действуют следующие силы: силы давления $P_1 = p_1 F$ и $P_2 = p_2 F$; сила тяжести $G = \rho g F l$; сила трения $T = \tau \Pi l$ (где Π — периметр поперечного сечения потока, или смоченный периметр; τ — напряжение силы трения); силы давления на боковую поверхность рассматриваемого объема со стороны ограничивающих его стенок p_n , которые направлены по нормали к поверхности.

Сумма проекций всех сил на направление движения потока при равномерном движении будет равна нулю

$$P_1 - P_2 + G \sin \alpha - T = 0$$

Поскольку

$$\sin \alpha = \frac{z_1 - z_2}{l}$$

после подстановки выражений для всех сил в уравнение равновесия получим

$$p_1 F - p_2 F + \rho g F l \frac{z_1 - z_2}{l} - \tau \Pi l = 0$$

Разделив уравнение на $\rho g F$, преобразуем его к следующему виду:

$$\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} \right) = \frac{\tau}{\rho g} \cdot \frac{l}{r_{\text{гидр}}} \quad (\text{II}, 65)$$

Сопоставив полученное уравнение с уравнением Бернулли для случая равномерного движения ($W_1 = W_2$), получим следующее выражение для потерь напора при равномерном движении:

$$h_{1-2} = \frac{\tau}{\rho g} \cdot \frac{l}{r_{\text{гидр}}} = \frac{4\tau}{\rho g} \cdot \frac{l}{d_{\text{гидр}}} \quad (\text{II}, 66)$$

Поскольку потеря напора связана также со скоростным напором $w^2/2g$, получим

$$h_{1-2} = \zeta \frac{w^2}{2g} \quad (\text{II}, 66a)$$

где ζ — коэффициент пропорциональности (коэффициент сопротивления).

Из уравнений (II, 66) и (II, 66a) получим следующее выражение для напряжения трения τ :

$$\tau = \frac{\zeta}{4} \cdot \frac{d_{\text{гидр}}}{l} \cdot \frac{\rho w^2}{2}$$

Введем обозначение $\lambda = \zeta \frac{d_{\text{гидр}}}{l}$ — коэффициент гидравлического сопротивления (коэффициент трения), тогда

$$\tau = \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{\rho w^2}{2}$$

Подставив это выражение в уравнение (II,66), окончательно получим

$$h_{1-2} = \lambda \frac{l}{d_{\text{гидр}}} \cdot \frac{\omega^2}{2g} \quad (\text{II,67})$$

Для круглого трубопровода $d_{\text{гидр}} = d$; в этом случае получается известное уравнение Дарси—Вейсбаха. Таким образом, потеря напора на трение пропорциональна длине трубопровода l и скоростному напору $\omega^2/2g$ и обратно пропорциональна диаметру трубы d .

Коэффициент трения λ зависит от режима движения жидкости и от шероховатости стенок трубопровода. Для ламинарного режима движения коэффициент трения зависит только от величины критерия Рейнольдса и определяется по формуле

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad (\text{II,68})$$

Если подставить это значение λ в уравнение (II,67), то нетрудно обнаружить, что при ламинарном режиме потеря напора пропорциональна скорости потока в первой степени. При турбулентном режиме величина коэффициента λ зависит не только от критерия Рейнольдса, но и от шероховатости стенок трубы, которую оценивают по относительной шероховатости

$$\varepsilon = \frac{k}{d} \quad (\text{II,69})$$

где k — абсолютная шероховатость, т. е. средняя величина выступов на стенках трубопровода.

Некоторые значения k приведены ниже:

Трубы	Абсолютная шероховатость труб некоторых видов k , мм
Чистые цельнотянутые из латуни, меди, свинца	0,01
Новые цельнотянутые стальные	0,05—0,15
Стальные с незначительной коррозией	0,2—0,3
Новые чугунные	0,3
Асбестоцементные	0,3—0,8
Старые стальные	0,5—2,0

Как показали исследования, на величину гидравлических сопротивлений влияет не только высота выступов, но также их форма и расположение на стенке трубы. Учесть эти факторы теоретически не представляется возможным. Поэтому при гидравлических расчетах пользуются так называемой эквивалентной шероховатостью k_1 , под которой понимают такую величину выступов однородной абсолютной шероховатости, которая дает при расчетах такую же величину потери напора, как и при действительной ше-

роховатости. Эквивалентную шероховатость определяют на основании гидравлических испытаний и полученных на их основе эмпирических формул.

Для расчета коэффициента сопротивления λ могут быть использованы следующие формулы:

Кольбука и Уайта

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{k_1}{3,7d} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} \right) \quad (\text{II}, 70)$$

А. Д. Альтшуля

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,8 \lg \frac{\text{Re}}{\text{Re} \frac{k_1}{10d} + 7} \quad (\text{II}, 71)$$

И. А. Исаева

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1,8 \lg \left[\left(\frac{k_1}{3,7d} \right)^{1,11} + \frac{6,8}{\text{Re}} \right] \quad (\text{II}, 72)$$

Величины эквивалентной шероховатости k_1 приведены ниже:

Трубы	Эквивалентная шероховатость труб k_1 , мм
Стальные цельнотянутые	
новые	0,02—0,07
бывшие в эксплуатации	0,2—0,5
после продолжительной эксплуатации	до 1,0
Стальные оцинкованные	0,15—0,18
Чугунные	
новые	0,25
бывшие в эксплуатации	1,4

Для гладких труб может быть использована формула Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3165}{\text{Re}^{0,25}} \quad (\text{II}, 73)$$

Формула Блазиуса справедлива для чисел Рейнольдса до 70 000. При $\text{Re} > 100\,000$ эта формула дает заниженные значения λ .

Распределение скоростей по сечению потока при ламинарном и турбулентном режимах. Для ламинарного режима задача может быть решена на основе уравнений (II,65) и (II,15). Пусть труба будет горизонтальной. Проведем радиусом y окружность (см. рис. II-11), рассмотрим объем жидкости внутри этой окружности длиной l . Тогда уравнение (II,65) при $z_1 = z_2$ (труба горизонтальная) и $r_{\text{гидр}} = y/2$ запишется так

$$\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = \frac{\tau}{\rho g} \cdot \frac{2l}{y}$$

Напряжение силы трения, согласно уравнению (II,15), запишется для данного случая в виде

$$\tau = -\mu \frac{dw}{dy} \quad (dw < 0, dy > 0)$$

тогда получим

$$p_1 - p_2 = -2\mu \frac{dw}{dy} \cdot \frac{l}{y}$$

или

$$dw = -\frac{p_1 - p_2}{2\mu l} y dy$$

Чтобы получить закон изменения скоростей по сечению потока, проинтегрируем уравнение в пределах от $w_{\max}$ при $y = 0$ до w_y при расстоянии от оси потока равном y

$$\int_{w_{\max}}^{w_y} dw = -\int_0^y \frac{p_1 - p_2}{2\mu l} y dy$$

Откуда

$$w_y - w_{\max} = -\frac{p_1 - p_2}{4\mu l} y^2$$

при $y = r$ величина $w_{y=r} = 0$ — скорость у стенки. Следовательно

$$w_{\max} = \frac{p_1 - p_2}{4\mu l} r^2 \quad (\text{II,74})$$

С учетом уравнения (II,74) получим

$$w_y = \frac{p_1 - p_2}{4\mu l} (r^2 - y^2) \quad (\text{II,75})$$

Уравнение (II,75) представляет собой параболу, ось которой совпадает с осью трубы. Имея закон распределения скоростей по сечению потока, нетрудно установить, что средняя скорость потока равна половине максимальной (см. рис. II,11, а).

В отличие от ламинарного в турбулентном потоке происходит всегда пульсация скоростей, под действием которой частицы жидкости получают возможность перемещаться также в поперечном направлении. Это приводит к перемешиванию жидкости. Вблизи стенок такое перемешивание невозможно, так как они ограничивают поток. Поэтому вблизи стенок поток движется по траекториям, определяемым состоянием стенок (их шероховатостью) и свойствами жидкости.

На основании изложенного принимают следующую структуру турбулентного потока (см. рис. II, б). Около стенок трубы существует тонкий слой жидкости толщиной δ , движущийся по законам ламинарного потока и называемый вязким (ламинарным) подслоем. Центральная часть потока, называемая ядром, движется

турбулентно с почти одинаковой для всех частиц скоростью. Между ядром и вязким подслоем находится относительно небольшая переходная зона. Толщину вязкого подслоя при $Re < 100\,000$ можно рассчитать по следующему уравнению:

$$\delta/d = 62,8 Re^{-0,875} \quad (II,76)$$

Приближенно распределение скоростей в турбулентном потоке отвечает уравнению

$$\frac{w_y}{w_{\max}} = \left(\frac{r-y}{r} \right)^m \quad (II,77)$$

В уравнении (II,77) показатель степени $m = f(Re, \epsilon)$. Если принять в среднем $m = 1/7 \approx 0,143$, то получим закон, предложенный Карманом. Для турбулентного режима $w_{\text{ср}}/w_{\max} = 0,75-0,90$, большие значения соответствуют большему числу Рейнольдса.

Из сказанного следует, что при турбулентном режиме скорости распределены более равномерно по сечению потока по сравнению с распределением скоростей при ламинарном режиме. Характерное распределение скоростей для каждого режима движения жидкости устанавливается на протяжении некоторого участка трубопровода, называемого начальным, длину которого рассчитывают по формулам:

для ламинарного режима

$$l_{\text{нач}}/d = 0,028 Re \quad (II,78)$$

для турбулентного режима

$$l_{\text{нач}}/d = 0,639 Re^{0,25} \quad (II,78a)$$

Местные сопротивления. В ряде случаев сопротивление движению потока жидкости локализуется на относительно коротком участке трубопровода и связано с изменением конфигурации потока или направления его движения. Такие сопротивления называются местными. К ним относятся вход в трубу и выход из нее, участки сжатия и расширения потока, различные фитинги, диафрагмы, запорные и регулирующие устройства. Величину потери напора в местном сопротивлении рассчитывают по формуле

$$h_m = \xi \frac{w^2}{2g} \quad (II,79)$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления.

Величина ξ зависит как от вида местного сопротивления, так и от режима движения жидкости, т. е. от числа Рейнольдса. Для различных местных сопротивлений величины ξ приводятся в справочниках.

Общая потеря напора. Обычно при движении жидкости наблюдаются потери напора как на трение по длине трубопровода (ли-

нейные потери), так и местные. Поэтому полную потерю напора определяют как сумму всех потерь

$$h = h_{\lambda} + \sum h_m = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} + \sum \xi_i \frac{w^2}{2g} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi_i \right) \frac{w^2}{2g} \quad (\text{II},80)$$

Можно представить также местное сопротивление, используя уравнение (II,67), как участок трубопровода длиной l_{Σ} , в котором потеря напора равна местному сопротивлению. В этом случае для расчета общего сопротивления трубопровода используют уравнение (II,67), в котором за длину трубопровода принимают так называемую приведенную длину $l_{\pi} = l + \sum l_{\Sigma}$.

Истечение жидкости через насадки, из отверстий и через водосливы. Насадки широко применяют на нефтегазоперерабатывающих заводах в различных устройствах. Примером цилиндрических насадков являются дренажные трубы резервуаров, емкостей и технологических аппаратов. Конические сходящиеся насадки используют для получения больших выходных скоростей и увеличения дальности полета струи в приборах пожаротушения, соплах турбин, в форсунках и горелках. Расходящиеся конические насадки служат для замедления скорости движения жидкости и увеличения давления в эжекторах, на выходе центробежных насосов и т. п. Насадки различных типов применяют в градириях, ректификационных и других колоннах для диспергирования жидкости, в контрольно-измерительных приборах для управления потоками воздуха, в водоструйных насосах и т. д.

Истечение из донного отверстия при постоянном уровне. Рассмотрим истечение жидкости из сосуда, имеющего отверстие в нижнем днище, при постоянном уровне жидкости в сосуде $H = \text{const}$ (рис. II-13). На поверхность жидкости в сечении 1—1 действует давление p_1 . Жидкость истекает в окружающую среду, в которой действует давление p_2 . В случае идеальной жидкости уравнение Бернулли, записанное для сечений 1—1 и 2—2, будет иметь вид

$$H + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g}$$

Из уравнения постоянства расходов для тех же сечений имеем

$$Q = w_1 F = w_2 F_0$$

или

$$w_1 = w_2 \frac{F_0}{F}$$

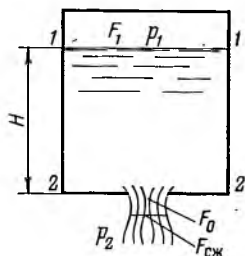
С учетом последнего соотношения предшествующее уравнение преобразуется к виду

$$\frac{w_2^2}{2g} \left[1 - \left(\frac{F_0}{F} \right)^2 \right] = H + \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g}$$

откуда получим следующее уравнение для скорости истечения идеальной жидкости:

$$w_2 = \sqrt{2g \frac{H + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}}{1 - \left(\frac{F_0}{F}\right)^2}} \quad (\text{II},81)$$

Как правило, площадь отверстия F_0 существенно меньше площади поперечного сечения сосуда F , т. е. $(F_0/F)^2 \ll 1$. Поэтому уравнение для скорости истечения обычно записывают так



$$w_2 = \sqrt{2g \left(H + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} \right)} \quad (\text{II},82)$$

Если истечение происходит в среду, находящуюся под давлением $p_2 = p_1$,

Рис. II-13. Истечение жидкости через донное отверстие при постоянном уровне.

например истечение из открытого сосуда в атмосферу, то

$$w_T = w_2 = \sqrt{2gH} \quad (\text{II},83)$$

Это так называемая формула Торичелли.

Уравнение (II,83) служит для расчета теоретической скорости истечения, так как при истечении реальной жидкости имеют место потери напора, связанные с преодолением сопротивлений и со сжатием струи (см. рис. II-13). Поэтому при истечении реальной (вязкой) жидкости для тех же сечений 1—1 и 2—2 уравнение Бернулли запишется так

$$H + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} + \xi \frac{w_2^2}{2g}$$

где ξ — коэффициент сопротивления при истечении.

Пренебрегая скоростью w_1 по сравнению со скоростью истечения w_2 , получим следующее уравнение для скорости истечения $w = w_2$:

$$w = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi}} \sqrt{2g \left(H + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} \right)} \quad (\text{II},84)$$

В частном случае при $p_1 = p_2$ получим

$$w = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi}} \sqrt{2gH} \quad (\text{II},85)$$

Сопоставляя уравнения (II,85) и (II,83), видим, что действительная скорость истечения всегда меньше теоретической. Отношение действительной скорости истечения к теоретической называется коэффициентом скорости и обозначается через φ

$$\varphi = \frac{w}{w_T} = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi}} \quad (\text{II},86)$$

С учетом этого уравнение (II,85) запишется в виде

$$\omega = \varphi \sqrt{2gH} \quad (\text{II},87)$$

Расход жидкости через отверстие будет равен

$$Q = F_{\text{сж}} \omega \quad (\text{II},88)$$

Между тем

$$F_{\text{сж}} = \varepsilon F_0 \quad (\text{II},89)$$

где ε — коэффициент сжатия струи.

Из уравнений (II,88) и (II,89) получим

$$Q = \varepsilon F_0 \omega = \varepsilon \varphi F_0 \omega_T = \varepsilon \varphi Q_T = \mu F_0 \sqrt{2gH} \quad (\text{II},90)$$

где $\mu = \varepsilon \varphi$ — коэффициент расхода.

Коэффициент расхода равен отношению фактического расхода жидкости к теоретическому. Коэффициенты μ и ε обычно определяют экспериментально, а коэффициент φ вычисляют. Величины коэффициентов μ и ε зависят от формы отверстия, типа местных сопротивлений, расположения отверстия в днище. Средние значения коэффициентов приведены в табл. II.1.

Уравнение (II,90) применяют также для расчета истечения жидкости через отверстие в боковой стенке. В этом случае за H принимают глубину погружения центра тяжести отверстия.

Истечение из донного отверстия при переменном уровне. В этом случае величина напора и скорость истечения непрерывно изменяются и поэтому приходится рассматривать бесконечно малые промежутки времени, чтобы использовать полученные ранее результаты.

ТАБЛИЦА II-1

Значения коэффициентов при истечении из отверстий

Тип местного сопротивления	ε	φ	μ
Отверстие в тонкой стенке	0,64	0,97	0,62
Короткий цилиндрический патрубок			
внешний	1	0,82	0,82
выдающийся внутрь сосуда	1	0,71	0,71
с хорошо закругленными краями	1	0,97	0,97
Конический патрубок			
сходящийся	0,98	0,96	0,94
расходящийся	1	0,45	0,45

Рассмотрим истечение жидкости из открытого сосуда (рис. II-14), имеющего площадь поперечного сечения F и донное отверстие площадью F_0 . За бесконечно малый промежуток времени dT через отверстие вытечет объем жидкости dQ , равный

$$dQ = \mu F_0 w dT = \mu F_0 \sqrt{2gH} dT$$

где H — глубина жидкости в сосуде в произвольный момент времени.

За то же время уровень жидкости в сосуде понизится на величину dH , поэтому объем жидкости в сосуде изменится на величину

$$dV = F dH$$

Из уравнения неразрывности следует, что

$$dQ = -F dH$$

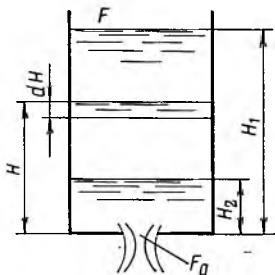


Рис. II-14. Истечение жидкости через донное отверстие при переменном уровне.

следовательно

$$\mu F_0 \sqrt{2gH} dT = -F dH$$

откуда

$$dT = - \frac{F dH}{\mu F_0 \sqrt{2gH}} \quad (II,91)$$

Полное время опорожнения сосуда определится при интегрировании уравнения (II,91):

$$T = \int_0^T dT = - \int_{H_1}^0 \frac{F dH}{\mu F_0 \sqrt{2gH}} = \frac{F}{\mu F_0 \sqrt{2g}} \int_0^{H_1} \frac{dH}{\sqrt{H}}$$

После интегрирования получим

$$T = \frac{2F \sqrt{H_1}}{\mu F_0 \sqrt{2g}} \quad (II,92)$$

При истечении через боковую стенку напор H_1 принимают равным глубине погружения центра тяжести отверстия.

Если происходит неполное опорожнение сосуда, то в сосуде остается слой жидкости глубиной H_2 . В этом случае время истечения жидкости из сосуда определится из выражения

$$T = \frac{2F (\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2})}{\mu F_0 \sqrt{2g}} \quad (II,93)$$

Приведенные уравнения могут быть также использованы при расчетах заполнения сосуда. Если поперечное сечение сосуда

изменяется по высоте, то это изменение скажется и на расчете T , так как в этом случае F зависит от H , т. е.

$$dT = - \frac{F(H) dH}{\mu F_0 \sqrt{2gH}} \quad (\text{II},94)$$

Истечение через водосливы. Водосливом называют перегораживающую поток стенку, через верх которой происходит переток жидкости. Верхняя кромка, или гребень водослива, может иметь различную конфигурацию, определяемую назначением водослива (рис. II-15). Различают водосливы следующих типов: с острой кромкой (рис. II-15, а), с широким порогом (рис. II-15, б), практического профиля (рис. II-15, в).

В зависимости от соотношения длины гребня водослива и ширины потока различают водосливы без бокового сжатия (длина гребня водослива равна ширине потока) и с боковым сжатием (длина гребня водослива меньше ширины канала). В плане гребень водослива может быть прямым, косым или иметь более сложную конфигурацию.

Участок потока перед водосливом называется верхним бьефом, а за водосливом — нижним бьефом. Если уровень потока в нижнем бьефе сразу за водосливом не превышает его гребня, то водослив называется незатопленным, в противном случае — затопленным.

Водослив с острой кромкой. Расход жидкости через такой водослив можно определить по аналогии с определением расхода жидкости через затопленное отверстие по формуле

$$Q = \frac{2}{3} mB \sqrt{2g} \left(H + \frac{\alpha w_0^2}{2g} \right)^{3/2} \quad (\text{II},95)$$

где B — ширина порога водослива; H — напор жидкости над порогом водослива; w_0 — скорость подхода жидкости к гребню водослива; α — коэффициент распределения скоростей; m — коэффициент расхода.

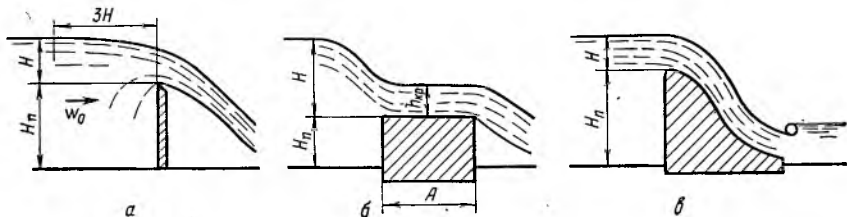


Рис. II-15. Водосливы основных типов.

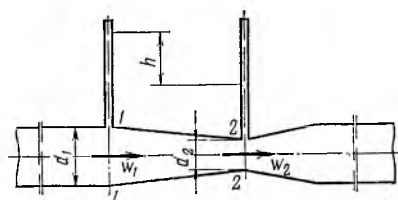
При достаточной ширине и глубине канала скоростью подхода жидкости w_0 можно пренебречь и пользоваться более простым уравнением

$$Q = \frac{2}{3} mB \sqrt{2g} H^{3/2} \quad (\text{II},96)$$

Средняя величина коэффициента расхода $m = 0,63$. Для других конфигураций водосливов имеются соответствующие уравнения, приводимые в гидравлических справочниках.

Измерение скоростей и расходов жидкости. Для измерения расхода жидкости применяют специальные приборы.

Расходомер Вентури (рис. II-16). Этот прибор состоит из двух цилиндрических труб, соединенных одна с другой двумя коническими патрубками. В сечениях 1—1 и 2—2 установлены пьезометрические трубки, разность уровней жидкости h , в которых указывает разность давлений в этих сечениях. Если записать уравнение Бернулли для сечений 1—1 и 2—2, то, пренебрегая потерями на рассматриваемом участке, получим



$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g}$$

Рис. II-16. Схема расходомера Вентури.

поскольку

$$\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = h$$

то

$$h = \frac{w_2^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g}$$

Используя уравнение постоянства расходов $w_1 F_1 = w_2 F_2$, получим

$$w_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 - \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2}}$$

Следовательно, искомый расход жидкости составит

$$Q = w_2 F_2 = F_2 \sqrt{\frac{2gh}{1 - \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2}}$$

Полученное уравнение не учитывает неравномерности распределения скоростей, потерь напора между рассматриваемыми сечениями, поэтому приходится вводить поправочный коэффициент α_Q , который устанавливается опытным путем, т. е.

$$Q = \alpha_Q \frac{F_2}{\sqrt{1 - \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2}} \sqrt{2gh} \quad (\text{II}, 97)$$

Диафрагма (рис. II-17) представляет собой диск с отверстием в центре, острая кромка которого размещена на входе потока. Диафрагма закрепляется между фланцами трубопровода. Расход определяется по разности уровней в пьезометрических трубках до и после диафрагмы по формуле

$$Q = C \sqrt{h} \quad (\text{II}, 98)$$

Коэффициент C определяется опытным путем при тарировке диафрагмы.

Ротаметр (рис. II-18) состоит из вертикальной конической трубки (обычно стеклянной), внутри которой находится поплавок. При движении жидкости снизу вверх поплавок поднимается до определенного уровня, обусловленного величиной расхода жидкости, который рассчитывают по формуле

$$Q = Ca \sqrt{2g \frac{V_{\text{п}}}{F_{\text{п}}} \cdot \frac{\rho_{\text{п}} - \rho}{\rho}} \quad (\text{II},99)$$

где a — площадь щели между поплавком и стенкой; $V_{\text{п}}$ — объем поплавка; $F_{\text{п}}$ — площадь горизонтального сечения поплавка; $\rho_{\text{п}}$ и ρ — плотность материала поплавка и жидкости соответственно.

Коэффициент сопротивления C является функцией числа Рейнольдса для щели и определяется при тарировке ротаметра. Обычно строят тарированную кривую $h(Q)$. Варьируя размеры поплавка, можно перекрыть значительный диапазон расходов для одной и той же трубки.

Трубка Пито — Прандтля (рис. II-19) служит для замера скоростей. Диаметр трубки может быть весьма малым — до 0,5 мм и поэтому считается, что замеряется локальная скорость. Трубка Пито — Прандтля включает прямую трубку для измерения пьезометрического напора $p/\rho g$ и изогнутую под углом 90° с открытым

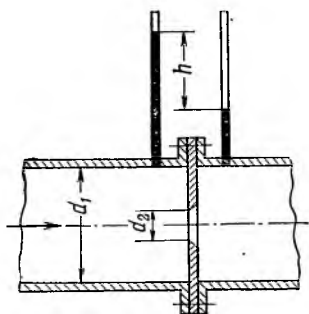


Рис. II-17. Диафрагма.

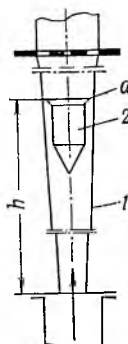


Рис. II-18. Схема устройства ротаметра:
1 — корпус; 2 — поплавок.

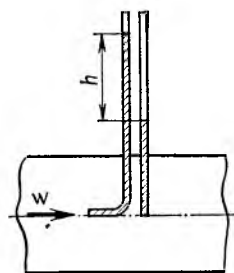


Рис. II-19. Схема замера скорости трубой Пито-Прандтля.

концом, направленным навстречу потоку жидкости, для измерения полного напора $p/\rho g + w^2/2g$. Конструктивно трубки объединены в одном корпусе. Разность уровней h в обеих трубках равна величине скоростного напора. Следовательно, $w = \sqrt{2gh}$. Практически в это уравнение приходится вводить поправочный коэффициент, учитывающий искажение потока и потери напора в самой трубке, т. е.

$$w = C\sqrt{2gh} \quad (\text{II},100)$$

Поправочный коэффициент C определяется для каждой трубки опытным путем. Обычно $C = 1,0—1,04$ в зависимости от точности изготовления трубки и ее размеров.

Движение жидкости в напорных трубопроводах и их расчет. Трубопроводы служат для доставки продуктов потребителям. Конфигурация трубопроводов может быть весьма разнообразной. Различают простые и сложные трубопроводы. Простой трубопровод не имеет ответвлений на всем пути движения жидкости. Слож-

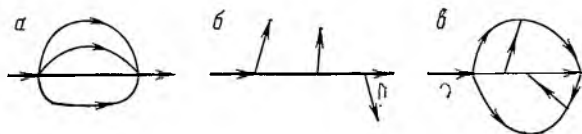


Рис. II-20. Схемы сложных трубопроводов:
а — параллельные; б — разветвленный; в — кольцевой.

ный трубопровод состоит из системы труб, включающей основную магистральную трубу и ответвления, присоединенные к ней.

Сложные трубопроводы могут быть следующих видов: с параллельным соединением труб (рис. II-20, а), разветвленные, в которых ответвления отходят от магистрали и в нее не возвращаются (рис. II-20, б), и кольцевые, представляющие собой замкнутую сеть, питаемую от основной магистрали (рис. II-20, в).

Каждый участок трубопровода должен обеспечить заданный расход при соответствующей потере напора. Это обеспечивается установкой насосов или разностью геометрических высот соответствующих точек трубопровода.

Потери напора на трение по длине рассчитывают по формуле Дарси — Вейсбаха для соответствующего участка трубопровода, местные потери напора — в зависимости от типа местного сопротивления. Обычно задаются скоростью жидкости, а затем рассчитывают потери напора, которые должны находиться в допустимых пределах. Ориентировочные скорости движения жидкости, газов и паров в трубопроводах приведены ниже, м/с:

<i>Жидкости</i>	
Движение самотеком	0,1—0,5
Движение в трубопроводах насосов	
всасывающих	0,5—1,5
нагнетательных	1—3
<i>Газы</i>	
Естественная тяга	2—4
Принудительное движение	
в газоходах вентиляторов	4—15
в нагнетательных трубопроводах компрессоров	10—25

Пары

Насыщенные при давлении, МПа

$>0,1$	10—25
$0,1—0,25$	20—40
$0,05—0,02$	40—60
$0,02—0,005$	60—75
Перегретые	30—50

Для расчета трубопровода должна быть составлена его полная схема, включающая все линейные участки, местные сопротивления и конфигурацию в пространстве вдоль трассы трубопровода.

Объемный расход жидкости связан с диаметром трубопровода соотношением

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} w \quad (II,101)$$

или в массовых единицах

$$G = Q\rho = \frac{\pi d^2}{4} w\rho \quad (II,102)$$

При увеличении скорости требуемый диаметр трубопровода уменьшается, однако возрастают потери напора. Поэтому можно выбрать диаметр трубопровода, который при заданном расходе отвечает минимальным эксплуатационным затратам. Для сложных систем задача решается с применением ЭВМ.

Гидравлический удар в трубопроводах. Гидравлический удар — это явление быстрого и значительного увеличения давления в трубопроводе, вызванное резкой остановкой движущейся в нем жидкости. Гидравлический удар может возникнуть при быстром закрытии запорного устройства (крана, клапана), внезапной остановке насоса и т. п. Вследствие резкого увеличения давления при гидравлическом ударе могут быть повреждены насосы, соединения труб и их стенки.

Чтобы разобраться в основных закономерностях этого яв-

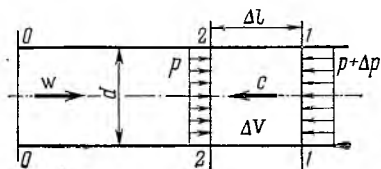


Рис. II-21. Схема к расчету гидравлического удара в трубопроводе.

ния, рассмотрим участок трубопровода, по которому движется жидкость со средней скоростью w (рис. II-21). Пусть в сечении 1—1 трубопровод быстро перекрывается каким-либо запорным устройством в момент времени T . Находящаяся слева от запорного устройства жидкость должна остановиться, при этом кинетическая энергия жидкости перейдет в потенциальную энергию давления. Поскольку жидкость сжимаема, вся масса жидкости, находящаяся слева от сечения 1—1, будет двигаться по инерции

вправо, сжимая остановившуюся перед сечением 1—1 жидкость. Если в какой-то момент времени $T + \Delta T$ сечением 2—2 ограничить объем жидкости, которая остановилась, то граница остановившейся жидкости 2—2 будет перемещаться влево со скоростью c . Эту скорость называют *скоростью распространения волны давления (ударной волны)*.

Остановившийся за время ΔT объем жидкости ΔV можно найти из следующего соотношения:

$$\Delta V = Fc\Delta T = F\Delta l \quad (\text{II}, 103)$$

где $F = \pi d^2/4$ — площадь поперечного сечения трубопровода.

Давление вблизи запорного устройства до его закрытия было равно p , а после закрытия стало $p + \Delta p$. Импульс силы $F \Delta p$, действующей в течение времени ΔT , равен $F \Delta p \Delta T$. За это же время ΔT объем жидкости ΔV потеряет количество движения $\rho F \Delta l w$. Используя теорему о количестве движения, получим

$$F \Delta p \Delta T = \rho F \Delta l w = \rho F c \Delta T w$$

откуда

$$\Delta p = \rho c w \quad (\text{II}, 104)$$

Уравнение (II,104) используют для нахождения величины повышения давления Δp при гидравлическом ударе. Оно было получено Н. Е. Жуковским.

Возникшее первоначально в месте перекрытия трубопровода повышение давления распространяется против течения жидкости по всему трубопроводу со скоростью c . Достигнув начального сечения 0—0, ударная волна отразится и будет двигаться в обратном направлении к сечению 1—1 и т. д. Вследствие этого находящаяся в трубопроводе жидкость будет совершать колебательные движения, которые будут затухающими, что обусловлено гидравлическими сопротивлениями.

Скорость распространения ударной волны c зависит от свойств перекачиваемой жидкости, материала, диаметра, толщины стенки трубы и определяется по уравнению

$$c = \sqrt{\frac{K/\rho}{1 + \frac{Kd}{E\delta}}} \quad (\text{II}, 105)$$

где K — модуль упругости жидкости (величина, обратная коэффициенту сжимаемости), Па; ρ — плотность жидкости, кг/м³; E — модуль упругости материала трубы, Па; d и δ — диаметр трубопровода и толщина его стенки соответственно, м.

Если $E\delta \gg Kd$, то скорость распространения ударной волны равна скорости распространения звука в жидкости и определяется по следующему уравнению:

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (\text{II}, 106)$$

При гидравлическом ударе давление в трубопроводе достигает значительных величин. Для водопроводных труб из стали и чугуна

отношение Δp (в МПа) к скорости движения жидкости w (в м/с) составляет

$$\frac{\Delta p}{w} = 1,0 - 1,4 \quad (II,107)$$

Для борьбы с гидравлическим ударом применяют различные приспособления, увеличивающие время срабатывания запорных устройств, автоматически действующие предохранительные клапаны, воздушные колпаки и т. п.

Элементы трубопроводов. Трубопровод включает в себя следующие основные элементы: трубы, фасонные части или фитинги (отводы, крестовины, переходы с одного диаметра на другой и др.), соединения (фланцевые, муфтовые, цапковые, сварные), арматуру.

Для изготовления труб применяют стали (углеродистые, легированные), чугун, цветные металлы, фаолит, винипласт, полиэтилен, стекло и др. Применение того или иного материала определяется агрессивностью среды, рабочими давлением и температурой.

Для соединения отдельных участков трубопроводов, а также для установки арматуры, приборов контроля и автоматики применяют неразъемные (сварные) и разъемные (фланцевые, резьбовые) соединения. Плотность разъемных соединений должна обеспечиваться как при рабочих давлении и температуре, так и при заполнении трубопровода продуктом.

Для условных давлений до 2,5 МПа и температур до 300 °С используют плоские приварные фланцы, а для условных давлений до 25 МПа фланцы приварные встык (воротниковые): для температур до 425 °С из углеродистых сталей и для температур выше 425 °С из легированных сталей.

Плотность фланцевых соединений, работающих при условных давлениях (до 4 МПа), обеспечивается плоскими или гофрированными прокладками, изготовленными из паронита, картона, асбеста, фторопласта, а также асбометаллическими прокладками в зависимости от среды, давления и температуры. Для условных давлений свыше 6,4 МПа применяют металлические прокладки овального сечения и линзовые уплотнения. Для паропроводов, трубопроводов горячей воды, нефтепродуктопроводов широкое применение нашли прокладки из паронита.

Применение фланцев определяется ГОСТом. На рис. II-22 приведены основные типы фланцевых соединений.

Фланцевые соединения обеспечивают хорошую герметичность стыков, удобство их подтяжки, надежную прочность, возможность применения для широкого интервала давлений, возможность многократной разборки и сборки. Вместе с тем эти соединения имеют и некоторые недостатки: возможность потери герметичности при вибрации трубопровода, большие габариты и масса, большая трудоемкость сборки. Особенно это проявляется при

использовании трубопроводов больших диаметров для средних и высоких давлений.

Основные типы применяемых прокладок для фланцевых соединений приведены на рис. II-23.

Для соединения труб и присоединения арматуры с условным проходом менее 80 мм применяют резьбовые соединения — муфтовое и цапковое (рис. II-24).

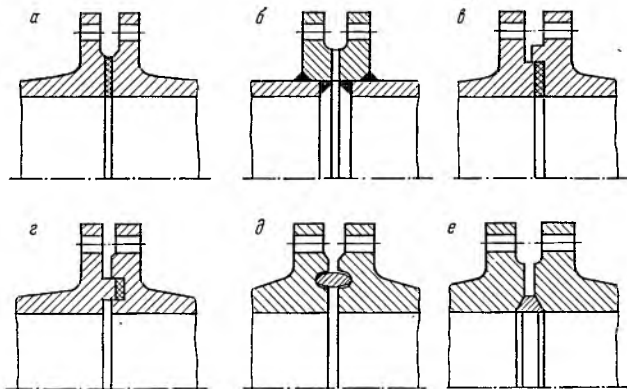


Рис. II-22. Основные типы фланцевых соединений:

а — плоские приварные встык; *б* — плоские приварные накладки; *в* — плоские приварные встык типа выступ-впадина; *г* — плоские приварные встык типа шип-паз; *д* — плоские приварные встык с прокладкой овальной сечения; *е* — плоские приварные встык с линзовой прокладкой.

В муфтовом резьбовом соединении герметичность достигается применением мелкой резьбы соответствующей длины и поперечного сечения, а также специальных смазок, не растворяющихся в перекачиваемом продукте и обладающих большой вязкостью при рабочих условиях. В цапковом соединении герметичность обеспечивается металлической прокладкой, которая зажимается накидной гайкой между специально обработанными поверхностями соединяемых труб, а также специальными смазками.

Арматура. Для переключения потоков жидкостей или газов, транспортируемых по трубопроводам, служит специальное оборудование, которое носит общее название — арматура. Арматуру принято классифицировать по конструкции привода, выполняемым функциям и конструктивным особенностям.

В зависимости от конструкции привода различают приводную и самодействующую арматуру. В приводной арматуре для управления затвором служит привод: механический, электрический, пневматический и др. В самодействующей арматуре движение рабочего органа (затвора) осуществляется автоматически при изменении какого-либо параметра среды (скорости, давления, температуры и т. п.).

В зависимости от выполняемых функций различают арматуру запорную, обратные и предохранительные клапаны, дросселирующую и регулирующую. Запорная арматура (задвижки, вентили, краны) предназначена для включения или отключения потоков перекачиваемых сред. Затвор обратных клапанов закрывается при изменении направления движения потока. Назначение арматуры других видов ясно из ее названия.



Рис. 11-23. Основные типы прокладок для фланцевых соединений:

а — плоская из прессованного асбеста, паронита, алюминия; *б* — плоская металлическая оболочка с асбестовым заполнением; *в* — гофрированная металлическая оболочка с асбестовым заполнением; *г* — овального сечения; *д* — полукруглого сечения цельнометаллическая.

Арматура предназначена для оперативных переключений, обеспечивающих протекание технологических процессов, а также для отключений отдельных участков трубопроводов и аппаратов при ремонтах, авариях и др. На трубопроводах технологических и энергетических установок арматура эксплуатируется весьма интенсивно, подвергаясь воздействию высоких и низких температур, давлений, вибраций, агрессивных жидкостей и газов. Поэтому арматура должна быть надежной и долговечной, а ее тип и конструкция должны отвечать рабочим условиям. Правильный выбор арматуры в значительной степени предопределяет длительную безаварийную работу как самой арматуры, так и всей технологической установки.

Основные требования, которые предъявляют к арматуре установок нефтегазопереработки, — это прочность, герметичность, надежность, взрывобезопасность и коррозионная стойкость.

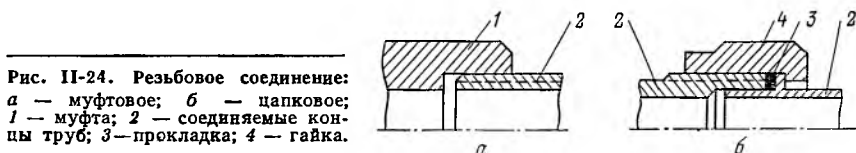


Рис. 11-24. Резьбовое соединение:

а — муфтовое; *б* — цапковое; 1 — муфта; 2 — соединяемые концы труб; 3 — прокладка; 4 — гайка.

Арматуру классифицируют также по величинам условного давления и условным проходам. Условное давление p_u равно допустимому рабочему давлению при нормальной температуре для данного типа арматуры. С повышением температуры механические свойства конструкционных материалов снижаются. Поэтому при высокой рабочей температуре допустимое рабочее давление меньше условного. Соотношение рабочего и условных давлений для сталей, чугунов, бронзы и латуни определяется ГОСТом.

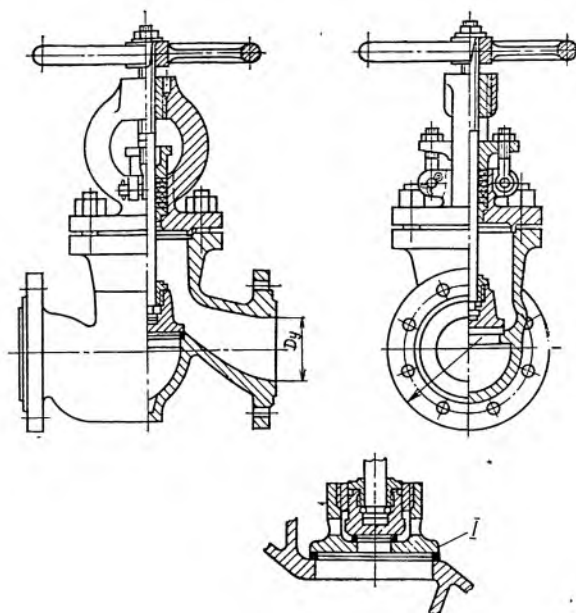


Рис. II-25. Вентиль фланцевый (I — затвор с разгрузочным золотником).

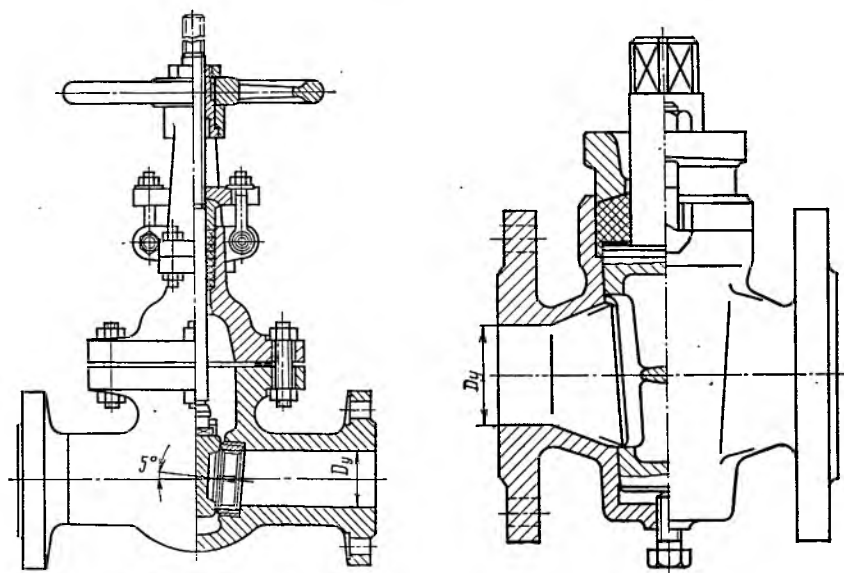


Рис. II-26. Задвижка ($p_y = 1,6$ МПа).

Рис. II-27. Кран сальниковый фланцевый.

По величине условного давления различают арматуру: низкого давления на p_y до 1 МПа, среднего давления на p_y от 1,6 до 6,4 МПа и высокого давления на p_y от 10 до 100 МПа. Кроме того, можно также выделить вакуумную арматуру, предназначенную для рабочих давлений ниже атмосферного, и арматуру для сверхвысоких давлений (свыше 100 МПа).

Диаметр условного прохода арматуры D_y соответствует номинальному внутреннему диаметру трубопровода, на котором устанавливают арматуру.

При одном и том же диаметре условного прохода различные типы арматуры могут иметь разные проходные сечения запорного устройства (например, задвижка, вентиль, кран). По величине D_y различают арматуру малых ($D_y \leq 40$ мм), средних ($D_y = 50—250$ мм) и больших проходов ($D_y > 250$ мм).

По конструктивным особенностям арматуру разделяют на вентили, задвижки, краны и клапаны. Затвор вентилей (тарелка, диск, игла) перемещается перпендикулярно плоскости размещения уплотнительной поверхности корпуса. Запорный орган задвижек (диск, клин) перемещается вдоль уплотнительных поверхностей корпуса. Задвижки могут быть клиновидными и параллельными, с выдвигным и невыдвигным шпинделем.

На рис. II-25—II-27 представлена запорная арматура некоторых типов.

На паро- и газопроводах для автоматического удаления из системы конденсата устанавливают конденсационные горшки.

Арматура имеет специальную маркировку, отражающую ее основные конструктивные особенности, материал и область применения. При эксплуатации арматуры необходимо следить за герметичностью уплотнительных поверхностей, сальника и фланцевых (резьбовых) соединений. Негерметичность соединений арматуры с трубопроводом, а также сальника обычно можно устранить более сильной их затяжкой. Утечка через уплотнительные поверхности запорного устройства вызывается попаданием окалина, твердых частиц и т. п. Если уплотнительная поверхность повреждена не на всю ширину, то герметичность можно восстановить, продувая арматуру. При повреждении зеркала уплотнительной поверхности на всю ширину требуется ремонт арматуры, заключающийся в притирке уплотнительных поверхностей или в их проточке и притирке с последующей проверкой герметичности на испытательном стенде.

Надежная эксплуатация арматуры в первую очередь определяется строгим соблюдением плановых сроков ревизии, которые устанавливают, исходя из особенностей эксплуатации арматуры в данной отрасли промышленности.

Насосы и компрессоры

1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА НАСОСОВ

Для перемещения жидкостей по трубопроводам служат гидравлические машины — насосы. Подводимая от двигателя энергия преобразуется в насосе в энергию потока жидкости.

По виду рабочей камеры и сообщения ее с входом и выходом насоса различают объемные и динамические насосы. Жидкая среда объемных насосов перемещается в результате периодического изменения занимаемого ею объема камеры, попеременно сообщаемой с входом и выходом насоса. Жидкая среда динамических насосов перемещается под силовым воздействием на нее в камере насоса, которая постоянно сообщается с его входом и выходом.

К динамическим насосам относятся следующие основные типы: центробежные, осевые (пропеллерные), вихревые, струйные; к объемным — поршневые и ротационные.

В поршневых насосах перемещение жидкости осуществляется поршнем, совершающим возвратно-поступательное движение. Поршневые насосы получили широкое распространение в XIX в., когда основными двигателями стали служить паровая машина или тихоходные двигатели внутреннего сгорания. В настоящее время поршневые насосы применяют для перекачивания небольших количеств жидкости, создания высокого давления, перемещения вязких жидкостей. Величина создаваемого давления ограничивается механической прочностью деталей насоса.

В ротационных насосах жидкость вытесняется из замкнутой камеры в нагнетательный патрубок вращающимися зубьями шестерен, кулачками, винтами или радиальноперемещающимися пластинами. Насосы этого типа позволяют создавать давление порядка 10 МПа и более при относительно небольшой производительности.

С появлением быстроходных паровых турбин и особенно электродвигателей широкое распространение получили динамические насосы. По виду сил, действующих на жидкую среду, различают динамические насосы лопастные и трения.

В лопастных насосах, к которым относятся центробежные и осевые, жидкость перемещается от центра рабочего колеса к его

периферии под действием центробежных сил, возникающих при силовом воздействии лопаток рабочего колеса на перекачиваемую жидкость.

В вихревых насосах жидкость перемещается по периферии рабочего колеса в тангенциальном направлении за счет главным образом сил трения, возникающих при вращении рабочего колеса. В осевых насосах повышение давления относительно невелико (до 0,15 МПа), но производительность достигает нескольких десятков кубических метров в секунду. Для невысоких и средних напоров применяют, как правило, центробежные насосы. В настоящее время созданы центробежные насосы для давлений до 30 МПа.

Вихревые насосы получили наибольшее распространение в стационарных и передвижных установках мощностью до нескольких десятков киловатт для перекачки маловязких жидкостей, не содержащих абразивных примесей. Вихревые насосы могут при прочих равных условиях обеспечить большие напоры, чем центробежные, однако к.п.д. их значительно ниже (в 1,7—3 раза), чем к.п.д. центробежных.

Струйные насосы используют кинетическую энергию потока жидкости для создания давления. Они имеют низкий к.п.д.; их применяют обычно для перекачки небольших объемов.

В настоящее время технологические установки укомплектованы в основном центробежными насосами.

Технология переработки нефти и газа требует применения различных насосов, обеспечивающих соответствующие напоры и производительности при перекачке нефти, нефтепродуктов, сжиженных газов, кислот, щелочей и других продуктов. Температуры некоторых технологических потоков могут достигать 400 °С.

Нефтяные центробежные насосы объединены в нормальный ряд и позволяют удовлетворить потребности всех технологических процессов нефтегазопереработки. Насосы нормального ряда имеют следующую маркировку. Первая цифра в маркировке означает диаметр всасывающего патрубка, уменьшенный в 25 раз и округленный; буква Н — нефтяной (или «насос» для кислотных и щелочных насосов); Г — горячий; Д — первое колесо с двусторонним подводом жидкости; В — вертикальный; К — консольный; КЭ — консольный в одном блоке с электродвигателем; М — многоступенчатый. Первая цифра после букв означает коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз. Цифра в конце маркировки после знака умножения соответствует числу ступеней, а стоящая за ней буква К — насос предназначен для перекачки кислот и щелочей, С — для сжиженных газов. Нефтяные центробежные насосы принято классифицировать также по следующим признакам:

1) в зависимости от температуры перекачиваемой среды: на холодные — для температур до 220 °С (насосы типов Н, НК, НД)

и горячие — для температур от 220 до 400 °С (насосы типов НГ, НГК, НГД);

2) по назначению: для перекачки нефти и нефтепродуктов, сжиженных углеводородных газов, а также кислот и щелочей.

На нефтеперерабатывающих установках применяют также центробежные многоступенчатые горячие насосы типа КВН (КВН-55-70; КВН-55-120 и КВН-55-180) с приводом от паровой турбины конденсационного типа. Большинство насосов нормального ряда комплектуется с приводом на общей фундаментной плите. Валы насоса и привода соединяют муфтой. Валы насосов уплотняют, как обычными, сальниками с мягкой набивкой, так и торцовыми уплотнениями (особенно при перекачке сжиженных газов). При этом сальники нефтяных насосов снабжают системами масляного уплотнения и водяного охлаждения, что повышает надежность работы насоса и его герметичность.

На нефтегазоперерабатывающих заводах применяют также паровые прямодействующие и приводные поршневые насосы. Они предназначены для перекачки как холодных жидкостей с температурой до 100 °С, так и горячих с более высокой температурой. К первой группе относятся насосы НПС-1, ПНМ, БНП, В-2 и др.; ко второй — насосы СЛ-1М, СЛ-1МС, 1СП, НПН-3 и др. Штоки гидравлических цилиндров насосов для перекачки горячих нефтепродуктов имеют охлаждаемые водой сальники;

3) в зависимости от величины создаваемого давления различают центробежные насосы низконапорные (одноступенчатые), средне-напорные (одно- и многоступенчатые) и высоконапорные (многоступенчатые).

По величине подачи можно выделить насосы малой (до 100 м³/ч), средней (100—1000 м³/ч) и большой (свыше 1000 м³/ч) подачи.

2. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

Принцип действия центробежного насоса. Схема установки центробежного насоса приведена на рис. III-1. Центробежный насос состоит из рабочего колеса 5 с криволинейными лопатками 7, насаженного на вал 6. Вал приводится во вращение от электродвигателя или паровой турбины. Рабочее колесо вращается в неподвижном корпусе 4, рабочая спиральная камера которого имеет переменное сечение (улитку) и через задвижку 9 и обратный клапан 10 соединена с нагнетательным трубопроводом 11. Последний присоединен к приемному резервуару.

При вращении рабочего колеса заполняющая его каналы жидкость перемещается от центра к периферии, поступает в спиральную камеру и оттуда — в нагнетательный трубопровод. Вследствие эвакуации жидкости из каналов колеса в центральной части его создается вакуум. Под действием внешнего давления p_1 в заборном резервуаре жидкость поступает по всасывающему трубопроводу в насос. В результате этого во всей системе создается непрерывное движение жидкости.

Из рабочего колеса жидкость выходит с большой скоростью. Для преобразования скоростного напора в энергию давления вокруг рабочего колеса устанавливают направляющий аппарат 8. Направляющий аппарат неподвижно установлен в корпусе насоса и представляет собой кольцо, состоящее из двух дисков с направляющими лопатками. Скорость жидкости на выходе из направляющего аппарата меньше, чем на входе, а давление, наоборот, больше.

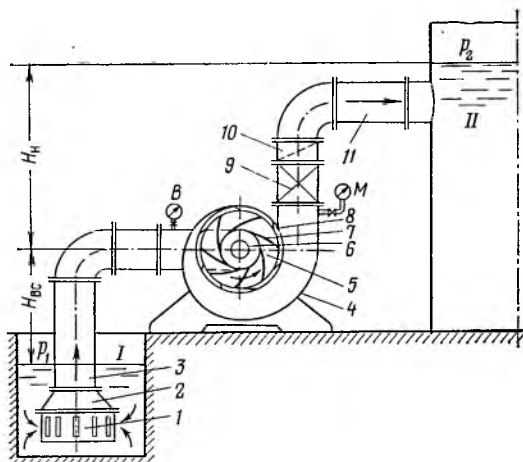


Рис. III-1. Схема установки центробежного насоса:

1 — заборный резервуар; II — приемный резервуар; B — вакуумметр; M — манометр; 1 — фильтр (сетка); 2 — обратный клапан на приеме насоса; 3 — всасывающий трубопровод; 4 — корпус насоса; 5 — рабочее колесо; 6 — вал; 7 — лопатка; 8 — направляющий аппарат; 9 — задвижка; 10 — обратный клапан на нагнетающей линии насоса; 11 — нагнетательный трубопровод.

Для преобразования скоростного напора в энергию давления служит также конически расширяющийся патрубок (диффузор), устанавливаемый после спиральной камеры перед входом в нагнетательный трубопровод. По нагнетательному трубопроводу жидкость поступает в приемный резервуар. Поскольку центробежный насос не может засасывать жидкость вследствие значительной разности плотностей жидкости и воздуха (паров), перед пуском всасывающий трубопровод и корпус насоса должны быть залиты жидкостью или в них создано разрежение специальным насосом.

Основное уравнение центробежного насоса. Рассмотрим движение жидкости в каналах рабочего колеса (рис. III-2). Будем считать, что все частицы жидкости движутся по одинаковым криволинейным траекториям, определяемым формой лопаток. Движение частиц жидкости в каналах колеса является сложным: они движутся вдоль лопаток с относительной скоростью w , направленной по касательной к соответствующему элементу лопатки, и вращаются вместе с колесом с переносной скоростью u , которая

равна окружной скорости вращения колеса на соответствующем радиусе. Результирующая (абсолютная) скорость жидкости в колесе c равна геометрической сумме этих двух скоростей.

С учетом обозначений на рис. III-2 получим следующие зависимости между скоростями:

на входе

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1u_1 \cos \alpha_1 \quad (\text{III},1)$$

на выходе

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2u_2 \cos \alpha_2 \quad (\text{III},2)$$

Если не принимать во внимание потери напора в колесе, то уравнение Бернулли для входного и выходного сечений будет иметь вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g} - H_T \quad (\text{III},3)$$

где H_T — энергия, полученная жидкостью от рабочего колеса и равная полному напору, развиваемому колесом.

В каналах рабочего колеса жидкость приобретает дополнительную энергию $H_{ц}$, соответствующую работе центробежной

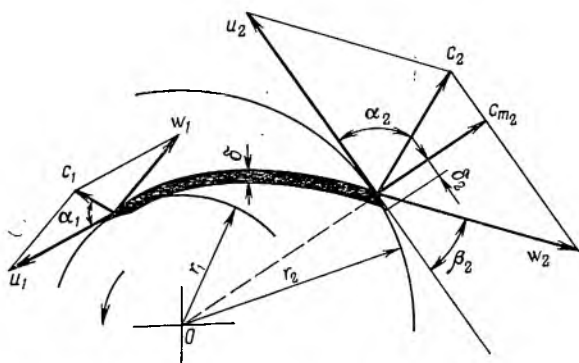


Рис. III-2. Схема движения жидкости в каналах рабочего колеса.

силы, т. е. для относительного движения уравнение Бернулли запишется так

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} - H_{ц} \quad (\text{III},4)$$

Величину $H_{ц}$ можно найти из следующих соображений. Рассмотрим частицу жидкости массой m , вращающуюся с угловой скоростью ω на расстоянии r от оси вращения. Центробежная сила, действующая на эту частицу, составит

$$m\omega^2 r$$

а ее работа на элементарном пути перемещения dr равна

$$dA = m\omega^2 r dr$$

Полная работа на пути перемещения с окружности радиуса r_1 на входе на окружность радиуса r_2 на выходе составит

$$A = \int_{r_1}^{r_2} m\omega^2 r dr = \frac{m\omega^2}{2} (r_2^2 - r_1^2) = \frac{m}{2} (u_2^2 - u_1^2)$$

Отнеся эту работу к единице веса жидкости, получим

$$H_{\text{ц}} = \frac{A}{mg} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

Подставив это выражение $H_{\text{ц}}$ в уравнение (III,4), получим

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad (\text{III},5)$$

Из уравнений (III,3) и (III,5) следует, что

$$H_{\text{т}} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (\text{III},6)$$

Уравнение (III,6) позволяет вычислить так называемый теоретический напор. Заменив $w_1^2 - w_2^2$ через уравнения (III,1) и (III,2), получим

$$H_{\text{т}} = \frac{c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1}{g} \quad (\text{III},7)$$

Это уравнение, называемое *основным уравнением центробежного насоса*, получено Эйлером. Оно справедливо для расчета теоретического напора любых лопастных машин.

Для снижения потерь напора и безударного ввода жидкости в колесо скорость подвода жидкости к его каналам должна практически совпадать с абсолютной скоростью на входе в колесо. Обычно жидкость входит в колесо в радиальном направлении, т. е. $\alpha_1 = 90^\circ$ и $\cos \alpha_1 = 0$. В этом случае второй член в уравнении (III,7) исключается. Из уравнения (III,7) следует, что для получения $H_{\text{т}} > 0$ необходимо, чтобы угол α_2 был меньше 90° , т. е. направление абсолютной скорости c_2 должно по возможности ближе совпадать с направлением переносной скорости u_2 . Обычно $\alpha_2 = 8-15^\circ$.

Действительный напор $H_{\text{д}}$, создаваемый насосом, меньше теоретического по следующим причинам:

- 1) наличие гидравлических сопротивлений при движении жидкости в каналах колеса;
- 2) наличие конечного числа лопаток толщиной δ , вызывающих неравномерное распределение скоростей по сечению каждого канала.

Поэтому величину действительного напора H_d вычисляют с учетом двух поправочных коэффициентов: гидравлического к. п. д. η_r и коэффициента K , зависящего от формы и числа лопаток

$$H_d = H_T \eta_r K = \frac{c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1}{g} \eta_r K \cong \frac{c_2 u_2 \cos \alpha_2}{g} \eta_r K \quad (\text{III}, 8)$$

В среднем $\eta_r = 0,80-0,95$; $K = 0,75-0,85$.

Основные расчетные параметры насоса. При расчете и проектировании насосных установок для обеспечения заданной производительности насоса необходимо рассчитать высоту всасывания; напор, создаваемый насосом, потребляемую насосом мощность.

Высота всасывания должна быть такой, чтобы обеспечить подъем жидкости по всасывающему трубопроводу. В насосе необходимо создать такое разрежение, чтобы давление p_v в нем было меньше давления p_1 на свободной поверхности заборного резервуара. Разность давлений $p_1 - p_v$ является движущей силой, заставляющей жидкость перемещаться из резервуара в насос.

Уравнение Бернулли для концевых сечений всасывающего трубопровода имеет вид

$$\frac{p_1}{\rho g} = H_{вс} + \frac{p_v}{\rho g} + \frac{w_{вс}^2}{2g} + h_{вс}$$

Отсюда геометрическая высота всасывания

$$H_{вс} = \frac{p_1 - p_v}{\rho g} - \frac{w_{вс}^2}{2g} - h_{вс} \quad (\text{III}, 9)$$

а давление в насосе

$$p_v = p_1 - \rho g (H_{вс} + h_{вс}) - \rho \frac{w_{вс}^2}{2} \quad (\text{III}, 10)$$

Из полученных уравнений следует, что высота всасывания может быть тем больше, чем меньше потери $h_{вс}$ и скорость жидкости $w_{вс}$ во всасывающем трубопроводе.

При нормальной работе насоса давление p_v не должно быть слишком низким, а должно быть больше давления насыщенных паров перекачиваемой жидкости $P_{н.п.}$, которое отвечает температуре кипения жидкости, т. е. температуре перекачиваемой жидкости

$$p_v > P_{н.п.} \quad (\text{III}, 11)$$

Если условие (III,11) не выполняется, то в этих зонах происходит усиленное парообразование вследствие закипания жидкости; при этом образуются полости, заполненные парами жидкости и выделяющимся из нее воздухом. Это сопровождается нарушением сплошности жидкостного потока в колесе насоса и отрывом потока жидкости от лопаток. При попадании такой неоднородной жидкости в область более высокого давления происходит конденсация паров и захлопывание образовавшихся паровых поло-

стей. Внешне это проявляется в снижении подачи, шуме, ударах. Длительная работа в таком режиме может привести к разрушению насоса. Рассмотренное явление называется *кавитацией* (от латинского слова «кавитас» — полость).

Чтобы исключить появление кавитации, давление всасывания должно отвечать соотношению

$$p_{\text{в}} = p_1 - \rho g (H_{\text{вс}} + h_{\text{вс}}) - \rho \frac{w_{\text{вс}}^2}{2} - \sigma p > P_{\text{н.п}} \quad (\text{III}, 12)$$

где p_1 — полное давление, развиваемое насосом, $p = \rho g H$; σ — коэффициент кавитации.

Для геометрической высоты всасывания получим формулу

$$H_{\text{вс}} = \frac{p_1 - p_{\text{в}}}{\rho g} - \frac{w_{\text{вс}}^2}{2g} - h_{\text{вс}} - \sigma H \quad (\text{III}, 13)$$

Коэффициент кавитации рассчитывают по специальным формулам в зависимости от производительности насоса, числа оборотов рабочего колеса и напора.

Как следует из приведенных уравнений, при перекачке горячих нефтепродуктов, давление насыщенных паров которых в этих условиях достаточно велико, требуется иметь подпор перекачиваемой жидкости на всасывающей линии насоса, т. е. заборный резервуар должен быть установлен выше насоса.

Полным или манометрическим напором насоса H называется напор, создаваемый насосом для подъема жидкости, преодоления гидравлических сопротивлений во всасывающих и нагнетательных трубопроводах и разности давлений на стороне нагнетания и всасывания, т. е.

$$H = H_{\text{вс}} + H_{\text{н}} + h_{\text{вс}} + h_{\text{н}} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} \quad (\text{III}, 14)$$

Если подача (производительность) насоса будет Q , то полезная мощность, сообщаемая жидкости, будет равна

$$N_{\text{т}} = \rho g Q H \quad (\text{III}, 15)$$

Фактическая мощность N , потребляемая насосом, больше полезной мощности вследствие потерь энергии в насосе и в передаче. Это обстоятельство учитывается введением к. п. д. насоса η

$$N = \frac{N_{\text{т}}}{\eta} = \frac{\rho g Q H}{\eta} \quad (\text{III}, 16)$$

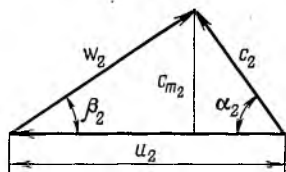
Обычно к. п. д. насоса $\eta = 0,6-0,8$.

Объемный расход жидкости, протекающей через рабочее колесо, с учетом сужения живого сечения колеса лопатками толщиной δ_2 на выходе при их числе z (см. рис. III-2) определится из выражения

$$Q = (2\pi r_2 - z\delta_2) b_2 c_{m_2} \quad (\text{III}, 17)$$

где b_2 — ширина лопатки на выходе; c_{m_2} — скорость выхода жидкости из колеса в радиальном направлении (см. рис. III-2).

Рабочая характеристика центробежного насоса. Центробежные насосы выпускаются заводами на определенные производительность Q , высоту напора H , частоту вращения n и мощность N . При этом насос должен работать в области максимального к. п. д. Однако при эксплуатации часто приходится использовать насос для других условий работы, что изменяет все его рабочие показатели. С этой целью необходимо знать взаимосвязь между всеми рабочими параметрами насоса.



Если рассмотреть треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса

Рис. III-3. Треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса.

(рис. III-3), то при изменении частоты вращения рабочего колеса насоса с n на n' получим новый треугольник скоростей, подобный исходному (углы α_2 и β_2 сохраняются). Отсюда следует, что

$$\frac{u_2}{u'_2} = \frac{c_2}{c'_2} = \frac{w_2}{w'_2} = \frac{c_{m2}}{c'_{m2}} = \frac{n}{n'} \quad (\text{III}, 18)$$

Сравнив это соотношение с уравнением (III, 17), получим

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'} \quad (\text{III}, 19)$$

т. е. производительность насоса пропорциональна частоте вращения рабочего колеса. Согласно уравнениям (III, 8) и (III, 18), отношение развиваемых насосом напоров при разном числе оборотов будет равно

$$\frac{H_d}{H'_d} = \frac{u_2 c_2}{u'_2 c'_2} = \left(\frac{n}{n'} \right)^2 \quad (\text{III}, 20)$$

т. е. развиваемый насосом напор пропорционален квадрату частоты вращения. Поскольку потребляемая насосом мощность $N \sim QH_d$, при разных числах оборотов получим соотношение

$$\frac{N}{N'} = \left(\frac{n}{n'} \right)^3 \quad (\text{III}, 21)$$

т. е. гидравлическая мощность пропорциональна кубу частоты вращения. Приведенные зависимости называются *законом подобия*.

На практике полученные зависимости строго не соблюдаются, так как с изменением одного рабочего параметра изменяются и другие, в частности к. п. д. насоса. Поэтому для каждого насоса следует определять эти зависимости из опыта.

Зависимость между напором H_d , мощностью N , к. п. д. насоса η и его производительностью Q при постоянной частоте вращения рабочего колеса изображается графически и называется

характеристикой насоса. Общий вид подобной характеристики приведен на рис. III-4.

Геометрически подобные насосы можно характеризовать также коэффициентом быстроходности, под которым понимают частоту вращения модельного насоса, геометрически подобного данному, который при подаче $Q = 75$ л/с развивает напор $H_d = 1$ м. Для геометрически подобных насосов коэффициент быстроходности является величиной постоянной. Коэффициент быстроходности n_s определяется следующей зависимостью:

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H_d^{3/4}} \quad (\text{III}, 22)$$

где n — частота вращения колеса, об/мин; Q — производительность, м³/с; H_d — напор, м.

Чем больше коэффициент быстроходности, тем меньше диаметр колеса и больше отношение ширины канала на выходе к диаметру колеса, а направление движения жидкости из радиального переходит в осевое ($n_s > 300$). Поэтому по величине коэффициента быстроходности различают следующие три группы насосов: центробежные ($n_s < 300$), диагональные ($300 \leq n_s \leq 600$), пропеллерные ($n_s > 600$). Пропеллерные насосы применяют для создания циркуляции жидкости в различных аппаратах, например в реакторах алкилирования.

Совместная работа центробежных насосов. Работа центробежного насоса должна рассматриваться совместно с трубопроводом,

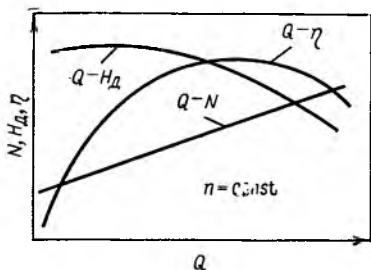


Рис. III-4. Характеристика центробежного насоса.

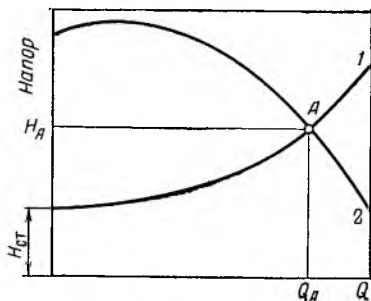


Рис. III-5. Характеристика трубопровода и центробежного насоса ($H_{ст}$ — статический напор):

1 — характеристика трубопровода; 2 — характеристика насоса.

к которому он подключен, так как подача и напор устанавливаются в зависимости от сопротивления трубопровода.

На рис. III-5 приведены характеристики трубопровода и насоса, из сопоставления которых видно, что при работе на данный трубопровод насос не может обеспечить подачу больше Q_A , хотя по характеристике насоса возможна большая подача, но при

напоре меньше H_A . При большей подаче, чем Q_A , сопротивление трубопровода будет больше H_A , и насос не сможет подать большее, чем Q_A , количество жидкости.

При эксплуатации центробежные насосы могут быть соединены последовательно и параллельно (рис. III-6). Последовательное соединение центробежных насосов осуществляют с целью

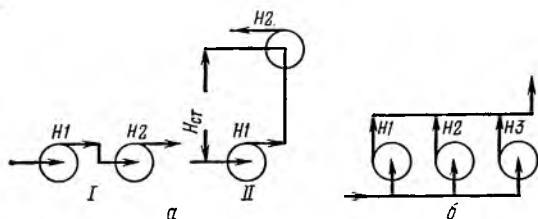


Рис. III-6. Схемы соединения насосов:

а — последовательное; I — при перекачке на одном уровне; II — при перекачке на другой уровень; б — параллельное.

увеличения давления на выходе из системы насосов. При этом через каждый насос проходит все количество перекачиваемой жидкости.

Общий вид характеристики последовательно соединенных насосов остается аналогичным характеристике одного насоса. Однако при данной производительности будет получен тем больший напор, чем больше насосов включено последовательно. Особенно часто эту схему применяют на магистральных трубопроводах, что позволяет более эффективно использовать трубопровод при перекачке различных нефтепродуктов. В химической и нефтеперерабатывающей промышленности такую схему используют для перекачки продуктов на требуемую высоту, когда один насос не может дать необходимый при заданной производительности напор (см. рис. III-6, а, II).

При параллельном соединении центробежные насосы работают на общий трубопровод. В этом случае стремятся увеличить подачу в трубопровод. При параллельной работе насосов существенное значение имеет форма кривой $Q - H_d$. Полностью характеристики параллельно работающих насосов могут не совпадать, однако желательно, чтобы в отсутствие подачи ($Q = 0$) насосы создавали одинаковые напоры.

Рассмотрим работу трех параллельно соединенных центробежных насосов. Характеристики одного насоса, а также двух и трех насосов приведены на рис. III-7. Для получения характеристики $Q - H_d$ нескольких параллельно работающих насосов необходимо при данной величине H_d сложить абсциссы Q . Пересечения соответствующих характеристик насосов с характеристикой трубопровода дают рабочие точки A_1 , A_2 и A_3 , определяющие подачу при работе одного и более насосов. Из приведенных

на рис. III-7 характеристик следует, что при параллельной работе насосов общая подача меньше, чем подача соответствующего числа насосов, работающих отдельно. Например, $Q_{1+2} < Q_1 + Q_2$ и т. д.

Регулирование подачи центробежного насоса. При эксплуатации центробежных насосов приходится регулировать подачу в зависимости от изменения технологического режима. Подачу можно регулировать при постоянной и переменной частоте вращения. Обычно применяют первый способ, что обусловлено особенностями конструкции электродвигателей переменного тока, применяемых в основном для привода насосов.

Регулирование подачи дросселированием в напорном трубопроводе с использованием задвижки или регулирующего клапана наиболее широко используют при эксплуатации, так как такое регулирование легко осуществлять. Однако при этом снижается к. п. д. насосной установки, поскольку часть напора теряется при дросселировании. Регулировать подачу дросселированием во всасывающем трубопроводе не рекомендуется, так как ухудшаются условия всасывания, что может привести к кавитации и срыву работы насоса.

Регулировать подачу можно также перепуском части жидкости по обводной линии (байпасу) из напорного патрубка во всасывающий. При этом общая подача увеличивается, а напор, согласно характеристике, снижается,⁸ так как часть энергии затрачивается дополнительно на перекачивание байпасирующей жидкости.

Возможно также изменение подачи за счет уменьшения диаметра рабочих колес обтачиванием. При этом сохраняется универсальная характеристика насоса и не затрачивается лишняя энергия. Однако в процессе работы такая замена рабочих колес невозможна, хотя и сохраняется возможность регулирования подачи по новой кривой $Q - H_d$.

Параллельное и последовательное соединение насосов позволяет изменять подачу в широких пределах.

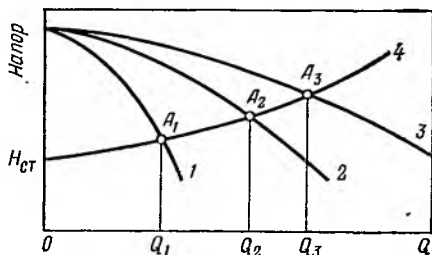


Рис. III-7. Характеристики параллельно работающих насосов:

1 — одного насоса; 2 — двух насосов; 3 — трех насосов; 4 — трубопровода.

Конструктивные элементы центробежных насосов. Центробежные насосы должны эксплуатироваться непрерывно в течение длительного времени. Поэтому конструкция самого насоса и отдельных его узлов должна быть надежной и соответствовать рабочим условиям перекачиваемой среды. Для обеспечения различных технологических процессов разработан нормализованный

ряд насосов, имеющих минимальное число типоразмеров. Насосы нормального ряда можно условно разделить на:

- 1) «холодные» с температурой перекачиваемых нефтепродуктов до 220 °С;
- 2) «горячие» с температурой перекачиваемых нефтепродуктов от 220 до 400 °С;
- 3) для сжиженных углеводородных газов;
- 4) для реагентов (крепкой серной кислоты и щелочей).

Основными конструктивными элементами любого центробежного насоса являются корпус, ротор — вал с рабочими колесами, уплотнительные устройства вала. Все узлы насоса крепятся на станине. Часто корпус выполняют заодно со станиной.

Эксплуатация центробежных насосов. Перед пуском необходимо залить насос перекачиваемой жидкостью и закрыть задвижку на нагнетательном трубопроводе. Без жидкости насос включать не следует даже на короткое время. Насосы, работающие с подпором, заливают из заборного резервуара, открывая задвижку на линии всасывания. Если заборный резервуар расположен ниже насоса, то его заливают одним из следующих способов:

- 1) создавая разрежение в насосе специальным вакуумнасосом;
- 2) через воронку в корпусе насоса (насосы малой производительности);

- 3) из нагнетательного трубопровода по линии байпаса.

V Перед пуском насоса необходимо включить систему централизованной подачи масла и охлаждающей воды, проверить уровень масла в корпусах подшипников. Насосы для горячих нефтепродуктов перед пуском следует прогреть. Для этого в течение нескольких часов через них непрерывно пропускают подогреваемую жидкость. Разность температур перекачиваемого нефтепродукта и корпуса насоса не должна превышать 40°С.

Пуск насоса осуществляют при закрытой задвижке на напорном трубопроводе, так как в этом случае насос потребляет минимальную мощность. Это имеет особое значение при запуске короткозамкнутых электродвигателей, потребляющих существенно большую мощность в момент пуска. При достижении нормальной частоты вращения и необходимого напора постепенно открывают задвижку на напорном трубопроводе, доводя производительность до заданной.

Во время работы насоса необходимо следить за показаниями манометров, приборов системы подачи масла и охлаждающей воды, за температурами подшипников и сальников насоса. При остановке насоса необходимо постепенно закрыть задвижку на напорном трубопроводе и выключить электродвигатель. После охлаждения насоса закрывают все краны, подводящие воду и масло, а также краны у манометров.

Основными узлами, определяющими продолжительную и бесперебойную работу насоса, являются сальники и подшипники.

Поэтому качеству монтажа и уходу за этими узлами следует уделять большое внимание.

Центробежные насосы для нефтегазопереработки. Конструкция корпуса центробежного насоса определяется в основном температурой, давлением и физико-химическими свойствами перекачиваемой жидкости.

Для перекачки холодных нефтепродуктов многоступенчатые насосы снабжают чугунным корпусом с горизонтальным разъемом. Всасывающий и нагнетательный патрубки размещают в нижней половине корпуса насоса, что дает возможность разбирать насос, не отсоединяя трубопроводы.

Корпус насоса состоит из двух половин — верхней и нижней, имеющих разъем в горизонтальной плоскости. Рабочие колеса насажены на вал, который вращается в двух подшипниках скольжения, вкладыши которых залиты баббитом. Рабочие колеса уравновешены гидравлически, имея двусторонний вход жидкости. Остаточное осевое усилие воспринимается двумя радиально-упорными подшипниками, установленными в корпусе. Вал в корпусе насоса уплотняется сальниками с эластичной набивкой из пропитанных асбестовых колец, которые по мере износа подтягиваются нажимной втулкой. Вал насоса в пределах сальников защищен сменными гильзами. Насос и привод установлены на общей фундаментной плите и их валы соединены муфтой зубчатого типа. Для соединения первой и второй ступеней насоса служит переводная труба.

Для уменьшения гидростатического давления на сальник, находящийся на стороне нагнетания, предусмотрено разгрузочное устройство в виде лабиринтного уплотнения и отводящей трубки.

При температуре выше 220 °С трудно обеспечить герметичность в плоскости горизонтального разъема корпуса, что обусловлено тепловым расширением деталей насоса и трубопроводов. Поэтому горячие насосы имеют двойной корпус. Внешний корпус представляет собой герметичный прочный кожух, изготовленный из высоколегированной стали и имеющий фланцевый разъем в вертикальной плоскости. Внешний корпус — кованый или литой. Внутренний литой корпус с проточной частью имеет горизонтальный разъем или собирается из секций. Оба корпуса могут удлиняться независимо при изменениях температуры.

Сальники и стыки корпуса горячего насоса должны быть полностью герметизированы, чтобы исключить возможность возникновения пожара и взрыва при перекачке нефтепродуктов при температурах до 400 °С.

В табл. III-1 приведены характеристики горячих насосов для перекачки нефтепродуктов с температурой до 400 °С.

Сальники и подшипники горячих насосов дополнительно охлаждаются водой под давлением 0,15 МПа, а в корпус сальника подводится уплотнительная охлажденная жидкость (масло) с давлением $p = p_{\text{сальн}} + 0,15 \text{ МПа}$.

Характеристика горячих насосов для перекачки нефтепродуктов с температурой до

Характеристика	Марка					
	4НГ-5×4	4НГ-5×2	4НГК-5×	КВН-55—70	5НГК-5×1	5НГ-5×2
Подача, м³/ч	40	45	50	70—80	70	70
Напор, м	251	120	60	660—800	108	206
Частота вращения, об/мин	2950	3000	2950	2950—3000	2950	2950
Потребляемая мощность, кВт	60	26,6	14,5	160—230	43,2	81
Диаметр патрубка, мм						
всасывающего	98	98	100	125	125	125
нагнетательного	73	77	60	75	75	75
Число ступеней	4	2	1	8	1	2
Масса, кг	1564	358	286	6200	310	470

Для перекачки сжиженных углеводородных газов применяют центробежные насосы, которые по своей конструкции аналогичны насосам для холодных нефтепродуктов. Однако исходя из требований техники безопасности, их корпуса отливают из углеродистой стали. Сжиженные углеводородные газы поступают в насос под давлением около 3,5 МПа. В насосе давление газов увеличивается в несколько раз. Поэтому особое внимание должно быть уделено конструкции сальниковых устройств. Сальники должны быть герметичны. Сжиженные газы, просачивающиеся через сальники

ТАБЛИЦА III-2

Характеристики центробежных насосов для перекачки сжиженных газов

Характеристика	Марка насоса			
	4Н-5×8С	5Н-5×8С	6Н-7×2С	8НД-9×2С
Подача, м³/ч	40	80	120	240
Напор, м	440	678	180	130
Потребляемая мощность, кВт	105	310	88	90
Частота вращения, об/мин	2950	2950	2950	2950
Диаметр патрубка, мм				
всасывающего	100	125	150	200
нагнетательного	64	73	100	150
Число ступеней	8	8	2	2
Масса, кг	2990	3910	658	810

насоса								
5НГ-5×4	6НГ-6×1	КВН-55—120	6НГ-7×2	6НГК-9×1	6НГ-10×4	КВН-55—180	8НГД-6×1	8НГД-9×3
75 362 2950 170	90 125 2950 45	80—120 700—800 2950—3000 300—420	110 220 2950 116	120 65 2950 30,5	140 309 2950 186	160—180 700—800 2950—3000 410—540	160 104 2950 85,6	250 305 2950 330
125 75 4 1960	150 100 1 519	200 150 8 9800	150 100 2 730	150 100 1 330	148 98 4 3053	200 150 8 9800	200 100 1 538	198 148 3 4585

наружу, моментально испаряются, что приводит к значительному охлаждению и обмерзанию сальника, а также к загазованности насосного помещения. В таких насосах жидкость, проникающую в сальник, отводят по линии, соединенной со всасывающей линией насоса, а в фонарь сальника подают уплотнительную жидкость. В рубашку сальника периодически подают горячую воду, чтобы предотвратить его обмерзание.

Для герметизации вала насоса применяют одинарные или двойные торцовые уплотнения. Одинарные торцовые уплотнения применяют при работе под давлением до 2,5 МПа и под вакуумом. В табл. III-2 приведена основная характеристика насосов для перекачки сжиженных газов.

Сальники с мягкой набивкой. Для уплотнения валов центробежных нефтяных насосов применяют сальники с мягкой эластичной набивкой из различных материалов. На рис. III-8 показана конструкция сальника с мягкой набивкой и с рубашкой для охлаждения. В камере сальника находится эластичная набивка 5, состоящая из разрезных колец. В средней части набивки установлено специальное полое кольцо 4 (фонарь), имеющее радиально расположенные отверстия. В основании сальниковой камеры со стороны проточной части насоса расположена грундбукса 7, зазор между которой и защитной гильзой 3, предохраняющей вал 6 от износа, составляет 0,2—0,3 мм.

Уплотнение между защитной гильзой вала и корпусом насоса достигается поджатием эластичной набивки 5 нажимной втулкой 2. Для отвода тепла, выделяющегося при трении набивки о гильзу вала, в корпусе насоса 1 предусмотрены каналы 8 вокруг сальника для ввода охлаждающей воды (рубашка сальника).

Температура уплотнительной жидкости на входе не превышает 35 °С и на выходе 50 °С.

Тупиковую схему подачи уплотнительной жидкости применяют при перекачке холодных нефтепродуктов, кислот и щелочей. Циркуляционную схему рекомендуется применять при перекачке горячих нефтепродуктов и сжиженных углеводородных газов.

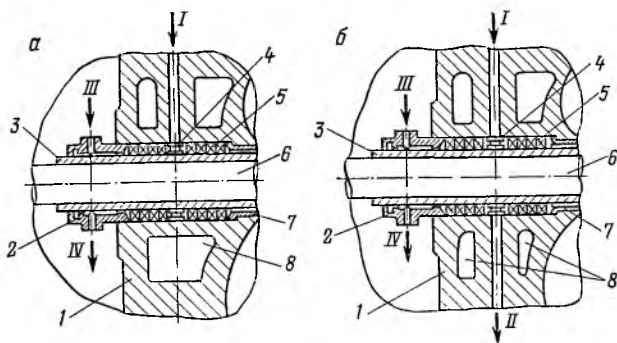


Рис. III-8. Сальниковое уплотнение с мягкой набивкой центробежного нефтяного насоса:

a — тупиковая схема; *b* — циркуляционная схема; *I* — ввод уплотнительной жидкости; *II* — вывод уплотнительной жидкости; *III* — ввод воды; *IV* — вывод воды; *1* — корпус насоса; *2* — нажимная втулка; *3* — защитная гильза; *4* — фонарь; *5* — набивка; *6* — вал; *7* — грундбукса; *8* — канал для охлаждающей воды.

Торцовые уплотнения центробежных насосов. Уплотнения этого вида рекомендуется применять при перекачке сжиженных нефтяных газов и легких нефтепродуктов, когда сальниковые уплотнения с мягкой набивкой не обеспечивают

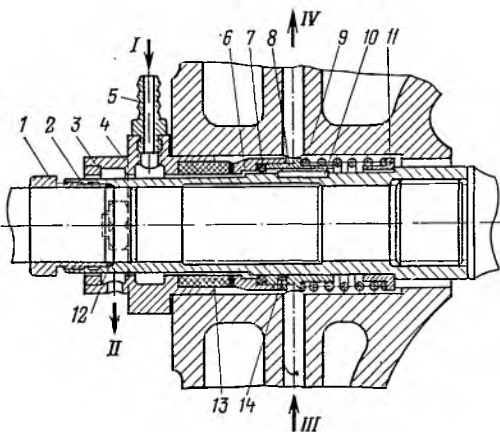


Рис. III-9. Одинарное торцовое уплотнение:

I, II — ввод и вывод воды; *III, IV* — ввод и вывод уплотнительной жидкости; *1* — нажимная гайка; *2* — гильза вала; *3, 7, 12* — уплотняющие кольца; *4* — крышка; *5* — штуцер; *6* — вращающаяся втулка; *8* — нажимная втулка; *9* — пружина; *10* — шпонка; *11* — упорная втулка; *13* — неподвижная втулка; *14* — специальный винт.

полной герметичности. Торцовые уплотнения могут быть одинарные (рис. III-9) и двойные (рис. III-10). При одинарном уплотнении с внешней стороны насоса сальниковая камера изолирована крышкой 4, которая на прокладке крепится шпильками и гайками к корпусу. В крышке установлена неподвижная втулка 13. Через штуцер 5 подводится

вода для охлаждения. Уплотняющее кольцо 3 предотвращает утечку охлаждающей воды наружу. Вращающиеся детали торцового уплотнения установлены на гильзе, которая крепится к валу на резьбе. Для предотвращения проникновения перекачиваемого нефтепродукта вдоль вала наружу служит уплотняющее кольцо 12, которое поджимается гайкой 1. Втулка 6 приводится во вращение нажимной втулкой 8, которая специальными винтами 14 входит в пазы вращающейся втулки 6. Нажимная втулка связана с гильзой вала шпонкой 10, которая позволяет нажимной втулке свободно перемещаться вдоль вала. Усилие пружины 9 передается через нажимную втулку и уплотняющее кольцо 7 вращающейся втулке 6. Тщательно притертые торцовые поверхности вращающейся 6 и неподвижной 13 втулок постоянно находятся в контакте, обеспечивая герметизацию сальника. Эластичное уплотняющее кольцо 12 предотвращает утечку жидкости между гильзой и вращающейся втулкой и позволяет втулкам перемещаться относительно друг друга в радиальном направлении.

Одинарное торцовое уплотнение обычно работает без уплотнительной жидкости. Охлаждение и смазка трущихся торцов

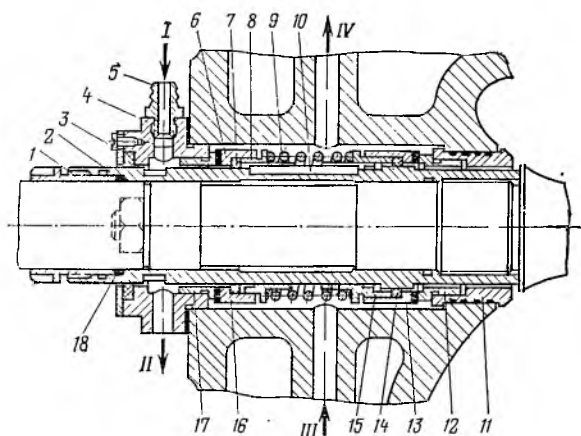


Рис. III-10. Двойное торцовое уплотнение:

I — ввод воды; II — вывод воды; III — ввод уплотнительной жидкости; IV — вывод уплотнительной жидкости; 1, 8, 15 — нажимные втулки; 2 — гильза вала; 3, 7, 14, 18 — уплотняющие кольца; 4 — крышка; 5 — штуцер; 6, 13 — вращающаяся втулка; 9 — пружина; 10 — шпонка; 11 — упорная втулка; 12, 17 — неподвижная втулка; 16 — специальный винт.

вращающейся и неподвижной втулок осуществляется перекачиваемым нефтепродуктом. В крышку уплотнения подается охлаждающая вода.

Неподвижная втулка торцового уплотнения выполняется из антифрикционной бронзы или графита, уплотняющие кольца — из маслбензостойкой резины, остальные детали — из различных

сталей в зависимости от коррозионных свойств перекачиваемого нефтепродукта.

В двойном торцовом уплотнении (рис. III-13) герметичность между валом и корпусом обеспечивается двумя трущимися торцовыми поверхностями вращающихся 6, 13 и неподвижных 12, 17 втулок. Усилия пружины 9 и от давления уплотнительного масла, циркулирующего через камеру торцового уплотнения, передаются через нажимные втулки 8, 15 вращающимся втулкам 6, 13.

Уплотнительная жидкость (масло) охлаждает и смазывает трущиеся торцы вращающихся и неподвижных втулок. Давление циркулирующего масла в камере торцового уплотнения на 0,05—0,15 МПа превышает давление перекачиваемого нефтепродукта перед камерой уплотнения. Перепад давления поддерживается автоматически при помощи регулятора давления.

3. НАСОСЫ ДЛЯ ПЕРЕКАЧКИ КИСЛОТ И ЩЕЛОЧЕЙ

Кислотные и щелочные насосы должны быть изготовлены из материалов, которые противостоят коррозии; через сальники этих насосов не должно быть утечки жидкости. Для изготовления таких насосов применяют хромоникелевые стали, монель-металл, легированные чугуны; из неметаллических материалов используют специальные резины, керамику, пластмассы, стекло.

Частота вращения ротора насосов обычно не превышает 1500 об/мин, так как при больших скоростях значительно возрастает скорость коррозии рабочих элементов. Сальники насоса должны работать с возможно меньшим давлением или даже с небольшим разрежением.

При перекачке разбавленных кислот в фонарь сальника подводят чистую воду под давлением, примерно на 0,05 МПа превышающем давление перед сальником. Уплотнительная вода улучшает охлаждение и смазку сальников и обеспечивает хороший гидравлический затвор. При перекачке крепкой серной кислоты (75—96%-ной) сальники должны работать под разрежением. Уплотнение сальника обеспечивается подачей в фонарь консистентной смазки через масленку.

Гуммированные насосы выпускают следующих марок: 1Х-2Р-1(2), 2Х-6Р-1(2), 4АХ-5Р-1 и 4ПХ-4Р-1. Обозначения в маркировке насоса соответствуют следующему: первая цифра — диаметр всасывающего патрубка в миллиметрах, уменьшенный в 25 раз; Х — химический, АХ — химический для абразивных жидкостей; ПХ — пульповый химический; следующая цифра — коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз; Р — резина, материал покрытия, соприкасающегося с перекачиваемой средой; 1 — сальник с мягкой набивкой; 2 — торцовое уплотнение.

Гуммированные насосы по сравнению с металлическими более устойчивы к коррозии и более долговечны. Детали проточной

части насосов, соприкасающиеся с перекачиваемой жидкостью, покрыты резиной. В зависимости от марки применяемой резины температура перекачиваемой жидкости может достигать 90 °С (резина ИРП-1258).

Пластмассовые и керамические насосы предназначены для перекачки чистых кислот (серной, соляной) и других технологических агрессивных растворов с температурой до 100 °С. Детали насоса, соприкасающиеся с перекачиваемой жидкостью, изготовляют из пластмасс или керамики.

Насосы гуммированные, пластмассовые и керамические — горизонтальные одноступенчатые консольные.

4. ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

Принцип действия и классификация поршневых насосов. Поршневые насосы являются основным видом объемных насосов. Отличительные особенности этих насосов — постоянное разобщение напорной и всасывающей областей насоса специальными клапанами; независимость развиваемого насосом напора от подачи, который обусловлен прочностью деталей насоса и мощностью двигателя; подача жидкости отдельными порциями, определяемыми размерами рабочей части насоса и скоростью движения поршня.

Поршневой насос состоит из двух основных частей: гидравлической и приводной. Гидравлическая часть насоса предназначена для перемещения жидкости из области низкого давления в область высокого давления. Приводная часть передает гидравлической части энергию от двигателя.

На рис. III-11 приведена схема гидравлической части поршневого насоса. В цилиндре 4 находится поршень 5, который через шток 3 соединен с приводной частью насоса. В клапанной коробке 10 находятся два клапана: напорный 8 и всасывающий 11. К всасывающему клапану присоединена приемная труба 12, помещенная в резервуар 13. К напорному клапану присоединена напорная труба 7, по которой жидкость подается насосом.

Клапаны обеспечивают пропуск жидкости только в одном направлении (на рис. III-14 указано стрелками). Поршень перемещается из одного крайнего положения $a-a$ в другое $b-b$, которые называются левым и правым мертвыми положениями, имея длину хода S . Плотное прилегание поршня к внутренней стенке цилиндра практически исключает утечку жидкости между поршнем и цилиндром.

При перемещении поршня из правого мертвого положения в левое объем рабочей камеры увеличивается и в ней создается разрежение. Под влиянием разности давлений жидкость из резервуара 13 по всасывающей трубе 12 поступает под клапан 11; клапан открывается, и жидкость заполняет пространство в цилиндре, освобожденное поршнем. Таким образом осуществляется всасывающий ход.

После достижения левого мертвого положения поршень начинает движение слева направо, выталкивая при этом жидкость, находящуюся в рабочей камере 9. Под давлением жидкости открывается напорный клапан 8, и жидкость поступит в напорную трубу 7. При этом всасывающий клапан 11 закрывается, не позволяя жидкости уходить обратно в резервуар 13. Так происходит в насосе нагнетательный ход.

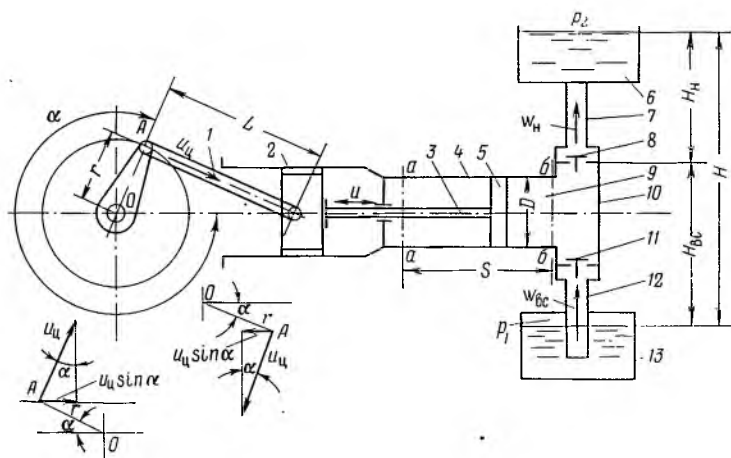


Рис. III-11. Схема поршневого насоса простого действия:

1 — шатун; 2 — ползун; 3 — шток; 4 — цилиндр; 5 — поршень; 6 — напорный резервуар; 7 — напорная труба; 8 — напорный клапан; 9 — рабочая камера; 10 — клапанная коробка; 11 — всасывающий клапан; 12 — приемная труба; 13 — приемный резервуар.

Следующие один за другим всасывающий и нагнетательный ходы поршня называются двойным ходом. За один двойной ход вытесняется объем жидкости, поступившей в цилиндр во время всасывающего хода.

Поршневые насосы имеют различное устройство в зависимости от назначения, условий работы, свойств перекачиваемой жидкости. Классификация насосов основывается на различных признаках. В зависимости от рода применяемого привода различают насосы:

1) приводные, действующие от отдельного двигателя, соединенного с насосом передачей, обеспечивающей преобразование вращательного движения в возвратно-поступательное;

2) паровые прямодействующие, в которых гидравлическая часть связана с приводом — паровой машиной.

По расположению поршня насосы могут быть горизонтальные и вертикальные.

По способу действия насосы делятся на следующие группы:

1) одинарного (простого) действия;

2) двойного действия;

- 3) тройного действия;
- 4) четверного действия;
- 5) многократного действия.

По устройству поршня различают насосы: собственно поршневые, плунжерные (или скальчатые), дифференциальные, диафрагмовые (рис. III-12). Производительность насоса определяется объемом жидкости, подаваемой в напорный трубопровод в единицу времени.

Насосы одинарного действия. Объем жидкости V , поступившей в насос при ходе всасывания, равен

$$V = \frac{\pi D^2}{4} S = FS \quad (\text{III}, 23)$$

Этот объем вытесняется в напорный трубопровод при нагнетательном ходе. При числе двойных ходов в минуту n подача составит FSn м³/мин, или теоретическая подача в секунду

$$Q_T = \frac{FSn}{60} \quad (\text{III}, 24)$$

Действительная подача Q несколько меньше, что обусловлено утечками жидкости через неплотности клапанов, поршня и сальников, а также попаданием воздуха (паров), приводящим к не-

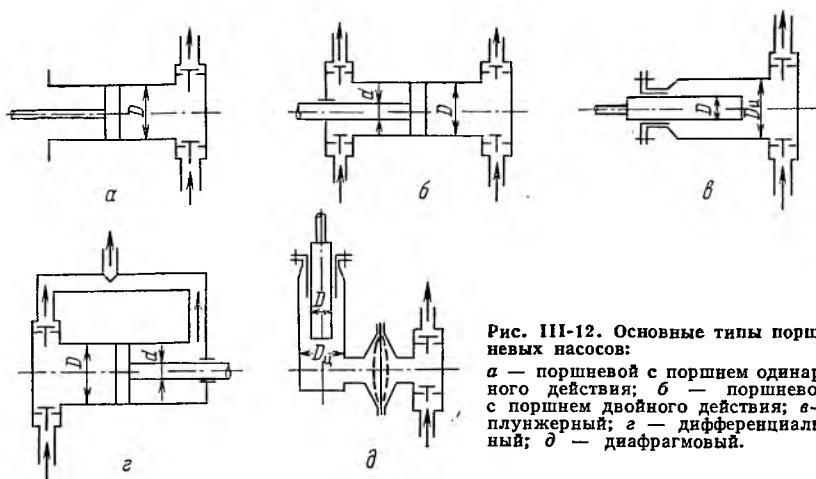


Рис. III-12. Основные типы поршневых насосов:
 а — поршневой с поршнем одинарного действия; б — поршневой с поршнем двойного действия; в — плунжерный; г — дифференциальный; д — диафрагмовый.

полному заполнению цилиндра. Таким образом, действительная подача будет равна

$$Q = \eta_0 Q_T \quad (\text{III}, 25)$$

где η_0 — коэффициент наполнения (коэффициент подачи).

Обычно величина $\eta_0 = 0,80—0,98$, в зависимости от состояния насоса, его размеров, характеристики перекачиваемой жидкости. Большие величины η_0 соответствуют насосам большой производи-

тельности, так как для них относительные потери составляют меньшую долю, чем для насосов малой производительности.

При перекачке вязких жидкостей, например гудрона, приведенные значения η_0 следует уменьшить на 5—10%.

Насосы двойного действия. Присоединив два насоса простого действия к одному коленчатому валу, получим насос двойного действия. При работе насосов двойного действия на общий трубопровод подача будет в два раза больше, чем одного насоса простого действия, т. е.

$$Q = \eta_0 2FSn/60 = \eta_0 FSn/30 \quad (\text{III}, 26)$$

Насос двойного действия может иметь и один поршень (см. рис. III-15). В этом случае объем жидкости, нагнетаемый той камерой, через которую проходит шток площадью f , будет несколько меньше, чем другой камерой. За один двойной ход будет вытеснен объем жидкости, равный объему обеих камер

$$FS + (F - f)S = (2F - f)S = 2(F - f/2)S$$

Подача такого насоса составит

$$Q = \eta_0 \frac{2(F - f/2)Sn}{60} = \eta_0 \frac{(F - f/2)Sn}{30} \quad (\text{III}, 27)$$

Чем меньше площадь штока f , тем ближе подача такого насоса к подаче насоса с двумя отдельными поршнями. Насосы двойного действия позволяют достигнуть большей равномерности подачи за один двойной ход поршня.

Дифференциальные насосы. Особенность этих насосов состоит в том (см. рис. III-12), что они имеют две рабочие камеры, из которых жидкость нагнетается в один трубопровод, и только одну клапанную коробку. При ходе поршня слева направо он засасывает в левую рабочую камеру объем жидкости FS . Одновременно из правой камеры вытесняется в напорный трубопровод жидкость в объеме $(F - f)S$. При обратном ходе поршня всасывания жидкости не происходит, и жидкость из левой камеры вытесняется в напорный трубопровод. Поскольку одновременно в правой камере поршень освобождает объем $(F - f)S$, который заполняется жидкостью, поступившей из левой камеры, только объем жидкости fS поступит в нагнетательный трубопровод.

Таким образом, всасывание дифференциальным насосом происходит один раз за двойной ход, а нагнетание дважды. Общий объем жидкости, поступающей в нагнетательный трубопровод за один двойной ход, равен

$$(F - f)S + fS = FS$$

т. е. равен объему жидкости, поступившей в насос при всасывании. Следовательно, подача такого насоса

$$Q = \eta_0 \frac{FSn}{60} \quad (\text{III}, 28)$$

равна подаче насоса простого действия, но распределяется более равномерно за время двойного хода. Если $f = 1/2 F$, то при прямом и обратном ходе поршня в напорный трубопровод нагнетаются одинаковые объемы жидкости, равные $1/2 FS$.

Насосы тройного действия. Эти насосы состоят из трех насосов простого действия, соединенных в один агрегат. Подача такого насоса равна

$$Q = \eta_0 \frac{3FSn}{60} = \eta_0 \frac{FSn}{20} \quad (\text{III}, 29)$$

Насосы четверного действия. Два насоса двойного действия (четыре насоса простого действия), соединенные в один агрегат, образуют насос четверного действия. Чаще всего соединяют насосы двойного действия, выполненные по схеме рис. III-12. Подача такого насоса в зависимости от схемы выполнения отдельных поршней определяется по формулам

$$Q = \eta_0 \frac{4FSn}{60} = \eta_0 \frac{FSn}{15} \quad (\text{III}, 30)$$

или

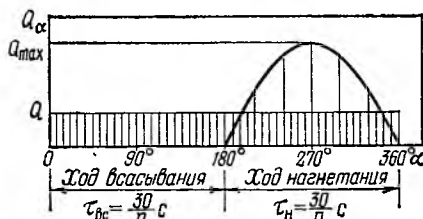
$$Q = \eta_0 \frac{2(F - f/2)Sn}{30} = \eta_0 \frac{(F - f/2)Sn}{15} \quad (\text{III}, 31)$$

Насосы многократного действия получают, соединяя в одном агрегате несколько насосов одинарного или двойного действия. Подача таких насосов определяется числом простых насосов соответствующего типа. Паровые прямодействующие насосы выполняют с одним или двумя цилиндрами и поэтому их изготовляют только двойного или четверного действия.

Графическое изображение подачи поршневого насоса. Насос одинарного действия. Поскольку скорость поршня является величиной переменной, подача насоса изменяется пропорционально этой скорости. При постоянной угловой скорости вращения вала кривошипа n окружная скорость цапфы $u_{ц}$ кривошипа A (см. рис. III-14) будет

$$u_{ц} = 2\pi r n / 60 = \pi r n / 30$$

Рис. III-13. График подачи насоса простого действия.



Скорость движения поршня $u_{п}$ будет равна

$$u_{п} = u_{ц} \sin \alpha$$

Поэтому подача будет изменяться следующим образом:

$$Q_{\alpha} = F u_{п} = F u_{ц} \sin \alpha = F \frac{\pi r n}{30} \sin \alpha \quad (\text{III}, 32)$$

Подачу можно изобразить графически в виде синусоиды (рис. III-13). При повороте вала на угол 180° (ход всасывания)

подача жидкости отсутствует и $Q_\alpha = 0$. При дальнейшем вращении вала от $\alpha = 180^\circ$ до $\alpha = 360^\circ$ насос осуществляет ход нагнетания, и подача возрастает от нуля при $\alpha = 180^\circ$ до максимальной величины $Q_{\max}$ при $\alpha = 270^\circ$. Затем подача вновь постепенно уменьшается до нуля при $\alpha = 360^\circ$. Таким образом, подача насоса простого действия весьма неравномерна за время двойного хода.

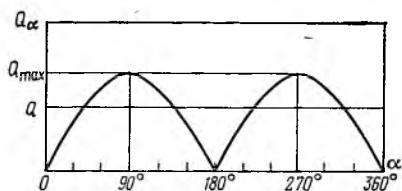


Рис. III-14. График подачи насоса двойного действия.

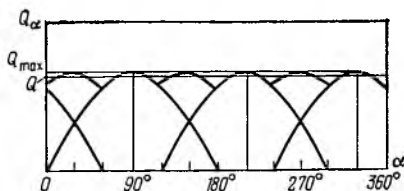


Рис. III-15. График подачи насоса тройного действия.

Степенью неравномерности подачи m называется отношение максимальной мгновенной подачи $Q_{\max}$ насоса к средней подаче за время двойного хода Q

$$m = \frac{Q_{\max}}{Q} \quad (\text{III},33)$$

Для насоса одинарного действия величина m равна

$$m = \frac{Q_{\max}}{Q} = \frac{\eta_0 F \pi r n / 30}{\eta_0 F S n / 60} = \frac{\eta_0 F \pi r n / 30}{\eta_0 F 2 r n / 60} = \pi = 3,14$$

т. е. средняя подача отличается от максимальной мгновенной подачи более, чем в три раза.

Насос двойного действия. Насос двойного действия имеет два одинаковых поршня, которые приводятся в движение кривошипами, расположенными под углом 180° один к другому. Поэтому если один поршень совершает нагнетательный ход, то другой в это же время — всасывающий ход. График подачи такого насоса изобразится в виде двух полусинусоид, сдвинутых одна относительно другой на угол 180° (рис. III-14).

Средняя подача

$$Q = 2F \frac{2rn}{60} = \frac{F \pi r n}{15}$$

Максимальная подача

$$Q_{\max} = \frac{F \pi r n}{30}$$

Степень неравномерности подачи насоса двойного действия

$$m = \frac{Q_{\max}}{Q} = \frac{F \pi r n / 30}{F \pi r n / 15} = \frac{\pi}{2} = 1,57$$

Таким образом, неравномерность подачи насоса двойного действия в два раза меньше, чем одинарного.

Степень неравномерности подачи насоса двойного действия с одним поршнем несколько больше, что обусловлено некоторым различием объемов жидкости, нагнетаемых при соответствующих ходах поршня.

Насос тройного действия. Кривошипные насосы одинарного действия в насосах тройного действия разнесены на угол 120° один относительно другого. График подачи такого насоса образован тремя синусоидами, которые смещены одна относительно другой на угол 120° (рис. III-15). Поэтому кривая подачи насоса тройного действия имеет шесть максимумов.

Максимальная подача равна

$$Q_{\max} = \frac{F\pi r n}{30}$$

Средняя подача равна

$$Q = \frac{FSn}{20} = \frac{F2rn}{20} = \frac{Frn}{10}$$

Степень неравномерности подачи насоса тройного действия

$$m = \frac{Q_{\max}}{Q} = \frac{F\pi r n / 30}{Frn / 10} = \frac{\pi}{3} = 1,047$$

Аналогичным образом строят графики подачи насосов четверного действия ($m = 1,11$), у которого кривошипные двух насосов двойного действия расположены под углом 90° , и графики подачи насосов многократного действия. Например, для пятицилиндрового насоса с кривошипами, расположенными под углом 72° , $m = 1,016$. Усложнение конструкции насоса, связанное с увеличением числа цилиндров, принимается лишь для специальных условий эксплуатации. Из рассмотренных насосов наименьшую степень неравномерности подачи имеет насос тройного действия.

Расчет процесса всасывания. Рабочий цикл поршневого насоса состоит из процесса всасывания, при котором жидкость поступает из приемного резервуара в рабочую камеру, и из процесса нагнетания, при котором жидкость из рабочей камеры подается в напорный трубопровод. При этом приходится преодолевать сопротивление в трубопроводах и в насосе.

Жидкость во всасывающем трубопроводе движется неравномерно в соответствии с движением поршня. В период всасывания жидкость во всасывающем трубопроводе приходит в движение, а в период нагнетания останавливается.

Чтобы жидкость могла подняться по всасывающей трубе на высоту $H_{вс}$ и заполнить рабочую камеру насоса (см. рис. III-11), необходимо создать в ней разрежение (остаточное давление в рабочей камере p_a).

Уравнение Бернулли для участка всасывающего трубопровода с учетом сил инерции можно записать так:

$$\frac{p_v}{\rho g} + H_{вс} + \frac{u_n^2}{2g} + h_{вс} + h_{в.к} + h_{ин} = \frac{p_1}{\rho g} \quad (\text{III},34)$$

где $h_{вс}$ — потери напора во всасывающем трубопроводе; $h_{в.к}$ — потеря напора при прохождении жидкости через всасывающий клапан; $h_{ин}$ — потеря напора на преодоление инерции движущегося столба жидкости; u_n — скорость движения поршня.

Сопротивление всасывающего клапана можно приближенно определить по формуле

$$h_{в.к} \cong \frac{G + G_{п}}{f_k \rho g}$$

где G — вес тарелки клапана и пружины в перекачиваемой жидкости; $G_{п}$ — сила натяжения пружины; f_k — площадь тарелки клапана; ρ — плотность перекачиваемой жидкости.

Чтобы найти потерю напора, обусловленную инерцией столба жидкости, найдем силу инерции массы жидкости во всасывающем трубопроводе длиной $L_{вс}$ и площадью поперечного сечения $F_{вс}$. Сила инерции $P_{ин}$ равна массе жидкости, умноженной на сообщаемое ей ускорение $a_{вс}$:

$$P_{ин} = M_{вс} a_{вс} = (F_{вс} L_{вс} \rho) \frac{dw_{вс}}{d\tau} = (F_{вс} L_{вс} \rho) \frac{d(Fu_{п}/F_{вс})}{d\tau} = L_{вс} \rho F a_{п}$$

где $a_{п}$ — ускорение поршня.

Отнеся силу инерции к весу единицы объема жидкости и разделив на $F_{вс}$, получим

$$h_{ин} = \frac{L_{вс}}{g} \cdot \frac{F}{F_{вс}} a_{п}$$

Сопротивление всасывающего трубопровода определяется как сумма всех сопротивлений — линейных и местных

$$h_{вс} = \sum \xi \left(\frac{F}{F_{вс}} \right)^2 \frac{u_{п}^2}{2g}$$

Уравнение (III,34) с учетом полученных выражений примет вид

$$\frac{p_{в}}{\rho g} = \frac{p_1}{\rho g} - H_{вс} - \left[1 + \sum \xi \left(\frac{F}{F_{вс}} \right)^2 \right] \frac{u_{п}^2}{2g} - h_{в.к} - \frac{L_{вс}}{g} \cdot \frac{F}{F_{вс}} a_{п} \quad (\text{III,35})$$

Таким образом, давление в рабочей камере должно быть тем меньше, чем больше скорость и ускорение поршня. Поскольку эти характеристики движения поршня изменяются во времени, соответствующим образом изменяется и $p_{в}$. При нормальной работе насоса величина $p_{в}$ должна быть положительной в течение всего периода всасывания. В этом случае поток жидкости в рабочей камере не будет отрываться от поршня. Это условие будет соблюдаться, если

$$\frac{p_1}{\rho g} > H_{вс} + \left[1 + \sum \xi \left(\frac{F}{F_{вс}} \right)^2 \right] \frac{u_{п}^2}{2g} + h_{в.к} + \frac{L_{вс}}{g} \cdot \frac{F}{F_{вс}} a_{п} \quad (\text{III,36})$$

В противном случае происходит отрыв жидкости от поршня, приводящий к ударам жидкости о него при обратном ходе, к нарушению нормального процесса всасывания и даже к разрушению отдельных узлов насосной установки.

Жидкость может оторваться от поршня и в том случае, если давление в рабочей камере станет меньше давления насыщенных паров перекачиваемой жидкости при рабочей температуре, т. е. будет нарушено условие (III, 11).

Последнее можно записать следующим образом, приняв во внимание уравнение (III, 35):

$$\frac{p_1}{\rho g} - H_{вс} - \left[1 + \sum \xi \left(\frac{F}{F_{вс}} \right)^2 \right] \frac{u_{п}^2}{2g} - h_{в.к} - \frac{L_{вс}}{g} \cdot \frac{F}{F_{вс}} a_{п} > \frac{p}{\rho g}$$

или

$$H_{вс} < \frac{p_1 - p}{\rho g} - \left\{ \left[1 + \sum \xi \left(\frac{F}{F_{вс}} \right)^2 \right] \frac{u_{п}^2}{2g} + h_{в.к} + \frac{L_{вс}}{g} \cdot \frac{F}{F_{вс}} a_{п} \right\} \quad (\text{III,37})$$

Если величина $(p_1 - P)/\rho g$ окажется меньше выражения, стоящего в фигурных скобках, то $H_{вс} < 0$. Следовательно, в этом случае насос должен работать с подпором жидкости, так как приемный резервуар должен быть установлен выше насоса. Если это невозможно, то могут быть использованы и другие приемы: увеличение p_1 , уменьшение температуры перекачиваемой жидкости с целью снижения P , увеличение $F_{вс}$, уменьшение сопротивления всасывающего трубопровода [снижение $\sum \xi (F/F_{вс})^2$].

Расчет процесса нагнетания. При нагнетательном ходе поршень должен оказывать на жидкость давление p_n , которое необходимо, чтобы преодолеть:

- а) сопротивление нагнетательного клапана $h_{н.к.}$;
- б) давление столба жидкости H_n ;
- в) гидравлические сопротивления в напорном трубопроводе

$$h_n = \sum \xi \left(\frac{F}{F_n} \right)^2 \frac{u_n^2}{2g}$$

- г) силы инерции жидкости в напорной трубе

$$h_{ин} = \frac{L_n}{g} \cdot \frac{F}{F_n} a_n$$

- д) давление над уровнем жидкости в напорном резервуаре p_2 .
- Следовательно

$$\frac{p_n}{\rho g} = h_{н.к.} + H_n + \sum \xi \left(\frac{F}{F_n} \right)^2 \frac{u_n^2}{2g} + \frac{L_n}{g} \cdot \frac{F}{F_n} a_n + \frac{p_2}{\rho g} \quad (\text{III}, 38)$$

Предельная величина p_n ограничивается лишь механической прочностью деталей насоса.

Жидкость может оторваться от поршня и при нагнетательном ходе, когда ускоренное движение поршня сменяется замедленным (a_n меняет знак с плюса на минус), а сопротивление трубопровода недостаточно, чтобы быстро замедлить движение жидкости. Дальнейшее соприкосновение жидкости с поршнем сопровождается ударом. Одновременно должно выполняться также условие

$$p_n > P \quad (\text{III}, 39)$$

чтобы исключить вскипание жидкости в насосе, сопровождающееся выделением паров из жидкости.

Для повышения равномерности движения жидкости во всасывающем и напорном трубопроводах на них устанавливают воздушные колпаки (заполненные воздухом объемы), примыкающие к всасывающему и нагнетательному клапанам. В воздушном колпаке воздух сжимается, когда расход жидкости превышает средний, а соответствующая часть воздушного колпака заполняется жидкостью, которая выталкивается вновь в трубопровод в результате расширения воздуха в воздушном колпаке, когда расход оказывается меньше среднего.

При достаточном объеме воздушных колпаков движение жидкости в трубопроводах можно считать практически равномерным.

Индикаторная диаграмма и индикаторная мощность. Если представить картину изменения давления в рабочей камере насоса в зависимости от перемещения поршня, то получим так называемую индикаторную диаграмму поршневого насоса (рис. III-16). Практически такую диаграмму получают при помощи прибора — индикатора. Теоретическая идеальная диаграмма получается следующим образом (рис. III-16, а). При ходе всасывания давление в рабочей камере мгновенно достигает величины p_v (точка а) и затем остается постоянным до точки б. Линией *ab* представлен процесс всасывания. В точке б поршень меняет направление движения, и давление мгновенно увеличивается по вертикальной прямой *bc*

до величины p_n . Далее прямой cd представлен процесс нагнетания при постоянном давлении p_n . После достижения второго мертвого положения в точке d мгновенно давление снижается до p_b , и процесс повторяется.

Действительная индикаторная диаграмма (рис. III-16, б) отличается от теоретической тем, что линии $b'c'$ и $d'a'$ отклоняются от

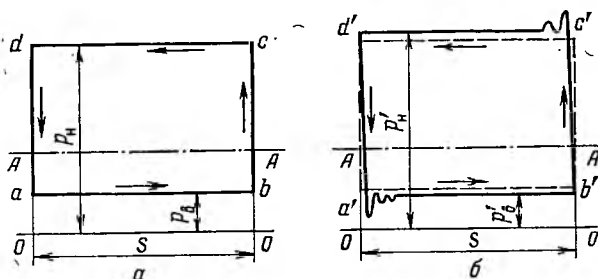


Рис. III-16. Индикаторная диаграмма поршневого насоса:

a — теоретическая идеальная; b — действительная нормальная (штрихами показана теоретическая идеальная, стрелками показано направление процесса); AA — линия атмосферного давления; OO — линия нулевого давления.

вертикали, давления p'_b и p'_c выходят за пределы теоретической диаграммы, а вблизи точек a' и c' давление колеблется. Эти особенности действительной индикаторной диаграммы объясняются следующим. Отклонение линий $b'c'$ и $d'a'$ от вертикали связано как с попаданием в камеру насоса воздуха вместе с перекачиваемой жидкостью, так и запаздыванием закрытия клапанов при перемене направления движения поршня. В точках a' и c' открытие клапанов сопровождается колебаниями давления, отражаемыми на индикаторной диаграмме.

Вследствие сопротивления всасывающего и нагнетательного клапанов линии всасывания $a'b'$ и нагнетания $c'd'$ проходят соответственно ниже и выше, чем на теоретической диаграмме. Поскольку давления всасывания и нагнетания, отражаемые на действительной диаграмме, изменяются при перемещении поршня, приходится усреднять эти давления

$$p_{b, \text{ср}} = \sum p_{bi}/n$$

и

$$p_{n, \text{ср}} = \sum p_{ni}/n$$

где n — число отрезков, на которое разбивают абсциссу индикаторной диаграммы.

Вид действительной индикаторной диаграммы позволяет судить о работе насоса и выявлять возможные неполадки. По индикаторной диаграмме можно подсчитать мощность насоса, т. е. ту энергию, которую поршень передал жидкости (индикаторную

мощность). Для насоса одинарного действия работа при ходе всасывания равна

$$A_{\text{в}} = (p_0 - p_{\text{в. ср}}) FS$$

а при нагнетательном ходе

$$A_{\text{н}} = (p_{\text{н. ср}} - p_0) FS$$

где p_0 — атмосферное давление.

Работа за один оборот приводного вала будет равна

$$A = A_{\text{в}} + A_{\text{н}} = (p_{\text{н. ср}} - p_{\text{в. ср}}) FS$$

Поскольку время одного оборота равно

$$\tau = 60/n$$

индикаторная мощность

$$N_i = \frac{A}{\tau} = \frac{(p_{\text{н. ср}} - p_{\text{в. ср}}) FS n}{60} \quad (\text{III}, 40)$$

Разность $p_{\text{н. ср}} - p_{\text{в. ср}} = p_i$ называется средним индикаторным давлением. Тогда выражение (III, 40) можно записать так

$$N_i = \frac{p_i FS n}{60} \quad (\text{III}, 41)$$

В насосе двойного действия с одним поршнем (см. рис. III-2, а) последний не соприкасается с атмосферой и поэтому на каждую сторону поршня поочередно действуют давления $p_{\text{в. ср}}$ и $p_{\text{н. ср}}$. При ходе поршня вправо в правой рабочей камере происходит процесс нагнетания, а в левой — всасывания. Работа поршня по перемещению жидкости составит

$$A_1 = [(p_{\text{н. ср}} - p_{\text{в. ср}}) F + p_{\text{в. ср}} f] S$$

Когда поршень перемещается влево, в левой рабочей камере осуществляется процесс нагнетания, а в правой — всасывания. Работа поршня будет равна

$$A_2 = [(p_{\text{н. ср}} - p_{\text{в. ср}}) F - p_{\text{н. ср}} f] S$$

Работа поршня по перемещению жидкости за один оборот составит

$$A = A_1 + A_2 = 2 (p_{\text{н. ср}} - p_{\text{в. ср}}) \left(F - \frac{f}{2} \right) S$$

Пренебрегая площадью сечения штока f по сравнению с площадью поршня F , получим

$$A = 2 (p_{\text{н. ср}} - p_{\text{в. ср}}) FS = 2 p_i FS$$

Следовательно, индикаторная мощность насоса двойного действия составит

$$N_i \approx \frac{2 p_i FS n}{60} \quad (\text{III}, 42)$$

Аналогичным образом можно установить, что для насоса тройного действия

$$N_i = \frac{3p_i F S n}{60} \quad (\text{III}, 43)$$

а для насоса четверного действия

$$N_i \approx \frac{4p_i F S n}{60} \quad (\text{III}, 44)$$

Полный (манометрический) напор жидкости. Мощность насоса может быть найдена также, исходя из следующих соображений (см. рис. III-11). Объемный расход жидкости Q должен быть передан насосом из приемного резервуара 13 в напорный резервуар 6. При этом необходимо совершить работу для подъема жидкости на высоту $H = H_{\text{вс}} + H_{\text{н}}$, преодолеть все сопротивления гидравлического канала $\sum h_i$, включая инерцию жидкости, и разность давлений в напорном и приемном резервуарах $(p_2 - p_1)/\rho g$. Тогда полная высота, на которую насос должен поднять жидкость, будет равна

$$H_{\text{п}} = H_{\text{вс}} + H_{\text{н}} + \sum h_i + (p_2 - p_1)/\rho g = H + \sum h_i + (p_2 - p_1)/\rho g \quad (\text{III}, 45)$$

Эту высоту называют полным или *манометрическим напором*.

Напор, создаваемый насосом, обычно определяют по показаниям манометра и вакуумметра, установленных на линиях нагнетания и всасывания, т. е.

$$H_{\text{п}} = H_{\text{ман}} + H_{\text{вак}} + h_0 + (w_{\text{н}}^2 - w_{\text{вс}}^2)/2g \quad (\text{III}, 46)$$

где $H_{\text{ман}}$ и $H_{\text{вак}}$ — показания манометра и вакуумметра, м столба перекачиваемой жидкости; h_0 — расстояние по вертикали между точками замера давлений.

Очевидно, что мощность, затрачиваемая на перемещение жидкости, будет равна

$$N_{\text{п}} = \rho g Q H_{\text{п}} \quad (\text{III}, 47)$$

Она называется *гидравлической* или *полезной мощностью*.

Уравнение (III,46) применимо к насосам любого действия.

Полезная мощность меньше индикаторной, так как при определении N_i не учитываются гидравлические потери в самом насосе и утечки жидкости из рабочей камеры. Отношение полезной мощности к индикаторной называется *индикаторным к. п. д.* η_i

$$\eta_i = N_{\text{п}}/N_i \quad (\text{III}, 48)$$

Очевидно, что

$$\eta_i = \eta_{\text{г}} \eta_0 \quad (\text{III}, 49)$$

где $\eta_{\text{г}}$ — гидравлический к. п. д.; η_0 — объемный к. п. д.

Мощность N , передаваемая двигателем насосу, будет меньше индикаторной мощности, что обусловлено трением между деталями насоса; это учитывается механическим к. п. д. $\eta_{\text{м}}$

$$N_i/N = \eta_{\text{м}} \quad (\text{III}, 50)$$

Из приведенных выражений следует, что

$$N = \frac{N_{\pi}}{\eta_{г\eta_{о\eta_{м}}} = \frac{N_{\pi}}{\eta_{нас}} = \frac{\rho g Q H_{\pi}}{\eta_{нас}} \quad (\text{III}, 51)$$

К. п. д. приводных насосов обычно равен 0,70—0,90. Мощность двигателя выбирают с учетом к. п. д. передачи η_{π} и с запасом от 10 до 20%, т. е.

$$N_{\text{двиг}} = (1,10 - 1,20) N / \eta_{\pi} \quad (\text{III}, 52)$$

Большая величина запаса мощности принимается для насосов при $N < 5$ кВт.

Эксплуатация поршневых насосов. Перед пуском насоса необходимо залить рабочие камеры насоса перекачиваемой жидкостью, проверить состояние системы смазки, открыть задвижки на всасывающем и напорном трубопроводах. Если имеется байпас, то задвижку на напорном трубопроводе закрывают, а на байпасном открывают. После пуска насоса постепенно закрывают задвижку на байпасе и открывают на напорном трубопроводе. На паровыпускной трубе паровых прямодействующих насосов, кроме того, должны быть открыты краны и продуты паровые цилиндры.

Чтобы остановить насос, выключают двигатель, а при использовании паровых насосов перекрывают паровыпускной трубопровод. После остановки насоса закрывают задвижки на напорном и всасывающем трубопроводах или закрывают паровыпускной вентиль паровых насосов и продувают паровой цилиндр.

Во время работы насоса необходимо следить за показаниями манометров, вакуумметров и других измерительных приборов. В напорных воздушных колпаках должен поддерживаться нормальный запас воздуха (примерно $\frac{2}{3}$ объема колпака). Периодически необходимо проверять плотность сальников и гидравлической части насоса.

Поршневые насосы для перекачки нефтепродуктов. На нефтеперерабатывающих заводах, нефтебазах, котельных установках для перекачки вязких и горячих жидких нефтепродуктов (мазута, гудрона и т. п.) и в качестве резервных применяют поршневые паровые прямодействующие насосы двойного действия и в меньшей степени — поршневые насосы с приводом от электродвигателя через редуктор. Поршневые насосы предназначены для перекачки как холодных нефтепродуктов с температурой менее 100° С, так и горячих с более высокой температурой.

Прямодействующие паровые насосы горизонтального типа состоят из трех основных частей: гидравлической, паровой и средника, соединяющего обе части, на котором смонтирована стойка парораспределительного механизма. Гидравлический и паровой поршни расположены на одном штоке. Подача таких насосов регулируется просто: открытием паровыпускного клапана.

Прямодействующие паровые насосы обладают рядом преимуществ: постоянной готовностью к пуску, надежностью в работе,

Характеристика горячих паровых прямодействующих насосов

Показатель	Марка насоса					
	СЛ-1М (СЛ-1МС)	НПН-3М	НПН-3	ПС	4ПГ	НПН-10
Максимальная температура нефтепродукта, °С	220 (320)	220	220	400	220	220
Подача, м³/ч	3—7,5 4	3—7,5 2	11—22 2	28—56 2,5	30—60 2	56—112 2,5
Наибольшее давление нагнетания, МПа	10—25	17—34	17—34	16—32	13—27	16—32
Число двойных ходов в 1 мин	1,2	0,6	1,2	1,2	1,0	1,2
Давление свежего пара, МПа	0,05	0,1	0,05	0,4	0,05	0,4
Противодавление пара, МПа						

простотой ухода, легкостью регулирования подачи. Однако к. п. д. их невелик и для насосной установки составляет 2,5—3%.

Для работы прямодействующего парового насоса необходимо, чтобы сила, действующая на поршень парового цилиндра, была больше силы, действующей на поршень гидравлической части со стороны перекачиваемой жидкости. Поскольку давление жидкости практически постоянно в течение всего хода поршня, паровая часть должна работать при постоянном давлении, т. е. без расширения пара. Это повышает расход пара и уменьшает к. п. д. установки. Крупные прямодействующие насосы расходуют от 25 до 55 кг пара в час на 1 кВт гидравлической мощности.

Приводные поршневые насосы более экономичны, но более дороги и сложнее в эксплуатации, так как имеют отдельные двигатель и редуктор. Приводные насосы могут создавать высокое давление, величина которого ограничивается механической прочностью деталей насоса. Насосы типов ДПН-1 и ДПН-2 имеют привод от двигателя внутреннего сгорания (дизеля).

Подачу поршневых насосов регулируют изменением длины хода плунжера и изменением скорости вращения приводного вала; в паровых прямодействующих насосах — изменением подачи пара в паровые цилиндры. В табл. III-3 приведена характеристика горячих поршневых прямодействующих насосов.

5. СПЕЦИАЛЬНЫЕ НАСОСЫ

Роторные насосы относятся к объемным бесклапанным насосам. Они имеют вращающийся ротор, который обеспечивает вытеснение жидкости в нагнетательный трубопровод. Насосы этого типа следует применять для перекачивания жидкостей, не содержащих

абразивных частиц и обладающих хорошей смазывающей способностью, так как в противном случае быстро изнашиваются рабочие органы насоса, что создает возможность их заклинивания и приводит к снижению подачи и напора. Роторные насосы обеспечивают достаточно равномерную подачу и не требуют установки воздушных колпаков. Схемы роторных насосов некоторых типов даны на рис. III-17.

Шестеренчатые насосы состоят из пары шестерен с внутренним или внешним зацеплением, которые помещены в корпус. При вращении в месте выхода шестерен из зацепления создается разрежение, и жидкость из приемного трубопровода поступает в корпус насоса. В месте, где шестерни входят в зацепление, жидкость будет выдавливаться из пространства между зубьями и нагнетаться в трубопровод. Каждый зуб шестерен, входящий в зацепление, перемещает объем жидкости, равный

$$V_1 = F_1 b$$

где F_1 — площадь зуба в плоскости вращения между наружными окружностями шестерен, находящихся в зацеплении; b — ширина зуба.

Теоретическая подача насоса определяется выражением

$$Q_T = 2F_1 b z n / 60 = F_1 b z n / 60 \quad (\text{III}, 53)$$

где z — число зубьев шестерни; n — частота вращения, об/мин.

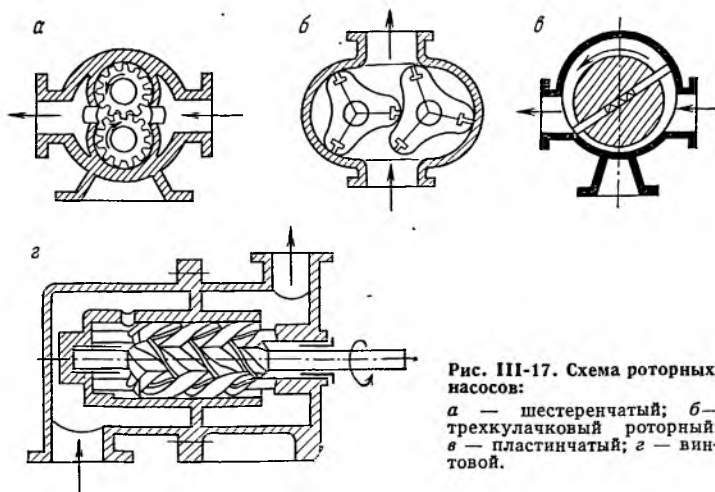


Рис. III-17. Схема роторных насосов:
 а — шестеренчатый; б — трехкулачковый роторный;
 в — пластинчатый; г — винтовой.

Действительная подача будет меньше вследствие утечек жидкости через зазоры между зубьями и между стенками корпуса и шестернями

$$Q_d = \eta_o Q_T = \eta_o F_1 b z n / 30 \quad (\text{III}, 54)$$

Объемный к. п. д. $\eta_o = 0,90—0,95$.

Всасывающая и нагнетательная полости насоса обычно сообщаются байпасом, на котором установлен предохранительный клапан.

пан. Шестеренчатые насосы используют для подач от десятых долей м³/ч до 50 м³/ч при давлениях несколько мегапаскалей (n до 3000 об/мин; число зубьев $z \cong 8-12$; к. п. д., насосов около 0,7). Шестеренчатые насосы с внутренним зацеплением имеют лучшую всасывающую способность, меньшие габариты, но более сложны по конструкции.

Винтовые насосы имеют в корпусе два или три вращающихся цилиндра с винтовой нарезкой по наружной цилиндрической поверхности. Один винт является ведущим.

По сравнению с шестеренчатыми винтовые насосы обладают повышенным к. п. д., бесшумностью в работе, большей долговечностью, равномерной подачей жидкости. Создаваемый насосом напор определяется числом шагов нарезки. Винты насоса выполняют двухзаходными с передаточным числом, равным единице. Форма нарезки обеспечивает герметическое разделение нагнетательной и всасывающей полостей насоса.

Давление до 2 МПа создается винтами, имеющими длину несколько большую шага нарезки. Дальнейшее повышение давления достигается пропорциональным увеличением длины винтов, что позволяет создать достаточно компактную конструкцию.

Поступившая во впадины нарезки со стороны всасывания жидкость при повороте винтов герметически отсекается от всасывающей камеры и затем перемещается в канале нарезки вдоль оси винтов в напорную камеру. Регулирование подачи достигается изменением числа оборотов двигателя или приводного вала ведущего винта. К. п. д. винтовых насосов составляет 0,8—0,9. С увеличением рабочего давления подача жидкости несколько уменьшается (примерно на 10—15%) по сравнению с подачей при атмосферном давлении.

Винтовые насосы применяют для подач от нескольких м³/ч до сотен м³/ч при давлении нагнетания до 20 МПа и скорости вращения до 10 000 об/мин.

Пластинчатые насосы имеют вращающийся ротор, установленный эксцентрично или концентрично в корпусе и снабженный подвижными пластинами. Пластины прижимаются к корпусу силой пружин, центробежной силой или давлением подводимой по оси насоса жидкости. Отсекаемые между пластинами и корпусом объемы жидкости при вращении ротора вытесняются в напорный трубопровод. Пластин может быть две и более.

Теоретическую подачу пластинчатого насоса можно подсчитать следующим образом. За один оборот ротора будет перемещаться объем жидкости, равный

$$V = 2\pi (R - e) 2be \approx 4\pi Rbe$$

где R — радиус рабочей камеры в корпусе насоса; e — эксцентриситет; b — ширина лопаток.

Обычно $e \gg R$.

Если ротор вращается со скоростью n об/мин, то

$$Q_{\tau} = \frac{4\pi (R - e) ben}{60} \approx \frac{\pi Rben}{15} \quad (\text{III}, 55)$$

Действительная подача будет меньше теоретической на величину, пропорциональную объемному к. п. д. η_o .

Водокольцевые насосы имеют вращающийся ротор с лопатками. При вращении ротора находящаяся в корпусе насоса рабочая жидкость отбрасывается к периферии и образует жидкостное кольцо. Если ротор расположен эксцентрично в корпусе, то между ротором и жидкостным кольцом образуется серповидное пространство. Проходя это пространство, лопатки сперва увеличивают объем камеры между ротором и жидкостным кольцом (всасывание), а затем уменьшают его (нагнетание). Поэтому насос может засасывать не только жидкость, но и воздух (газы), т. е. является самовсасывающим. При перекачке нефтепродуктов в качестве рабочей жидкости обычно используют воду.

Хотя к. п. д. водокольцевых насосов ниже, чем обычных центробежных насосов, в ряде случаев их применение оказывается целесообразным, особенно при необходимости быстрого пуска, перекачки агрессивных жидкостей и т. п.

Теоретическую подачу насоса можно рассчитать следующим образом. За один оборот ротора будет перемещен объем жидкости (рис. III-18), равный объему серповидного тела с учетом объема, занятого лопатками ($h = 0$)

$$\left[\frac{\pi}{4} (D_k^2 - D_p^2) - z h_d \delta \right] b$$

где b , h_d — длина и высота лопатки;
 z — число лопаток.

При частоте вращения ротора, равной n об/мин, теоретический расход жидкости составит

$$V_{\text{ж}} = \left[\frac{\pi}{4} (D_k^2 - D_p^2) - z h_d \delta \right] \frac{bn}{60} \quad (\text{III}, 56)$$

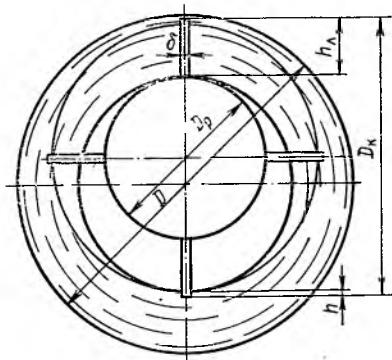


Рис. III-18. К расчету производительности водокольцевого насоса.

При работе на откачку воздуха теоретический расход воздуха составит ($h \neq 0$)

$$V_{\text{в}} = \left\{ \frac{\pi}{4} [(D_k - h)^2 - D_p^2] - z (h_d - h) \delta \right\} \frac{bn}{60} \quad (\text{III}, 57)$$

Фактическая подача насоса будет меньше теоретической пропорционально объемному к. п. д. η_o . К. п. д. водокольцевых насосов обычно равен 0,2—0,4.

6. КОМПРЕССОРЫ

Компрессоры предназначены для сжатия и перемещения различных газов, используемых как в технологических целях, так и для приборов контроля и автоматики, привода различных инструментов и т. п. По принципу действия компрессоры можно разделить на следующие группы:

1) поршневые, в которых газ сжимается в замкнутом объеме при движении поршня;

2) ротационные, в которых сжатие и перемещение газа производится вращающимся ротором;

3) центробежные, в которых газу сообщается большая скорость, преобразуемая затем в давление;

4) струйные, использующие истечение газа с большой скоростью из насадок специальной формы и сжатие газа при изменении его скорости.

По создаваемому давлению различают машины следующих типов:

1) вакуум-насосы, откачивающие газ из пространства при давлении ниже атмосферного и нагнетающие его в пространство, где давление выше или равно атмосферному;

2) вентиляторы, создающие давление газа до 0,015 МПа или $P_2/P_1 \leq 1,15$;

3) газодувки предназначены для создания избыточного давления до 0,2 МПа или $1,15 < P_2/P_1 \leq 3$;

4) компрессоры, создающие более высокое давление, чем газодувки, $P_2/P_1 > 3$.

Процессы сжатия газа. При изменяющихся давлении и объеме в зависимости от характера теплообмена с окружающей средой изменение состояния газа может происходить *изотермически, адиабатически и политропически*.

Для реализации изотермического процесса необходимо отводить все тепло, выделяющееся при сжатии газа, во втором случае, наоборот, необходимо полностью исключить теплообмен с окружающей средой. Реальный процесс происходит при промежуточных условиях теплообмена — политропически.

При изотермическом процессе для сжатия газа необходимо затратить работу

$$L_{из} = p_1 V_1 \ln(p_2/p_1) \quad (III, 58)$$

где p_1 , p_2 — начальное и конечное давления газа; V_1 — начальный объем газа.

В ходе изотермического процесса выделится следующее количество тепла, которое необходимо отвести, чтобы температура газа T осталась постоянной

$$Q_{из} = M_r RT \ln(p_2/p_1) = M_r (c_v - c_p) T \ln(p_2/p_1) \quad (III, 59)$$

где T — температура процесса; c_v и c_p — соответственно теплоемкости газа при постоянных объеме и давлении; M_r — масса газа.

При адиабатическом сжатии газа тепло извне не подводится и не отводится, поэтому вся работа, затрачиваемая на сжатие газа, идет на увеличение его энтальпии, т. е. температуры. Работа, затрачиваемая на адиабатическое сжатие газа, равна

$$L_{ад} = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left[(p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (\text{III},60)$$

где k — показатель адиабаты, $k = c_p/c_v$.

Конечная температура газа T_2 в адиабатическом процессе определяется из уравнения

$$T_2 = T_1 (p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}} \quad (\text{III},61)$$

Соответственно количество подведенного к газу тепла будет равно

$$Q_{ад} = M_r c_p (T_2 - T_1) = M_r (i_2 - i_1) \quad (\text{III},62)$$

где M_r — масса сжимаемого газа, кг; i_1 и i_2 — начальная и конечная энтальпии газа.

Затрата энергии на сжатие газа в адиабатическом процессе будет больше, чем в изотермическом. При политропическом процессе затрата работы на сжатие газа составит

$$L_{пол} = \frac{m}{m-1} p_1 V_1 \left[(p_2/p_1)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad (\text{III},63)$$

где m — показатель политропы; $1 \leq m \leq k$; для воздуха $m \approx 1,25$; обычно $m = 1,2-1,4$.

Очевидно, что $L_{из} < L_{пол} < L_{ад}$.

Работу, затрачиваемую на разрежение газа, вычисляют по тем же уравнениям, только в том случае давление p_1 будет меньше атмосферного.

Если разделить работу сжатия на массу сжимаемого газа, то получим удельную работу l . Зная удельную работу, нетрудно рассчитать теоретическую мощность, которую необходимо затратить на сжатие газа

$$N_T = G l = Q \rho_r l \quad (\text{III},64)$$

где G — производительность компрессора, кг/с; Q — то же, м³/с; ρ_r — плотность газа; l — удельная работа сжатия.

Вследствие несовершенства цикла, утечек через неплотности и по другим причинам фактическая мощность, необходимая для сжатия газа, будет больше. Отношение теоретической мощности к индикаторной называется к. п. д. процесса

$$\eta_{проц} = N_T / N_{инд} \quad (\text{III},65)$$

Адиабатический к. п. д. в среднем равен 0,95, а изотермический 0,70. Для учета механических потерь вводят механический к. п. д. η_m

$$\eta_m = N_{инд} / N \quad (\text{III},66)$$

где N — мощность на валу компрессора.

Механический к. п. д. равен 0,85—0,90. Мощность электродвигателя выбирают с запасом 10—15%.

Поршневые компрессоры. Поршневые компрессоры по принципу действия делят на компрессоры простого (одинарного) и двойного действия, а по числу ступеней сжатия — на одно-, двух- и многоступенчатые. Многоступенчатые компрессоры применяют для сжатия газов свыше 0,7 МПа. На рис. III-19 приведены схемы компрессоров.

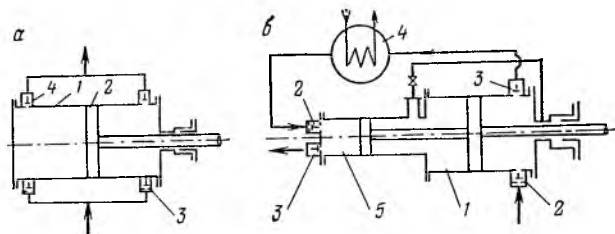


Рис. III-19. Схемы одно- и многоступенчатых компрессоров:

а — одноступенчатый компрессор двойного действия; 1 — цилиндр; 2 — поршень; 3 — всасывающие клапаны; 4 — нагнетательные клапаны; б — двухступенчатый компрессор; 1 — цилиндр низкого давления; 2 — всасывающие клапаны; 3 — нагнетательные клапаны; 4 — промежуточный холодильник; 5 — цилиндр высокого давления.

Работа одноступенчатого поршневого компрессора. Работу поршневого компрессора простого действия можно характеризовать индикаторной диаграммой в системе координат $p-V$. При построении теоретической индикаторной диаграммы предполагают, что сопротивление проходу газа при всасывании и нагнетании отсутствует, давление на линиях всасывания и нагнетания остается постоянным, в конце сжатия весь газ выталкивается из цилиндра (отсутствует вредное пространство), процессы всасывания и нагнетания осуществляются изотермически (рис. III-20).

При ходе всасывания в рабочем пространстве создается давление p_1 , объем рабочего пространства постепенно увеличивается от нуля до V_1 . На рис. III-20, а это соответствует линии ab . При достижении поршнем мертвого положения начинается сжатие газа до давления p_2 при закрытых впускном и нагнетательном клапанах. При этом объем газа уменьшается от V_1 до V_2 . В общем случае процесс сжатия газа осуществляется политропически (линия bc). При достижении давления p_2 газ начинает выходить через открывшийся нагнетательный клапан (линия cd). После полного удаления газа из цилиндра при изменении движения поршня на обратное давление в цилиндре мгновенно уменьшается до p_1 — давления всасывания (линия da), и процесс повторяется.

Таким образом, в отличие от теоретической индикаторной диаграммы поршневого насоса теоретическая индикаторная диаграмма компрессора характеризуется всегда криволинейным участком bc , отвечающим процессу сжатия газа.

Из термодинамики известно, что площадь диаграммы $abcd$ равна, с учетом масштаба диаграммы, работе, затраченной на получение сжатого газа. Величину этой площади можно вычислить по уравнениям (III,58), (III,60) или (III,63) в зависимости от реализуемого при сжатии газа процесса.

Фактическая (рис. III-20) индикаторная диаграмма отличается от теоретической тем, что процесс всасывания, вследствие наличия вредного пространства между поршнем и цилиндром, может начаться лишь после того, как оставшийся под давлением p_2 в цилиндре газ расширится и его давление достигнет p_1 . Этот процесс характеризуется кривой $d'a'$, а работа, затрачиваемая на сжатие газа, — площадью $a'b'c'd'$. Обозначим $\varepsilon = (V_0 - V_1)/V_1$ — относительный объем вредного пространства; $\varepsilon \approx 0,03—0,08$, где V_0 — объем цилиндра компрессора; V_1 — объем, описываемый поршнем; V — действительный объем газа, всасываемый за один ход; $\lambda_0 = V/V_1$ — объемный к. п. д. Процесс расширения газа протекает по политропе $d'a'$, имеющей уравнение

$$pV^m = \text{const}$$

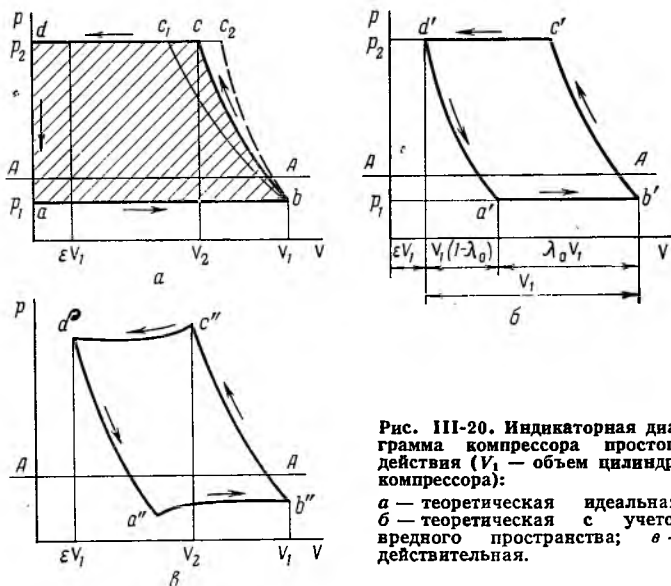


Рис. III-20. Индикаторная диаграмма компрессора простого действия (V_1 — объем цилиндра компрессора):

a — теоретическая идеальная; $б$ — теоретическая с учетом вредного пространства; $в$ — действительная.

С учетом вредного пространства процесс расширения газа запишется следующим образом:

$$p_2 (\varepsilon V_1)^m = p_1 [(1 - \lambda_0 + \varepsilon) V_1]^m$$

Откуда можно найти объемный к. п. д. λ_0 :

$$\lambda_0 = 1 - \varepsilon \left[(p_2/p_1)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \quad (\text{III,67})$$

Как следует из уравнения (III, 67), объемный к. п. д. уменьшается с увеличением степени сжатия. При некоторой степени сжатия, называемой *пределом сжатия*, $\lambda_0 = 0$. Нетрудно найти, что предел сжатия равен

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{\text{пред}} = \left(\frac{1 + \varepsilon}{\varepsilon}\right)^m \quad (\text{III}, 68)$$

Производительностью компрессора Q называется объем, описываемый поршнем в единицу времени и отнесенный к условиям всасывания

$$Q = \frac{\lambda V_p n}{60} \quad (\text{III}, 69)$$

где λ — коэффициент подачи; V_p — рабочий объем цилиндра; n — частота вращения коленчатого вала, об/мин.

Коэффициент подачи λ зависит от сопротивления всасывающих клапанов, величины вредного пространства, утечек в клапанах, поршневых кольцах, сальниках, а также от температуры в рабочей камере. Приблизленно коэффициент подачи можно рассчитать по формуле

$$\lambda = \lambda_0 (1,01 - 0,02 p_2/p_1) \quad (\text{III}, 70)$$

Подача компрессора $Q_{\text{под}}$, т. е. объем сжатого газа, поступающего потребителям, зависит от внешних условий: барометрического давления, температуры газа, его влажности. Обычно величину подачи относят к нормальным условиям $p_0 = 0,101$ МПа и $t_0 = 0^\circ\text{C}$. Подача и производительность одноступенчатого компрессора связаны соотношением

$$Q_{\text{под}} = \frac{p_1}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_1} Q \quad (\text{III}, 71)$$

Для цилиндра простого действия

$$V_p = \frac{\pi D^2}{4} S$$

для цилиндра двойного действия

$$V_p \cong 2 \frac{\pi D^2}{4} S$$

Действительная индикаторная диаграмма отличается от теоретической (рис. III-20, в), что обусловлено наличием вредного пространства, сопротивлением всасывающего и нагнетательного клапанов, условиями теплообмена цилиндра и поршня и т. п.

Многоступенчатое сжатие газа. Увеличение степени сжатия в одноступенчатом компрессоре свыше 5 приводит к снижению к. п. д. компрессора, кроме того, сильно возрастают температура сжатого газа и расход энергии на сжатие.

Чтобы обеспечить работу компрессора с высоким к. п. д., применяют многоступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением газа между ступенями.

На рис. III-21 приведена диаграмма процесса для двухступенчатого компрессора с промежуточным охлаждением. В первой ступени газ сжимается от давления p_1 до промежуточного давления p_2 по политропе bc' . Затем газ охлаждается в промежуточном холодильнике по прямой $c'c''$ до начальной температуры газа, лежащей на изотерме $bc''c_2$. После этого газ дожимается во второй ступени по политропе $c''c$ до давления нагнетания p_2 . Следовательно, процесс сжатия газа характеризуется ломаной линией $bc'c''c$, которая ближе к изотерме $bc''c_2$, чем политропа $bc'c_1$ при одноступенчатом сжатии. Площадь, заштрихованная на диаграмме, отвечает тому выигрышу в работе, который получен при двухступенчатом сжатии.

Увеличение числа ступеней компрессора позволяет получить процесс сжатия газа, приближающийся к изотермическому, однако это приводит к усложнению конструкции компрессора. В зависимости от степени сжатия обычно применяют следующее число ступеней:

Степень сжатия	5	10	80	100	200	500	650 и более
Число ступеней	1	2	3	4	5	6	6—7

Из анализа процесса сжатия в многоступенчатом компрессоре вытекает, что минимальная работа сжатия будет получена, если в любой i -той ступени степень сжатия будет равна

$$p_{i+1}/p_i = \sqrt[n]{p_{n+1}/p_1} \quad (\text{III},72)$$

где p_{n+1} и p_1 — конечное и начальное давления; n — число ступеней.

Регулирование производительности поршневых компрессоров. Рассогласование между подачей газа в сеть и его потреблением проявляется в изменении давления нагнетания. Поэтому при регулировании стремятся сохранить постоянство давления. При эксплуатации группы компрессоров регулирование общей производительности обеспечивается пуском или

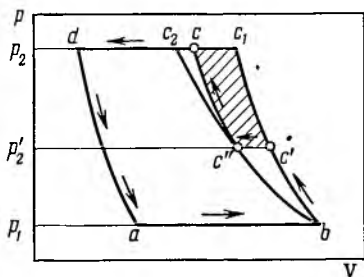


Рис. III-21. Диаграмма двухступенчатого компрессора с промежуточным охлаждением.

остановкой соответствующего их числа. Для одиночного компрессора такой способ обычно не применяют, так как он приводит к резким колебаниям давления в сети.

Наилучший способ регулирования связан с изменением частоты вращения приводного вала, использованием в качестве привода двигателей внутреннего сгорания или синхронных электродвигателей. Однако на нефтегазоперерабатывающих заводах в большинстве случаев компрессоры имеют привод от асинхрон-

ных двигателей с постоянным числом оборотов. Изменение числа оборотов в этом случае потребовало бы установки мощных редукторов и вариаторов. Поэтому применяют другие способы регулирования, изложенные ниже.

Регулирование воздействием на поток газа. Сущность регулирования сводится либо к созданию сопротивления потоку газа на линии всасывания, либо к перепуску сжатого газа из нагнетательного трубопровода во всасывающий. Регулирование можно осуществлять вручную или автоматически.

При дросселировании потока газа на линии всасывания прикрывают регулирующий клапан. Это вызывает понижение давления всасывания, что приводит к уменьшению количества поступающего в компрессор газа и к уменьшению подачи.

При перекачивании горючих газов этот способ связан с опасностью подсоса воздуха через неплотности всасывающей линии, образованием взрывоопасных смесей и окислением перекачиваемых газов. Кроме того, это вызывает уменьшение давления в промежуточных ступенях, так как p_k/p_n задано. Поскольку давление в сети определено, то это приведет к необходимости увеличения p_k/p_n и температуры перекачиваемого газа. Второй способ малоэкономичен, так как способствует повышению давления и температуры по ступеням.

Регулирование изменением величины мертвого пространства. В некоторых компрессорах можно изменять величину мертвого пространства в цилиндре первой ступени. Это приводит к уменьшению поступления газа в цилиндр первой ступени и соответствующему уменьшению объема газа, подаваемого в сеть. Можно так подобрать объем мертвого пространства, что при давлении всасывания находящийся в нем газ займет весь объем цилиндра, и производительность станет равной нулю.

Регулирование воздействием на всасывающий клапан. Способ заключается в изменении степени герметичности всасывающего клапана в цилиндре первой ступени. При сжатии весь газ или его часть выходит из цилиндра через открытый всасывающий клапан во всасывающий трубопровод, уменьшая производительность компрессора. В этом случае один или несколько всасывающих клапанов первой ступени компрессора снабжают специальным устройством, позволяющим отжимать пластину клапана и создавать его негерметичность. Этот способ регулирования достаточно прост и распространен, однако не является достаточно экономичным, так как при холостом ходе затрачивается около 15% мощности при полной нагрузке. Автоматизированные системы регулирования, а также системы автоматического пуска и остановки компрессоров позволяют добиться наиболее экономичной их эксплуатации.

Особенности сжатия углеводородных газов. На нефтеперерабатывающих заводах приходится перекачивать различные углево-

дородные газы (метан, этан, пропан, бутан и др.), водород, природный газ. В отличие от воздуха эти газы горючи и взрывоопасны, имеют широкий предел взрываемости; показатель адиабаты этих газов меньше, чем у воздуха; некоторые газы легко переходят в жидкое состояние при повышении давления (бутан, изобутан и др.). Поэтому необходима улучшенная герметизация компрессоров, особенно сальников; электрооборудование должно выполняться взрывозащищенным, помещение компрессорной — обеспечиваться надежной вентиляцией.

Меньший показатель адиабаты углеводородных газов, по сравнению с показателем для воздуха, является причиной более низких производительности, температуры в конце сжатия и потребляемой мощности. Выделение конденсата в цилиндрах при компримировании газа приводит к вымыванию смазки и нарушает нормальную работу компрессора. Выделяющийся в промежуточных холодильниках конденсат углеводородных газов должен быть отделен от газа перед подачей в следующую ступень компрессора.

На газоперерабатывающих заводах применяют газомоторные компрессоры с приводом от двигателя внутреннего сгорания, работающего на перекачиваемом природном газе (типов ГК: 8ГК и 10ГК).

Центробежные компрессоры. Работа этих машин основана на использовании центростремительной силы, возникающей при вращении лопастных колес, для создания повышенного давления.

Различают турбогазодувки (турбовоздуходувки), работающие при давлении нагнетания до 0,4 МПа, и турбокомпрессоры, создающие давление нагнетания до 1 МПа и выше для машин специальной конструкции.

Одноступенчатые турбогазодувки создают избыточное давление не более 0,015 МПа. Производительность турбомашин обычно превышает 100 м³/мин. Турбогазодувки отличаются от турбокомпрессоров также тем, что у первых сжимаемый газ не охлаждается, тогда как у вторых имеется промежуточное охлаждение газа. Между

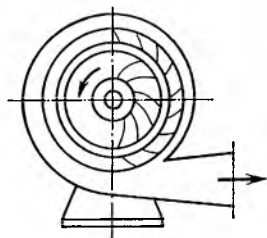


Рис. III-22. Схема направляющего аппарата и диффузора.

отдельными ступенями устанавливают диффузоры или направляющие аппараты, служащие для преобразования кинетической энергии газа после рабочего колеса в давление (рис. III-22). Турбомашины обладают рядом преимуществ по сравнению с поршневыми компрессорами, особенно при больших производительностях: более простая конструкция, удобство эксплуатации, надежность в работе, малые габариты, меньшая масса и хорошая у равнове-

шенность, равномерная подача газа, отсутствие загрязнения перекачиваемого газа смазкой.

Основные элементы расчета турбомашин. В турбомашине газ так же, как и жидкость в центробежном насосе, при прохождении по каналам вращающегося с большой скоростью рабочего колеса под действием центробежной силы приобретает большую скорость. Для определения разности давлений на внешней и внутренней окружностях колеса можно пользоваться уравнением

(III,7) — уравнением Эйлера, которое обычно применяют в упрощенной форме, так как угол $\alpha_1 = 90^\circ$.

Из анализа уравнения Эйлера следует, что напор будет тем больше, чем больше угол β_2 наклона лопаток на выходе рабочего колеса (см. рис. III-2). На практике обычно

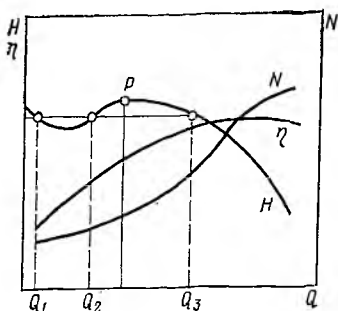


Рис. III-23. Типичная характеристика турбомашин.

$\beta_2 < 90^\circ$ (лопатки загнуты назад), так как такие колеса имеют больший к. п. д. Колеса с загнутыми вперед лопатками ($\beta_2 > 90^\circ$) применяют иногда в вентиляторах, напор которых невысок и поэтому к. п. д. не играет решающей роли.

Если ввести коэффициент закручивания потока ψ

$$\psi = \frac{c_2 \cos \alpha_2}{u_2} = \frac{c_{u2}}{u_2} = \frac{\operatorname{tg} \beta_2}{\operatorname{tg} \alpha_2 + \operatorname{tg} \beta_2} \quad (\text{III},73)$$

то теоретический напор определится из выражения

$$H_T = \psi u_2^2 / g \quad (\text{III},74)$$

Действительный напор будет меньше теоретического вследствие конечного числа лопаток рабочих колес (обычно не более 30) и связанного с этим изменения скорости газа по сечению каналов (учитывается коэффициентом η_n) и гидравлических сопротивлений в рабочем колесе (учитывается гидравлическим к. п. д. η_r).

Итак, действительный напор равен

$$H_d = \frac{\eta_n \eta_r \psi u_2^2}{g} = \eta_n \frac{u_2^2}{g} \quad (\text{III},75)$$

где $\eta_n = \eta_r \psi$ — общий коэффициент напора; $\eta_n = 0,5-0,7$ — для загнутых назад лопаток; $\eta_n = 0,6-0,8$ — для лопаток, направленных радиально ($\beta_2 = 90^\circ$); $\eta_n = 0,8-1,1$ — для загнутых вперед лопаток.

Как следует из уравнения (III,75), развиваемый рабочим колесом турбомашин напор тем больше, чем больше окружная скорость на выходе из колеса u_2 . Однако величина последней ограничивается механической прочностью колеса. При изготовлении

рабочих колес из легированной стали можно получить степень сжатия в одном колесе 1,25—1,50. Для достижения больших степеней сжатия используют последовательно несколько рабочих колес. В этом случае степень сжатия в каждой ступени турбомашины принимают согласно уравнению (III,72).

Мощность турбомашины. Для подачи определенного количества газа с учетом потерь в самой машине и передаточных механизмах необходимо затратить мощность

$$N = \rho g H_d Q / \eta \quad (\text{III}, 76)$$

где η — общий к. п. д. турбомашины.

Характеристика турбомашины. В турбогазовых турбокомпрессорах подача не является постоянной величиной, а зависит от сопротивления системы, в которую подается газ. Как и для центробежных насосов, с увеличением подачи напор уменьшается, при этом возрастают потребляемая мощность и к. п. д. Типичная характеристика представлена на рис. III-23. Участок левее точки P отражает неустойчивую работу машины, так как одному и тому же напору соответствуют разные расходы, и газ подается неравномерно (явление помпажа). Устойчивая область работы машины соответствует участку характеристики правее точки P .

7. ВЕНТИЛЯТОРЫ

Вентиляторы — центробежные машины, предназначенные для перемещения газа (воздуха) из одного пространства в другое, имеющих практически равные давления. Создаваемый вентилято-

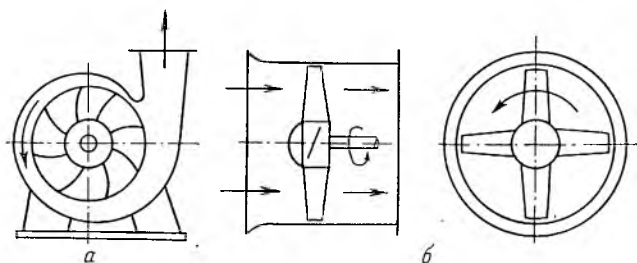


Рис. III-24. Схемы вентиляторов основных типов:
а — центробежный; б — осевой.

ром напор расходуется в основном на преодоление сопротивления системы транспорта газа.

Различают центробежные и осевые вентиляторы (рис. III-24). Создаваемый ими напор не превышает 0,015 МПа. Однако в большинстве случаев напор вентиляторов составляет 0,002—0,005 МПа.

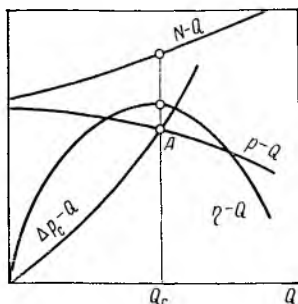
Осевые вентиляторы обеспечивают большие подачи при низких напорах, отличаясь простотой конструкции. Для получения

большого напора колеса вентиляторы изготавливают с лопатками, загнутыми вперед с углом $\beta_2 > 90^\circ$.

Создаваемый вентилятором напор может быть рассчитан по уравнению (III,6). Обычно первые два слагаемых называют статическим напором $H_{ст}$, а третье — динамическим напором $H_{дин}$, т. е. полный напор вентилятора

$$H_T = H_{дин} + H_{ст} \quad (III,77)$$

Для осевых вентиляторов можно приближенно считать, что $u_1 \cong u_2$, т. е.



$$H_T = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (III,78)$$

Рис. III-25. Характеристики вентилятора и сети:

A — рабочая точка; $\Delta p_c - Q$ — характеристика сети; Q_c — подача газа в сеть.

Создаваемый осевым вентилятором напор можно рассчитать по следующей приближенной формуле:

$$H_T = 0,14 (u/\varphi)^2 \quad (III,79)$$

где u — окружная скорость внешней периферии лопасти, м/с; φ — коэффициент, зависящий от формы лопастей; $\varphi = 2,8-3,5$ — для плоских лопастей и $\varphi = 2,2-2,9$ — для криволинейных лопастей.

Диаметр всасывающего отверстия вентилятора рассчитывают по формуле

$$D_0 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi w_{вс}}} \quad (III,80)$$

где Q — производительность вентилятора, м³/с; $w_{вс}$ — скорость во всасывающем отверстии, м/с; $w_{вс} = 15-30$ м/с; меньшие скорости соответствуют газу с большей плотностью.

Потребляемую вентилятором мощность можно определить по формуле

$$N = QH/\eta \quad (III,81)$$

где H — общий напор; η — к. п. д. вентилятора; $\eta = 0,5-0,7$.

Работа вентилятора в сети. При работе вентилятора можно считать, что плотность и вязкость газа не изменяются. Это облегчает выполнение расчетов и построение рабочих характеристик. Работающий на сеть вентилятор должен эксплуатироваться при к. п. д. не менее 90% от максимальной его величины и при заданной производительности сети Q_c должен развивать давление, достаточное для преодоления сопротивления сети Δp_c .

Характеристики вентилятора и сети приведены на рис. III-25. Основной характеристикой вентилятора является зависимость $p—Q$. Рабочий диапазон давлений должен быть согласован с к. п. д. η при заданных частоте вращения n и мощности N . Производительность вентилятора можно регулировать дросселированием потока газа на всасывающей линии, применением направляющих лопаток на входе в колесо, изменением числа оборотов двигателя.

Первый способ неэкономичен, так как связан с дополнительной затратой энергии на преодоление сопротивления во всасывающей линии. Последний способ связан с использованием специальных электродвигателей или редукторов и применяется редко. Второй способ применяют наиболее часто. Изменяя угол наклона лопаток направляющего аппарата в потоке газа, создают окружную составляющую скорости u_1 на входе в колесо вентилятора. Это вызывает уменьшение создаваемого колесом напора и снижает производительность. Направляющий аппарат, полностью перекрывая всасывающий патрубок при пуске, позволяет уменьшить пусковую мощность.

ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ

Глава IV

Топливо, процессы горения и типы топок

1. ВИДЫ ТОПЛИВА

Топливом называют горючие вещества, которые при сгорании выделяют достаточное количество тепла для использования его в энергетических, промышленных и отопительных установках. Около 80 % энергии, вырабатываемой в настоящее время во всем мире, получают при сжигании органического топлива (угля, газа, мазута и т. п.), а остальные 20 % приходятся на долю других источников энергии (воды, ветра, солнца, расщепления ядер тяжелых элементов U^{235} , U^{238} , Pu^{239}).

По агрегатному состоянию различают твердое, жидкое и газообразное топливо, а по способу получения — естественное (природное) и искусственное. Естественное топливо получают в том виде, в каком оно образовалось в природе: нефть, природный газ, ископаемые угли, дрова, торф, горючие сланцы. Искусственное топливо является продуктом переработки природных топлив.

В табл. IV-1 приведена классификация органических топлив.

Топливо, сжигаемое на электрических станциях, называется энергетическим. Топливо, используемое на других установках, называется технологическим. В настоящее время в топливном балансе СССР примерно $\frac{2}{3}$ составляют уголь, нефть и газ, из которых на нефть и газ приходится свыше 60 %. Более 50 % добываемого в СССР топлива используется как энергетическое.

Элементарный состав топлива. Чтобы оценить свойства топлива, необходимо знать его элементарный состав. Твердое и жидкое топливо представляют собой комплексы сложных органических

и минеральных соединений, химическая структура которых исследована недостаточно полно, особенно органической части. Твердое и жидкое топливо состоит из следующих элементов: углерода С, водорода Н, азота N и кислорода О, которые образуют органическую массу топлива. Кроме того, содержатся также нежелательные примеси: сера S, вода W и зола A. Следовательно, элементарный состав твердого и жидкого топлива можно записать в следующем виде, % (масс.):

$$C + H + S + O + N + W + A = 100 \quad (IV,1)$$

Топливо в том виде, в котором оно сжигается в топке, называется рабочим, а его массу и состав называют соответственно рабочей массой и составом. Элементарный состав рабочей массы следующий, % (масс.):

$$C^p + H^p + S^p + O^p + N^p + W^p + A^p = 100 \quad (IV,2)$$

Рабочий состав топлив отдельных видов может не содержать некоторых элементов. Так, природный газ не содержит золы. В отличие от рабочей сухая масса топлива не содержит влаги и записывается равенством, % (масс.)

$$C^c + H^c + S^c + O^c + N^c + A^c = 100$$

Для пересчета рабочей массы на сухую используют формулу

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}^p 100 / (100 - W^p) \quad (IV,3)$$

где $\mathcal{E}$ — элемент топлива: С, Н, ...

ТАБЛИЦА IV-1

Классификация органических топлив

Топливо		
твердое	жидкое	газообразное
<i>Естественное</i>		
Дрова, торф, каменные и бурые угли, антрацит, горючие сланцы	Нефть	Природный газ
<i>Искусственное</i>		
Древесный уголь, кокс, угольная пыль, угольные брикеты, торфяные брикеты	Мазут, бензин, керосин, дизельное топливо	Нефтяной, коксовый, генераторный, доменный газы; газ подземной газификации углей

Состав горючей массы топлива некоторых видов, % (масс.)

Вид топлива	C ^r	H ^r	O ^r	S ^r
Дрова	50	6	43	0
Торф	53—62	5—6	32—37	0,1—0,3
Бурый уголь	62—72	4,5—6	18—27	0,5—6
Каменный уголь	75—90	4,5—5,5	4—15	0,6—6
Антрацит	90—96	1,0—2,0	1—2	0,5—7
Нефть	83—86	11—13	1—3	0,2—4
Природный газ	70—75	20—25	3—5	0—3

В горючую массу топлива входят элементы: углерод, водород, сера, кислород и азот. Состав горючей массы представляют формулой, % (масс.)

$$C^r + H^r + S^r + O^r + N^r = 100 \quad (IV,4)$$

Пересчет сухой и рабочей масс на горючую производят по формуле

$$\mathcal{E}^r = \mathcal{E}^c \frac{100}{100 - A^c} = \mathcal{E}^p \frac{100}{100 - A^p - W^p} \quad (IV,5)$$

Чем больше в топливе горючей массы, тем выше его качество. Состав горючей массы топлива некоторых видов приведен в табл. IV-2.

Органическая масса топлива включает те же элементы, что и горючая; учитывают только серу, входящую в состав органических соединений. Негорючие элементы топлива называются балластом. К ним относят кислород и азот (внутренний балласт), а также золу и влагу (внешний балласт). Балласт ухудшает рабочие характеристики топлива и вызывает дополнительные расходы при транспортировании и переработке топлива.

2. ТЕПЛОТА СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

Теплотой сгорания топлива называют количество тепла, которое выделяется при полном сгорании 1 кг или 1 м³ топлива. Различают высшую Q_p^p и низшую Q_n^p теплоты сгорания. Высшая теплота сгорания включает тепло, выделяющееся при конденсации водяного пара, образовавшегося при сгорании топлива. Низшая теплота сгорания не включает теплоту конденсации водяного пара, т. е. низшая теплота сгорания равна разности теплот высшей и парообразования.

Теплота конденсации водяного пара при атмосферном давлении составляет около 2500 кДж/кг. При сгорании 1 кг водорода образуется 9 кг водяных паров ($2H_2 + O_2 = 2H_2O$). Кроме того, испа-

Теплота сгорания топлива

Топливо	Q_H^P , МДж/кг	Топливо	Q_H^P , МДж/кг
Дрова	10,5—14,7	Мазут	40,0—45,5
Торф	8,4—10,5	Керосин	44,0—46,0
Бурый уголь	6,3—10,9	Бензин	44,0—47,0
Каменный уголь	21,0—30,0	Природный газ	27,0—38,0
Антрацит	27,0—31,0	Попутный газ	42,0—71,0
Горючие сланцы	7,3—15,0	Коксовый газ	15,0—21,0
Древесный уголь	30,0—34,0	Доменный газ	3,1—4,1
Полукокс	25,0—31,0	Генераторный газ	4,6—7,1
Кокс	28,0—31,0	Водяной газ	10,5—11,7
Нефть	43,0—46,0		

руется $W^P/100$ килограмм влаги, содержащейся в 1 кг рабочего топлива. Отсюда теплота конденсации водяных паров будет равна

$$2500 (9H^P/100 + W^P/100) = 25 (9H^P + W^P) \quad (IV,6)$$

Следовательно

$$Q_H^P = Q_H^P - 25 (9H^P + W^P) \quad (IV,7)$$

Теплоту сгорания твердого и жидкого топлива можно определить (в кДж/кг) по следующим формулам Д. И. Менделеева:

$$Q_B^P = 339C^P + 1255H^P + 109 (S^P - O^P) \quad (IV,8)$$

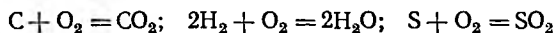
$$Q_H^P = 339C^P + 1030H^P + 109 (S^P - O^P) - 25W^P \quad (IV,7a)$$

В табл. IV-3 приведены данные о теплоте сгорания топлива некоторых видов.

Для сравнения разных видов топлива используют понятие «условное топливо», которое имеет теплоту сгорания 29,3 МДж/кг.

3. ОСНОВНЫЕ РЕАКЦИИ ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА И РАСХОД КИСЛОРОДА И ВОЗДУХА

Горючими элементами топлива являются С, Н и S, которые окисляются кислородом воздуха (горят) по следующим реакциям:



На основании этих соотношений рассчитывают массу кислорода, необходимого для сжигания соответствующих элементов при известном их содержании в топливе.

Так, для сжигания 12 кг углерода требуется 32 кг кислорода, т. е. для сжигания С/100 кг углерода потребуется $(32 : 12) (C : 100) = 0,0267$ С кг кислорода. Аналогично потребность кислорода составит: для сжигания водорода 0,08 Н кг

и серы 0,01 S кг. Сложив приведенные величины и вычтя массу кислорода, содержащегося в топливе $O^P/100 = 0,01O^P$, получим теоретическую массу кислорода, необходимого для сжигания топлива

$$G_T = 0,0267C^P + 0,08H^P + 0,01S^P - 0,01O^P \quad (IV,9)$$

Поскольку для сжигания топлива используют воздух, содержащий 23,2% (масс.) кислорода, теоретический расход воздуха составит

$$G_{в.т} = \frac{G_T}{0,232} = 0,115C^P + 0,345H^P + 0,043(S^P - O^P) \quad (IV,10)$$

Объем воздуха при нормальных условиях $V_{в.т}$ получим, разделив на плотность воздуха $\rho_v = 1,29 \text{ кг/м}^3$:

$$V_{в.т} = \frac{G_{в.т}}{1,29} = 0,089C^P + 0,267H^P + 0,033(S^P - O^P) \quad (IV,11)$$

Рассчитанные количества кислорода и воздуха отнесены к 1 кг топлива.

Коэффициент избытка воздуха. При практическом сжигании топлива вследствие его неполного контакта с кислородом воздуха требуется больший объем воздуха по сравнению с теоретическим. Отношение фактического расхода воздуха к теоретическому называется коэффициентом избытка воздуха и обозначается α

$$\alpha = G_{в.г}/G_{в.т} = V_{в.г}/V_{в.т} \quad (IV,12)$$

Величина α зависит от вида и способа сжигания топлива, конструкции топки и т. д. Чем меньше величина α , при которой можно сжигать топливо, тем экономичнее теплосиловая установка.

Объем продуктов сгорания (дымовых газов). При сгорании 1 кг топлива образуется масса дымовых газов, равная

$$G_{д.г} = 1 + \alpha G_{в.т} + W_{\phi} \quad (IV,13)$$

где W_{ϕ} — расход форсуночного пара, кг/кг.

Для газового топлива $W_{\phi} = 0$. Объем дымовых газов $V_{д.г}$ получим, разделив их массу на плотность $\rho_{д.г}$

$$V_{д.г} = G_{д.г}/\rho_{д.г} = 1/\rho_{д.г}(1 + \alpha G_{в.т} + W_{\phi}) \quad (IV,14)$$

4. СПОСОБЫ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ

Устройство, предназначенное для горения топлива, называется топочным (топкой). Топка включает оборудование для подачи топлива и его сжигания (горелочное устройство) и топочную камеру.

Топки можно разделить на слоевые и камерные. Слойные топки обеспечивают сжигание твердого топлива в слое на колосниковой решетке. Камерные топки предназначены для сжигания пылевидного твердого топлива во взвешенном состоянии, а также жидкого и газообразного топлива, распыляемого форсунками. Камерные топки подразделяют на факельные и вихревые (циклонные). На рис. IV-1 приведены схемы основных способов сжигания топлива.

При слоевом способе сжигания топливо находится на специальной колосниковой решетке, обычно движущейся непрерывно или пульсирующе. Необходимый для горения воздух подается в слой топлива через колосниковую решетку, на которой происходит горение топлива. Вследствие движения решетки или специальных устройств слой топлива на ней перемешивается. Этим обеспечивается равномерное и интенсивное горение топлива и удаление шлака.

При факельном способе сжигания твердое топливо размалывают в пыль, которую в смеси с воздухом подают в топку. Основную массу такой пыли составляют частицы размером менее 100 мкм. Увеличение тонины помола приводит к возрастанию удельной поверхности частиц топлива и более эффективному его горению.

При циклонном способе топливо сжигают в закрученном топливоздушном потоке. Время пребывания частиц в циклонной камере достаточно для сгорания частиц размером 200 мкм и более.

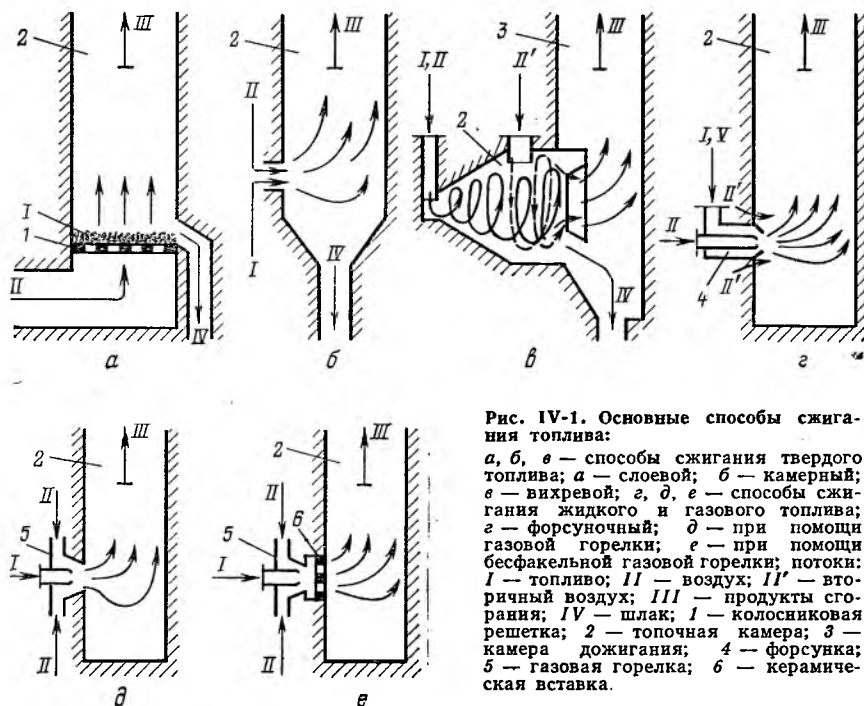


Рис. IV-1. Основные способы сжигания топлива:

а, б, в — способы сжигания твердого топлива; а — слоевой; б — камерный; в — вихревой; г, д, е — способы сжигания жидкого и газового топлива; г — форсуночный; д — при помощи газовой горелки; е — при помощи бесфакельной газовой горелки; потоки: I — топливо; II — воздух; III — продукты сгорания; IV — шлак; 1 — колосниковая решетка; 2 — топочная камера; 3 — камера дожигания; 4 — форсунка; 5 — газовая горелка; 6 — керамическая вставка.

Важной характеристикой топки является тепловое напряжение топочного пространства q_v , которое представляет собой отношение количества тепла Q , выделяющегося в единицу времени в 1 м³ объема топочного пространства V_T :

$$q_v = Q/V_T = Q_B B/V_T \quad (IV, 15)$$

где B — расход топлива.

Величина q_V измеряется в Вт/м³ или в кВт/м³. Слишком большая величина q_V указывает на невозможность полного сгорания топлива, малая величина — на недостаточно эффективное использование топочного пространства. Величина q_V зависит от вида применяемого топлива, способа его сжигания, типа топки. Например, для слоевых механизированных топок $q_V = 200—300$ кВт/м³, для камерных топок при сжигании угольной пыли $q_V = 150—250$ кВт/м³, а при сжигании газа и мазута $q_V = 250—450$ кВт/м³.

Для слоевых топок применяют также характеристику, которую называют тепловым напряжением зеркала горения q_R . Эта характеристика представляет собой отношение количества тепла, выделяющегося при сжигании топлива в единицу времени, к площади зеркала горения R (площади колосниковой решетки)

$$q_R = Q/R = Q_{\text{н}}^p B/R \quad (\text{IV}, 16)$$

Единицей измерения q_R является Вт/м² или кВт/м².

Чем больше q_R , тем больше потери тепла от недожога топлива, обусловленного уносом мелких частиц топлива. Величина q_R изменяется в широких пределах от 350 до 1000 кВт/м² в зависимости от топлива, размера кусков, конструкции топки и т. п. Чем больше q_V и q_R , тем интенсивнее работает топка. Однако при чрезмерном форсировании работы топки увеличиваются потери тепла, вызванные химической и механической неполнотой сгорания топлива, снижается к. п. д. топки.

Общие сведения о паросиловых установках и их оборудовании

1. НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ В СССР

Развитие теплоэнергетики в СССР неразрывно связано с развитием всего народного хозяйства страны. Первым планом развития энергетики в СССР был план ГОЭЛРО, разработанный по инициативе В. И. Ленина. Этот план предусматривал строительство электростанций общей мощностью 1,75 ГВт в течение 10—15 лет. В последующие годы темпы роста мощностей и выработки электроэнергии возросли, как это видно из приведенных данных:

Годы	1913	1921	1935	1951	1960	1968	1970	1975	1976	1977
Мощность электростан- ций, ГВт	1,14	1,23	6,92	22,1	66,7	142,5	165,6	217,5	228,3	237,8
Выработка электроэнер- гии, ТВт·ч	2,04	0,52	26,3	104	292,3	638,7	740	1038	1111	1150

В ближайшие годы выработка электроэнергии значительно возрастет. Единичная мощность агрегатов составит 500 и 800 МВт. Единичная мощность электрических станций составит 4—6 ГВт и более. В ближайшие годы будет использоваться пар давлением 25 МПа и выше с температурой 570 °С. Часть всей вырабатываемой энергии будет производиться на атомных электростанциях (АЭС).

Одной из особенностей развития энергетики в СССР является выработка электрической и тепловой энергии для нужд промышленности, сельского хозяйства и населения в едином технологическом комплексе, получившем название теплофикация. Это позволяет наиболее экономично использовать получаемую энергию в условиях планового социалистического хозяйства.

2. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Устройства, предназначенные для получения водяного пара или нагревания воды, называются котельными установками. Различают паровые и водогрейные котельные установки. По назначе-

нию котельные установки делятся на энергетические, производственные (промышленные) и отопительные. Котельные установки тепловых электрических станций называются энергетическими. Они вырабатывают пар среднего ($p > 3$ МПа) или высокого ($p > 10$ МПа) давления для привода паровых турбин. На производственных котельных установках получают пар и горячую воду для

технологических целей. В этом случае используется, как правило, водяной

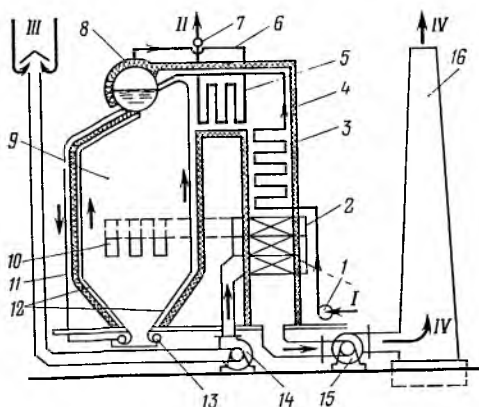


Рис. V-1. Схема котельной установки:

I — питательная вода; II — пар к потребителям; III — воздух; IV — продукты сгорания; 1 — питательный насос; 2 — воздухоподогреватель; 3 — экономайзер; 4 — обмуровка; 5 — пароперегреватель; 6 — паропроводящие трубы; 7 — коллектор; 8 — барабан котла; 9 — топка; 10 — горелки; 11 — опускные трубы; 12 — экраны; 13 — коллекторы экранов; 14 — вентилятор; 15 — дымосос; 16 — дымовая труба.

пар низкого давления ($p < 3$ МПа). Отопительные установки предназначены для выработки пара ($p < 1$ МПа) и горячей воды, которые используют для отопления и горячего водоснабжения жилых и производственных зданий.

Котельная установка состоит из котельного агрегата и вспомогательного оборудования. Котельный агрегат включает топочное устройство; паровой котел, в котором образуется пар; пароперегреватель, служащий для доведения пара до заданных рабочих параметров; водяной экономайзер, предназначенный для подогрева питательной воды; воздухоподогреватель для подогрева подаваемого в топку воздуха; газоходы и воздухопроводы; каркас; обмуровку.

К вспомогательному оборудованию относятся тягодутьевая установка, оборудование для подготовки и подачи воды в котельный агрегат, удаления золы и шлака и т. д. На рис. V-1 приведена принципиальная схема котельной установки.

В рабочем процессе парового котельного агрегата можно выделить следующие основные стадии: 1) горение топлива; 2) теплопередача от горячих продуктов сгорания топлива к воде (водяному пару); 3) парообразование — нагрев воды до кипения и ее испарение; 4) перегрев насыщенного водяного пара.

В топке 9, снабженной горелками 10, сжигается топливо. Топочная камера экранирована трубами 12, в которых циркулирует вода, воспринимающая тепло от продуктов сгорания. Из топочной камеры продукты сгорания поступают в газоход, в котором расположен пароперегреватель 5. Затем продукты сгорания омы-

вают экономайзер 3 и воздухоподогреватель 2. Для продвижения продуктов сгорания по газоходу служит дымосос 15, который отсасывает продукты сгорания в дымовую трубу 16, из которой они уходят в атмосферу.

Прошедшая специальную обработку питательная вода подается насосом 1 в экономайзер 3, где она подогревается и затем поступает в барабан котла 8. Здесь подогретая питательная вода смешивается с водой, поступающей из труб котла (котловая вода).

Из барабана котла по опускным трубам 11 котловая вода поступает в нижние части трубных экранов 12 через коллекторы 13. В экранах 12 вода нагревается до температуры кипения и частично испаряется. Образовавшаяся пароводяная смесь поступает в барабан котла 8, где происходит отделение воды от пара. Таким образом непрерывно осуществляется циркуляция воды в трубах котла по контуру: барабан котла — опускные трубы — экранные трубы — барабан котла. Движение воды происходит вследствие разности плотностей воды в опускных необогреваемых трубах 11 и пароводяной смеси в обогреваемых экранных трубах 12. Из барабана котла пар по отводящим трубам 6 поступает в пароперегреватель 5 и затем из коллектора 7 направляется потребителю.

Для повышения к. п. д. котельной установки подаваемый на горение топлива вентилятором 14 воздух подогревается в воздухоподогревателе 2 теплом отходящих продуктов сгорания. Для снижения потерь тепла в окружающую среду, создания безопасных условий работы персонала, уменьшения подсоса воздуха в систему топки и газоходы покрывают огнеупорными и теплоизоляционными материалами (обмуровкой) 4.

При сжигании твердого топлива предусматривают систему приготовления топлива, а перед дымососом устанавливают золоотделители.

3. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Устройства, которые служат для непосредственной выработки пара и нагревания воды, называются паровыми или водогрейными котлами.

Паровые котельные агрегаты стандартизованы по параметрам вырабатываемого пара (давлению и температуре) и производительности (ГОСТ 3619—76). Котлы изготавливают пяти типов: Е — с естественной циркуляцией без перегрева пара; Еп — с естественной циркуляцией без перегрева пара; Пр — с принудительной циркуляцией без перегрева пара; Пп — прямоточный с перегревом пара; Кп — то же, с комбинированной циркуляцией.

Обозначение котла по ГОСТу включает тип котла, паропроизводительность и давление пара. Буква в конце обозначения указывает на тип топлива или способ шламоудаления: М — мазут, Г — газ, ГМ — газ и мазут, Р — слоевая топка, Ж — жидкое шлакоудаление, В — вихревая топка; Ц — циклонная топка. Так,

Е-10-14М означает: котел с естественной циркуляцией без перегрева пара, паропроизводительность 10 т/ч, давление пара 14 кгс/см² (1,4 МПа), сжигание мазута.

Различают два типа паровых котлов: газотрубные и водотрубные. В газотрубных котлах продукты сгорания топлива движутся по трубам, которые омываются снаружи водой. Внутри труб водо-

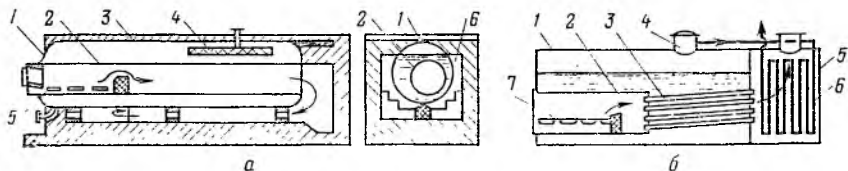


Рис. V-2. Газотрубные котлы:

а — жаротрубный; 1 — барабан; 2 — жаровая труба; 3 — обмуровка; 4 — сепаратор; 5 — колосниковая решетка; 6 — второй дымоход; 7 — третий дымоход; *б* — дымогарный; 1 — барабан; 2 — топочная камера; 3 — дымогарные трубы; 4 — сухопарник; 5 — дымовая коробка; 6 — пароперегреватель; 7 — колосниковая решетка.

трубных котлов циркулирует вода, а продукты сгорания обогревают трубы снаружи.

Газотрубные котлы подразделяют на жаротрубные, дымогарные и комбинированные.

В барабане жаротрубных котлов (рис. V-2) установлена жаровая труба, выполняющая функции топки и первого дымохода. После выхода из дымогарной трубы продукты сгорания движутся снаружи барабана во втором дымоходе. Жаровую трубу устанавливают в барабане эксцентрично, чтобы улучшить циркуляцию воды и облегчить чистку внутренней поверхности барабана и жаровой трубы. В настоящее время котлы этого типа используют как водогрейные.

Дымогарные котлы (рис. V-2, б) имеют внутри барабана пучок труб

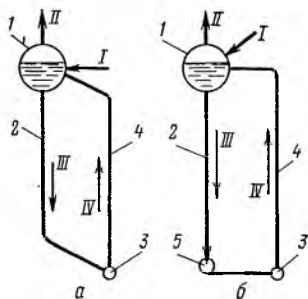


Рис. V-3. Схема контуров с естественной (а) и принудительной (б) циркуляцией:

I — питательная вода; *II* — пар; *III* — вода в опускных трубах; *IV* — пароводяная смесь в экранных трубах; 1 — барабан котла; 2 — опускные трубы; 3 — коллектор; 4 — подъемные (экранные) трубы; 5 — насос.

диаметром 50—150 мм, по которым проходят горячие продукты сгорания, поступающие из топки. Дымогарный котел состоит из барабана, топки, пучка дымогарных труб и дымовой коробки, в которой размещен пароперегреватель. Уровень воды в барабане котла должен быть выше верхнего ряда дымогарных труб.

В барабане комбинированных котлов имеются как жаровая, так и дымогарные трубы. Эти котлы широко применялись на паровозах и пароходах.

Газотрубные котлы используют в основном для получения пара низкого давления и горячей воды для отопления и технологических целей.

Водотрубные котлы можно разделить на барабанные и прямоточные. Котлы барабанного типа (см. рис. V-1) имеют экранные трубы и горизонтальный барабан вверху, служащий для приема питательной воды и пароводяной смеси, поступающей из экранов.

Движение воды и пароводяной смеси в системе (циркуляция) может быть естественным и принудительным. В котлах с естественной циркуляцией движение воды и пароводяной смеси обусловлено разностью их плотностей в опускных и экранных трубах (рис V-3). В котлах с принудительной циркуляцией движение воды по замкнутому контуру осуществляется насосом.

Надежная и безопасная работа котла обеспечивается устойчивой циркуляцией воды и пароводяной смеси с заданной скоростью. При нарушении циркуляции или при ее малой скорости в экранных трубах будет недостаточный отвод тепла, что приведет к местному перегреву стенок труб и их разрушению.

Самые мощные барабанные котлы выпускает Таганрогский завод. Это — котлы типа ТП-100 и ТГМ-104 (паропроизводительность 180 кг/с, давление пара 14 МПа, температура 570 °С).

В прямоточных котлах осуществляется непрерывная подача питательной воды насосом и непрерывный отвод образовавшегося перегретого пара (рис. V-4). Прямоточный котел имеет непрерывный змеевик, отдельные участки которого — экранные трубы, пароперегреватель и экономайзер соединены последовательно. Движение воды и пароводяной смеси осуществляется в одном направ-

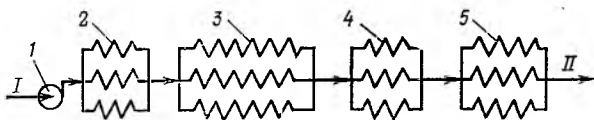


Рис. V-4. Принципиальная схема прямоточного котла:

I — вода; II — перегретый пар; 1 — питательный насос; 2 — водяной экономайзер; 3 — радиационный экран; 4 — конвективная переходная зона; 5 — пароперегреватель.

лении — от насоса к коллектору отбора водяного пара. Строящиеся прямоточные котлы позволят реализовать наиболее высокие производительности и параметры водяного пара: паропроизводительность до 690 кг/с, давление пара 25,5 МПа и температуру 570 °С. Ведутся работы по созданию котлоагрегата паропроизводительностью 1100 кг/с.

4. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

При стационарной работе котельной установки общий приход тепла должен быть равен его расходу. Это обстоятельство отражается в тепловом балансе, определяющем приход и расход тепла по отдельным статьям. Кроме тепла от сгорания топлива Q_n^p , в топку поступает также так называемое физическое тепло: вносимое подогретым воздухом для сжигания топлива Q_v , топливом Q_t и форсуночным паром Q_ϕ . Следовательно, общее количество тепла, подаваемого в топку, будет равно

$$Q_{\text{прих}} = Q_n^p + Q_v + Q_t + Q_\phi$$

Это тепло расходуется на нагрев воды и образование пара Q_1 и восполнение потерь тепла $Q_{\text{пот}}$. Потери тепла складываются из следующих статей: Q_2 — потеря тепла с уходящими продуктами сгорания; Q_3 — потеря тепла от химического недожога топлива; Q_4 — потеря тепла вследствие механического недожога топлива; Q_5 — потеря тепла в окружающую среду через теплоизоляцию. Общий расход тепла составит

$$Q_{\text{расх}} = Q_1 + Q_{\text{пот}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5$$

При установившемся режиме работы $Q_{\text{прих}} = Q_{\text{расх}}$. Очень часто $Q_{\text{прих}} \approx Q_n^p$. Тогда уравнение теплового баланса запишется в виде

$$Q_{\text{прих}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \quad (V,1)$$

Разделив обе части уравнения (V,1) на $Q_{\text{прих}}$ и обозначив $q_i = Q_i/Q_{\text{прих}}$, где $i = 1, 2, 3, 4, 5$, получим

$$1 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 \quad (V,2)$$

Отсюда степень использования тепла сгорания топлива или к. п. д. котельного агрегата определится из выражения:

$$\eta_{\text{к. а}} = q_1 = 1 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5) \quad (V,3)$$

Современные котельные агрегаты имеют $\eta_{\text{к. а}} = 0,85—0,94$ без учета затрат тепла на собственные нужды. Уменьшение различных статей, связанных с потерями тепла, приводит к увеличению к. п. д. котельной установки.

Потеря тепла с уходящими дымовыми газами составляет наибольшую долю и зависит от температуры продуктов сгорания, покидающих котельный агрегат, и коэффициента избытка воздуха. Обычно температура уходящих продуктов сгорания составляет $120—150^\circ\text{C}$, а потеря тепла $q_2 = 3—7\%$. С увеличением коэффициента избытка воздуха потеря тепла с уходящими дымовыми газами возрастает. Потеря тепла q_3 от химического недожога обусловлена либо общим недостатком кислорода в топке (мала величина α), либо плохим перемешиванием топлива с воздухом. Потеря тепла q_4 вследствие механического недожога связана с выносом частиц топлива с продуктами сгорания и шлаком.

Для жидкого и газового топлива $q_4 = 0$. Обычно потери $q_3 + q_4$ равны $1—7\%$ для твердого топлива, $1—1,5\%$ для жидкого

топлива и 0,5—3% для газового топлива. При хорошей тепловой изоляции потеря тепла в окружающую среду q_5 для крупных котлоагрегатов составляет 0,5—1,5%. С уменьшением мощности котлоагрегата все виды потерь увеличиваются. Установка водяного экономайзера и воздухоподогревателя позволяет увеличить к. п. д. котельной установки.

5. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Водоподготовка. Целью водоподготовки является восполнение потерь котловой воды с конденсатом. Добавочную воду подвергают химической очистке. В воде содержатся различные механические и коллоидные примеси, а также соли, которые, отлагаясь на стенках труб, образуют накипь. Образование накипи приводит к перегреву и коррозии стенок труб. Органические вещества вызывают вспенивание котловой воды.

Солесодержание воды характеризуется концентрацией в воде катионов Na^+ , K^+ , Mg^{2+} , Ca^{2+} и анионов HCO_3^- , SO_4^{2-} , Cl^- , SiO_3^{2-} .

Жесткость воды характеризуется содержанием в ней ионов кальция и магния. Бикарбонаты кальция и магния $\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$ и $\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$ при нагревании разлагаются, образуя CO_2 и твердые осадки (шламы) CaCO_3 и $\text{Mg}(\text{OH})_2$. Остальные соли кальция и магния CaSO_4 , MgSO_4 , CaCl_2 , MgCl_2 и другие при кипячении не разлагаются.

При работе котельного агрегата происходит накопление солей в котловой воде вследствие ее упаривания и притока солей с добавочной водой. Некарбонатные соли кальция и магния, образующие накипь, а также газы O_2 и CO_2 , вызывающие коррозию, являются наиболее вредными примесями.

Применяют два способа обработки воды — докотловой и внутрикотловой.

Докотловая подготовка воды обеспечивает удаление взвешенных в ней частиц, солей и растворенных газов O_2 и CO_2 . С этой целью воду фильтруют. Коллоидные и органические частицы удаляют коагуляцией при добавлении FeSO_4 , FeCl_2 или $\text{Al}_2(\text{SO}_4)_3$.

Умягчение воды, т. е. удаление ионов кальция и магния, проводят термическим и химическим методами. Термическим методом разлагают бикарбонаты при нагревании воды до кипения. При химическом методе катионы кальция и магния замещают катионами натрия, водорода или аммония, которые не образуют накипи. Растворенные газы удаляют при кипячении воды в деаэраторе.

Внутрикотловую обработку воды проводят с целью вывода солей непосредственно из котла. Для этого в барабан котла вводят химические реагенты (фосфаты), образующие с солями котловой воды малорастворимые рыхлые соединения. Эти соединения в виде шлама выводятся с котловой водой при продувке котла.

Золо- и шлакоудаление. В слоевых топках образовавшаяся после сгорания топлива зола в основном (70—80%) остается на

решетке и в шлаковом бункере. Остальная часть уносится продуктами сгорания. В камерных топках почти вся зола (около 90 %) уносится продуктами сгорания.

Образовавшиеся золу и шлак удаляют из топки. Для улавливания золы, увлекаемой продуктами сгорания, применяют циклоны, инерционные золоуловители, электрофилтры.

Тягодутьевые устройства. Для подачи воздуха в топку используют различные вентиляторы, которые называют дутьевыми устройствами. К тяговым устройствам относят газоходы с регулирующими шиберами, дымососы, создающие искусственную тягу, и дымовую трубу, создающую естественную тягу.

Естественная тяга обусловлена разностью плотностей холодного атмосферного воздуха и горячих продуктов сгорания, находящихся в дымовой трубе. Для преодоления сопротивления газового тракта на современных крупных котельных установках приходится устанавливать также дымососы. Дымосос засасывает горячие продукты сгорания из котлоагрегата и прокачивает их через дымовую трубу в атмосферу.

6. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОТБРОСНОГО ТЕПЛА НА НЕФТЕХИМИЧЕСКИХ КОМБИНАТАХ

Современные нефте- и газоперерабатывающие комплексы располагают значительными ресурсами тепла, которое имеет относительно невысокий температурный уровень. Эти ресурсы тепла можно использовать для частичного покрытия потребности НПЗ, ГПЗ или НХК в тепловой энергии.

Основными источниками так называемого отбросного тепла являются: 1) конденсат водяного пара, возвращаемый с технологических установок, и отработанный водяной пар низкого давления; 2) отходящие из трубчатых печей продукты сгорания; 3) горячие потоки жидких и газообразных нефтепродуктов, которые должны охлаждаться воздухом или водой в холодильниках.

Как известно, около 30% тепловой энергии при нефтегазопереработке передается водяным паром. Большинство технологических потребителей пара использует только теплоту его конденсации и возвращает конденсат при температуре насыщения. Поэтому горячий конденсат можно применять для нагрева в теплообменниках технологических потоков, что позволяет использовать примерно 210—250 МДж на 1 т потребляемого пара, а также для подогрева химически очищенной воды и воды для системы промышленной теплофикации.

Конденсат водяного пара используют также для обогрева трубопроводов с вязкими нефтепродуктами, насосов и другого технологического оборудования. Отработанный пар применяют для подогрева питательной воды котлов-утилизаторов и получения горячей воды для системы теплофикации и пароспутников.

Значительное количество тепла можно регенерировать из отходящих продуктов сгорания трубчатых печей. В среднем с про-

дуктами сгорания уносится около 25% теплоты сгорания топлива.

Вследствие относительно низких теплоемкости и плотности использование продуктов сгорания в качестве вторичного источника тепла связано с необходимостью их больших объемов. Кроме того, отходящие из трубчатых печей продукты сгорания имеют высокую коррозионную активность, особенно при сжигании сернистых топлив. Теплоту продуктов сгорания можно использовать либо для нагревания воздуха, идущего на сжигание топлива в трубчатых печах (в воздухоподогревателях), либо для получения пара (в котлах-утилизаторах).

Использование воздухоподогревателей позволяет повысить к. п. д. трубчатой печи на 10—15%.

Для предотвращения коррозии труб нагревательных секций со стороны ввода холодного воздуха вводят нагретый, что обеспечивает движение газовых потоков через воздухоподогреватель без конденсации влаги. Температура продуктов сгорания на входе в воздухоподогреватель обычно составляет 400 °С, а на выходе 200 °С. Как показывает практика эксплуатации подобных устройств, для предотвращения коррозии трубного пучка необходимо, чтобы температура его стенок была на 10—15 °С выше точки росы продуктов сгорания. Подача нагретого воздуха для сжигания топлива позволяет уменьшить расход топлива, улучшить процесс его горения и повысить температуру в топке (в камере радиации).

В котлах-утилизаторах нагретые продукты сгорания используют для получения пара соответствующего давления (от 1,4 до 4,5 МПа). Котлы-утилизаторы могут быть встроенными и выносными.

Встроенные котлы-утилизаторы змеевикового типа размещают в конвекционной камере трубчатой печи. Однако скорость движения продуктов сгорания в конвекционной камере без применения дымососов относительно невелика, что предопределяет небольшой коэффициент теплопередачи.

Применение выносных котлов-утилизаторов, например Белгородского котлостроительного завода, обеспечивает более благоприятные условия для работы теплообменной поверхности и меньшие габариты установки. Используя выносные котлы-утилизаторы, можно существенно сократить потребление пара, поступающего с ТЭЦ.

Котлы-утилизаторы рационально применять при температуре продуктов сгорания выше 500 °С, при меньшей температуре рекомендуются воздухоподогреватели. Одновременное применение устройств обоих типов позволяет регенерировать максимальное количество тепла. Однако вопросы материалов и конструктивного оформления играют основную роль.

Наиболее распространенной схемой использования тепла отходящих и промежуточных технологических потоков является нагрев поступающих на установку или в соответствующие аппараты продуктов в теплообменных аппаратах различных конструкций.

Паровые двигатели

В паровых двигателях рабочим телом служит водяной пар, вырабатываемый в котельном агрегате. При расширении рабочего тела в двигателе совершается работа, которая преобразуется в механическую энергию. В качестве парового двигателя в основном используют паровые турбины. В отдельных случаях применяют поршневые паровые двигатели (прямодействующие паровые насосы, паровозы и др.).

1. ЦИКЛЫ ПАРОВЫХ МАШИН

Цикл Карно. В упрощенном виде работу теплового поршневого двигателя можно представить следующим образом. От какого-либо источника тепла с температурой выше температуры окружающей среды к рабочему телу подводится тепло. При этом рабочее тело расширяется, давит на поршень и, преодолевая приложенную к поршню силу, совершает работу L_1 . С приходом поршня в крайнее положение расширение рабочего тела заканчивается. Чтобы двигатель работал, необходимо поршень привести в первоначальное положение, а рабочее тело в первоначальное состояние. При этом часть работы L_2 будет затрачена на сжатие рабочего тела. Разность работ расширения и сжатия определяет величину полезной работы двигателя, которая может быть использована для приведения в действие машин.

Полный процесс изменения состояния рабочего тела называется циклом. Одним из таких циклов, реализующим максимальный термический к. п. д. двигателя

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{L_1 - L_2}{q_1} \quad (\text{VI}, 1)$$

является цикл Карно. Он протекает следующим образом (рис. VI-1). Расширение рабочего тела происходит по изотермическому 1—2 и адиабатному 2—3 процессам. В течение изотермического процесса рабочее тело получает от горячего источника тепло q_1 . В адиабатном

процессе рабочее тело отсоединяется от источника тепла. Затем происходит сжатие рабочего тела по изотерме 3—4 и отвод от него тепла q_2 холодным источником, а затем процесс идет по адиабате 4—1. Термический к. п. д. цикла Карно равен

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{T_1(S_2 - S_1) - T_2(S_2 - S_1)}{T_1(S_2 - S_1)} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (\text{VI},2)$$

Таким образом, термический к. п. д. цикла Карно зависит только от отношения температур холодного и горячего источников. Он тем больше, чем ниже температура холодного источника T_2 и выше температура горячего источника T_1 . В курсе термодинамики доказывается, что цикл Карно имеет максимальный к. п. д. для источников тепла с температурами T_1 и T_2 .

Цикл Ренкина. Круговой процесс изменения состояния рабочего тела в паротурбинной установке описывается циклом Ренкина. Упрощенная схема такой установки приведена на рис. VI-2.

Рассмотрим состояние рабочего тела на pV -диаграмме при прохождении его через агрегаты установки (рис. VI-3). Пусть точка 1 характеризует состояние воды после конденсатора. Отсюда она поступает в питательный насос, в котором давление воды повышается до давления в котле (линия 1—2). Затем вода поступает в котел, где она превращается в пар (линия 2—3) и перегревается (линия 3—4). Объем рабочего тела при этом увеличивается, а давление остается постоянным. Из котла пар поступает в турбину, где происходит его расширение, сопровождаемое снижением давления (линия 4—5). Затем пар направляется в конденсатор, где при постоянном давлении отдает скрытую теплоту испарения и конденсируется (линия 5—1). На современных тепловых электрических станциях применяют более сложные циклы для повышения их к. п. д. Часто удельным объемом

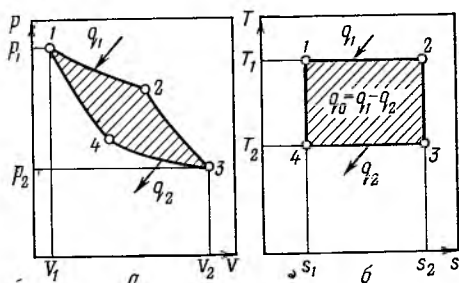


Рис. VI-1. Цикл Карно:
а — в pV -диаграмме; б — в Ts -диаграмме.

воды по сравнению с удельным объемом пара пренебрегают. В этом случае линия 1—2 сливается с осью ординат.

Определим термический к. п. д. простейшей паротурбинной установки. В паровом котле происходит процесс при постоянном давлении. Пару сообщается количество тепла, равное разности энтальпий пара i_1 и поступающего в котел конденсата i'_2 . Таким образом каждый килограмм рабочего тела получает тепло

$$q_1 = i_1 - i'_2 \quad (\text{VI},3)$$

В турбине происходит адиабатное расширение пара и последующая его конденсация под постоянным давлением, т. е. количество отнятого тепла составит

$$q_2 = i_2 - i'_2 \quad (\text{VI},4)$$

Количество тепла, превращенного в механическую энергию, будет равно

$$q_1 - q_2 = (i_1 - i'_2) - (i_2 - i'_2) = i_1 - i_2 \quad (\text{VI},5)$$

т. е. равно разности энтальпий рабочего тела в начале и в конце адиабатного процесса.

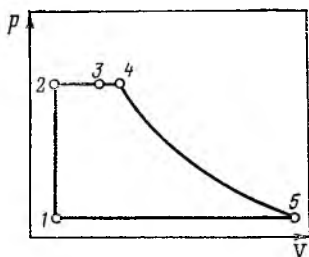
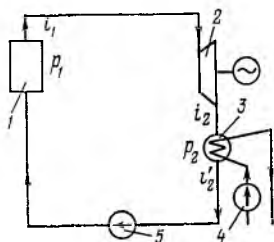


Рис. VI-2. Схема паротурбинной установки:

1 — котел; 2 — паровая турбина с генератором электрического тока (турбоагрегат); 3 — конденсатор; 4 — насос для охлаждающей воды; 5 — питательный насос.

Рис. VI-3. Цикл простейшей паротурбинной установки.

Термический к. п. д. установки

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i'_2} \quad (\text{VI},6)$$

При определении величины механической энергии не была учтена работа насоса для увеличения давления от p_2 в конденсаторе до p_1 в котле. Работа насоса равна

$$w_n = v'_2 (p_1 - p_2) \quad (\text{VI},7)$$

где v'_2 — удельный объем конденсата.

Тогда термический к. п. д. установки с учетом работы насоса составит

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2 - v'_2 (p_1 - p_2)}{i_1 - i'_2} \quad (\text{VI},8)$$

2. ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

В паровой турбине кинетическая энергия пара преобразуется в механическую энергию вращающегося вала турбины. Для преобразования потенциальной энергии пара в кинетическую за счет снижения его давления служит сопловой аппарат (рис. VI-4). В сопловом аппарате давление снижается от p_0 до p_1 , а скорость пара увеличивается от c_0 до c_1 , равной нескольким сотням метров

в секунду. С этой большой скоростью пар поступает на рабочие лопатки турбины, образующие криволинейные каналы. Вследствие этого возникает центробежная сила, приложенная к лопаткам, которая приводит диск и вал турбины во вращение. Угловая скорость вращения вала турбины может достигать 10 000 об/мин и более.

Поскольку слишком большая частота вращения вала турбины (30 000 об/мин и более) нежелательна с точки зрения прочности и безопасности эксплуатации применяют два способа уменьшения частоты вращения: устройство ступеней скорости и ступеней давления.

При первом способе достигнутая в соплах скорость пара снижается последовательно при прохождении колеса специальной конструкции с двумя-тремя рядами рабочих лопаток. Между рядами лопаток установлены неподвижные направляющие аппараты.

При втором способе турбину делят на несколько ступеней давления, в каждой из которых давление снижается частично.

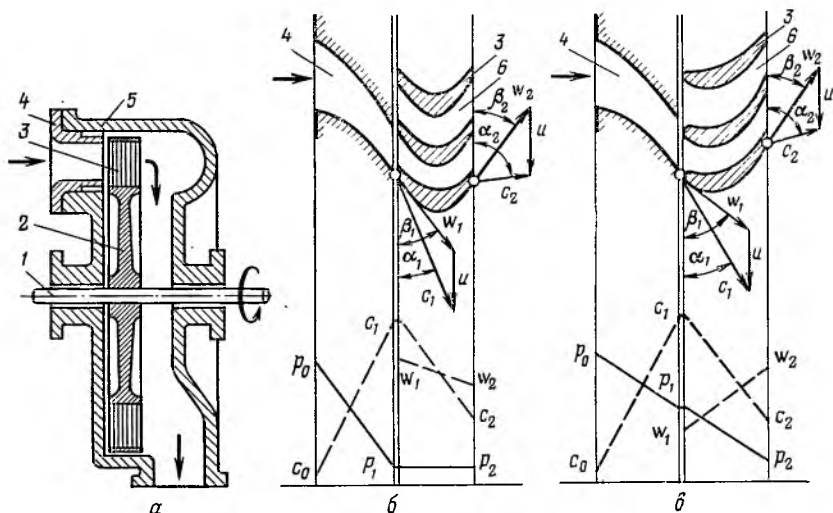


Рис. VI-4. Схема одноступенчатой паровой турбины:

а — разрез; б — разрез сопла и рабочих лопаток активной турбины и график изменения давления и скорости пара; в — разрез сопла и рабочих лопаток реактивной турбины и график изменения давления и скорости пара; 1 — вал; 2 — диск; 3 — лопатки; 4 — сопло; 5 — корпус; 6 — канал между лопатками; u — переносная скорость; w — относительная скорость; c — абсолютная скорость.

Поэтому скорость пара при выходе из каждой ступени меньше, чем в случае полного падения давления. Передаваемая в каждой ступени на вал мощность суммируется.

Различают активные и реактивные турбины: в турбинах первого типа давление пара снижается в сопловом аппарате перед поступлением на рабочие лопатки (рис. VI-4, б). В реактивных турбинах расширение пара осуществляется дважды: в сопловом аппарате и в каналах между рабочими лопатками. Вследствие

этого появляется реактивная сила, которая, как и центробежная сила, возникающая при движении пара между криволинейными лопатками, приложена к рабочим лопаткам.

3. КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА

Чтобы снизить максимально давление пара после турбины, его направляют в конденсатор, в котором, отнимая тепло от пара, последний переводят в жидкое состояние (конденсат). Температура

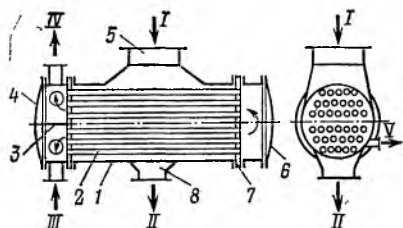


Рис. VI-5. Схема поверхностного конденсатора паровой турбины:

I — пар от турбины; *II* — конденсат в сборник; *III* — ввод охлаждающей воды; *IV* — вывод охлаждающей воды; *V* — к эжектору; *1* — корпус; *2* — трубный пучок; *3* — разделительная перегородка; *4* — передняя крышка; *5* — штуцер для ввода пара; *6* — задняя крышка; *7* — трубная решетка; *8* — штуцер для вывода конденсата.

конденсата равна температуре пара, из которого он образовался. Отбор тепла в конденсаторе происходит при $p = \text{const}$.

Для конденсации пара после паровых турбин применяют поверхностные конденсаторы. Конденсатор (рис. VI-5) состоит из цилиндрического корпуса, закрытого крышками. Внутри корпуса укреплены две трубные решетки, в которых закреплен трубный пучок. Пар из турбины поступает в корпус и омывает трубный пучок. Охлаждающая вода проходит по трубкам. Соприкасаясь с холодной наружной поверхностью трубок, водяной пар конденсируется. Поскольку объем конденсата значительно меньше объема пара, в конденсаторе создается вакуум. Конденсат стекает в нижнюю часть конденсатора и затем — в сборник. Отсюда конденсат подается питательным насосом в котел. Вместе с паром и через неплотности в конденсатор проникает воздух, который с некоторым количеством пара отсасывают пароструйным насосом (эжектором).

Для экономии свежей воды из рек и озер воду после конденсатора охлаждают в различных охлаждающих устройствах (например, в градирнях и брызгальных бассейнах) и затем вновь подают в конденсатор. В конденсаторах паровых турбин создают давление 3—5 кПа, что соответствует температуре конденсата 24—33 °С. Тепловой баланс конденсатора записывается следующим уравнением:

$$D(i_2 - i'_2) = W(i_{B_2} - i_{B_1}) \quad (\text{VI},9)$$

где D — массовая скорость конденсирующегося водяного пара; W — то же, охлаждающей воды; $i_2 - i'_2$ — разность энтальпий пара и конденсата; $i_{B_2} - i_{B_1}$ — то же, охлаждающей воды.

Удельный расход охлаждающей воды равен

$$W/D = (i_2 - i'_2)/(i_{B_2} - i_{B_1}) \quad (\text{VI},10)$$

Эта величина изменяется в пределах от 40 до 120 кг/кг.

Двигатели внутреннего сгорания

В двигателях внутреннего сгорания (ДВС) преобразование тепловой энергии в механическую осуществляется в рабочей камере, находящейся внутри самого двигателя. Рабочим телом в ДВС служат газы, получаемые при сгорании жидкого или газообразного топлива.

Рабочая смесь топлива с воздухом может быть приготовлена до подачи в камеру сгорания или в самой камере сгорания. Первый способ приготовления рабочей смеси называется внешним и осуществляется в специальном устройстве — карбюраторе, а двигатели такого типа называются карбюраторными. Такие двигатели работают на легком топливе (бензине, спирте, газе и др.). При втором способе горючая смесь образуется в камере сгорания и такое смесеобразование называется внутренним. Двигатели с внутренним смесеобразованием называются дизельными. Они работают на тяжелых топливах — керосине, газойле, нефти и др.

1. ДВИГАТЕЛИ С ВНЕШНИМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ

Принцип работы поршневого ДВС заключается в следующем (рис. VII-1). В цилиндре 1 размещен поршень 2, свеча зажигания 5, а также впускной 3 и выпускной 4 клапаны. Поршень через кривошипно-шатунный механизм 6 связан с коленчатым валом 7. Поршень движется между двумя крайними положениями — верхней и нижней мертвыми точками (*ВМТ* и *НМТ* соответственно). При нахождении поршня в *ВМТ* объем камеры сгорания минимальный, а в *НМТ* — максимальный. Расстояние между *ВМТ* и *НМТ* называется ходом поршня S . Перемещение поршня из одной мертвой точки в другую называется тактом.

Рассмотрим работу четырехтактного карбюраторного ДВС.

При движении поршня от *ВМТ* к *НМТ* закрывается выпускной клапан и открывается впускной. При этом смесь топлива

с воздухом поступает в цилиндр. При достижении *НМТ* впускной клапан закрывается, и поршень начинает двигаться к *ВМТ*, сжимая смесь топлива с воздухом (рабочую смесь). Вблизи *ВМТ* от электрической свечи воспламеняется рабочая смесь, и давление в камере сгорания резко повышается. Продукты сгорания давят на поршень, заставляя его двигаться к *НМТ*. Движение поршня кривошипно-шатунным механизмом преобразуется во вращательное движение коленчатого вала.

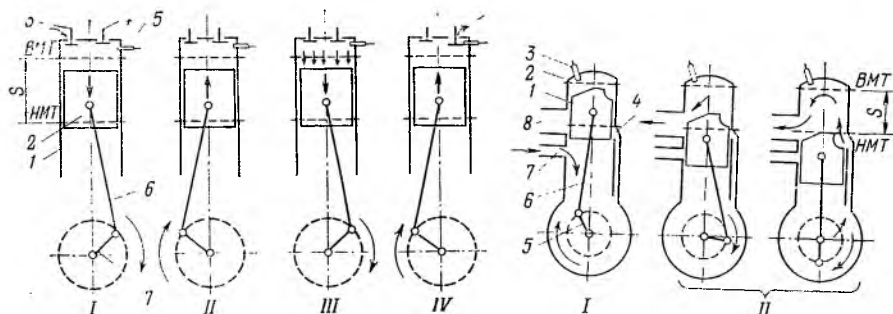


Рис. VII-1. Схема работы четырехтактного двигателя внутреннего сгорания:

I—IV— такты двигателя; 1 — цилиндр; 2 — поршень; 3 — впускной клапан; 4 — выпускной клапан; 5 — свеча зажигания (или форсунка); 6 — шатун; 7 — коленчатый вал.

Рис. VII-2. Схема работы двухтактного карбюраторного двигателя внутреннего сгорания:

I, II — такты двигателя; 1 — поршень; 2 — цилиндр; 3 — свеча зажигания; 4 — окно для впуска рабочей смеси в цилиндр; 5 — коленчатый вал; 6 — шатун; 7 — окно впуска рабочей смеси в картер; 8 — выпускное окно.

После достижения *НМТ* поршень по инерции движется к *ВМТ*. При этом открывается выпускной клапан, и продукты сгорания топлива удаляются из камеры сгорания. Затем цикл работы двигателя повторяется. Таким образом, рабочий цикл такого двигателя состоит из четырех тактов: всасывания, сжатия, расширения продуктов сгорания и выхлопа. Один цикл совершается за два оборота коленчатого вала.

Другой тип карбюраторного двигателя — двухтактный, в котором рабочий цикл осуществляется за один оборот коленчатого вала. Работа такого двигателя протекает следующим образом (рис. VII-2). В первом такте — сжатие горючей смеси — поршень 1 движется от *НМТ* к *ВМТ* и перекрывает окно 4, прекращая подачу рабочей смеси в пространство над поршнем. Затем перекрывается окно 8, служащее для удаления продуктов сгорания топлива. После перекрытия окна 8 рабочая смесь сжимается над поршнем, а в нижней части под поршнем создается разрежение, под действием которого в картер двигателя поступает рабочая смесь после открытия окна 7. При подходе к *ВМТ* от запальной электрической свечи 3 рабочая смесь воспламеняется.

Во втором такте происходит расширение продуктов сгорания над поршнем. При этом поршень перемещается к *НМТ* — осуществляется рабочий ход поршня. При подходе поршня к *НМТ* открывается окно 8, и продукты сгорания топлива выбрасываются в атмосферу. Затем окно 7 для впуска рабочей смеси в картер перекрывается и происходит некоторое сжатие рабочей смеси в картере. При дальнейшем движении поршня к *НМТ* открывается окно 4, и свежая рабочая смесь поступает из картера в цилиндр, вытесняя остатки продуктов сгорания. После этого цикл повторяется.

2. ДВИГАТЕЛИ С ВНУТРЕННИМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ (ДИЗЕЛИ)

В двигателях этого типа в цилиндр засасывается воздух, который сжимается при движении поршня к *ВМТ* и при этом нагревается. Различают двигатели высокого и низкого сжатия (рис. VII-3).

В двигателях первого типа воздух в цилиндре сжимается до давления, обеспечивающего достаточно высокую его температуру, чтобы воспламенить жидкое топливо, которое впрыскивается через форсунку насосом под давлением 20—30 МПа при подходе поршня к *ВМТ*.

Двигатели второго типа имеют специальную калильную головку (калоризатор), которую перед пуском двигателя разогревают до 500—550 °С. До подхода поршня к *ВМТ* в цилиндр впрыскивается топливо. При этом температура сжатого воздуха недостаточно высока, чтобы обеспечить самовоспламенение топлива. Вблизи *ВМТ* сжатая рабочая смесь заполняет внутреннюю полость калоризатора и при соприкосновении с его раскаленной поверхностью

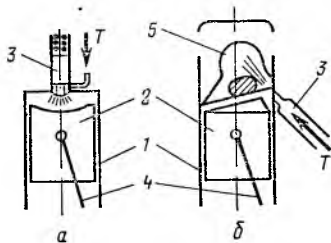


Рис. VII-3. Схема двигателей с внутренним смесеобразованием:

а — высокого сжатия; б — низкого сжатия; 1 — цилиндр; 2 — поршень; 3 — форсунка; 4 — шатун; 5 — калоризатор.

воспламеняется. Калоризаторные двигатели весьма надежны и могут работать на различных топливах низкого качества. Однако экономичность их низка.

3. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Теоретически выгодно, чтобы цикл работы теплового двигателя соответствовал циклу Карно. Однако практическая реализация этого цикла в ДВС невозможна, так как ДВС работают с большой разностью конечной и начальной температур процесса (до 2000 °С), что обуславливает необходимость работы при давле-

ниях в цилиндре до 300 МПа и степенях сжатия около 400. В реальных двигателях эти величины не превосходят 10 МПа и 20 соответственно.

В ДВС реализуются следующие идеальные циклы:

- 1) с подводом тепла по изохоре (при $V = \text{const}$);
- 2) с подводом тепла по изобаре (при $p = \text{const}$);
- 3) смешанные с подводом тепла частично по изохоре и частично по изобаре.

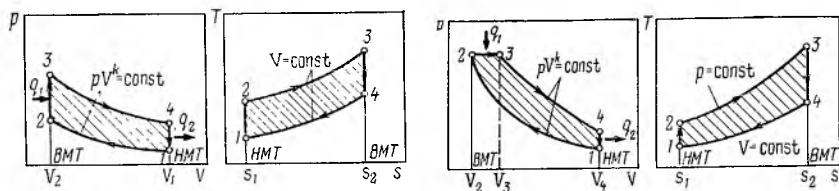


Рис. VII-4. Идеальный цикл ДВС при подводе тепла по изохоре в pV - и Ts -диаграммах.

Рис. VII-5. Идеальный цикл ДВС с подводом тепла по изобаре в pV - и Ts -диаграммах.

В литературе эти циклы имеют также названия соответственно цикл Отто, цикл Дизеля и цикл Сабатэ по имени изобретателей двигателей.

В идеальных термодинамических циклах расширение и сжатие рабочего тела производится по адиабате $pV^k = \text{const}$, а различными видами потерь пренебрегают. В действительных циклах эти процессы протекают по политропе $pV^n = \text{const}$ и сопровождаются потерями энергии.

Цикл с подводом тепла по изохоре (при $V = \text{const}$). Данный цикл представлен на рис. VII-4. Точка 1 характеризует начальное состояние рабочей смеси. Сжатие рабочей смеси происходит по адиабате 1—2. При этом объем ее уменьшается, а температура и давление увеличиваются. Затем в точке 2 по изохоре 2—3 подводят тепло q_1 , что приводит к повышению давления и температуры (точка 3). Затем рабочая смесь расширяется по адиабате 3—4, совершая работу. Отвод тепла q_2 происходит по изохоре 4—1. Величина полезной работы определяется площадью заштрихованной на рис. VII-4, а теоретическая работа — площадью под кривой 3—4. Вычислив эти площади и взяв их отношение, получили термический к. п. д. этого цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (\text{VII},1)$$

где ε — степень сжатия; $\varepsilon = V_1/V_2$; k — показатель адиабаты; V_1 — объем цилиндра; V_2 — объем камеры сгорания.

Из уравнения (VII,1) следует, что термический к. п. д. цикла с подводом тепла по изохоре зависит в основном от степени сжатия, увеличиваясь с повышением степени сжатия. Для карбю-

раторных двигателей обычно $\varepsilon = 6-8$ (ограничена детонацией рабочей смеси при ее сжатии).

Цикл с подводом тепла по изобаре (при $p = \text{const}$). Этот цикл используется в двигателях с внутренним смесеобразованием. Идеальный цикл состоит из двух адиабат, изобары и изохоры (рис. VII-5). Газ сжимается по адиабате от точки 1 до точки 2. Затем по изобаре 2—3 происходит подвод тепла q_1 и по адиабате 3—4 — расширение. При этом совершается работа, величина которой определяется заштрихованной на диаграмме площадью. В конце цикла по изохоре 4—1 происходит отвод тепла q_2 . Термический к. п. д. такого цикла определяется следующей формулой

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (\text{VII}, 2)$$

где ρ — степень изобарного расширения, $\rho = V_3/V_2$.

Из уравнения (VII,2) следует, что к. п. д. этого цикла увеличивается с повышением степени сжатия ε и уменьшается с увеличением ρ .

Цикл со смешанным подводом тепла. Идеальный термодинамический цикл этого типа представлен на рис. VII-6: часть тепла q'_1 подводится по изохоре, а остальная часть q''_1 — по изобаре, т. е. общий подвод тепла $q_1 = q'_1 + q''_1$. Газ сжимается по адиабате 1—2, при этом повышаются его давление и температура. Затем по изохоре 2—3 подводится часть тепла q'_1 . По достижении давления в точке 3' начинается подвод тепла q''_1 по изобаре 3'—3. По адиабате 3—4 рабочее тело расширяется, совершая полезную работу. В конце цикла по изохоре 4—1 тепло q_2 отводится в холодильник.

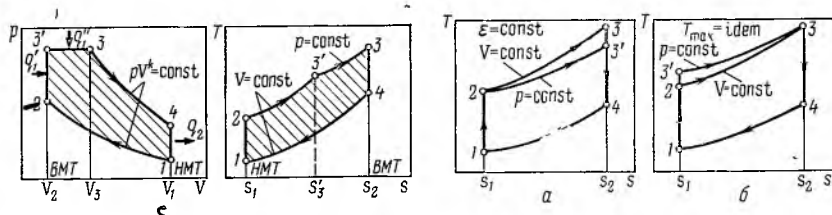


Рис. VII-6. Идеальный цикл со смешанным подводом тепла в pV - и Ts -диаграммах.

Рис. VII-7. Сравнение циклов с подводом тепла по изохоре и изобаре:

а — при одинаковой степени сжатия; б — при одинаковой максимальной температуре.

Если обозначить $\varepsilon = V_1/V_2$ — степень сжатия; $\rho = V_3/V_2$ — степень изобарного расширения и $\lambda = p_3/p_2$ — степень повышения давления на участке подвода тепла, то термический к. п. д. цикла со смешанным подводом тепла определится по формуле

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (\text{VII}, 3)$$

Из формулы (VII,3) следует, что термический к. п. д. цикла повышается с увеличением ϵ и λ и снижается при увеличении ρ . Последний цикл является обобщением двух других циклов. Так, при $\rho = 1$ получим цикл с подводом тепла по изохоре ($V_2 = V_3$), а при $\lambda = 1$ — цикл с подводом тепла по изобаре ($p_2 = p_3$).

Сравнение изобарного и изохорного циклов в Ts -диаграмме дано на рис. VII-7.

Анализ полученных термических к. п. д. идеальных циклов показывает, что:

- 1) при одинаковых ϵ к. п. д. цикла с подводом тепла по изохоре больше, чем к. п. д. цикла с подводом тепла по изобаре;
- 2) при одинаковых давлениях сжатия и одинаковых максимальных температурах к. п. д. изобарного цикла больше, чем к. п. д. изохорного цикла.

В случае применения смешанного цикла при данной степени сжатия можно достигнуть больших конечных давления и температуры и несколько повысить к. п. д. цикла по сравнению с к. п. д. изобарного цикла.

На газонефтеперерабатывающих заводах применяют ДВС для привода насосов, например типа ДПН, газомоторкомпрессоров типа ГК и т. п. Преимущество применения ДВС заключается в возможности использования дешевого топлива (газа, бензина, дизельного топлива и др.), а также в легкости регулирования частоты вращения приводного вала соответствующей машины.

Холодильные установки

Для охлаждения потоков до более низких температур, чем это возможно в водяных и воздушных холодильниках, применяют специальные способы получения холода. В этом случае используют различные холодильные циклы, в которых в качестве рабочего агента (хладоагента) служат различные вещества (сернистый ангидрид, аммиак, пропан, хлористый метил, фреоны и др.), которые легко переводятся в сжиженное состояние при обычных или несколько пониженных температурах.

Одним из способов получения низких температур является использование эффекта охлаждения жидкости при дросселировании с понижением давления и поглощением тепла при испарении. В зависимости от способа создания давления в системе различают компрессионные, абсорбционные и пароэжекторные холодильные установки.

Для оценки эффективности холодильного цикла используют холодильный коэффициент ε , который представляет собой отношение удельной хладопроизводительности q_2 к работе A , затраченной на осуществление цикла

$$\varepsilon = q_2 / A \quad (\text{VIII}, 1)$$

Чем больше холодильный коэффициент, тем экономичнее установка.

1. КОМПРЕССИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

В установках этого типа хладоагент сжимают в компрессоре, затем охлаждают до температуры окружающей среды и после этого он адиабатически расширяется и испаряется, отбирая соответствующее количество тепла от охлаждаемого объекта.

В первых холодильных машинах в качестве холодильного агента использовали воздух. Однако вследствие малой экономичности уже в конце XIX в. воздух был вытеснен аммиаком и углекислым газом. В настоящее время в компрессионных холодильных

установках в качестве хладагентов применяют жидкости, которые при давлениях, близких к атмосферному, кипят при низких температурах.

Принципиальная схема компрессионной холодильной установки приведена на рис. VIII-1. В компрессоре 1 за счет затраты энергии сжимается влажный пар хладагента и переводится в перегретое состояние. Из компрессора перегретый пар поступает в конденсатор 2, где он охлаждается и конденсируется. Затем жидкий хладагент проходит дроссельный вентиль 3 и превращается в насыщенный пар небольшой степени сухости ($x = 0,1$ —

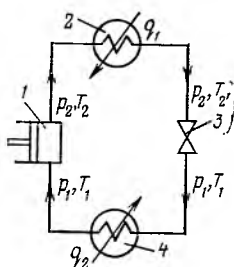


Рис. VIII-1. Схема компрессионной холодильной установки: 1 — компрессор; 2 — конденсатор; 3 — дроссель; 4 — испаритель.

— 0,2). При дросселировании теплосодержание рабочего тела не изменяется, а давление и температура понижаются. После дросселирования хладагент поступает в испаритель 4, в котором испаряется, при этом увеличивается сухость пара до $x = 0,90$ — $0,95$. Вышедший из испарителя пар поступает в компрессор, сжимается, переходит в перегретое состояние, и цикл повторяется.

Проанализируем цикл работы компрессионной холодильной установки на диаграммах pV и Ts (рис. VIII-2). Сжатие рабочего тела в компрессоре происходит по адиабате 1—2. При этом пар

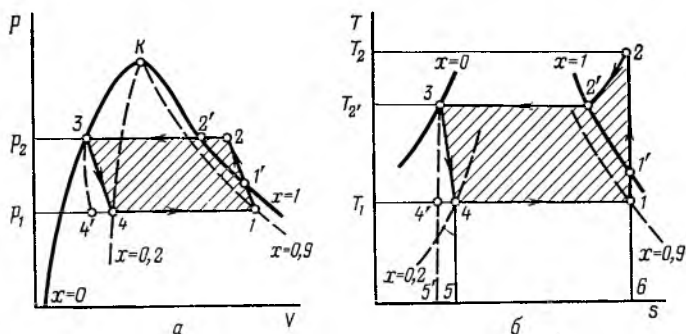


Рис. VIII-2. Цикл компрессионной холодильной установки: а — на диаграмме pV ; б — на диаграмме Ts .

достигает сухости $x = 1$ (точка 1') и перегревается (точка 2). Перегретый пар с параметрами, отвечающими точке 2, направляется в конденсатор, в котором он охлаждается от T_2 до T_2' (точка 2') и конденсируется (линия 2'—3) при давлении $p_2 = \text{const}$. В качестве охлаждающей среды в конденсаторе используется окружающий воздух или вода. В конденсаторе отнимается тепло q_1 .

Процесс дросселирования изображается линией 3—4, а при адиабатном расширении — линией 3—4'. Получившийся после дросселирования влажный пар с температурой T_1 (точка 4) поступает в испаритель, где к нему при постоянных давлении p_1 и температуре T_1 подводится тепло q_2 , величина которого определяет холодопроизводительность установки. Подвод тепла в испарителе соответствует линии 4—1. Затем процесс повторяется. Величина q_2 отвечает площади 1—4—5—6 на Ts -диаграмме. Внешняя работа, затрачиваемая в холодильном цикле на 1 кг рабочего тела, равна

$$A = q_1 - q_2 = i_2 - i_3 - (i_1 - i_4) = i_2 - i_1$$

так как при дросселировании $i_3 = i_4$. Тогда согласно уравнению (VIII, 1) холодильный коэффициент будет равен

$$\varepsilon = \frac{q_2}{A} = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} = \frac{i_1 - i_3}{i_2 - i_1} \quad (\text{VIII}, 2)$$

Для идеального холодильного цикла (обращенного цикла Карно)

$$\varepsilon = T_2 / (T_1 - T_2) \quad (\text{VIII}, 3)$$

2. АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Схема абсорбционной холодильной установки дана на рис. VIII-3. В установке вместо компрессора имеются абсорбер 1, насос 2 и десорбер (кипятильник) 3. При помощи этих агрегатов пару, полученному в испарителе 7 холодильной установки при давлении p_1 , сообщается давление $p_2 > p_1$, т. е. как в компрессоре. В остальном абсорбционная холодильная установка не отличается от компрессионной.

Работа абсорбционной установки осуществляется следующим образом. Из испарителя 7 сухой насыщенный пар хладагента направляется в абсорбер 1, в котором поглощается

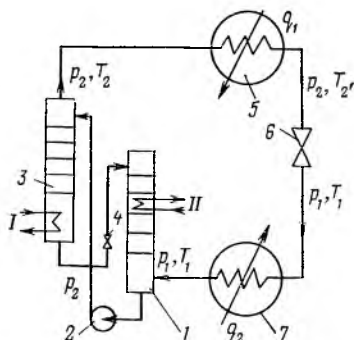


Рис. VIII-3. Схема абсорбционной холодильной установки:

I — теплоноситель в десорбер; II — хладагент в абсорбер; 1 — абсорбер; 2 — насос; 3 — десорбер (кипятильник); 4 — редукционный клапан; 5 — конденсатор; 6 — дроссель; 7 — испаритель.

потоком абсорбента, уходящим из десорбера 3. Насыщенный раствор абсорбента забирается из абсорбера 1 насосом 2 и при давлении $p_2 > p_1$ подается в десорбер 3. Для обеспечения нормальной работы абсорбера из него отводят тепло. В десорбере 3 раствор абсорбента нагревают, и пары хладагента отводят при давлении p_2 в конденсатор 5. Далее работа установки аналогична компрессионной.

3. ПАРЭЖЕКТОРНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

В парэжекторных холодильных установках в качестве рабочего агента применяют воду, теплота испарения которой почти в 2 раза больше, чем аммиака, и в 10 раз больше, чем CO_2 .

Схема парэжекторной установки приведена на рис. VIII-4. Хладагент (вода) насосом 1 прокачивается через холодильник 2, расположенный в охлаждаемом помещении 3, и отнимает тепло.

При этом температура воды повышается. Далее нагретая вода направляется в испаритель 4, в котором эжектором 5 поддержи-

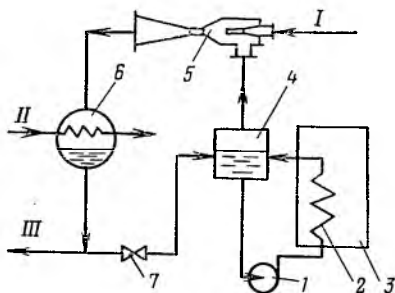


Рис. VIII-4. Схема парэжекторной холодильной установки:

I — рабочий пар в эжектор; *II* — хладагент (вода) в конденсатор; *III* — вода в паровом котле; 1 — насос; 2 — холодильник; 3 — охлаждаемое помещение; 4 — испаритель; 5 — эжектор; 6 — конденсатор; 7 — редукционный клапан.

вается вакуум. В испарителе вода испаряется, и температура ее понижается. Из испарителя 4 холодная вода забирается насосом 1 и направляется в холодильник 2. Из испарителя 4 образовавшийся водяной пар отсасывается эжектором 5, сжимается и направляется в конденсатор 6. Отсюда часть воды через редукционный клапан 7 подается на питание испарителя 4, а оставшаяся часть возвращается в паровой котел, вырабатывающий пар давлением 0,4—0,6 МПа для работы эжектора.

Парэжекторные установки взрывобезопасны, не создают вредных выбросов, просты в изготовлении и эксплуатации, однако они требуют повышенного расхода хладагента (воды) для конденсации пара, покидающего эжектор.

ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ

Глава IX

Основы теплопередачи

1. СПОСОБЫ ПЕРЕДАЧИ ТЕПЛА И ОСНОВНЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ

Передача тепла от одного тела к другому или между различными точками пространства может быть осуществлена тремя способами: теплопроводностью, конвекцией и излучением.

Теплопроводность. Процесс передачи тепла при непосредственном соприкосновении тел или отдельных частей одного тела, имеющих разные температуры, называется теплопроводностью.

Механизм переноса тепла теплопроводностью зависит от агрегатного состояния тела. В жидкостях и твердых телах — диэлектриках — передача тепла осуществляется в результате обмена энергией теплового движения атомов и молекул между соседними частицами. В металлах теплоперенос осуществляется главным образом в результате диффузии свободных электронов. В газах теплопроводность обусловлена как обменом энергией при соударении молекул и атомов, так и их диффузией.

Количество тепла, которое передается теплопроводностью, пропорционально разности температур теплообменивающихся тел. Например, при движении по трубам теплообменника нефть получает тепло от более нагретого потока через стенку трубы в результате теплопроводности.

Конвекция. Перенос тепла из одной точки пространства в другую за счет движения среды из области с одной температурой в область с другой температурой называется конвекцией. При этом суммарный перенос тепла определяется как теплопроводностью среды, так и законами ее движения.

Различают вынужденную и свободную конвекцию. В первом случае перемещение среды обусловлено каким-либо внешним источником, например насосом, вентилятором, ветром и т. п.; во втором случае — разностью плотностей холодных и нагретых участков среды.

Вблизи нагретой поверхности плотность среды меньше, что обусловлено более высокой температурой, тогда как в других частях плотность выше. Поэтому у поверхности нагрева наблюдается восходящий поток нагретой среды и нисходящий поток более холодной среды в удалении от нагретой поверхности. Поскольку явление конвекции связано с перемещением частиц среды одной относительно другой, его рассматривают в газах и жидкостях, включая расплавленные металлы.

Примером свободной конвекции является нагревание (охлаждение) жидкостей в резервуарах и емкостях. При принудительном движении жидкостей насосом в тех же случаях имеем принудительную конвекцию.

Теплообмен излучением. Под теплообменом излучением понимают процесс переноса тепла, обусловленный превращением энергии движения молекул тела в лучистую энергию. Количество излучаемой энергии определяется температурой тела, состоянием его поверхности, свойствами тела. Излучаемая нагретым телом энергия передается другим телам. При этом часть лучистой энергии частично отражается от поверхности тела, ее воспринимающего, частично поглощается телом, а частично проходит сквозь тело. Поглощенная лучистая энергия превращается вновь во внутреннюю энергию, т. е. идет на повышение температуры тела.

Тело, отражающее все падающие на него лучи, называется *абсолютно белым*, а поглощающее все лучи — *абсолютно черным*. Прозрачные или диатермические тела полностью пропускают всю лучистую энергию.

Основные законы излучения получены для абсолютно черного тела в условиях теплового равновесия.

В промышленных аппаратах различные способы передачи тепла сопутствуют друг другу. Так, нагрев нефтепродукта в трубчатой печи связан с излучением тепла от нагретых продуктов сгорания к стенке трубы, передачей тепла теплопроводностью через стенку трубы и вынужденной конвекцией внутри трубы.

2. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ИНТЕНСИВНОСТИ ПЕРЕДАЧИ ТЕПЛА

Основным законом теплопроводности является закон *Фурье*, который формулируется следующим образом: количество тепла dQ , переданное в единицу времени через элемент поверхности dF , пропорционально градиенту температуры dt/dn

$$dQ = -\lambda (dt/dn) dF \quad (IX,1)$$

где λ — коэффициент теплопроводности.

Знак минус в уравнении (IX,1) отражает передачу тепла в направлении уменьшения температуры. Градиент температуры dt/dn означает изменение температуры на единицу длины в направлении нормали к рассматриваемой изотермической поверхности, имеющей температуру t . Соседняя изотермическая поверхность имеет температуру $t + dt$. Из уравнения (IX,1) следует, что коэффициент теплопроводности λ численно равен количеству тепла, которое проходит через единицу поверхности в единицу времени при градиенте температур, равном единице. Наибольшее значение λ наблюдается для металлов: $500 > \lambda > 10$ Вт/(м·°C); наименьшее для газов: $\lambda < 0,6$ Вт/(м·°C). Многие неметаллические материалы имеют весьма низкие коэффициенты теплопроводности: $\lambda < 0,25$ Вт/(м·°C); на этом основано их применение для устройства тепловой изоляции.

Жидкости, кроме расплавленных металлов, имеют низкие коэффициенты теплопроводности: $\lambda < 0,10$ Вт/(м·°C). Расплавленные металлы имеют $\lambda < 100$ Вт/(м·°C).

Для большинства материалов зависимость коэффициента теплопроводности от температуры имеет линейный характер

$$\lambda = \lambda_0 (1 + \beta t) \quad (\text{IX},2)$$

где λ_0 — коэффициент теплопроводности материала при $t = 0^\circ\text{C}$; β — температурный коэффициент.

Для расчета величины теплового потока dQ от элемента поверхности к жидкости (газу) или в обратном направлении используют закон Ньютона

$$dQ = \alpha (t_{\text{ст}} - t_c) dF \quad (\text{IX},3)$$

где $t_{\text{ст}}$ — температура стенки; t_c — температура среды, которая обменивается теплом со стенкой; α — коэффициент теплоотдачи.

В уравнении (IX,3) знак разности $t_{\text{ст}} - t_c$ указывает направление передачи тепла: если $t_{\text{ст}} > t_c$, то тепло передается от стенки к окружающей среде; если $t_{\text{ст}} < t_c$, то — от среды к стенке. Чтобы иметь $dQ > 0$ в качестве первого слагаемого в уравнении (IX,3), берут большую из двух величин.

Коэффициент теплоотдачи α представляет собой количество тепла, переданное через единицу поверхности в единицу времени при разности температур 1°C . Он зависит от формы и размеров тела, скорости движения среды, ее физических свойств и других величин. Основное уравнение теплопередачи между двумя средами, разделенными стенкой, записывается следующим образом:

$$dQ = K (t_1 - t_2) dF \quad (\text{IX},4)$$

где K — коэффициент теплопередачи; t_1 — температура греющей среды; t_2 — температура потока, воспринимающего тепло.

Коэффициент теплопередачи K представляет собой количество тепла, передаваемого через единицу поверхности в единицу времени при разности температур 1°C . Он зависит от скоростей теплообменивающихся потоков, их физических свойств, конструкции и свойств материала разделяющей стенки и т. п. Размерности коэффициентов теплопередачи K и теплоотдачи α сов-

падают, хотя физически они связаны с различными областями, в которых происходит перенос одного и того же количества тепла. Чем больше коэффициент теплопередачи, тем большее количество тепла может быть передано через данную поверхность при прочих равных условиях. Поэтому при создании промышленных аппаратов необходимо стремиться к тому, чтобы максимально интенсифицировать процесс теплопередачи и тем самым уменьшить размеры теплообменной аппаратуры.

3. ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ ВЗАИМНОГО ДВИЖЕНИЯ ТЕПЛООБМЕНЯЮЩИХСЯ ПОТОКОВ

Процессы теплопередачи при постоянных температурах встречаются относительно редко (например, одна среда — конденсирующийся пар, другая — кипящая жидкость). Теплопередача при переменных температурах существенно зависит от взаимного направления движения теплообменивающихся сред. Различают следующие основные схемы взаимного движения теплообменивающихся потоков относительно поверхности теплообмена:

- 1) прямоток — обе среды движутся в одном направлении;
- 2) противоток — теплообменивающиеся среды движутся в противоположных направлениях;
- 3) перекрестный ток, при котором потоки движутся взаимно перпендикулярно;
- 4) смешанный ток, при котором реализуются упомянутые выше схемы движения сред в различных частях аппарата.

Указанные схемы движения сред при теплообмене приведены на рис. IX-1.

Независимо от схемы движения температура нагретой жидкости уменьшается от начального значения $t_{1н}$ до конечного $t_{1к}$, а температура более холодного нагреваемого потока увеличивается

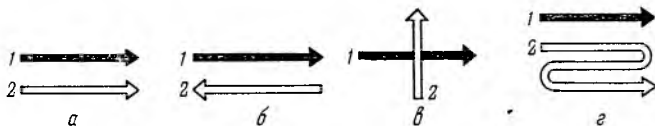


Рис. IX-1. Основные схемы движения потоков при теплообмене (черной стрелкой обозначена более нагретая жидкость, светлой — менее нагретая):

а — прямоток; б — противоток; в — перекрестный ток; г — смешанный ток.

от $t_{2н}$ до $t_{2к}$. Поэтому разность температур обоих потоков в различных частях аппарата будет различной, и в уравнение теплопередачи (IX,4) необходимо подставлять среднюю разность температур $(t_1 - t_2)_m = \Delta t_m$, величина которой определяется при прочих равных условиях схемой движения потоков.

4. СРЕДНЯЯ РАЗНОСТЬ ТЕМПЕРАТУР

Прямоток. Если вдоль поверхности теплообмена F движутся два потока с массовыми скоростями G_1 и G_2 , то характер изменения их температур при прямотоке будет таким, как показано

на рис. IX-2. Согласно основному уравнению теплопередачи через элемент поверхности dF в единицу времени будет передано количество тепла dQ

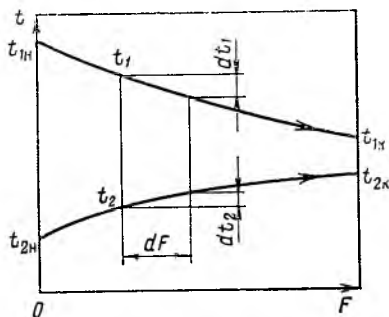
$$dQ = K (t_1 - t_2) dF$$

то же количество тепла будет отдано горячим потоком $dQ = -G_1 c_1 dt_1$ и воспринято нагревающимся потоком $dQ = G_2 c_2 dt_2$. Обозначим $G_i c_i = W_i$, где $i = 1, 2$, и назовем водяным эквивалентом. Тогда уравнение теплового баланса можно записать в следующем виде:

$$dQ = -W_1 dt_1$$

$$dQ = W_2 dt_2$$

Рис. IX-2. Изменение температур потоков при прямотоке.



Из этих уравнений изменение разности температур потоков будет равно

$$dt_1 - dt_2 = d(t_1 - t_2) = -(1/W_1 + 1/W_2) dQ = -dQ/W$$

где W — приведенный водяной эквивалент обоих потоков, $1/W = 1/W_1 + 1/W_2$.

С учетом основного уравнения теплопередачи получим следующее дифференциальное уравнение:

$$-\frac{d(t_1 - t_2)}{t_1 - t_2} = \frac{K}{W} dF$$

Проинтегрировав это уравнение вдоль всей поверхности F , получим

$$F \frac{K}{W} = - \int_{(t_1 - t_2)_Н}^{(t_1 - t_2)_К} \frac{d(t_1 - t_2)}{t_1 - t_2} = \ln \frac{(t_1 - t_2)_Н}{(t_1 - t_2)_К} = \ln \frac{\Delta t_Н}{\Delta t_К}$$

где $\Delta t_Н$ и $\Delta t_К$ — разность температур соответственно в начале ($F = 0$) и конец процесса.

Из последнего уравнения величина поверхности теплообмена

$$F = \frac{W}{K} \ln \frac{\Delta t_Н}{\Delta t_К} \quad (\text{IX},5)$$

Между тем

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_m}$$

Следовательно

$$\Delta t_m = \frac{Q/W}{\ln (\Delta t_Н / \Delta t_К)}$$

Из уравнения общего теплового баланса следует, что

$$Q/W = (t_{1Н} - t_{1К}) + (t_{2К} - t_{2Н}) = (t_{1Н} - t_{2Н}) - (t_{1К} - t_{2К}) = \Delta t_Н - \Delta t_К$$

В результате получим следующее выражение для расчета средней разности температур при прямотоке:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_Н - \Delta t_К}{\ln (\Delta t_Н / \Delta t_К)} \quad (\text{IX},6)$$

Таким образом, Δt_m вычисляется как среднелогарифмическая разность температур в начале и конце поверхности теплообмена.

Противоток. При противотоке характер изменения температур потоков представлен на рис. IX-3.

Если за начало поверхности теплообмена принять место ввода более нагретого потока, тогда для нагреваемого потока

$$dQ = -W_2 dt_2$$

и приведенный водяной эквивалент системы будет определяться из выражения

$$1/W = 1/W_1 - 1/W_2$$

Путем рассуждений, аналогичных приведенным для прямотока, можно показать, что в случае

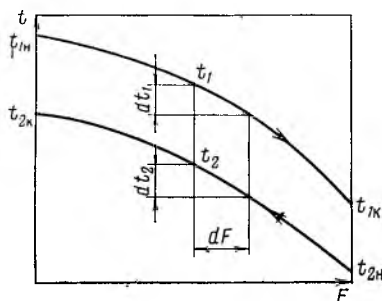


Рис. IX-3. Изменение температур потоков при противотоке.

противотока средняя разность температур может быть рассчитана по уравнению (IX,6), в котором

$$\Delta t_n = t_{1н} - t_{2к} \text{ и } \Delta t_k = t_{1к} - t_{2н}$$

Противоток является наиболее совершенной схемой теплопередачи, так как позволяет реализовать наибольшую разность температур по сравнению с разностью при других схемах теплопередачи. Кроме того, при противотоке температура нагреваемого потока может значительно превосходить конечную температуру нагревающего потока.

В промышленных аппаратах не всегда удастся реализовать противоточную схему движения теплообменивающихся потоков, поэтому очень часто используют перекрестный ток и смешанный ток. Последний позволяет реализовать показатели по теплообмену, близкие к противотоку.

Перекрестный и смешанный токи. Для расчёта средней разности температур при различных схемах движения потоков Н. И. Белоконов получил уравнение, аналогичное уравнению (IX,6), в котором Δt_n и Δt_k обозначают наибольшую и наименьшую разности температур, определяемые следующими формулами:

$$\left. \begin{aligned} \Delta t_n &= \theta_{am} + \frac{1}{2} \Delta T \\ \Delta t_k &= \theta_{am} - \frac{1}{2} \Delta T \end{aligned} \right\} \quad (\text{IX},7)$$

где θ_{am} — разность средних температур потоков, не зависящая от схемы теплообмена:

$$\theta_{am} = \frac{t_{1H} + t_{1K}}{2} - \frac{t_{2H} + t_{2K}}{2} \quad (\text{IX}, 8)$$

ΔT — характеристическая разность температур, определяемая из уравнения

$$\Delta T = \sqrt{(\Delta t_1 + \Delta t_2)^2 - 4p \Delta t_1 \Delta t_2} \quad (\text{IX}, 9)$$

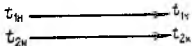
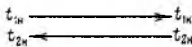
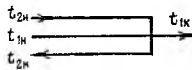
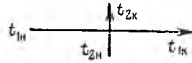
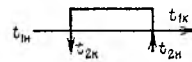
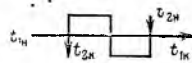
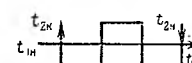
$\Delta t_1 = t_{1H} - t_{1K}$; $\Delta t_2 = t_{2K} - t_{2H}$ — разность температур соответствующего потока; p — индекс противоточности, характеризующий долю противотока в общем балансе теплообмена.

Величина индекса противоточности p зависит от схемы теплообмена и для некоторых схем теплообмена приведена в табл. IX-1.

Для прямотока ($p = 0$) и противотока ($p = 1$) приведенные выше уравнения сводятся к обычной форме уравнения (IX,6).

ТАБЛИЦА IX-1

Величина индекса противоточности p для некоторых схем теплообмена

Схема теплообмена	Наименование схемы теплообмена	Индекс противоточности p
	Прямоток	0
	Противоток	1,0
	U-образный элемент	0,50
	Перекрестный ток с однократным пересечением $W_1/W_2 = 0,5-2,0$	0,58—0,79
	Перекрестный ток с двукратным пересечением $W_1/W_2 = 0,75-1,5$	0,96—0,80
	Сложный перекрестный ток	0,95
	Сложный перекрестный ток	1,0
	Элемент с возвратным потоком (трубка Фильда)	$p = 1 - h \Delta t_2 / \Delta t_1$ $h = (KF)_{\text{возвр}} / KF$

Приведенный водяной эквивалент потоков W определяется из уравнения

$$\frac{1}{W} = \frac{\Delta T}{Q} = \sqrt{\left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}\right)^2 - \frac{4p}{W_1 W_2}} \quad (\text{IX}, 10)$$

5. ПЕРЕДАЧА ТЕПЛА ЧЕРЕЗ СТЕНКУ

Передача тепла через плоскую стенку теплопроводностью. Через плоскую однородную стенку поверхностью F и толщиной δ (рис. IX-4) тепло Q передается теплопроводностью. Коэффициент теплопроводности материала стенки равен λ . Согласно закону Фурье, можно записать:

$$Q = -\lambda \frac{dt}{dx} F$$

или для плотности теплового потока $q = Q/F$

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx}$$

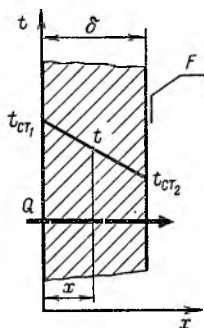


Рис. IX-4. Изменение температуры при теплопроводности через плоскую стенку.

Разделив переменные и проинтегрировав, получим

$$q \int_0^x dx = -\lambda \int_{t_{c\tau_1}}^t dt$$

или

$$qx = \lambda (t_{c\tau_1} - t) \quad (\text{IX}, 11)$$

Для всей стенки ($x = \delta$, $t = t_{c\tau_2}$), получим

$$q\delta = \lambda (t_{c\tau_1} - t_{c\tau_2}) \quad (\text{IX}, 12)$$

Из уравнений (IX,11) и (IX,12) получим

$$t = t_{c\tau_1} - \frac{t_{c\tau_1} - t_{c\tau_2}}{\delta} x \quad (\text{IX}, 13)$$

т. е. распределение температур в плоской стенке имеет линейный характер. Плотность теплового потока через плоскую стенку определяется из следующего выражения:

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{c\tau_1} - t_{c\tau_2}) \quad (\text{IX}, 14)$$

Отношение λ/δ называется тепловой проводимостью стенки, а обратная величина δ/λ — тепловым сопротивлением. Общее количество переданного через плоскую стенку тепла будет равно

$$Q = qF = \frac{\lambda}{\delta} (t_{c\tau_1} - t_{c\tau_2}) F \quad (\text{IX}, 15)$$

Передача тепла теплопроводностью через многослойную плоскую стенку. По аналогии с предыдущим рассмотрим передачу тепла теплопроводностью через плоскую многослойную стенку (рис. IX-5), состоящую из n слоев. Будем считать, что смежные соприкасающиеся поверхности имеют одинаковую температуру. Согласно уравнению (IX,14), можно записать для каждого слоя следующие выражения:

$$\left. \begin{aligned} q &= \frac{\lambda_1}{\delta_1} (t_{с\tau_1} - t_{с\tau_2}) \\ q &= \frac{\lambda_2}{\delta_2} (t_{с\tau_2} - t_{с\tau_3}) \\ &\dots \dots \dots \\ q &= \frac{\lambda_n}{\delta_n} (t_{с\tau_n} - t_{с\tau_{n+1}}) \end{aligned} \right\}$$

Решив эти уравнения относительно разности температур и сложив левые и правые части равенств, получим

$$t_{с\tau_1} - t_{с\tau_{n+1}} = q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right) = q \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}$$

Плотность теплового потока

$$q = \frac{t_{с\tau_1} - t_{с\tau_{n+1}}}{\sum_{i=1}^n (\delta_i / \lambda_i)} = \frac{Q}{F} \quad (\text{IX},16)$$

Стоящее в знаменателе выражение $\sum_{i=1}^n (\delta_i / \lambda_i)$ представляет собой общее термическое сопротивление при теплопроводности через

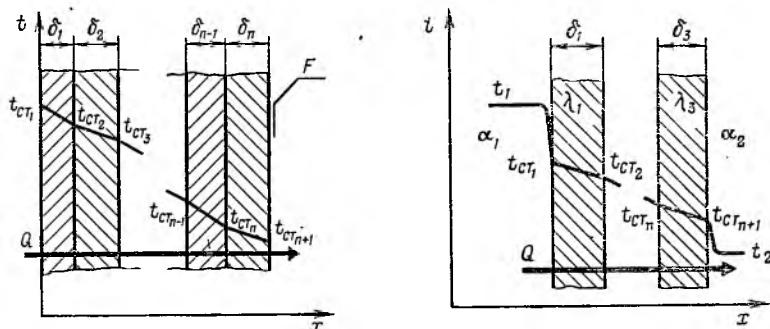


Рис. IX-5. Распределение температур по толщине многослойной стенки при теплопроводности.

Рис. IX-6. Схема передачи тепла через многослойную плоскую стенку.

многослойную стенку. Температура на границе двух любых соседних слоев определяется из уравнения

$$t_{с\tau_{j+1}} = t_{с\tau_1} - q \sum_{i=1}^j (\delta_i / \lambda_i)$$

При $j = n$ получим общую разность температур для многослойной стенки $t_{\text{ст}_{n+1}} - t_{\text{ст}_1}$.

Теплопередача через плоскую многослойную стенку. Горячий поток, имеющий температуру t_1 , омывает многослойную стенку (рис. IX-6), изменяя температуру в прилегающем к стенке слое от t_1 до $t_{\text{ст}_1}$. Далее по толщине стенки температура изменяется от $t_{\text{ст}_1}$ до $t_{\text{ст}_{n+1}}$ и в слое холодного потока вблизи стенки — от $t_{\text{ст}_{n+1}}$ до t_2 . От горячего потока к стенке и от стенки к менее горячему потоку тепло передается конвекцией, а внутри стенки — теплопроводностью. Поскольку плотность теплового потока через разные участки одинакова, можно записать следующие уравнения:

$$\left. \begin{aligned} q &= \alpha_1 (t_1 - t_{\text{ст}_1}) \\ q &= \frac{1}{\sum_{i=1}^n (\delta_i / \lambda_i)} (t_{\text{ст}_1} - t_{\text{ст}_{n+1}}) \\ q &= \alpha_2 (t_{\text{ст}_{n+1}} - t_2) \end{aligned} \right\}$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи от горячего потока к стенке и от стенки к нагреваемому потоку соответственно.

Определив из приведенных уравнений разности температур для соответствующих участков и сложив правые и левые части этих выражений, получим

$$t_1 - t_2 = q \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right)$$

Между тем, из уравнения (IX,4) следует, что

$$t_1 - t_2 = \frac{q}{K}$$

Отсюда

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (\text{IX},17)$$

т. е. общее термическое сопротивление $1/K$ равно сумме всех частных термических сопротивлений. Уравнение (IX,17) служит для расчета коэффициента теплопередачи K .

Из уравнения (IX,17) следует, что $1/K > 1/\alpha_1$, $1/K > \delta_i/\lambda_i$ и $1/K > 1/\alpha_2$, т. е. $K < \alpha_1$, $K < \lambda_i/\delta_i$ и $K < \alpha_2$. Следовательно, коэффициент теплопередачи K всегда меньше каждого из коэффициентов теплоотдачи α_1 , α_2 и тепловой проводимости λ/δ любого слоя стенки.

Передача тепла через цилиндрическую стенку теплопроводностью. Рассмотрим теплопроводность однородной цилиндрической стенки (стенки трубы) внутренним диаметром $d_{\text{в}} = 2r_{\text{в}}$ и наружным $d_{\text{н}} = 2r_{\text{н}}$, длина которой l (рис. IX-7).

Согласно закону Фурье, для любой изотермической поверхности радиусом r можно записать следующее выражение:

$$Q = -\lambda \frac{dt}{dr} 2\pi r l$$

Разделим переменные и проинтегрируем

$$dt = -\frac{Q}{2\pi\lambda l} \cdot \frac{dr}{r}$$

$$\int_{t_{\text{сг1}}}^t dt = -\frac{Q}{2\pi\lambda l} \int_{r_{\text{в}}}^r \frac{dr}{r}$$

или

$$t - t_{\text{сг1}} = \frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln \frac{r_{\text{в}}}{r} \quad (\text{IX}, 18)$$

Из полученного выражения следует, что по толщине стенки температура изменяется по логарифмическому закону. Это связано с изменением плотности теплового потока при изменении

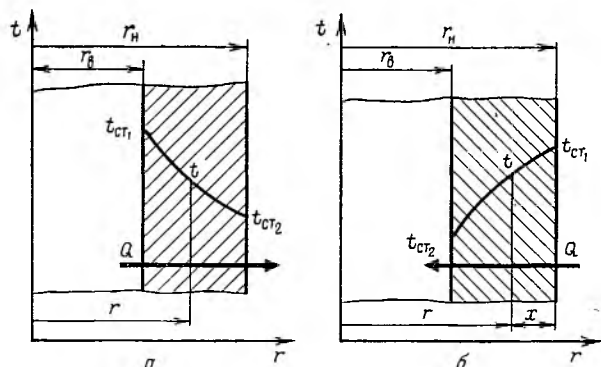


Рис. IX-7. Изменение температуры при теплопроводности через цилиндрическую стенку: а — греющий поток внутри трубы; б — то же, снаружи трубы.

радиуса. При $r = r_{\text{н}}$ $t = t_{\text{сг2}}$, и из уравнения (IX,18) получим следующее выражение для разности температур стенки

$$t_{\text{сг1}} - t_{\text{сг2}} = \frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln \frac{r_{\text{н}}}{r_{\text{в}}} \quad (\text{IX}, 19)$$

При направлении теплового потока снаружи трубы внутрь уравнение Фурье можно записать в виде (рис. IX-7, б)

$$Q = -\lambda \frac{dt}{dx} 2\pi r l$$

где $r = r_{\text{н}} - x$, если $x = 0$, $r = r_{\text{н}}$; при $x = r_{\text{н}} = r_{\text{в}}$, $r = r_{\text{в}}$. После преобразований получим выражение

$$dt = \frac{Q}{2\pi\lambda l} \cdot \frac{d(r_{\text{н}} - x)}{r_{\text{н}} - x} = \frac{Q}{2\pi\lambda l} \cdot \frac{dr}{r}$$

Проинтегрируем это уравнение в пределах от $t = t_{\text{сТ}_1}$ до t слева и от $r = r_{\text{н}}$ до r справа, получим

$$t - t_{\text{сТ}_1} = \frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln \frac{r}{r_{\text{н}}} \quad (\text{IX},20)$$

При $r = r_{\text{в}}$ и $t = t_{\text{сТ}_2}$ получим уравнение (IX,19).

Теплопроводность многослойной цилиндрической стенки. Уравнение (IX,19) можно применить к каждому слою многослойной цилиндрической стенки

$$\begin{aligned} t_{\text{сТ}_1} - t_{\text{сТ}_2} &= \frac{Q}{2\pi\lambda_1 l} \ln \frac{r_{\text{н}_1}}{r_{\text{в}_1}} \\ t_{\text{сТ}_2} - t_{\text{сТ}_3} &= \frac{Q}{2\pi\lambda_2 l} \ln \frac{r_{\text{н}_2}}{r_{\text{в}_2}} \\ &\dots \dots \dots \\ t_{\text{сТ}_n} - t_{\text{сТ}_{n+1}} &= \frac{Q}{2\pi\lambda_n l} \ln \frac{r_{\text{н}_n}}{r_{\text{в}_n}} \end{aligned}$$

Сложив левые и правые части этих уравнений, получим

$$t_{\text{сТ}_1} - t_{\text{сТ}_{n+1}} = \frac{Q}{2\pi l} \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_{\text{н}_i}}{r_{\text{в}_i}} \quad (\text{IX},21)$$

Откуда количество переданного тепла Q равно

$$Q = \frac{2\pi l (t_{\text{сТ}_1} - t_{\text{сТ}_{n+1}})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_{\text{н}_i}}{r_{\text{в}_i}}} \quad (\text{IX},22)$$

Это количество тепла может быть отнесено к некоторой поверхности $F = 2\pi l r$, тогда

$$Q = \frac{F (t_{\text{сТ}_1} - t_{\text{сТ}_{n+1}})}{\sum_{i=1}^n \frac{r}{\lambda_i} \ln \frac{r_{\text{н}_i}}{r_{\text{в}_i}}} \quad (\text{IX},23)$$

за поверхность F может быть принята, например, поверхность внутренняя ($r = r_{\text{н}}$) или наружная ($r = r_{\text{н}}$) трубы. С целью упрощения расчетных уравнений для каждого слоя цилиндрической стенки применяют уравнение (IX,14) для плоской стенки, в котором $F = F_i$. Величину F_i рассчитывают как среднюю логарифмическую

$$F_i = \frac{F_{\text{н}_i} - F_{\text{в}_i}}{\ln (F_{\text{н}_i}/F_{\text{в}_i})} \quad (\text{IX},24)$$

или

$$r_i = \frac{r_{\text{н}_i} - r_{\text{в}_i}}{\ln (r_{\text{н}_i}/r_{\text{в}_i})} \quad (\text{IX},25)$$

Теплопередача через многослойную цилиндрическую стенку. По аналогии с теплопередачей через многослойную плоскую стенку (см. рис. IX-6) можем записать следующие выражения:

$$\left. \begin{aligned} t_1 - t_{c\tau_1} &= Q/\alpha_1 F_1 \\ t_{c\tau_1} - t_{c\tau_{n+1}} &= Q \sum (\delta_i/\lambda_i F_i) \\ t_{c\tau_{n+1}} - t_2 &= Q/\alpha_2 F_2 \\ t_1 - t_2 &= Q/KF \end{aligned} \right\}$$

Из приведенных выражений получим следующие:

$$\frac{1}{KF} = \frac{1}{\alpha_1 F_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i F_i} + \frac{1}{\alpha_2 F_2}$$

или

$$\frac{1}{K} = F \left(\frac{1}{\alpha_1 F_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i F_i} + \frac{1}{\alpha_2 F_2} \right) \quad (\text{IX}, 26)$$

С помощью этого уравнения можно рассчитать коэффициент теплопередачи K через цилиндрическую многослойную стенку. За поверхность теплопередачи F , к которой относится коэффициент теплопередачи K , может быть взята F_1 , F_2 или $F_{\text{ср}}$. Для цилиндрической стенки отношение поверхностей равно отношению радиусов (диаметров) этих поверхностей. Поэтому, если $F = F_i = 2\pi r_{\text{в}}$, то

$$\frac{1}{K_1} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} \cdot \frac{r_{\text{в}}}{r_i} + \frac{r_{\text{в}}}{\alpha_2 r_{\text{н}}} \quad (\text{IX}, 27)$$

при $F = F_2 = 2\pi r_{\text{н}}$

$$\frac{1}{K_2} = \frac{r_{\text{н}}}{\alpha_1 r_{\text{в}}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} \cdot \frac{r_{\text{н}}}{r_i} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (\text{IX}, 28)$$

Полученные из этих уравнений величины K будут различными, так как должно соблюдаться соотношение

$$KF = K_1 F_1 = K_2 F_2 \quad (\text{IX}, 29)$$

вытекающее из общности потока тепла, проходящего через все слои стенки.

6. ПЕРЕДАЧА ТЕПЛА КОНВЕКЦИЕЙ

Влияние различных факторов на теплопередачу конвекцией. Для расчета передачи тепла конвекцией используют уравнение Ньютона (IX,3) в интегральном виде

$$Q = \alpha (t_{\text{сг}} - t_{\text{с}}) F \quad (\text{IX}, 30)$$

Коэффициент теплоотдачи α зависит от режима движения среды, ее скорости, температуры и теплофизических свойств, формы и размеров элементов поверхности теплообмена. Если температуры среды и стенки, а также коэффициент теплоотдачи изменяются вдоль поверхности, то используют дифференциальную форму записи закона Ньютона в виде уравнения (IX,3), в котором коэффициент α носит локальный характер. Поскольку вынужденная и свободная конвекции всегда сопутствуют друг другу, коэффициент теплоотдачи α отражает влияние на передачу тепла конвекцией обоих этих факторов. С увеличением скорости среды и уменьшением разности температур отдельных участков среды роль вынужденной конвекции в теплопереносе возрастает. При прочих равных условиях увеличение разности температур стенки и среды позволяет передать большее количество тепла.

На конвективный теплообмен оказывает влияние область потока, прилегающая к поверхности твердого тела, так называемый пограничный слой. В случае конвективного теплообмена кроме динамического пограничного слоя, о котором говорилось в главе II, у поверхности обтекаемого твердого тела образуется также тепловой или температурный пограничный слой. В этом слое температура жидкости изменяется от ее значения в потоке до температуры жидкости у стенки, которую принимают равной температуре стенки. Толщины теплового и динамического пограничных слоев в общем случае различаются.

Наличие конвективного теплообмена изменяет распределение скоростей в потоке по сравнению с распределением в случае изотермического потока. Вместе с тем распределение температур определяется полем скоростей. Это обстоятельство взаимного влияния температурного и скоростного полей необходимо учитывать при точном решении задачи о конвективном теплообмене, если вязкость жидкости сильно изменяется с температурой.

Критериальные уравнения при теплопередаче конвекцией. Для определения величины коэффициента теплоотдачи при свободной или вынужденной конвекции пользуются критериями подобия, которые позволяют представить расчетные уравнения в компактной и достаточно общей форме. Коэффициент теплоотдачи обычно входит в критерий Нуссельта

$$Nu = \alpha l / \lambda \quad (IX,3!)$$

где l — характерный линейный размер,

который представляет собой отношение потоков тепла, передаваемых конвекцией и теплопроводностью. Поэтому критерий Нуссельта отражает степень увеличения интенсивности теплообмена при конвекции по сравнению с чистой теплопроводностью в покоящейся среде.

В некоторых расчетных уравнениях коэффициент теплоотдачи встречается в виде критерия Стантона St , который представляет

собой комбинацию других критериев — Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля

$$St = \frac{Nu}{RePr} = \frac{\alpha}{\omega \rho c_p} \quad (IX,32)$$

где ω — скорость потока; c_p и ρ — теплоемкость и плотность потока.

Критерий Стантона отражает соотношение количества тепла, передаваемого конвекцией, к количеству тепла, переносимого движущимся потоком.

Для характеристики переноса тепла теплопроводностью в вязкой среде используется критерий Прандтля

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} = \frac{\nu}{a} \quad (IX,33)$$

где $a = \lambda / \rho c_p$ — коэффициент температуропроводности жидкости; μ — динамическая вязкость потока; ν — кинематическая вязкость потока.

Критерий Прандтля представляет собой отношение количества движения, переносимого за счет внутреннего трения, к количеству тепла, передаваемого теплопроводностью. В средах, для которых критерий Прандтля имеет большую величину (например, в мазуте, минеральных маслах и т. п.), процессы переноса за счет внутреннего трения играют более существенную роль по сравнению с теплопроводностью среды. Вещества, в которых критерий Прандтля имеет малую величину, хорошо передают тепло теплопроводностью. Для газов, в которых критерий Прандтля близок к единице, оба процесса переноса сопоставимы по величине. Перенос тепла в неподвижной среде свободной конвекцией характеризуется критерием Грасгофа

$$Gr = g \beta l^3 \Delta t / \nu^2 \quad (IX,34)$$

где β — коэффициент объемного расширения жидкости; Δt — разность температур в рассматриваемых областях жидкости.

Критерий Грасгофа является модификацией критерия Галилея

$$Ga = \frac{Re^2}{Fr} = \frac{g l^3}{\nu^2} \quad (IX,35)$$

и критерия Архимеда

$$Ar = Ga \frac{\Delta \rho}{\rho} = \frac{g l^3}{\nu^2} \cdot \frac{\Delta \rho}{\rho} \quad (IX,36)$$

где $\Delta \rho$ — разность плотностей жидкости в рассматриваемых областях, в предположении, что $\Delta \rho / \rho = \beta \Delta t$.

Кроме указанных критериев, в уравнения вынужденной конвекции входит также критерий Рейнольдса, характеризующий режим движения среды

$$Re = \frac{\omega l \rho}{\mu} = \frac{\omega l}{\nu} \quad (IX,37)$$

Могут использоваться также и другие критерии, являющиеся комбинацией различных критериев. Выбор той или иной системы критериев обусловлен особенностями решаемой задачи. На основании выбранной системы критериев обрабатывают экспериментальные данные по теплообмену в виде различных эмпирических уравнений.

При изучении конвективного теплообмена необходимо определить коэффициент теплоотдачи α , который входит в критерий Нуссельта. Поэтому общий вид уравнения теплоотдачи при конвективном теплообмене имеет вид

$$Nu = f(Re, Gr, Pr) \quad (IX,38)$$

Критерии Re , Gr и Pr являются определяющими, так как в них входят величины, содержащиеся в условиях задачи. Критерий Nu является определяемым, поскольку он содержит искомую величину α .

При вынужденной конвекции можно пренебречь влиянием свободного движения жидкости, обусловленного разностью температур среды в разных точках. Поэтому в условиях вынужденного движения среды из уравнения (IX,38) можно исключить критерий Грасгофа

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (IX,39)$$

При свободном движении, обусловленном разностью температур (плотностей) среды в разных точках, уравнение (IX,38) примет вид

$$Nu = f(Gr, Pr) \quad (IX,40)$$

В приведенных критериях и критериальных уравнениях в качестве характерного линейного размера l принимают размер трубы (диаметр или высоту), высоту пластины и т. д. в зависимости от формы поверхности тела. Для расчета коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции используют следующее уравнение:

$$Nu = C (GrPr)^n \quad (IX,40a)$$

Величины коэффициента C и показателя степени n выбирают в зависимости от произведения $GrPr$ в следующих пределах:

$GrPr$	C	n
$10^{-3} - 0,5 \cdot 10^3$	1,18	0,125
$0,5 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^7$	0,54	0,250
$2 \cdot 10^7 - 10^{13}$	0,135	0,333

Физические свойства жидкости берут при средней температуре слоя

$$t_m = \frac{t_{ст} + t_c}{2}$$

В качестве определяющего линейного размера l принимают наружный диаметр шара или горизонтальной трубы, высоту вертикальной трубы или пластины. При вынужденной конвекции коэффициент теплоотдачи определяют из следующих уравнений:

а) при движении потока в трубе для $Re < 2000$

$$Nu = 0,17 Re^{0,33} Pr^{0,43} Gr^{0,10} (Pr/Pr_{п.с})^{0,25} \quad (IX,41)$$

где $Pr_{п.с}$ — критерий Прандтля для пограничного слоя,

б) при движении потока в трубе для $5 \cdot 10^6 > Re > 10^4$

$$Nu = 0,021 Re^{0,80} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{п.с})^{0,25} \quad (IX,42)$$

в) при поперечном обтекании трубы для $Re = 10 - 2 \cdot 10^5$

$$Nu = C Re^n Pr^{0,38} (Pr/Pr_{п.с})^{0,25} \quad (IX,43)$$

В зависимости от числа Рейнольдса коэффициент C и показатель степени n принимают следующие значения:

Re	C	n
10—10 ³	0,50	0,50
10 ³ —2·10 ⁵	0,25	0,60

Физические свойства жидкости берут при ее средней температуре.

7. ПЕРЕДАЧА ТЕПЛА ЛУЧЕИСПУСКАНИЕМ

Излучение энергии телом связано с колебательными процессами внутри молекул, обусловленными главным образом температурой тела. Перенос лучистой энергии может быть рассмотрен с позиций электромагнитной и квантовой теорий излучения. Согласно электромагнитной теории, энергия излучения передается электромагнитными волнами со скоростью света. Квантовая теория рассматривает перенос лучистой энергии в виде дискретного процесса, связанного с фотонами. Энергия, переносимая каждым фотоном, равна $h\nu$, где h — постоянная Планка, ν — частота излучения. Последняя связана со скоростью распространения волн c и их длиной λ известным соотношением

$$\nu = c/\lambda \quad (IX,44)$$

Различные виды излучения имеют разные длины волн:

Излучение	Длина волны λ , нм
Космическое	0,05
γ	0,05—0,10
Рентгеновское	0,10—2,00
Ультрафиолетовое	2,00—350
Видимое	350—700
Инфракрасное (тепловое)	700—4·10 ⁵
Радиоволны	4·10 ⁵ и более

Количество излучаемой энергии зависит от излучательной способности тела, от температуры тела, от состояния поверхности тела и его свойств.

Излучаемая телом энергия воспринимается другими телами. При этом общий поток лучистой энергии, падающий на поверхность тела ($Q_{\text{пад}}$), частично отражается ($Q_{\text{отр}}$), частично поглощается ($Q_{\text{погл}}$) и частично проходит сквозь тело ($Q_{\text{прох}}$), т. е.

$$Q_{\text{пад}} = Q_{\text{погл}} + Q_{\text{отр}} + Q_{\text{прох}} \quad (\text{IX},45)$$

Разделим правую и левую части уравнения (IX,45) на $Q_{\text{пад}}$

$$\frac{Q_{\text{погл}}}{Q_{\text{пад}}} + \frac{Q_{\text{отр}}}{Q_{\text{пад}}} + \frac{Q_{\text{прох}}}{Q_{\text{пад}}} = 1$$

Обозначим соответствующие доли падающего потока: поглотительную способность

$$A = Q_{\text{погл}}/Q_{\text{пад}} \quad (\text{IX},46)$$

отражательную способность

$$R = Q_{\text{отр}}/Q_{\text{пад}} \quad (\text{IX},47)$$

пропускательную способность

$$D = Q_{\text{прох}}/Q_{\text{пад}} \quad (\text{IX},48)$$

Тогда получим

$$A + R + D = 1 \quad (\text{IX},49)$$

Тело, отражающее полностью все падающие на него лучи ($R = 1$), называется абсолютно белым. Если все падающие на тело лучи им поглощаются ($A = 1$), то тело называется абсолютно черным. Прозрачные или диатермические тела полностью пропускают лучистую энергию ($D = 1$).

Большинство твердых и жидких тел непрозрачны для теплового излучения, и для них $A + R = 1$. Они поглощают лучистую энергию в тонком поверхностном слое. Газы не отражают, но поглощают и пропускают поток лучистой энергии.

Основные законы теплового излучения. Основные законы теплового излучения относятся к абсолютно черному телу и к условиям теплового равновесия.

Закон Стефана—Больцмана. Закон Стефана—Больцмана гласит, что излучательная способность абсолютно черного тела E_0 пропорциональна четвертой степени абсолютной температуры T . Этот закон для технических расчетов обычно записывают в виде

$$E_0 = C_0 (T/100)^4 \quad (\text{IX},50)$$

где C_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела; $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Для материалов, используемых в технике, излучательная способность E при данной температуре меньше, чем излучательная способность черного тела E_0 . Отношение этих величин $\varepsilon = E/E_0$ называется степенью черноты тела.

Закон Кирхгофа. Излучательная E и поглощательная A способности тела подчиняются закону Кирхгофа, который устанавливает, что при данной температуре отношение излучательной способности тела E к его поглощательной способности A равно излучательной способности абсолютно черного тела E_0 при той же температуре, т. е.

$$E/A = E_0/A_0 = E_0 \quad (\text{IX},51)$$

где $A_0 = 1$, так как абсолютно черное тело поглощает всю падающую на него энергию, для других тел $A = \varepsilon < 1$.

Из закона Кирхгофа следует, что если тело много поглощает энергии, то оно много и излучает.

Трехатомные газы (углекислый газ, водяные пары и др.), обладающие большой поглощательной способностью, имеют и высокую излучательную способность. Двухатомные газы (азот, кислород и др.) в тех же условиях являются практически прозрачными и их излучением можно пренебречь.

Закон Ламберта. Закон Ламберта устанавливает, что угловая интенсивность излучения с единицы поверхности абсолютно черного тела в каком-либо направлении пропорциональна косинусу угла между этим направлением и нормалью к поверхности

$$B_\varphi = B_n \cos \varphi \quad (\text{IX},52)$$

где B_n — угловая интенсивность излучения в направлении нормали к поверхности, Вт/(м²·ср).

Излучательная способность E в пределах телесного угла 2π и угловая интенсивность излучения в направлении нормали B_n связаны следующим соотношением

$$B_n = E/\pi \quad (\text{IX},53)$$

Величина E определяется законом Стефана—Больцмана.

Теплообмен лучеиспусканием между телами. В общем случае обмен лучистой энергией между поверхностями твердых тел зависит, наряду с упомянутыми выше факторами, также и от взаим-

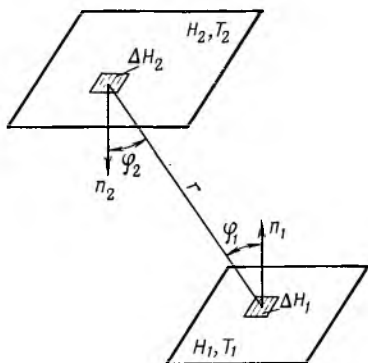


Рис. IX-8. Лучистый теплообмен между двумя абсолютно черными поверхностями.

ного расположения поверхностей тел. Рассмотрим лучистый теплообмен между двумя абсолютно черными поверхностями H_1 и H_2 , имеющими температуры T_1 и T_2 (рис. IX-8). Каждая элементарная площадка ΔH_1 и ΔH_2 этих поверхностей излучает тепло. Результирующее количество тепла, которым будут обмениваться две абсолютно черные поверхности, равно

$$Q_{\text{рез}} = Q_{\text{пад}_{1-2}} - Q_{\text{пад}_{2-1}}$$

С учетом закона Стефана—Больцмана получим

$$Q_{\text{рез}} = C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] H_{1-2} \quad (\text{IX}, 54)$$

где H_{1-2} — взаимная поверхность излучения.

Величина H_{1-2} может быть выражена через обменивающиеся лучистой энергией поверхности H_1 и H_2 в виде

$$H_{1-2} = \varphi_{1-2} H_1 = \varphi_{2-1} H_2 = H_{2-1}$$

Коэффициенты φ_{1-2} и φ_{2-1} называются угловыми коэффициентами излучения поверхностей H_1 на H_2 и H_2 на H_1 . Каждый коэффициент определяет долю от всей излучаемой данной поверхностью энергии, которая падает на другую поверхность. Величины угловых коэффициентов зависят от взаимного расположения и размеров поверхностей.

Равенство $\varphi_{1-2} H_1 = \varphi_{2-1} H_2$ отражает свойство взаимности лучистых потоков.

Для реальных поверхностей (серые тела) процесс лучистого теплообмена усложняется вследствие многократного отражения лучистой энергии от одной поверхности к другой, так как в этом случае $A < 1$. Поэтому приходится вводить в уравнение (IX, 54) поправочный коэффициент $A_{\text{пр}}$, называемый приведенным коэффициентом поглощения системы

$$Q_{\text{рез}} = A_{\text{пр}} C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] H_{1-2} \quad (\text{IX}, 55)$$

Различные случаи взаимного расположения излучающих поверхностей и расчет $A_{\text{пр}}$ и H_{1-2} рассматриваются в специальных руководствах.

Лучеиспускание газов. При расчетах теплообменных аппаратов нефтегазопереработки (трубчатых печей, регенераторов и др.) могут встретиться трех- и многоатомные газы (CO_2 , H_2O , SO_2 , H_2S и др.), а также двухатомные газы (O_2 , N_2 и др.).

Трех- и многоатомные газы обладают значительной поглощательной и лучеиспускательной способностью (закон Кирхгофа). Одно- и двухатомные газы практически прозрачны (диатермичны) для теплового излучения, т. е. их излучательная способность весьма мала. Излучение газов имеет резко выраженный избирательный характер, т. е. происходит в пределах определенных длин волн (полос) спектра. Интенсивность излучения для различных полос зависит от температуры, парциального давления газа и толщины излучающего газового слоя.

По закону Кирхгофа газы излучают только в тех областях спектра длин волн, в которых они поглощают лучистую энергию. Спектральная поглощательная способность газа A_λ на длине пути s луча с данной длиной волны λ определяется выражением

$$A_\lambda = 1 - e^{-k_\lambda s} \quad (\text{IX}, 56)$$

где k_λ — коэффициент ослабления луча; e — основание натурального логарифма.

В условиях температурного равновесия по закону Кирхгофа можно записать, что

$$\varepsilon_\lambda = A_\lambda \text{ и } \varepsilon_T = A_T \quad (\text{IX},57)$$

где A_T — поглощательная способность газового объема; ε_T — степень черноты газового объема.

Согласно закону Стефана—Больцмана, полное излучение поверхности нагретого до температуры T газового объема равно

$$E_T = \varepsilon_T E_0 = \varepsilon_T C_0 (T/100)^4 \quad (\text{IX},58)$$

Степень черноты газового объема определяют по эмпирическим формулам или графикам в зависимости от давления и температуры газа, толщины излучающего слоя, объемной доли водяных паров и других трехатомных газов. Для частного случая лучистого теплообмена между газовым объемом и стенкой (например, в топочной камере) можно записать следующее уравнение для результирующего потока излучения:

$$Q_{г-с} = \varepsilon_{\text{эф.ст}} C_0 \left[\varepsilon_g \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - A_g \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right] H_{\text{ст}} \quad (\text{IX},59)$$

где $\varepsilon_{\text{эф.ст}}$ — эффективная степень черноты стенки; T_g , $T_{\text{ст}}$ — температуры газа и стенки; ε_g — степень черноты газа при температуре T_g ; A_g — поглощательная способность (степень черноты) газа при температуре $T_{\text{ст}}$.

Эффективная степень черноты стенки $\varepsilon_{\text{эф.ст}}$ учитывает многократное отражение и поглощение лучистой энергии

$$\varepsilon_{\text{эф.ст}} \approx \frac{1 + \varepsilon_{\text{ст}}}{2} \quad (\text{IX},60)$$

где $\varepsilon_{\text{ст}}$ — степень черноты стенки.

В топочных камерах трубчатых печей и котлов излучают продукты сгорания, содержащие CO_2 , H_2O и другие трехатомные газы, а также светящиеся пламена. Светимость пламени обусловлена наличием взвешенных частиц горящего углерода, сажи и золы. Излучение светящегося пламени приближается по своим свойствам к излучению серого тела, а при больших толщинах — к излучению абсолютно черного тела.

8. ПЕРЕДАЧА ТЕПЛА ЛУЧЕИСПУСКАНИЕМ И КОНВЕКЦИЕЙ

При решении многих практических задач приходится иметь дело с совместным теплопереносом как конвекцией, так и излучением. Поэтому целесообразно привести уравнения лучистого теплообмена к виду, включающему разность первых степеней температур. Для этой цели используется соотношение

$$\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 = 4 \left(\frac{T_m}{100} \right)^3 \frac{T_1 - T_2}{100} \quad (\text{IX},61)$$

С учетом этого соотношения, например, уравнение (IX,54) можно записать в виде

$$Q_{\text{рез}} = \frac{4C_0}{100} \left(\frac{T_m}{100} \right)^3 (T_1 - T_2) H_{1-2} = \alpha_s H_{1-2} (T_1 - T_2) \quad (\text{IX},62)$$

В этом уравнении

$$\frac{4C_0}{100} \left(\frac{T_m}{100} \right)^3 = \alpha_s \quad (\text{IX}, 63)$$

обозначает приведенный коэффициент теплоотдачи излучением. Среднюю температуру теплообмена излучением T_m определяют как среднюю арифметическую

$$T_m \approx 0,5 (T_1 + T_2) \quad (\text{IX}, 64)$$

В этой связи общее уравнение теплопередачи между двумя потоками через разделяющую их стенку можно записать в следующем обобщенном виде:

$$Q = KF (t_1 - t_2) \quad (\text{IX}, 65)$$

где K — коэффициент теплопередачи; F — поверхность, через которую передается тепло; t_1 , t_2 — температуры нагревающего и нагреваемого потоков, °С.

При решении инженерных задач необходимо определять величину коэффициента теплопередачи K и среднюю разность температур при изменяющихся температурах потоков.

9. ПОТЕРИ ТЕПЛА В ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ И МЕРЫ ПО ИХ УМЕНЬШЕНИЮ

Тепловая изоляция. В любом аппарате, служащем для передачи тепла от одного потока к другому (рис. IX-9), происходит охлаждение одного потока (потока теплоносителя) от температуры $t_{1н}$ до температуры $t_{1к}$ и нагревание другого потока (потока сырья) от температуры $t_{с.н}$ до температуры $t_{с.к}$. При этом один из потоков (на рисунке поток сырья) движется через трубчатый змеевик, а второй поток (на рисунке поток теплоносителя) омывает этот змеевик, передавая сырью соответствующее количество тепла $Q_{пол}$.

В некоторых случаях теплообмен осуществляется при непосредственном контакте потоков (теплообменные аппараты смешения). Такой способ применяют в тех случаях, когда контактирующие среды легко разделить, например воду и нефтепродукты, или когда требуется отвести или подвести тепло потоком той же физической природы, например циркуляционное орошение и горячая струя в ректификационной колонне.

Оба теплообменивающихся потока заключены в общий корпус (кожух), отделяющий их от окружающей среды с температурой t_2 . Для большинства аппаратов нефтегазопереработки обычно окружающей средой является открытый воздух, температура которого подвержена сезонным и суточным колебаниям.

Независимо от способа передачи тепла между потоками теплообменивающихся сред в корпусе аппарата устанавливается более высокая температура t_1 , чем окружающей среды t_2 . Поэтому, согласно законам теплопередачи, будет иметь место поток тепла через стенку корпуса аппарата в окружающую среду. Этот поток тепла теряется безвозвратно и составляет тепловые потери $Q_{пот}$.

Потоки теплоносителя и сырья вносят в аппарат тепло $Q_{\text{прих}}$; часть тепла, вносимого теплоносителем, воспринимается сырьем $Q_{\text{пол}}$, а оставшаяся часть тепла уносится теплоносителем $Q_{\text{ух}}$ и в виде теплотерь $Q_{\text{пот}}$.

Согласно приведенной на рис. IX-9 схеме, можно составить тепловой баланс теплообменного аппарата в следующем виде:

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{пол}} + Q_{\text{ух}} + Q_{\text{пот}}$$

Откуда тепло, полезно воспринятое сырьем, составит

$$Q_{\text{пол}} = Q_{\text{прих}} - Q_{\text{ух}} - Q_{\text{пот}} \quad (\text{IX},66)$$

Разделив обе части этого равенства на величину $Q_{\text{прих}}$, получим

$$\frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{прих}}} = 1 - \frac{Q_{\text{ух}}}{Q_{\text{прих}}} - \frac{Q_{\text{пот}}}{Q_{\text{прих}}} \quad (\text{IX},67)$$

Отношение $Q_{\text{пол}}/Q_{\text{прих}}$, т. е. отношение полезно воспринятого тепла к общему количеству тепла, введенному в аппарат, есть коэффициент полезного действия теплообменного аппарата η . Тогда уравнение (IX,67) можно записать в виде

$$\eta = 1 - \frac{Q_{\text{ух}}}{Q_{\text{прих}}} - \frac{Q_{\text{пот}}}{Q_{\text{прих}}} \quad (\text{IX},68)$$

Таким образом, к. п. д. теплообменного аппарата определяется в основном двумя факторами: количеством тепла, уходящего

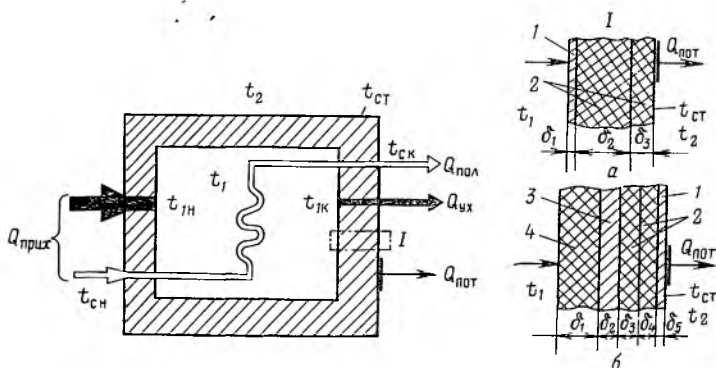


Рис. IX-9. Принципиальная схема тепловых потоков в теплообменном устройстве: а — обогрев жидкостями; б — обогрев продуктами сгорания; 1 — стальной кожух (корпус); 2 — тепловая изоляция; 3 — несущая конструкция; 4 — огнеупорная футеровка.

с теплоносителем, $Q_{\text{ух}}$ и потерями тепла в окружающую среду $Q_{\text{пот}}$. Необходимо иметь в виду, что величина к. п. д. зависит не просто от величин $Q_{\text{ух}}$ и $Q_{\text{пот}}$, а от их относительных величин, т. е. по отношению к $Q_{\text{прих}}$. Поэтому аппараты большой единичной мощности ($Q_{\text{прих}}$ велико) имеют большую величину к. п. д. по сравнению с менее производительными аппаратами.

Обычно потери тепла для аппаратов разных типов составляют от 2 до 10%. Величина теплового потока, уходящего с теплоносителем, Q_{yx} определяется типом аппарата и технологическими параметрами процесса. Обычно часть тепла Q_{yx} может быть регенерирована при нагревании другого потока, имеющего более низкую температуру, чем $t_{1к}$.

Из изложенного следует, что наряду с совершенствованием общей системы теплообмена, позволяющей максимально использовать тепло Q_{yx} , необходимо совершенствовать конструкцию аппарата, чтобы уменьшить тепловые потери в окружающую среду $Q_{пот}$. Умень-

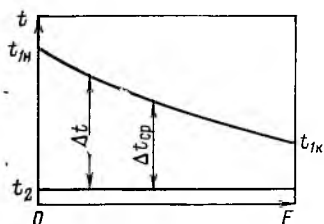


Рис. IX-10. Изменение разности температур при теплопередаче через стенку аппарата в окружающую среду.

шения величины $Q_{пот}$ можно достичь совершенствованием тепловой изоляции аппарата. На рис. IX-9 приведены эскизы основных элементов конструкции стенки аппарата при обогреве жидкостями (рис. IX-9, а) и продуктами сгорания (рис. IX-9, б).

Стенка аппарата включает сравнительно тонкий стальной корпус (кожух) 1 и один или несколько слоев теплоизоляции 2. Аппараты с огневым обогревом (трубчатые печи, паровые котлы и т. п.) изнутри имеют слой огнеупорной футеровки 4. Иногда стенка включает также элементы несущей конструкции каркаса 3. Для расчета теплопередачи через такую стенку с целью определения величины $Q_{пот}$ используют основное уравнение теплопередачи (IX,65) в виде

$$Q_{пот} = KF \Delta t_{ср} \quad (IX,69)$$

Как следует из этого уравнения, для снижения тепловых потерь в окружающую среду необходимо совершенствовать конструкцию аппарата с целью уменьшения его габаритов (уменьшается F) и совершенствовать тепловую изоляцию с целью уменьшения величины коэффициента теплопередачи K , т. е. увеличения термического сопротивления стенки, равного $1/K$. Средняя разность температур $\Delta t_{ср}$ зависит от технологического процесса, типа применяемого аппарата и определяется из известного уравнения

$$\Delta t_{ср} = \frac{(t_{1н} - t_2) - (t_{1к} - t_2)}{\ln [(t_{1н} - t_2)/(t_{1к} - t_2)]} = \frac{t_{1н} - t_{1к}}{\ln [(t_{1н} - t_2)/(t_{1к} - t_2)]} \quad (IX,70)$$

Схема для расчета $\Delta t_{ср}$ приведена на рис. IX-10.

Некоторые материалы для тепловой изоляции
и их характеристики при 0—100 °С

Материал	Плотность, кг/м³	Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)
Асбест	600	0,15
Бетон огнеупорный	1050	0,38
Винипласт	1380	0,16
Войлок шерстяной	300	0,047
Кирпич красный	1900	0,62
Кирпич легковесный	700	0,15
Кирпич шамотный	1800	0,70
То же, легковесный	670	0,23
Пенопласт	30	0,047
Пробка	160	0,047
Совелит	450	0,098
Стекловата	200	0,052
Торфоплиты	220	0,064
Фаолит	1730	0,42
Фольга алюминиевая	20	0,047
Шлаквата	250	0,076

В зимнее время, когда температура t_2 уменьшается, теплопотери увеличиваются. Среднюю температуру теплоносителя (среды в корпусе аппарата) t_1 определяют из уравнения

$$t_1 = \frac{t_{1н} - t_{1к}}{\ln(t_{1н}/t_{1к})} \quad (\text{IX},71)$$

Основное внимание при выборе типа и конструкции тепловой изоляции необходимо обращать на получение возможно большего термического сопротивления стенки $1/K$. Величину K рассчитывают по уравнениям (IX,17) или (IX,26) в зависимости от профиля поверхности стенки. По уравнению теплопроводности рассчитывают изменение температуры в стенке и температуру наружной поверхности стенки $t_{ст}$.

Следует обратить внимание на тот факт, что температура стенки $t_{ст}$ должна быть по возможности меньше, так как коэффициент теплопередачи от стенки к окружающему воздуху возрастает с увеличением разности температур $t_{ст} - t_2$, согласно уравнению

$$\alpha_2 = A \sqrt[4]{t_{ст} - t_2} \quad (\text{IX},72)$$

Величину коэффициента A в среднем можно принять равной 2,1. Коэффициент теплопередачи α_2 имеет единицу измерения Вт/(м²·К). В качестве тепловой изоляции используют синтетические и минеральные материалы, имеющие пористую структуру с замкнутыми мелкими порами, в которых исключается теплопередача конвекцией. Как известно, тонкие слои воздуха являются хорошей изоляцией при толщинах, исключающих возникновение свободной конвекции. Такие пористые материалы имеют весьма малые значения коэффициента теплопроводности, что позволяет при определенной толщине слоя изоляции (обычно до 150 мм) и ее конструкции получить большую величину термического сопротивления стенки.

Хотя в качестве теплоизоляционных могут применяться различные материалы с низкой теплопроводностью, однако обычно под теплоизоляционными понимают материалы с коэффициентом теплопроводности при 50—100 °С менее 0,25 Вт/(м·К). Наиболее распространенные материалы, применяемые для тепловой изоляции, приведены в табл. IX-2.

Теплообменные аппараты

1. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

В процессах нефте- и газопереработки требуется подводить или отводить тепло, чтобы обеспечить необходимые температуры в соответствующих аппаратах. Для этого служат специальные аппараты, называемые теплообменными или теплообменниками. В теплообменниках один поток отдает тепло, а другой его воспринимает, т. е. один поток нагревается, а другой охлаждается.

В зависимости от назначения теплообменные аппараты можно разделить на следующие основные группы: нагреватели, испарители и кипятильники; холодильники и конденсаторы; кристаллизаторы; регенеративные теплообменники.

В нагревателях, испарителях и кипятильниках нагрев или испарение осуществляются с использованием специальных теплоносителей (водяного пара, дифенилоксида, масла ВМТ-300 и др.). Целевым назначением этих аппаратов является нагрев или испарение соответствующего технологического потока, тогда как охлаждение или изменение агрегатного состояния теплоносителя (конденсация) определяются передачей тепла нагреваемому потоку.

Холодильники и конденсаторы служат для охлаждения потока или конденсации паров с применением специальных хладоагентов (воды, воздуха, испаряющегося аммиака, пропана, хлористого метила, фреонов и т. д.). Происходящие при этом нагрев и изменение агрегатного состояния (испарение) охлаждающего агента являются побочными процессами. Окончательное охлаждение продуктов до температур, обеспечивающих их безопасное хранение и транспортировку, происходит в холодильниках.

Кристаллизаторы предназначены для охлаждения жидких потоков до температур, обеспечивающих образование кристаллов некоторых составляющих смесь веществ (например, при депарафинизации масел, разделении ксилолов и т. д.).

Регенеративные теплообменники используют для утилизации тепла одного потока, подвергаемого охлаждению, для нагревания другого потока. Эти теплообменники позволяют сократить подвод тепла (холода) при помощи специальных теплоносителей (хладо-

агентов) и улучшить экономические показатели работы технологических установок.

По способу передачи тепла различают теплообменные аппараты поверхностные и смешения. В поверхностных теплообменных аппаратах тепло передается через твердую поверхность, разделяющую теплообменивающиеся среды. В теплообменных аппаратах смешения тепло от одного потока к другому передается при их контактировании.

На нефте- и газоперерабатывающих заводах в основном применяют поверхностные теплообменные аппараты, так как смешение теплообменивающихся потоков, как правило, должно быть исключено. Однако в тех случаях, когда горячий и холодный потоки имеют одинаковые составы или допустимо их смешение, применяют аппараты второго типа. В этой связи можно упомянуть такие устройства, как барометрический конденсатор, тарелки циркуляционного орошения и горячей струи в ректификационных колоннах, конденсаторы для охлаждения воздуха, достигаемого впрыском воды.

Поверхностные теплообменные аппараты можно разделить на следующие типы по конструктивным признакам: а) кожухотрубчатые теплообменники: жесткого типа; с линзовым компенсатором на корпусе; с плавающей головкой; с U-образными трубками; б) теплообменники типа «труба в трубе»; в) подогреватели с паровым пространством (рибойлеры); г) погружные конденсаторы-холодильники; д) конденсаторы воздушного охлаждения.

2. КОЖУХОТРУБЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Теплообменники жесткого типа (рис. X-1) имеют цилиндрический корпус 1, в котором установлен трубный пучок 2, закрепленный в трубных решетках 4, в которых трубки закреплены развальцовкой или сваркой. Корпус аппарата закрыт крышками 5 и 6. Внутри корпуса установлены перегородки 3, создающие определенное направление движения потока и увеличивающие его скорость в корпусе.

Одна из теплообменивающихся сред движется по трубкам, а другая — внутри корпуса между трубками. В трубки пускают более загрязненную среду, а также среду с меньшим коэффициентом теплоотдачи, так как очистка наружной поверхности трубок затруднена, а скорости движения среды в межтрубном пространстве меньше, чем в трубках.

Поскольку температуры теплообменивающихся сред различаются, корпус и трубки получают различные удлинения, что приводит к возникновению дополнительных напряжений в элементах теплообменника. При большой разности температур это может привести к деформации и даже разрушению трубок и корпуса, нарушению плотности развальцовки и т. п. Поэтому теплообменники жесткого типа применяют при разности температур теплообменивающихся сред не более 50 °С.

! Теплообменники с линзовым компенсатором на корпусе (рис. X-2) применяют для уменьшения температурных напряжений в аппаратах жесткого типа. Такие теплообменники имеют на корпусе линзовый компенсатор, за счет деформации которого снижаются температурные усилия в корпусе и трубках. Это снижение тем больше, чем больше число линз у компенсатора.

Теплообменники с плавающей головкой (рис. X-3) нашли наиболее широкое применение. В этих аппаратах один конец трубного пучка закреплен в трубной решетке, связанной с корпусом (на рис. слева), а второй может свободно перемещаться относительно корпуса при температурных изменениях длины трубок. Это устраняет температурные напряжения в конструкции и позволяет работать с большими разностями температур теплообмениваемых сред. Кроме того, возможна чистка трубного пучка и корпуса аппарата, облегчается замена труб пучка. Однако конструкция теплообменников с плавающей головкой более сложна, а плавающая головка недоступна для осмотра при работе аппарата.

Перегородки, устанавливаемые в распределительной камере и в плавающей головке, увеличивают число ходов в трубном пучке. Это позволяет увеличить скорость движения потока и коэффициент теплоотдачи ко внутренней стенке труб.

Межтрубное пространство аппаратов с плавающей головкой обычно выполняется одноходовым. При двух ходах в корпусе устанавливают продольную перегородку. Однако в этом случае требуется специальное уплотнение между перегородкой и корпусом. Поверхность теплообмена кожухотрубчатых теплообменников может составлять 1200 м² при длине труб от 3 до 9 м; условное давление достигает 6,4 МПа.

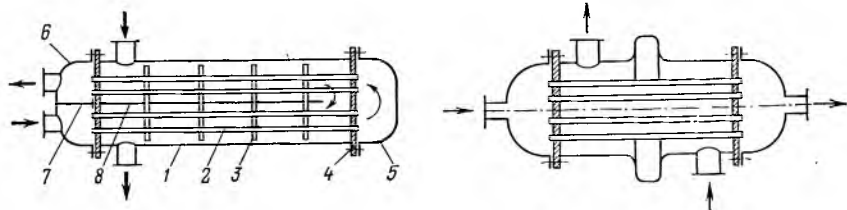


Рис. X-1. Кожухотрубчатый теплообменник жесткого типа:

1 — кожух (корпус); 2 — трубка; 3 — поперечная перегородка; 4 — трубная решетка; 5 — крышка; 6 — крышка (распределительная коробка); 7, 8 — продольные перегородки соответственно в распределительной коробке и в корпусе.

Рис. X-2. Кожухотрубчатый теплообменник с линзовым компенсатором на корпусе.

Теплообменники с U-образными трубками (рис. X-4) имеют трубный пучок, трубки которого изогнуты в виде латинской буквы U, и оба конца закреплены в трубной решетке, что обеспечивает свободное удлинение трубок независимо от корпуса. Такие теплообменники применяют при повышенных давлениях. Среда, направляемая в трубки, должна быть достаточно чистой, так как очистка внутренней поверхности труб затруднена.

В зависимости от числа продольных перегородок в корпусе и распределительных коробках теплообменные кожухотрубчатые аппараты делятся на одно-, двух- и многоходовые как в трубном, так и в межтрубном пространстве. Так, на рис. X-1 теплообменник является двухходовым как по трубному, так и по межтрубному пространству, что достигается установкой продольных пере-

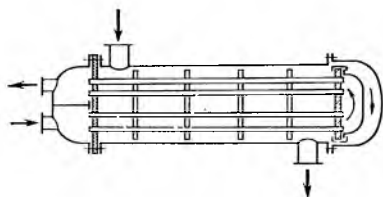


Рис. X-3. Кожухотрубчатый теплообменник с плавающей головкой.

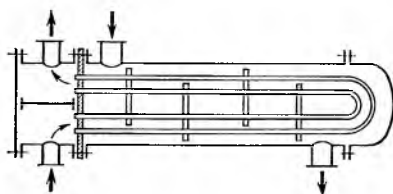


Рис. X-4. Кожухотрубчатый теплообменник с U-образными трубками.

городок 7 и 8. Поперечные перегородки 3 увеличивают скорость движения в межтрубном пространстве и создают более благоприятные условия обтекания трубного пучка, что повышает эффективность работы теплообменных аппаратов.

3. ТЕПЛООБМЕННИКИ ТИПА «ТРУБА В ТРУБЕ»

В теплообменниках этой конструкции одна из теплообменивающихся сред движется внутри труб малого диаметра, а другая по кольцевому зазору, образованному трубами малого и большого

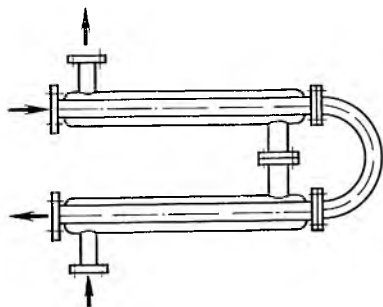


Рис. X-5. Теплообменник типа «труба в трубе» жесткой конструкции.

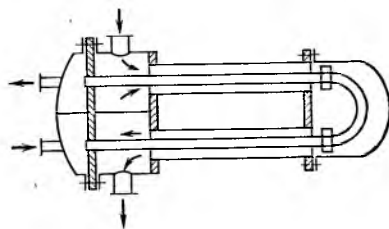


Рис. X-6. Теплообменник типа «труба в трубе» разборный.

диаметров. Это позволяет создать высокие скорости движения сред и интенсифицировать теплообмен.

Применяют теплообменники типа «труба в трубе» жесткой конструкции (рис. X-5) и разборные (рис. X-6). Теплообменники жесткой конструкции используют при разности температур не более 70 °С. Длина труб неразборных теплообменников состав-

ляет от 3 до 12 м, а наружный диаметр от 48 до 219 мм при давлении 6,4 МПа.

Теплообменники разборной конструкции компонуются из труб длиной от 3 до 9 м диаметром 89 мм для наружных труб и 48 мм для внутренних. Поверхность теплообмена предусмотрена от 3 до 66 м². Аппараты изготовляют на условное давление до 4 МПа.

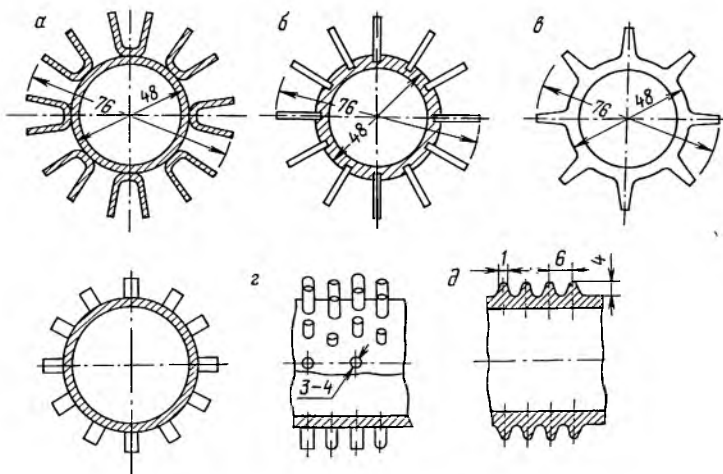


Рис. X-7. Ребристые трубы:

а — ребра корыгообразные приварные; б — ребра завальцованные; в — ребра выдавленные; г — ребра приварные шиповидные; д — ребра накатанные.

В теплообменниках разборной конструкции внутренние трубы с наружной стороны могут иметь ребрение для повышения эффективности теплопередачи.

Разборные теплообменники позволяют осуществлять чистку наружных и внутренних поверхностей труб, а также применять ребренные внутренние трубы. Это дает возможность значительно увеличить количество переданного тепла. На рис X-7 показаны ребренные трубы.

4. ПОДОГРЕВАТЕЛИ С ПАРОВЫМ ПРОСТРАНСТВОМ (РИБОЙЛЕРЫ)

Аппараты этого типа применяют для нагрева и частичного испарения нефтепродуктов, например при подводе тепла в нижнюю часть колонны, когда нет необходимости в трубчатых печах вследствие относительно невысоких температур. В качестве теплоносителя обычно используют насыщенный водяной пар, который конденсируется в трубном пучке.

Подогреватель с паровым пространством (рис. X-8) имеет цилиндрический корпус, в нижней части которого размещены

один—три трубных пучка. Уровень жидкости в аппарате обеспечивается сливной перегородкой, высота которой назначается таким образом, чтобы трубный пучок полностью находился в слое жидкости. Нагреваемая жидкость поступает через нижний штуцер в корпус аппарата, обтекает трубный пучок и сливается через перегородку в пространство за ней. Отсюда нагретая жидкость

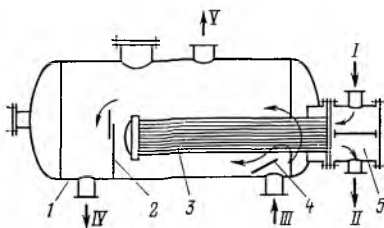


Рис. X-8. Подогреватель с паровым пространством:

I — насыщенный водяной пар; II — конденсат; III — нагреваемый продукт; IV — нагретый продукт; V — пары продукта; 1 — корпус; 2 — сливная перегородка; 3 — трубный пучок; 4 — козырек; 5 — распределительная коробка.

выводится из аппарата через нижний штуцер, а пары уходят через верхний штуцер. Над зеркалом жидкости имеется паровое пространство высотой не менее $D/3$. Трубный пучок 3 может быть выполнен с плавающей головкой или с U-образными трубками. Он опирается на поперечные балки, к которым сверху крепятся прогоны из уголка, по которым скользит пучок при его монтаже и демонтаже.

Поверхность теплообмена стандартных испарителей может достигать 350 м^2 , стандартные испарители рассчитаны на условное давление в корпусе до 2,5 МПа и в трубном пучке до 4 МПа.

В тех случаях, когда не требуется испарять часть продукта, а необходимо только повысить его температуру, применяют теплообменные аппараты обычной конструкции, обогреваемые водяным паром.

5. ТЕПЛОБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

В последние годы в связи с необходимостью экономии потребления воды, уменьшения количества сточных вод и по другим причинам широкое распространение получили аппараты воздушного охлаждения (АВО), которые применяют в качестве конденсаторов и холодильников. Хладагентом в этих аппаратах служит окружающий воздух, продуваемый вентилятором снаружи трубного пучка, по которому проходит охлаждаемый продукт (рис. X-9). Трубные пучки могут быть расположены горизонтально, наклонно или вертикально — в зависимости от величины поверхности, назначения и компоновочной схемы аппарата.

Для повышения эффективности теплоотдачи к потоку воздуха трубы снабжают поперечным оребрением (см. рис. X-7), а для предохранения от коррозии их оцинковывают снаружи. При высокой температуре окружающего воздуха его охлаждают,

испаряя воду, впрыскиваемую через коллектор 7 (рис. X-9). Иногда дополнительно трубы орошают сверху водой, подаваемой через специальный коллектор.

Изменение режима работы АВО достигается поворотом лопастей рабочего колеса вентилятора или жалюзи 8 на выходе воздуха из трубного пучка.

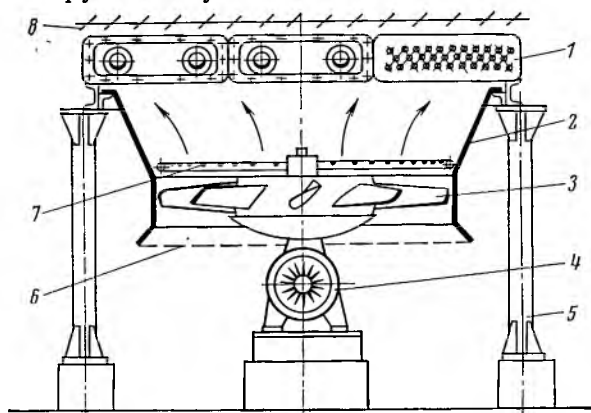


Рис. X-9. Аппарат воздушного охлаждения:

1 — трубная секция; 2 — диффузор; 3 — вентилятор; 4 — электродвигатель; 5 — стойка каркаса; 6 — защитная решетка; 7 — коллектор для распыления воды; 8 — жалюзи.

6. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Тепловой расчет теплообменного аппарата выполняют для определения необходимой поверхности теплообмена, температур потоков и типа теплообменника. В начале теплового расчета должна быть составлена схема теплообмена, отражающая последовательность прохождения потоками различных теплообменных аппаратов, потребность во внешних теплоносителях (хладоагентах) и т. д. Разность температур теплообменивающихся потоков не должна быть меньше 20—25 °С. В противном случае потребуются большие теплообменные поверхности для передачи заданного количества тепла.

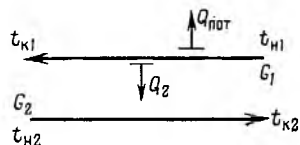


Рис. X-10. Принципиальная схема потоков теплообменного аппарата.

Тепловой баланс теплообменного аппарата. Тепловой расчет начинают с составления теплового баланса аппарата. Принципиальная схема потоков теплообменного аппарата дана на рис. X-10. Количество тепла Q_1 , отданное охлаждающимся потоком, должно быть равно теплу Q_2 , воспринятому нагреваемым потоком, с учетом тепловых потерь, т. е.

$$Q_2 = \eta Q_1 \quad (X,1)$$

где η — коэффициент использования тепла; $\eta = 0,92—0,98$.

Потоки тепла Q_1 и Q_2 находятся из следующих соотношений:

$$Q_1 = G_1 (i_{t_{H1}} - i_{t_{K1}}) \quad (X,2)$$

$$Q_2 = G_2 (i_{t_{K2}} - i_{t_{H2}}) \quad (X,3)$$

где G — поток соответствующего продукта; i_t — энтальпия потока при температуре t .

Тогда уравнение (X,1) запишется так

$$G_1 (i_{t_{H1}} - i_{t_{K1}}) \eta = G_2 (i_{t_{K2}} - i_{t_{H2}}) \quad (X,4)$$

Энтальпии потоков должны быть рассчитаны с учетом изменения агрегатного состояния потоков при прохождении теплообменного аппарата.

Расчет величины поверхности теплообмена. Поверхность теплообмена рассчитывают по формуле

$$F = Q_2 / K \Delta t_{cp} \quad (X,5)$$

где K — коэффициент теплопередачи; Δt_{cp} — средняя разность температур для теплообменивающихся потоков.

Для предварительной оценки величины поверхности теплообмена среднюю разность температур вычисляют как среднелогарифмическую разность [см. главу IX, уравнение (IX,6)]. Величины коэффициента теплопередачи K могут быть приняты в следующих пределах:

Назначение аппарата	K , Вт/(м ² ·К)
Жидкостные теплообменники, паровые нагреватели, пародистиллятные теплообменники, водяные конденсаторы паров бензина в присутствии газа	70—250
Водяные конденсаторы паров бензина	230—450
Кипятильники, обогреваемые водяным паром	300—850
жидкими нефтепродуктами	140—350

При дальнейших расчетах величину K уточняют в соответствии с конструкцией теплообменника и фактической схемы движения потоков (см. главу IX).

Высокая эффективность работы теплообменного аппарата достигается при достаточно больших скоростях движения потоков. Однако при этом возрастает гидравлическое сопротивление аппарата. Обычно скорость движения жидких потоков в трубах составляет 1—2,5 м/с, а в межтрубном пространстве для проходных сечений в вырезах перегородок — от 0,3 до 1 м/с.

Расчет коэффициента теплоотдачи в трубах α_1 . Величина коэффициента теплоотдачи от движущегося потока к поверх-

ности труб зависит от характера движения потока, определяемого числом Рейнольдса

$$Re = \frac{wd}{\nu} = \frac{w d \rho}{\mu} \quad (X,6)$$

где w — скорость движения потока в трубах; d — внутренний диаметр труб; ν — кинематическая вязкость; μ — динамическая вязкость.

При расчете коэффициента теплоотдачи в трубах следует пользоваться формулами, приведенными в главе IX. Физические константы в критериях подобия определяют при средней температуре потока.

В промышленных теплообменниках ламинарный режим движения потоков в трубах встречается редко.

В зависимостях для расчета коэффициента теплоотдачи α_1 для внутренней поверхности труб направление теплового потока учитывают отношением чисел Прандтля $(Pr/Pr_{ст})^{0,25}$, рассчитанным для параметров потока при средней его температуре и при средней температуре стенки. Если трубы имеют некруглое сечение или поток движется в кольцевом зазоре, как в теплообменниках типа «труба в трубе», вместо диаметра трубы d в расчетных уравнениях используют эквивалентный диаметр (см. гл. II).

Расчет коэффициента теплоотдачи α_2 в межтрубном пространстве. Теплоотдача между внешней поверхностью труб и омывающим их потоком осуществляется конвекцией. В межтрубном пространстве поток имеет сложное движение: установленные на трубном пучке поперечные перегородки изменяют как направление движения потока, так и скорость его движения. Для расчета коэффициента теплоотдачи α_2 можно пользоваться следующим уравнением

$$Nu = 0,22 Re^{0,6} Pr^{0,33} (Pr/Pr_{ст})^{0,14} \quad (X,7)$$

где $Nu = \alpha_2 d_n / \lambda$ — число Нуссельта; $Re = wd_n / \nu$ — число Рейнольдса; $Pr = \nu c \rho / \lambda$ — число Прандтля; α_2 — коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве; ν , λ , ρ — кинематическая вязкость, теплопроводность и плотность потока соответственно; c — средняя теплоемкость потока в интервале температур на входе и выходе; w — скорость движения потока; d_n — наружный диаметр труб.

Скорость движения потока w рассчитывают по формуле

$$w = \frac{V}{F_{эф}} = \frac{G}{\rho F_{эф}} \quad (X,8)$$

где V , G — объемный и массовый расходы потока; $F_{эф}$ — эффективное сечение межтрубного пространства.

Величину $F_{эф}$ определяют по формуле

$$F_{эф} = \sqrt{F_1 F_2} \quad (X,9)$$

где F_1 — площадь проходного сечения в вырезах перегородок; F_2 — площадь проходного сечения трубного пучка между перегородками.

F_1 рассчитывают по формуле

$$F_1 = F_{\text{выр}} - F_{\text{тр}} = F_{\text{выр}} - n_{\text{выр}} \pi d_n^2 / 4 \quad (\text{X},10)$$

где $F_{\text{выр}}$ — площадь выреза в перегородке; $F_{\text{тр}}$ — площадь поперечного сечения труб, проходящих через вырез в перегородке; $n_{\text{выр}}$ — число труб, попадающих в вырез перегородки.

На рис. X-11 дана схема, поясняющая расчет F_1 . Трубы в пучке могут быть расположены в вершинах равностороннего треугольника, в вершинах квадрата или в вершинах квадрата, повернутого на угол 45° . Схема расположения труб дана на рис. X-12.

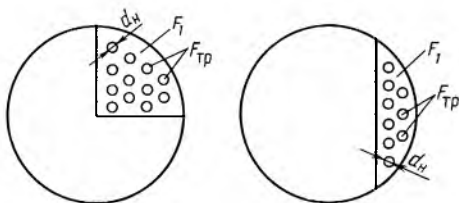


Рис. X-11. Схема к расчету площади F_1 .

Расположение труб в вершинах равностороннего треугольника позволяет увеличить их число, однако затрудняет чистку наружной поверхности труб. Для пучков с размещением труб по вершинам треугольника и прямого квадрата площадь проходного сечения F_2 между перегородками определяют по формуле

$$F_2 = (D_{\text{вн}} - n_1 d_n) l_n \quad (\text{X},11)$$

где $D_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр корпуса аппарата; n_1 — число труб в первом ряду, считая от центра пучка; l_n — расстояние между перегородками.

Площадь сечения для пучка труб, расположенных в вершинах «повернутого» квадрата, определяется площадью зигзагообразного прохода между трубами первого и второго рядов (рис. X-12), т. е.

$$F_2 = [n_3 (t - d_n) + \delta] l_n \quad (\text{X},12)$$

где $n_3 = n_1 + n_2 + 1$ — число проходов между трубами первого и второго рядов по зигзагообразному периметру; n_1, n_2 — число труб в первом и втором рядах; t — шаг между трубами; δ — удвоенное расстояние от крайней трубы первого ряда до стенки корпуса.

Среднюю температуру стенки, входящую в расчетные уравнения, можно определить из следующих соображений. Тепловой поток через единицу поверхности стенки равен

$$q = K \Delta t_{\text{ср}} \quad (\text{X},13)$$

где K — коэффициент теплопередачи; $\Delta t_{\text{ср}}$ — средняя разность температур теплообменивающихся потоков.

Этот же тепловой поток может быть выражен следующим образом:

$$q = \pm \alpha (t_{\text{ст}} - t_{\text{п}}) \quad (\text{X},14)$$

где α — коэффициент теплоотдачи между стенкой и потоком, со стороны которого определяется средняя температура стенки. При $t_{\text{ст}} > t_{\text{п}}$ берется знак плюс, а при $t_{\text{п}} > t_{\text{ст}}$ — знак минус.

Из уравнения (X,13) и (X,14) получим

$$t_{ст} = t_{п} \pm K \Delta t_{ср} / \alpha \quad (X, 15)$$

Расчет коэффициента теплопередачи K . При работе теплообменного аппарата кроме термических сопротивлений на внутренней $1/\alpha_1$ и наружной $1/\alpha_2$ поверхностях труб, а также термического сопротивления стенки $\delta_{ст}/\lambda_{ст}$ необходимо учитывать термическое сопротивление слоя загрязнений $(\delta_3/\lambda_3)_1$ и $(\delta_3/\lambda_3)_2$, образующихся на внутренней и наружной поверхностях труб. Поскольку загрязнения состоят из материалов с относительно невысокой теплопроводностью (минеральные соли, частицы песка, парафин, пленки нефтепродуктов и т. п.), это обстоятельство может привести к существенному снижению коэффициента теплопередачи по сравнению с таковым для чистой поверхности труб.

В промышленных теплообменниках толщина стенок труб относительно невелика ($d_n/d_{вн} < 1,5$) и поэтому коэффициент теплопередачи можно рассчитывать по формулам для многослойной плоской стенки (см. гл. IX)

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + (\delta_3/\lambda_3)_1 + \delta_{ст}/\lambda_{ст} + (\delta_3/\lambda_3)_2 + 1/\alpha_2} \quad (X, 16)$$

где δ_3 и λ_3 — толщина загрязнения и коэффициент теплопроводности.

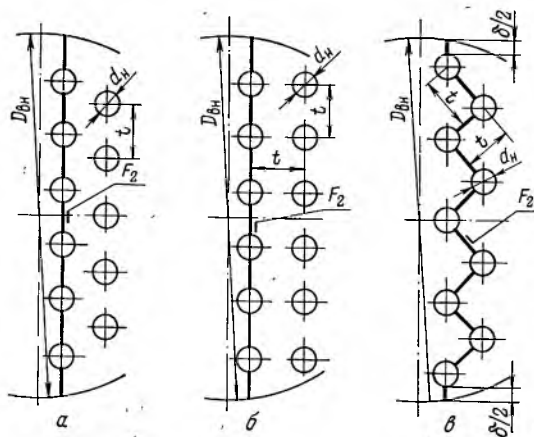


Рис. X-12. Схема к расчету площади F_2 при различном расположении труб в пучке: а — по вершинам равностороннего треугольника; б — по вершинам квадрата; в — по вершинам «повернутого» квадрата.

Обычно термическое сопротивление стенки относительно невелико, так как $\delta_{ст} \leq 4 \cdot 10^{-3}$ м, а $\lambda_{ст} = 20-50$ Вт/(м·К) и им можно пренебречь. Величина λ_3 зависит от толщины δ_3 и природы загрязнений. Для расчета теплообменных аппаратов можно пользоваться следующими усредненными величинами, полученными при обследовании работы теплообменных аппаратов:

Среда	$\delta_3/\lambda_3, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$
Водяной пар	0,00006
Водяной пар со следами масла	0,00009
Вода	
очищенная	0,0002
мягкая	0,0004
жесткая	0,0007
Бензин	0,0004
Легкий и тяжелый газойли	0,0007
Нефть	
обессоленная	0,001—0,0015
необессоленная	0,0015—0,004
Мазут	0,001—0,002
Гудрон	0,005—0,010
Слой парафина или кокса	0,009 и выше

7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

При гидравлическом расчете теплообменного аппарата необходимо определить сопротивление движению среды как в межтрубном пространстве, так и в трубах.

Расчет сопротивления в межтрубном пространстве. Сопротивление движению потока в межтрубном пространстве определяют по формуле

$$\Delta p_1 = \xi \rho \omega_{\text{ср}}^2 / 2 \quad (\text{X}, 17)$$

где $\omega_{\text{ср}}$ — средняя скорость движения в межтрубном пространстве; ρ — плотность потока при средней температуре; ξ — коэффициент сопротивления для межтрубного пространства. Для теплообменников с длиной труб 6 м величина $\xi = 350$ —420; при длине труб 3 и 9 м применяют коэффициенты 0,5 и 1,5 соответственно.

Расчет сопротивления в трубах. Полное гидравлическое сопротивление трубного пространства определяется суммой линейных и местных сопротивлений, т. е.

$$\Delta p_2 = (\lambda l / d_{\text{вн}} + \sum \xi_i) \rho \omega^2 / 2 \quad (\text{X}, 18)$$

где λ — коэффициент сопротивления (см. гл. II); l — общая длина пути потока в трубах; ω — скорость потока в трубах; ρ — плотность среды при средней температуре; ξ_i — коэффициент местных сопротивлений:

Вид местного сопротивления	ξ_i
Входная и выходная камера (удар и поворот)	1,5
Поворот между ходами на 180°	2,5
Вход в трубы из распределительной камеры и выход из труб	1,0
Поворот на 180° через колено из аппарата в аппарат	2,0

8. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА ХОЛОДИЛЬНИКОВ И КОНДЕНСАТОРОВ

Расчет конденсаторов-холодильников имеет свои особенности, обусловленные характером изменения температур и коэффициентов теплоотдачи вдоль поверхности теплообмена.

На рис. X-13 дано примерное распределение температур в конденсаторе-холодильнике, в который поступают пары в перегретом состоянии. В этом случае можно выделить три зоны: *I* — охлаждение паров до температуры насыщения; *II* — конденсация паров и *III* — охлаждение конденсата. В первой зоне пары охлаждаются от температуры $t_{н1}$ до $t_{н.к}$ и переходят в насыщенное состояние; $t_{н.к}$ определяют как температуру начала конденсации смеси по уравнению изотермы паровой фазы

$$\sum_i (y'_i / K_i) = 1 \quad (X,19)$$

где y'_i — мольная концентрация пара для i -го компонента; K_i — константа равновесия i -го компонента при $t_{н.к}$.

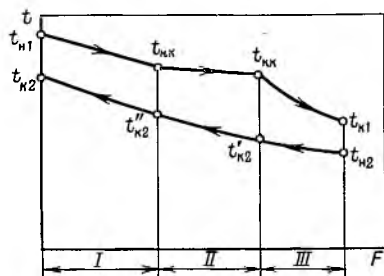


Рис. X-13. Профиль температур в конденсаторе-холодильнике.

Если конденсируется индивидуальное вещество, то температура паров остается постоянной вплоть до полной конденсации ($t_{н.к} = t_{к.к}$).

При конденсации многокомпонентной смеси температура вдоль поверхности конденсации будет понижаться. В этом случае конечная температура на выходе из второй зоны $t_{к.к}$ определяется как температура кипения исходной паровой смеси, перешедшей в жидкое состояние, по уравнению изотермы жидкой фазы

$$\sum_i K_i y'_i = 1 \quad (X,20)$$

Коэффициент теплопередачи для зоны *I* (охлаждаются перегретые пары) имеет меньшую величину, чем в зоне *II*, где происходит конденсация паров. В зоне *III* коэффициент теплопередачи имеет промежуточное значение.

Общее количество отводимого тепла

$$Q = Q_I + Q_{II} + Q_{III} \quad (X,21)$$

Для каждой зоны количество отводимого тепла определяется из уравнений

$$\left. \begin{aligned} Q_I &= G_1 (i_{t_{н1}}^n - i_{t_{н.к}}^n) = G_1 c_p (t_{н1} - t_{н.к}) \\ Q_{II} &= G_1 (i_{t_{н.к}}^n - i_{t_{к.к}}^ж) \\ Q_{III} &= G_1 (i_{t_{к.к}}^ж - i_{t_{к1}}^ж) = G_1 c_{ж} (t_{к.к} - t_{к1}) \end{aligned} \right\} \quad (X,22)$$

Температуры охлаждающего агента в начале и конце зоны II определяются из уравнений теплового баланса

$$\begin{aligned} t'_{к2} &= t_{н2} + Q_{II}/G_2c \\ t''_{к2} &= t'_{к2} + Q_{II}G/2c = t_{к2} - Q_I/G_2c \end{aligned} \quad (X,23)$$

Общий расход хладагента определяется из выражения

$$G_2 = Q/(i_{t_{к2}} - i_{t_{н2}}) \quad (X,24)$$

Для каждой зоны рассчитывают среднюю разность температур по уравнению (IX, 6). Коэффициенты теплопередачи и поверхность теплообмена

$$F_I = \frac{Q_I}{K_I \Delta t_I}; \quad F_{II} = \frac{Q_{II}}{K_{II} \Delta t_{II}}; \quad F_{III} = \frac{Q_{III}}{K_{III} \Delta t_{III}} \quad (X,25)$$

Для приближенного расчета можно пользоваться величинами коэффициентов теплопередачи, приведенными выше.

Общее количество переданного тепла

$$Q = G_1 (i_{t_{н1}}^n - i_{t_{к1}}^ж) \quad (X,26)$$

Средняя разность температур ориентировочно определяется по формуле

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_{к1} - t_{н2}) - (t_{н1} - t_{к2})}{\ln [(t_{к1} - t_{н2})/(t_{н1} - t_{к2})]} \quad (X,27)$$

Поверхность теплообмена рассчитывают по уравнению (X,5). Величину полученной поверхности теплообмена можно уточнить, разбивая аппарат на зоны.

Трубчатые печи

1. НАЗНАЧЕНИЕ, ТИПЫ И КЛАССИФИКАЦИЯ ТРУБЧАТЫХ ПЕЧЕЙ

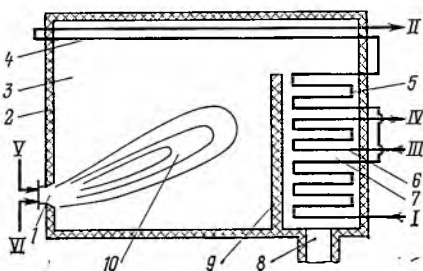
Трубчатая печь является аппаратом для нагрева нефти и нефтепродуктов, использующим высокую температуру продуктов сгорания, образующихся при сгорании топлива в камере печи. В трубчатой печи нагреваемое сырье движется в трубах змеевика, а горячие продукты сгорания омывают трубы снаружи.

Современная трубчатая печь имеет обычно две камеры: 1) радиантную, в которой сгорает топливо и тепло передается трубам в основном излучением от нагретых продуктов сгорания и кладки стен, и 2) конвекционную, в которой тепло трубам передается главным образом при соприкосновении горячих продуктов сгорания с трубами, т. е. конвекцией. Принципиальная схема трубчатой печи дана на рис. XI-1.

Нагреваемое сырье последовательно проходит трубы конвекционной и радиантной камер печи. Температура продуктов сгорания на выходе из радиантной камеры достаточно высока (600—900 °C). Тепло этих газов может быть эффективно использовано для начального нагрева сырья

Рис. XI-1. Схема трубчатой печи:

I — ввод сырья; II — вывод сырья; III — ввод воды; IV — вывод водяного пара; V — топливо; VI — воздух и водяной пар; 1 — форсунка; 2 — каркас и огнеупорная кладка; 3 — камера радиации; 4 — радиантные трубы; 5 — конвекционные трубы; 6 — пароперегреватель; 7 — камера конвекции; 8 — газозод; 9 — перевальная стенка; 10 — факел.



в конвекционных трубах, получения перегретого водяного пара и подогрева воздуха для сжигания топлива.

Компактность конструкции, большая тепловая мощность, малая задержка продукта и связанная с этим меньшая пожарная опасность, простота обслуживания и другие показатели обусловили широкое применение трубчатых печей на предприятиях нефтегазоперерабатывающей и нефтехимической промышленности. При

сравнительно незначительных конструктивных модификациях трубчатые печи могут обеспечить требования самых различных технологических процессов.

Классификация трубчатых печей. По способу передачи тепла потоку сырья трубчатые печи можно разделить на три группы: конвекционные, радиантно-конвекционные и радиантные.

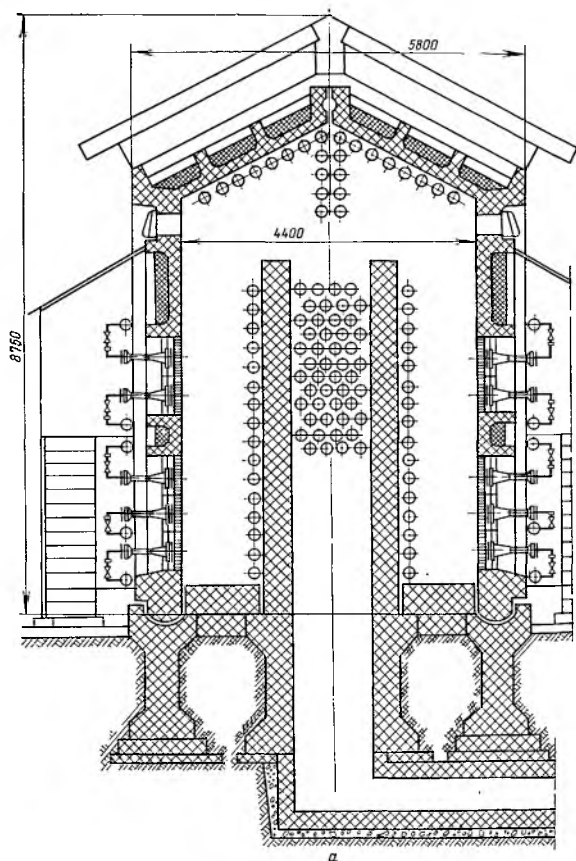
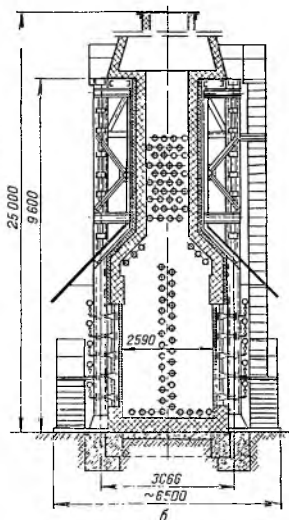


Рис. XI-2. Трубчатые печи:
а — двухкамерная коробчатого типа с излучающими стенами; б — то же, с верхним отводом продуктов сгорания и с экранами двустороннего облучения; в — с объемно-настильным сжиганием топлива; г — с настильным сжиганием топлива и дифференцированным подводом воздуха; д — вертикальная цилиндрическая с настильным сжиганием топлива, дифференцированным подводом воздуха и четырьмя камерами радиации; е — то же, поперечное сечение.

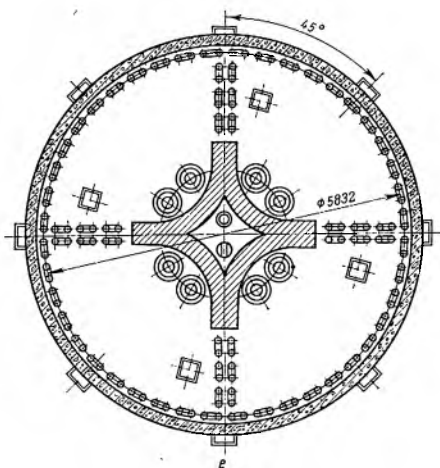
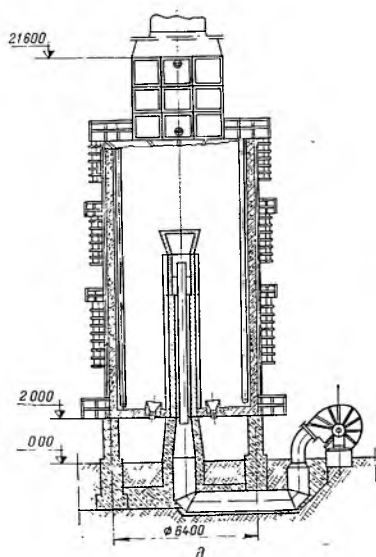
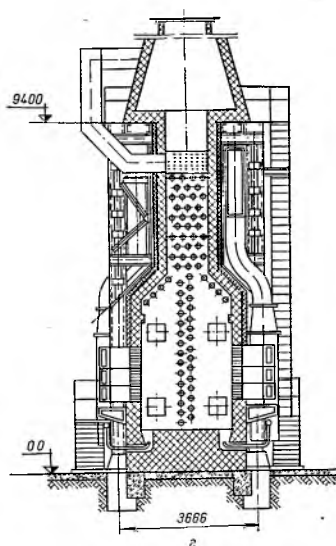
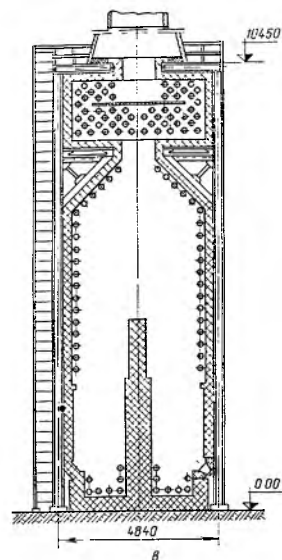


В конвекционных печах тепло передается при соприкосновении продуктов сгорания с трубами, по которым прокачивается сырье. Радиацией передается примерно 20—30% общего количества тепла, излучаемого продуктами сгорания, омывающими трубы. Топка вынесена отдельно и не имеет трубных экранов. Печи этого типа применяют в тех случаях, когда требуется обеспечить более мягкие условия нагрева сырья.

В печах радиантно-конвекционного типа 40—60% всего тепла передается радиацией, а остальная часть — конвекцией. Печи

этого типа наиболее широко применяют в промышленности.

В радиантных печах основная доля всего тепла передается радиацией. Камера конвекции имеет вспомогательное значение. Печи этого типа наиболее компактны, но уходящие из них газы имеют более высокую температуру, что несколько ухудшает экономические показатели печей.



По технологическому назначению различают нагревательные и реакционные трубчатые печи.

Нагревательные печи служат для нагрева и испарения сырья. Печи этого типа могут работать с однофазным сырьем в случае только его нагрева или с двухфазным, если сырье не только нагревается, но и частично или полностью испаряется. Однако при этом состав смеси не изменяется.

В реакционных трубчатых печах сырье не только нагревается до определенной температуры, но и подвергается коренным превращениям, приводящим к изменению состава исходного сырья (печи пиролиза, дегидрирования, замедленного коксования и др.).

По конструктивным признакам различают печи коробчатые и цилиндрические, с наклонным сводом и вертикальные (рис. XI-2). По числу камер радиации печи могут быть одно-, двух- и многокамерными. Трубы могут быть расположены вертикально и горизонтально.

В зависимости от места расположения трубные экраны называют потолочными, боковыми, подовыми, а в зависимости от направления подвода тепла излучением — одно- и двустороннего облучения.

Резкий рост производства нефтехимических продуктов в последние годы привел к созданию новых высокоэффективных конструкций трубчатых печей:

- с излучающими стенами из беспламенных панельных горелок;
- с настильным, объемно-настильным и вертикально-факельным сжиганием топлива;
- с дифференцированным подводом воздуха;
- цилиндрических секционных;
- цилиндрических секционных с встроенной дымовой трубой.

Трубчатые печи выпускают в соответствии с нормалью ОН26-02-159—69 «Трубчатые печи. Типы, параметры и основные размеры».

2. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИЙ ТРУБЧАТЫХ ПЕЧЕЙ

Современная трубчатая печь состоит из следующих основных узлов: змеевика, гарнитуры, каркаса, обмуровки и приборов для сжигания топлива.

Змеевик трубчатой печи. В зависимости от технологического процесса в трубчатых печах применяют змеевики из труб различного диаметра от 60 до 219 мм со стенками толщиной от 6 до 15 мм. Трубы для змеевиков изготавливают из углеродистой и низколегированной стали, а также из высоколегированной стали. Длина труб достигает 18 м. Трубы соединены в змеевик при помощи приварных калачей или двойников, закрепляемых на концах труб развальцовкой (рис. XI-3). Применение двойников для соединения труб между собой позволяет легко осуществлять чистку труб, но требует более тщательной подготовки печи к эксплуатации (уп-

лотнение, опрессовка). Соединение приварными калачами применяют при паровоздушном способе очистки труб от кокса.

Гарнитура трубчатой печи. Для установки труб в печи служат трубные решетки (рис. XI-4) и трубные подвески (рис. XI-5).

Трубные решетки изготовляют из чугуна или легированных сталей. Иногда трубные решетки покрывают теплоизоляцией.

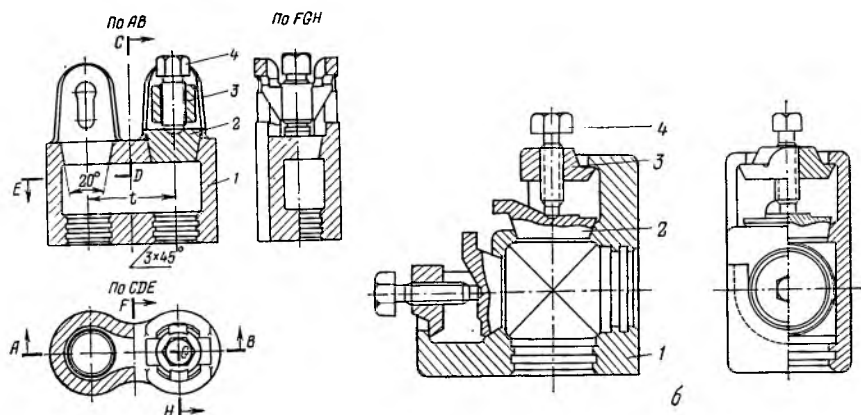


Рис. XI-3. Двойник двухтрубный (а) и угловой (б):
1 — корпус; 2 — пробка; 3 — траверса; 4 — нажимной болт.

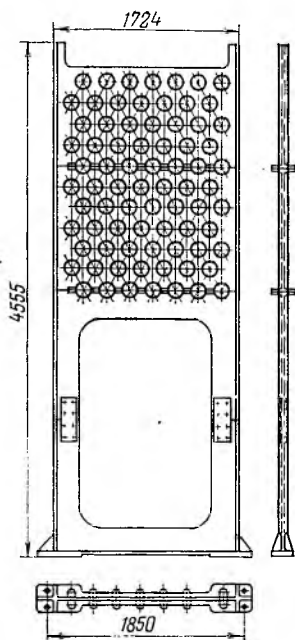
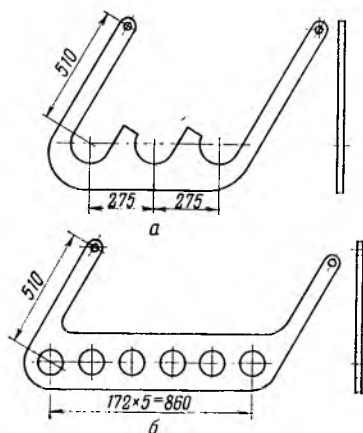


Рис. XI-4. Трубная решетка.

Рис. XI-5. Подвески для труб:
а — открытая; б — закрытая.



Трубные подвески предотвращают провисание труб, находящихся в радиантной камере печи. Они работают при высоких температурах (около 1000 °С), и для их изготовления используют жаропрочные и окислостойкие стали.

К гарнитуре печей относятся также гляделки, взрывные и инспекционные окна, лазы, обеспечивающие безопасную эксплуатацию и наблюдение за состоянием трубчатой печи. Эти элементы гарнитуры делают из чугуна.

Каркас трубчатой печи. Каркас печи представляет собой

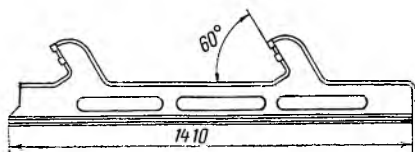


Рис. XI-6. Подвеска для кирпича.

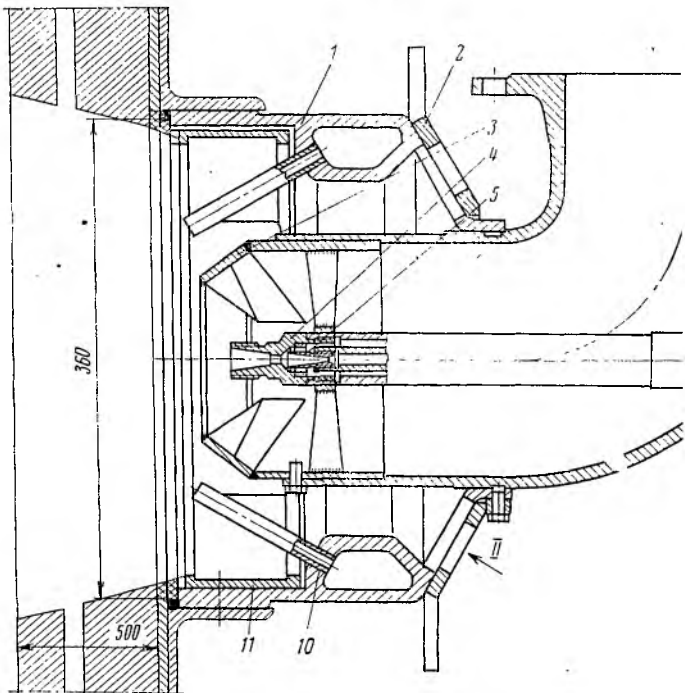
систему вертикальных колонн, связанных между собою горизонтальными и наклонными балками, которые образуют жесткую пространственную конструкцию. Каркас печи воспринимает нагрузку от трубного змеевика, трубных решеток и подвесок, кровли, подвесного свода и стен печи, обслуживающих площадок и других деталей. В ряде случаев конструкция печи может быть выполнена из жаропрочного бетона, который воспринимает значительную часть нагрузки. Элементы стального каркаса печи вынесены из зоны высоких температур и защищены от их воздействия обмуровкой и тепловой изоляцией.

Обмуровка трубчатых печей. Обмуровка печи включает слой из фасонного огнеупорно-изоляционного кирпича толщиной до 250 мм и наружный слой тепловой изоляции. Для придания прочности и защиты от атмосферных воздействий обмуровку снаружи закрывают стальным кожухом. Применяют также печи с монолитной обмуровкой из жаропрочного бетона. Обмуровку крепят на специальных подвесках и кронштейнах, которые соединены с каркасом печи (рис. XI-6). Боковые поверхности кирпича иногда выполняют волнистыми для обеспечения большей герметичности печи. Для возможности теплового расширения кладки устраивают температурные швы, заполненные мягкой, легко деформируемой тепловой изоляцией (например, асбестом).

Приборы для сжигания топлива. Для сжигания жидкого топлива служат форсунки, а для газообразного топлива — горелки. Жидкое топливо распыливают водяным паром, сжатым воздухом или механически. В трубчатых печах нашли применение в основном два первых способа распыливания жидкого топлива. Форсунки с паровым распыливанием требуют относительно большого расхода пара (до 0,6 кг на 1 кг топлива) и создают большой шум, чем форсунки с воздушным распыливанием.

В трубчатых печах применяют также горелки, рассчитанные для работы на жидком и газообразном топливе (рис. XI-7).

В печах с излучающими стенами топки для сжигания газообразного топлива применяют специальные панельные горелки



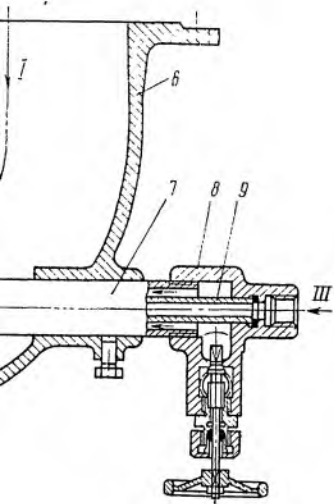


Рис. XI-7. Форсунка газомазутная:

I — вентиляторный воздух;
II — атмосферный воздух;
III — мазут; *1* — газовый коллектор; *2* — шибер; *3* — завихритель; *4* — диффузор; *5* — сопло; *6* — корпус; *7* — наружная труба; *8* — паромазутная головка; *9* — внутренняя труба; *10* — газовая трубка; *11* — шибер регистра.

(рис. XI-8), в которых газ в смеси с воздухом сгорает в каналах керамических насадок. Поверхность керамики раскаляется до $1000\text{--}1200\text{ }^{\circ}\text{C}$ и становится источником излучения. Теплопроизводительность горелок регулируется подачей газа, а расход воздуха устанавливается автоматически в зависимости от расхода газа. Беспламенные панельные горелки позволяют работать с небольшим коэффициентом избытка воздуха (1,1 и менее).

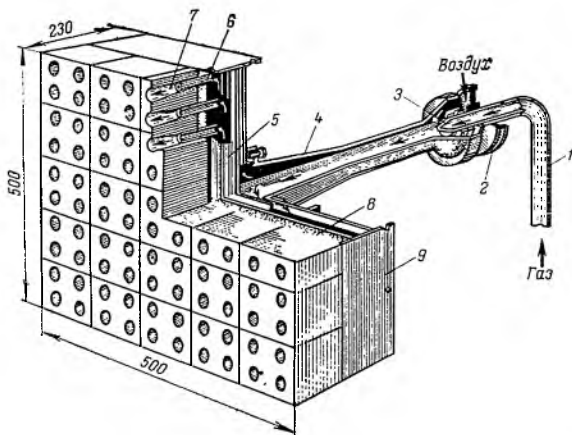


Рис. XI-8. Горелка беспламенная панельная:

1 — труба для подвода газа; 2 — заслонка; 3 — распылитель; 4 — смеситель; 5 — отбойник; 6 — трубка; 7 — керамический блок; 8 — теплоизоляция; 9 — корпус.

3. ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ТРУБЧАТЫХ ПЕЧЕЙ

Для характеристики трубчатой печи наиболее важны следующие основные показатели.

1. *Производительность печи* характеризует количество сырья, подаваемого в печь для нагрева в единицу времени. Например, на современных крупных установках АТ и АВТ производительность печи по нефти превышает 1000 т/ч.

2. *Тепловая мощность печи* определяет то количество тепла, которое может быть воспринято сырьем в печи. Тепловая мощность современных печей составляет от 7 до 60 МВт, а на крупных установках достигает 100 МВт. Печи большой тепловой мощности строят многокамерными.

3. *Теплонапряженность поверхности нагрева* характеризуется количеством тепла, переданного через единицу поверхности труб в единицу времени. Единицей измерения является кВт/м^2 . Поскольку радиантные и конвекционные трубы работают в разных условиях, различают теплонапряженность радиантных труб, теплонапряженность конвекционных труб и среднюю теплонапряженность труб печи.

Величина теплонапряженности поверхности нагрева отражает эффективность передачи тепла через поверхность нагрева. Чем

больше тепловая напряженность поверхности нагрева, тем меньших размеров требуется печь для передачи заданного количества тепла. Однако чрезмерно высокая теплонапряженность поверхности нагрева может вызвать коксование продукта и прогар труб, так как при этом чрезмерно повышается температура стенки трубы. Температура стенки трубы зависит также от температуры сырья и скорости его движения. Чем ниже температура сырья и выше скорость его движения, тем большую теплонапряженность поверхности труб можно допустить.

Вид нагреваемого продукта также оказывает существенное влияние на допустимую величину теплонапряженности поверхности труб. Чем более тяжелое сырье подвергается нагреву, тем меньше допускается теплонапряженность труб. Так, при перегонке нефти теплонапряженность радиантных труб составляет 45—60 кВт/м², в печах замедленного коксования 25—35 кВт/м², при нагреве остаточных масел 20—25 кВт/м². Для конвекционных труб теплонапряженность составляет 10—20 кВт/м².

4. *Теплонапряженность топочного пространства* отвечает количеству тепла, выделенному при сгорании топлива в единицу времени на единицу объема топочного пространства. Единица измерения — кВт/м³. В современных трубчатых печах эта характеристика имеет величину 50—100 кВт/м³. Эти величины в несколько раз меньше, чем для топок паровых котлов (см. главу IV), что определяется возможностью размещения необходимой радиантной поверхности в топочной камере, а не процессом горения топлива.

5. *К. п. д. трубчатой печи* представляет собой отношение полезно используемого тепла к общему количеству тепла, выделенному при сгорании топлива. К. п. д. печи зависит главным образом от коэффициента избытка воздуха, температуры уходящих продуктов сгорания и качества тепловой изоляции печи. К. п. д. современных трубчатых печей находится в пределах 0,65—0,85.

4. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

Состав продуктов сгорания. При полном сгорании топлива образуются углекислый газ, сернистый газ, пары воды, избыточный кислород и азот. В случае неполного сгорания топлива в продуктах сгорания могут быть оксид углерода, углеводороды, углерод и др. Массу и объем продуктов сгорания, а также расход воздуха для горения топлива определяют по формулам, приведенным в гл. IV.

Энтальпия продуктов сгорания. Под энтальпией газов, полученных при сжигании 1 кг топлива, понимают количество тепла, которое необходимо для их нагрева от 0 °С до данной температуры. Энтальпии отдельных компонентов продуктов сгорания рассчитывают как произведение средней теплоемкости в заданном тем-

пературном интервале на температуру и массу данного компонента:

$$\left. \begin{aligned} I_{\text{CO}_2} &= G_{\text{CO}_2} c_{\text{CO}_2} t \\ I_{\text{SO}_2} &= G_{\text{SO}_2} c_{\text{SO}_2} t \\ I_{\text{H}_2\text{O}} &= G_{\text{H}_2\text{O}} c_{\text{H}_2\text{O}} t \\ I_{\text{N}_2} &= G_{\text{N}_2} c_{\text{N}_2} t \\ I_{\text{O}_2} &= G_{\text{O}_2} c_{\text{O}_2} t \end{aligned} \right\} \quad (\text{XI},1)$$

$$I_t = I_{\text{CO}_2} + I_{\text{SO}_2} + I_{\text{H}_2\text{O}} + I_{\text{N}_2} + I_{\text{O}_2} = G_{\text{н.с}} c_{\text{пр}} t \quad (\text{XI},2)$$

где I_t — энтальпия продуктов сгорания 1 кг топлива при температуре t ; c — средняя массовая теплоемкость продуктов сгорания; $c_{\text{пр}}$ — средняя массовая теплоемкость продуктов сгорания.

На рис. XI-9 приведены средние массовые теплоемкости газов.

Температура уходящих продуктов сгорания. Эта температура t_{yx} должна быть достаточно низкой, чтобы уменьшить потери тепла с продуктами сгорания. Эту температуру выбирают из следующих соображений.

При выходе из камеры конвекции продукты сгора-

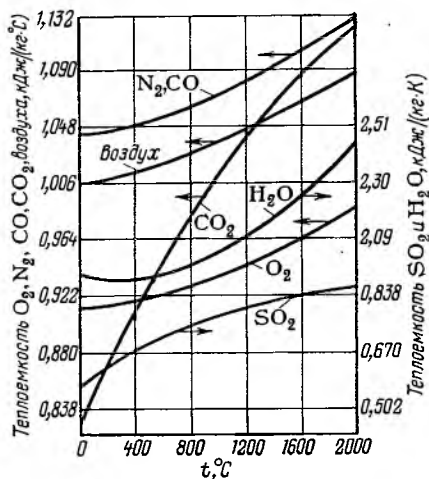


Рис. XI-9. Средние массовые теплоемкости газов.

ния должны иметь температуру на 100—150 °С выше температуры сырья, поступающего в камеру конвекции. Температура отходящих газов оказывает влияние на работу дымовой трубы. При естественной тяге температура уходящих газов не должна быть меньше 250 °С. При использовании дымососа температура отходящих газов может быть более низкой.

Часть тепла отходящих газов может быть использована для предварительного подогрева воздуха, поступающего на сжигание топлива. В отсутствие воздухоподогревателя понижение температуры отходящих газов связано с увеличением поверхности конвекционных труб, что экономически не всегда оправдано.

5. ТЕПЛОВЫЙ БАЛАНС ТРУБЧАТОЙ ПЕЧИ

При установившемся режиме работы трубчатой печи тепловой баланс составляется по общему правилу: приход тепла равен его расходу. Составим тепловой баланс печи, исходя из сжигания

1 кг топлива. Схема печи для составления теплового баланса дана на рис. XI-10. Приходные статьи теплового баланса следующие:

- а) тепло, высвобождаемое в печи при сгорании топлива, Q_p ;
- б) тепло самого топлива $c_T t_T$ (c_T — теплоемкость топлива);
- в) тепло, вносимое воздухом, $G_B c_B t_B$;
- г) тепло, вносимое форсуночным паром, $W_F c_{в.п} t_{в.п}$ (где W — масса пара на 1 кг топлива, $c_{в.п}$ — теплоемкость водяного пара).

Общий приход тепла в печь равен

$$q_{\text{прих}} = Q_p + c_T t_T + G_B c_B t_B + W_F c_{в.п} t_{в.п} \approx Q_p \quad (\text{XI},3)$$

Из приходных статей теплового баланса в случае отсутствия подогрева воздуха основную долю составляет теплота сгорания топлива Q_p , что и отражает приближенное равенство в уравнении (XI,3).

Расходными статьями теплового баланса являются следующие:

- а) тепло, воспринятое в печи сырьем, а также водяным паром в пароперегревателе, $q_{\text{пол}}$;
- б) тепло, уносимое уходящими газами, $q_{\text{ух}}$;
- в) тепло, теряемое в окружающую среду через наружную поверхность печи, $q_{\text{пот}}$;
- г) тепло, теряемое от химической и механической неполноты сгорания топлива, q_n . Для жидкого и газообразного топлива, т. е. для случая нефтезаводских печей, $q_n = 0$.

С учетом этого суммарный расход тепла равен

$$q_{\text{расх}} = q_{\text{пол}} + q_{\text{ух}} + q_{\text{пот}} \quad (\text{XI},4)$$

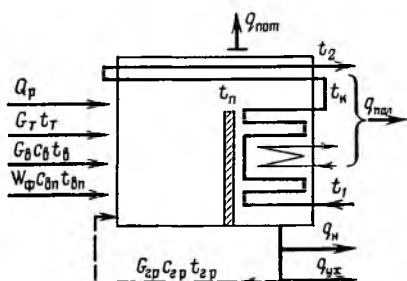
Приравняв приход и расход тепла, получим

$$q_{\text{прих}} = q_{\text{пол}} + q_{\text{ух}} + q_{\text{пот}} \quad (\text{XI},5)$$

Из выражения (XI,5) полезно воспринятое в печи тепло равно

$$q_{\text{пол}} = q_{\text{прих}} - q_{\text{ух}} - q_{\text{пот}} \quad (\text{XI},6)$$

Рис. XI-10. Схема для составления теплового баланса трубчатой печи ($G_{г.р}$, $c_{г.р}$ и $t_{г.р}$ — параметры газов рециркуляции).



Разделив обе части уравнения на $q_{\text{прих}}$, получим так называемый к. п. д. трубчатой печи η

$$\eta = \frac{q_{\text{пол}}}{q_{\text{прих}}} = 1 - \frac{q_{\text{ух}}}{q_{\text{прих}}} - \frac{q_{\text{пот}}}{q_{\text{прих}}} \quad (\text{XI},7)$$

Поскольку $q_{\text{пол}} \approx Q_p$, то

$$\eta \approx 1 - \frac{q_{\text{ух}}}{Q_p} - \frac{q_{\text{пот}}}{Q_p} \quad (\text{XI},8)$$

Таким образом, коэффициент полезного действия трубчатой печи в основном зависит от относительного количества тепла, теряемого с уходящими газами и через наружную поверхность печи. Потери тепла с уходящими газами зависят от коэффициента избытка воздуха и температуры этих газов. Коэффициент избытка воздуха определяется типом приборов для сжигания топлива и несколько возрастает (до 10%) в потоке уходящих газов вследствие подсоса воздуха через неплотности кладки.

Относительно температуры уходящих продуктов сгорания говорилось выше. Обычно $q_{\text{пот}}/Q_p = 0,02 - 0,08$, меньшие величины отвечают печам большой тепловой мощности. Потеря тепла с уходящими газами может составлять 0,15—0,25 и более в зависимости от типа печи и коэффициента избытка воздуха. Обозначив секундный расход топлива B , можем записать, что

$$Q_{\text{пол}} = B\eta Q_p \quad (\text{XI}, 9)$$

где $Q_{\text{пол}}$ — общее количество тепла, воспринятое сырьем и водяным паром в пароперегревателе.

Отсюда секундный расход топлива

$$B = \frac{Q_{\text{пол}}}{\eta Q_p} \quad (\text{XI}, 10)$$

Совершенство топки характеризуют к. п. д. топки η_t , под которым понимают отношение выделенного в топке тепла за вычетом тепловых потерь к теплоте сгорания топлива, т. е.

$$\eta_t = 1 - q_{\text{пот}}^t / Q_p \quad (\text{XI}, 11)$$

Для современных трубчатых печей $\eta_t = 0,95 - 0,99$.

6. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КАМЕРЫ РАДИАЦИИ ПО МЕТОДУ Н. И. БЕЛОКОНЯ

В современных трубчатых печах основная часть тепла трубам передается излучением (радиацией), а остальная часть — конвекцией. В радиантной камере примерно 85—90% тепла передается радиацией.

Горящее топливо образует факел (см. рис. XI-1), температура которого около 1300—1700 °С. Факел представляет собой поток раскаленных газов со взвешенными в них частицами горящего углерода. Излучаемое факелом тепло поглощается радиантными трубами, кладкой и частично теряется через стенки печи. Нагревшаяся кладка сама становится источником излучения. Часть излучаемой кладкой энергии поглощается слоем продуктов сгорания, а остальная часть достигает экранных труб. Трехатомные газы SO_2 , CO_2 , H_2O обладают избирательной поглощательной и, следовательно, излучательной способностью. Поэтому с увеличением концентрации этих компонентов в продуктах сгорания их излучательная способность возрастает.

Температура продуктов сгорания в топке изменяется по сложному закону как в направлении их движения, так и в направлении от факела к лучевоспринимающим поверхностям. На выходе из радиантной секции печи температура продуктов сгорания (температура на перевале) составляет 600—900 °С.

Максимальная температура продуктов сгорания топлива. Тепловой баланс топки (см. рис. XI-10) запишется следующим образом:

$$BQ_p\eta_T = BG_{п.с}c_{pm}(t_{п} - t_0) + Q_{рад} \quad (XI,12)$$

где $G_{п.с}$ — масса продуктов сгорания из расчета на 1 кг топлива; c_{pm} — средняя теплоемкость продуктов сгорания в диапазоне температур от t_0 до $t_{п}$; $t_{п}$ — температура газов на перевале; t_0 — приведенная температура продуктов сгорания на входе в печь до выделения теплоты сгорания топлива, определяемая по формуле

$$t_0 = \frac{G_{в.с}t_{в.с} + W_{ф}i_{ф} + c_{т.т}t_{т.т} + G_{г.р}c_{г.р}t_{г.р}}{G_{п.с}c_{pm}} \quad (XI,13)$$

где $G_{г.р}$, $c_{г.р}$ и $t_{г.р}$ — количество, теплоемкость, температура газов рециркуляции; $Q_{рад}$ — количество тепла, воспринимаемое радиантными трубами.

Из уравнения (XI, 13) следует, что температура t_0 есть некоторая условная температура продуктов сгорания топлива до сжигания топлива, эквивалентная по количеству тепла, вносимому в печь потоками воздуха, топлива, форсуночного пара, газов рециркуляции.

Газы рециркуляции $G_{г.р}$ — это продукты сгорания, направляемые из печи в топку для снижения температуры газов в топке. В большинстве случаев $G_{г.р} = 0$. Очевидно, что в топке температура продуктов сгорания изменяется от t_0 до $t_{п}$ — температуры на перевале, а часть тепла $Q_{рад}$, выделившаяся при сгорании топлива, будет передана радиантным трубам. Очевидно, чем больше тепла передается радиантным трубам, тем меньше температура газов $t_{п}$ на выходе из топки (из камеры радиации), и наоборот. Если в топке будут отсутствовать экранные трубы, то $Q_{рад} = 0$, и в этом случае максимальная температура продуктов сгорания в топке составит t_{max} .

Эту температуру найдем из уравнения (XI,12) при $Q_{рад} = 0$

$$t_{max} = t_0 + \frac{Q_p\eta_T}{G_{п.с}c_{pm}} \quad (XI,14)$$

Расчет прямой отдачи тепла в радиантной секции. При расчете радиантной секции печи необходимо определить количество переданного в радиантной секции тепла $Q_{рад}$, поверхность радиантных труб F_p и температуру продуктов сгорания на перевале $t_{п}$, т. е. температуру газов, покидающих камеру радиации. После определения этих величин проверяют среднюю теплонапряженность радиантных труб $Q_{п.р} = Q_{рад}/F_p$, которая не должна превышать рекомендуемых величин для соответствующих технологических процессов. Все упомянутые величины взаимосвязаны и должны быть согласованы одна с другой.

При расчете радиантной поверхности определяют коэффициент прямой отдачи μ , который представляет собой отношение общего количества тепла, переданного радиантными трубам $Q_{\text{рад}}$, к количеству тепла, полезно выделенному в топке при сгорании топлива $BQ_p\eta_T$, т. е.

$$\mu = \frac{Q_{\text{рад}}}{BQ_p\eta_T} \quad (\text{XI},15)$$

В трубчатых печах коэффициент прямой отдачи равен обычно 0,4—0,6. С увеличением коэффициента прямой отдачи возрастает количество тепла, воспринимаемого радиантными трубами. Это, в свою очередь, связано с уменьшением температуры продуктов сгорания топлива на перевале t_n и с увеличением поверхности радиантных труб. Последнее связано с тем, что с понижением температуры продуктов сгорания, покидающих камеру радиации, согласно закону Стефана—Больцмана (см. главу IX), теплообмен излучением становится менее эффективным.

Передача тепла радиантным трубам связана с понижением температуры уходящих газов от t_{max} , определяемой уравнением (XI,14), до температуры на выходе из камеры радиации t_n , т. е.

$$Q_{\text{рад}} = BG_{\text{п.}} c_{\text{рм}} (t_{\text{max}} - t_n) \quad (\text{XI},16)$$

Вместе с тем полезное тепло, выделенное при сгорании топлива, в соответствии с уравнением (XI,12) при $Q_{\text{рад}} = 0$ равно

$$BQ_p\eta_T = BG_{\text{п.}} c_{\text{рм}} (t_{\text{max}} - t_0) \quad (\text{XI},17)$$

Из уравнений (XI,16) и (XI,17) получаем следующее выражение для коэффициента прямой отдачи:

$$\mu = \frac{Q_{\text{рад}}}{BG_{\text{п.}} c_{\text{рм}}} = \frac{t_{\text{max}} - t_n}{t_{\text{max}} - t_0} = 1 - \frac{t_n/t_{\text{max}}}{t_0/t_{\text{max}}} \approx 1 - \frac{t_n}{t_{\text{max}}} \quad (\text{XI},18)$$

Таким образом, задавшись температурой t_n , определяют μ и затем $Q_{\text{рад}}$ — количество тепла, воспринимаемое радиантными трубами. Зная $Q_{\text{рад}}$, рассчитывают поверхность радиантных труб F_p .

Метод Н. И. Белокопя базируется на совместном решении уравнений теплового баланса и теплопередачи в топочной камере.

В радиантной секции печи тепло передается лучеиспусканием $Q_{\text{р. л}}$ и конвекцией при соприкосновении горячих продуктов сгорания с трубами экрана $Q_{\text{р. к}}$. Тогда общее количество тепла, переданное радиантным трубам, будет равно

$$Q_{\text{рад}} = Q_{\text{р. л}} + Q_{\text{р. к}} \quad (\text{XI},19)$$

Количество тепла, переданное трубам радиацией, определяется законом Стефана—Больцмана, в котором за температуру излучающей поверхности принята температура уходящих газов на пере-

вале T_n , а тепло воспринимается эквивалентной абсолютно черной поверхностью величиной H_s , т. е.

$$Q_{p.l} = C_s H_s \left[\left(\frac{T_n}{100} \right)^4 - \left(\frac{\theta}{100} \right)^4 \right] \quad (XI,20)$$

где C_s — постоянная излучения абсолютно черного тела, $C_s = 5,67$ Вт/(м²·К⁴); H_s — эквивалентная абсолютно черная поверхность, м²; T_n — температура продуктов сгорания на перевале, К; θ — средняя температура поверхности радиантных труб.

Тепло, переданное конвекцией, равно

$$Q_{p.k} = \alpha_k F_p (T_n - \theta) \quad (XI,21)$$

где α_k — коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к трубам.

Тогда

$$Q_{рад} = C_s H_s \left(\frac{T_n}{100} \right)^4 - \left(\frac{\theta}{100} \right)^4 + \alpha_k F_p (T_n - \theta)$$

Вместе с тем $Q_{рад}$ определяется также уравнением (XI,16), т. е. можно записать следующее равенство:

$$BG_{п.с} c_{рм} (T_{max} - T_n) = C_s H_s \left[\left(\frac{T_n}{100} \right)^4 - \left(\frac{\theta}{100} \right)^4 \right] + \alpha_k F_p (T_n - \theta) \quad (XI,22)$$

Проведем некоторые преобразования уравнения (XI,22) для более удобного его практического использования. Прибавив и отняв в правой части величину $\alpha_k F_p T_{max}$ и частично преобразовав уравнение (XI,22), получим

$$(BG_{п.с} c_{рм} + \alpha_k F_p) (T_{max} - T_n) = C_s H_s \left(\frac{T_n}{100} \right)^4 + \alpha_k F_p (T_{max} - \theta) - C_s H_s \left(\frac{\theta}{100} \right)^4$$

Откуда

$$T_{max} - T_n = \frac{10^{-8} C_s H_s}{BG_{п.с} c_{рм} + \alpha_k F_p} T_n^4 + \Delta\theta$$

или

$$\frac{10^{-8} C_s H_s}{BG_{п.с} c_{рм} + \alpha_k F_p} T_n^4 + T_n = T_{max} - \Delta\theta \quad (XI,23)$$

где $\Delta\theta$ — температурная поправка, характеризующая превышение теплопередачи конвекцией при предельной разности температур ($T_{max} - \theta$) над обратным излучением радиантных труб ($\Delta\theta > 0$) или, наоборот ($\Delta\theta < 0$).

$$\Delta\theta = \frac{\alpha_k F_p (T_{max} - \theta) - 10^{-8} C_s H_s \theta^4}{BG_{п.с} c_{рм} + \alpha_k F_p} \quad (XI,24)$$

Проведя тождественные преобразования уравнения (XI,23), получим

$$\frac{10^{-8} C_s H_s (T_{max} - \Delta\theta)^3}{BG_{п.с} c_{рм} + \alpha_k F_p} \left(\frac{T_n}{T_{max} - \Delta\theta} \right)^4 + \frac{T_n}{T_{max} - \Delta\theta} = 1$$

Введем понятия аргумента излучения x и характеристики излучения β_s

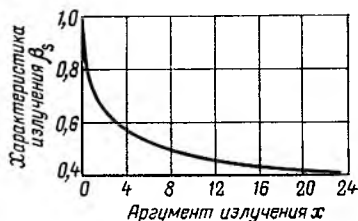
$$x = \frac{10^{-8} C_s H_s (T_{\max} - \Delta\theta)^3}{BG_{\text{п.}} c c_{\text{пр}} + \alpha_k F_p} \quad (\text{XI},25)$$

$$\beta_s = \frac{T_{\text{п}}}{T_{\max} - \Delta\theta} \quad (\text{XI},26)$$

Тогда окончательно получим следующее уравнение:

$$x\beta_s^4 + \beta_s = 1 \quad (\text{XI},27)$$

Зависимость характеристики излучения β_s от аргумента излучения x может быть представлена в виде следующего уравнения:



$$\beta_s = \frac{1}{0,25 + \sqrt{0,1875 + \sqrt{0,141 + x}}} \quad (\text{XI},28)$$

Рис. XI-11. График для расчета характеристики излучения β_s .

График этой зависимости дан на рис. XI-11. Зная величину β_s , можем определить температуру продуктов сгорания на перевале из уравнения (XI,26)

$$T_{\text{п}} = \beta_s (T_{\max} - \Delta\theta) \quad (\text{XI},29)$$

Имея величину $T_{\text{п}}$, рассчитывают коэффициент прямой отдачи по уравнению (XI, 18). Для расчета $\Delta\theta$, наряду с другими величинами, необходимо располагать величиной, эквивалентной абсолютно черной поверхности H_s .

Расчет величины эквивалентной абсолютно черной поверхности. Для ориентировочного расчета величины H_s используют графики, предложенные С. В. Адельсон. Эти графики позволяют найти вспомогательную величину $q_s = Bq_{\text{прих}}/H_s$, где $q_{\text{прих}}$ определяется из уравнения (XI, 3) в зависимости от температуры газов на перевале $t_{\text{п}}$ и температуры $t_{\max}$. Графики построены для температур наружной поверхности стенки труб θ , равной 200, 400 и 600 °С. Общий вид такого графика дан на рис. XI-12.

Для промежуточных значений температур θ величину q_s находят интерполяцией. Среднюю температуру наружной поверхности радиантных труб определяют следующим образом.

После расчета количества тепла, переданного радиантным трубам $Q_{\text{рад}}$, необходимо найти количество тепла, которое воспринимают конвекционные трубы $Q_{\text{к}}$

$$Q_{\text{к}} = Q_{\text{пол}} - Q_{\text{рад}} - Q_{\text{в.п}} \quad (\text{XI},30)$$

где $Q_{\text{пол}}$ — тепло, воспринятое сырьем и водяным паром; $Q_{\text{в.п}}$ — тепло, воспринятое водяным паром.

По найденной величине Q_k определяют энтальпию сырья i_k при входе в радиантную секцию

$$i_k = i_{t1} + Q_k/G_c \quad (XI,31)$$

где i_{t1} — энтальпия сырья на входе в печь; G_c — расход сырья.

По величине i_k определяют температуру t_k на входе в трубы радиантной секции (см. рис. XI-10). После этого находят среднюю температуру наружной поверхности радиантных труб

$$\theta = (t_2 + t_k)/2 + \Delta t + 273 \quad (XI,32)$$

где t_2 — конечная температура нагрева сырья в печи; Δt — разность температур наружной поверхности радиантных труб и сырья, нагреваемого в трубах; Δt принимают в пределах 20—60 °C.

Полученную температуру θ используют при определении параметра $q_s = Bq_{\text{прих}}/H_s$, зная который находят величину H_s

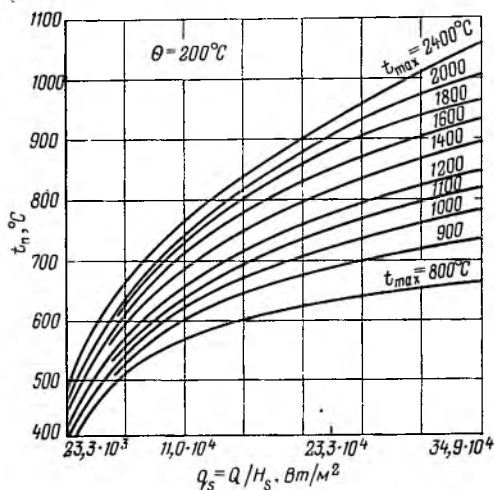
$$H_s = Bq_{\text{прих}}/q_s \quad (XI,33)$$

Определение величины, эквивалентной лучевоспринимающей поверхности $H_{\text{л}}$. Промежуточным этапом расчета поверхности радиантных труб является определение величины, эквивалентной лучевоспринимающей поверхности $H_{\text{л}}$, которой передается то же

количество тепла, что и радиантным трубам. На основании исследований Н. И. Белокопя и С. В. Адельсон получено следующее приближенное уравнение, связывающее величины H_s и $H_{\text{л}}$:

$$\frac{H_s}{H_{\text{л}}} = \frac{2,12}{\psi(2,15\alpha + 1)} \times \frac{2,15\alpha - 1 + 2,12\psi/\rho_{FH}}{2,15\alpha - 1 + 2,12/\rho_{FH}} \quad (XI,34)$$

Рис. XI-12. График для определения параметра q_s при температуре стенки $\theta = 200$ °C.



где α — коэффициент избытка воздуха; ψ — степень экранирования топки

$$\psi = \frac{H_{\text{л}}}{F + H_{\text{л}}} = \frac{H_{\text{л}}/F}{1 + H_{\text{л}}/F} = \frac{1}{1 + F/H_{\text{л}}} \quad (XI,35)$$

F — неэкранированная поверхность кладки; ρ_{FH} — угловой коэффициент взаимного излучения поверхностей кладки и экрана.

Величина ρ_{FH} зависит от степени экранирования топки

$$\left. \begin{aligned} \text{при } \psi < 1/3 \quad \rho_{FH} &= H_{\text{л}}/F = \psi/(1 - \psi) \\ \text{при } \psi \geq 1/3 \quad \rho_{FH} &= \psi \end{aligned} \right\} \quad (XI,36)$$

Обычно величина ψ находится в пределах от 0,3 до 0,8. Определив величину отношения $H_s/H_{\text{л}}$, по найденному ранее H_s находят величину эквивалентной плоской лучевоспринимающей поверхности $H_{\text{л}}$

$$H_{\text{л}} = \frac{H_s}{H_s/H_{\text{л}}} \quad (\text{XI},37)$$

Определение величины заэкранированной поверхности кладки и поверхности экранных труб. Эквивалентная лучевоспринимаю-

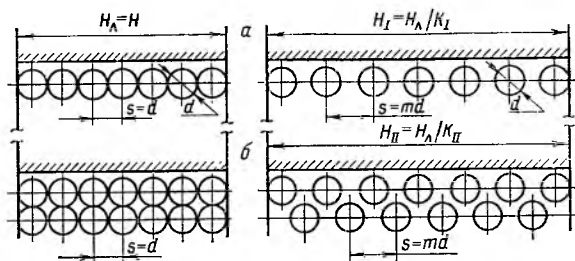


Рис. XI-13. Схема к расчету заэкранированной плоской поверхности кладки: а — однорядный экран; б — двухрядный.

щая поверхность $H_{\text{л}}$ получает то же количество тепла, что и трубы, которые размещены около заэкранированной плоской поверхности кладки H . Если бы трубы размещались вплотную одна к другой, то $H_{\text{л}} = H$. В действительности трубы устанавливают с шагом $s = md$ (рис. XI-13), поэтому величина плоской поверхности кладки должна быть больше, чем $H_{\text{л}}$. Отношение $H_{\text{л}}$ к H называется фактором формы и обозначается K

$$K = H_{\text{л}}/H \leq 1 \quad (\text{XI},38)$$

Таким образом, фактор формы K соответствует доле от того тепла, которое в тех же условиях поглотила бы заэкранированная плоская поверхность кладки. Фактор формы зависит от относительного шага труб $m = s/d$ и от числа рядов труб в экране. Величину K можно определить по графику Хоттеля, приведенному на рис. XI-14.

Из графика на рис. XI-14 следует, что применение двухрядного экрана одностороннего облучения по сравнению с однорядным при обычно применяемом шаге между трубами $s \leq 2d$ невыгодно. Это объясняется тем, что двухрядный экран, например при $s = 2d$, поглощает тепла только на 13% больше, чем однорядный, а поверхность труб при этом увеличивается почти в два раза. Кроме того, между обоими рядами труб тепло распределяется весьма неравномерно: примерно 60—70% всего тепла воспринимается первым рядом экрана, а остальная часть — вторым.

После определения величины заэкранированной поверхности кладки H находят поверхность радиантных труб $F_{\text{р}}$, используя

следующие соотношения (см. рис. XI-13). Для однорядного экрана поверхность радиантных труб F_{pI} равна

$$F_{pI} = \pi l \quad (XI,39)$$

где l — длина труб.

Плоская заэкранированная поверхность кладки

$$H_I = [(n-1)s + d]l = [(n-1)m + 1]d \quad (XI,40)$$

Отсюда

$$\frac{F_{pI}}{H_I} = \frac{\pi l}{[(n-1)m + 1]d} \quad (XI,41)$$

При $m = 2$ величина $F_{pI} \approx \pi H_I/2$.

Для двухрядного экрана заэкранированная поверхность кладки

$$H_{II} = [(n-1)s + d]l = [(n-1)m + 1]d \quad (XI,42)$$

а поверхность радиантных труб

$$F_{pII} = (2n-1)\pi d \quad (XI,43)$$

Тогда

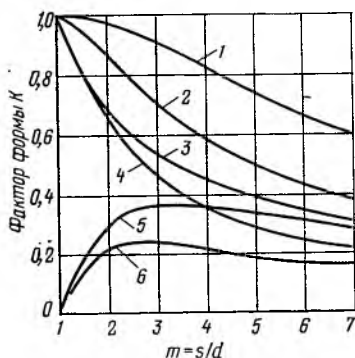
$$\frac{F_{pII}}{H_{II}} = \frac{(2n-1)\pi}{(n-1)m + 1} \quad (XI,44)$$

При $m = 2$ величина $F_{pII}/H_{II} = \pi$.

Определив поверхность радиантных труб F_p , рассчитывают их теплонапряженность $Q_{Hr} = Q_{рад}/F_p$, которая не должна превышать рекомендуемых величин для соответствующего процесса. Малая величина Q_{Hr} указывает на то, что поверхность радиантных труб используется неэффективно и ее необходимо уменьшить.

Рис. XI-14. График для определения фактора формы K :

1 — доля тепла, воспринятая двумя рядами труб; 2 — то же, однорядным экраном; 3 — то же, нижним рядом двухрядного экрана; 4 — прямое излучение, передаваемое нижнему ряду; 5 — доля тепла, переданная верхнему ряду двухрядного экрана; 6 — прямое излучение, передаваемое второму ряду двухрядного экрана.



Увеличение температуры продуктов сгорания на перевале приводит к повышению теплонапряженности радиантных труб и уменьшению величины их поверхности. Коэффициент теплоотдачи свободной конвекцией определяют по уравнению

$$\alpha_K = 2,1 \sqrt[4]{T_n - \theta} \quad (XI,45)$$

где α_K измеряется в Вт/(м²·К).

7. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КАМЕРЫ КОНВЕКЦИИ

В конвекционной камере 60—70% общего количества тепла передается конвекцией, 20—30% — радиацией от горячих продуктов сгорания и около 10% — излучением нагретых стенок камеры. Общее количество тепла Q_k , воспринятого трубами в конвекционной камере, определяется по уравнению (XI,30). Поверхность конвекционных труб рассчитывают по формуле

$$F_k = \frac{Q_k}{\Delta t_{cp} K} \quad (XI,46)$$

где Δt_{cp} — средняя разность температур между потоками дымовых газов и сырья; K — коэффициент теплопередачи от продуктов сгорания к сырию.

Определение величины коэффициента теплопередачи. Коэф-

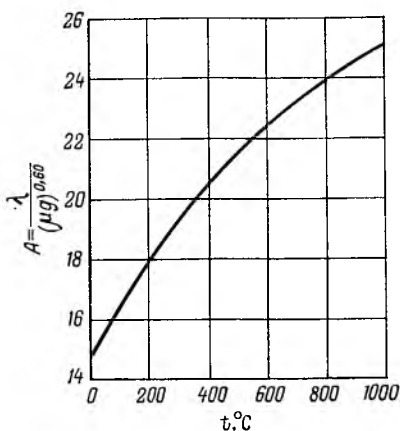


Рис. XI-15. Зависимость коэффициента A в уравнении (XI, 51) от средней температуры дымовых газов.

фициент теплопередачи в камере конвекции определяется по формуле

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2} \quad (XI,47)$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от горячих продуктов сгорания к стенке трубы; α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к потоку сырья; δ — толщина стенки трубы; λ — коэффициент теплопроводности материала труб.

Обычно величина α_2 значительно больше (примерно в 10 раз), чем α_1 . Величина термического сопротивления стенки трубы δ/λ также незначительна. Поэтому коэффициент теплопередачи $K \approx \alpha_1$. С учетом этого замечания вычислим коэффициент теплопередачи K .

Конвекционная поверхность воспринимает тепло в результате прямого соприкосновения с продуктами сгорания и излучения трехатомных газов и кладки. Поэтому коэффициент K рассматривают состоящим из суммы двух коэффициентов: $\alpha_{p.k}$ — коэффициента теплоотдачи излучением трехатомных газов и $\alpha_{k.k}$ — коэффициента теплоотдачи конвекцией. Излучение кладки учитывается коэффициентом 1,1:

$$K = \alpha_1 = 1,1 (\alpha_{p.k} + \alpha_{k.k}) \quad (XI,48)$$

Коэффициент теплоотдачи излучением зависит от концентрации и температуры трехатомных газов CO_2 , SO_2 , H_2O , толщины газового слоя, температуры стенки труб и может быть определен по специальным номограммам.

Для технических расчетов коэффициент теплоотдачи $\alpha_{p.к}$ можно определить по уравнению

$$\alpha_{p.к} = 2,33 (0,011 t_{cp} - 1) \quad (XI,49)$$

где t_{cp} — средняя температура продуктов сгорания в камере конвекции.

Среднюю температуру продуктов сгорания в камере конвекции рассчитывают по уравнению

$$t_{cp} = \frac{t_n - t_{yx}}{\ln(t_n/t_{yx})} \quad (XI,50)$$

Величина коэффициента теплоотдачи конвекцией $\alpha_{к.к}$ зависит от скорости движения газов, их средней температуры, температуры наружной поверхности труб, наружного диаметра труб, числа рядов труб в направлении движения газов, числа труб по ширине и глубине пучка. Для приближенного расчета величины $\alpha_{к.к}$ при шахматном расположении труб в пучке пользуются уравнением

$$\alpha_{к.к} = 0,35 A \frac{(ud)^{0,6}}{d} \quad (XI,51)$$

где u — массовая скорость дымовых газов, кг/(м²·с); d — наружный диаметр труб, м.

Коэффициент A в уравнении (XI,51) определяют по графику на рис. XI-15. Коэффициент теплоотдачи α_1 обычно составляет 25—50 Вт/(м²·К).

Расчет средней разности температур. В конвекционной камере в общем осуществляется противоток между сырьем и продуктами сгорания (рис. XI-16).

Температуры газов на перевале t_n , уходящих из камеры конвекции t_{yx} , и сырья на входе в камеру конвекции t_1 известны. Температуру сырья на выходе из камеры конвекции определяют по уравнению (XI,31), исходя из энтальпии сырья i_k . Обычно предполагают, что сырье уходит из камеры конвекции в жидком состоянии. Это предположение достаточно обосновано, так как в этой части змеевика более высокое давление и относительно невысокая температура сырья.

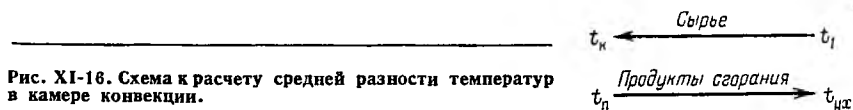


Рис. XI-16. Схема к расчету средней разности температур в камере конвекции.

При испарении сырья часть тепла затрачивается на перевод его в парообразное состояние, и температура t_k оказывается ниже. Это обстоятельство можно учесть после проведения гидравлического расчета змеевика печи, когда давление на выходе из конвекционных труб будет известно. Для этого рассчитывают энтальпию сырья на выходе из конвекционных труб по уравнению (XI,31).

Между тем энтальпия сырья i_k может быть выражена через долю отгона e' по уравнению

$$i_k = e' i_{t_k}^n + (1 - e') i_{t_k}^ж \quad (XI,52)$$

где $i_{t_k}^n$, $i_{t_k}^ж$ — энтальпии пара и жидкости соответственно.

Кроме того, из уравнения материального баланса процесса однократного испарения определяют долю отгона e'

$$\sum_{(i)} \frac{K_i x'_{Fi}}{e' (K_i - 1) + 1} = 1$$

Задавшись температурой t_k , определяют константы равновесия K_i при этой температуре. Затем вычисляют мольную долю отгона e' и проверяют выполнение равенства (XI,52). Если оно не выполняется, то задаются новой температурой t_k и расчет повторяют.

8. РАСЧЕТ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ

Для повышения к. п. д. печи необходимо, как было показано ранее, снижать температуру газов, покидающих печь. При работе печей с естественной тягой эта температура не должна быть ниже 250°C при разности температур газов и сырья на входе в печь примерно $100\text{--}150^\circ\text{C}$. В печах, работающих с высокой температурой поступающего сырья, необходимой температуры уходящих газов достигают, пропуская последние через воздухонагреватель (рис. XI-17). При этом температура газов снижается до необходимой величины, а нагретый от температуры $t_{в1}$ до t_v воздух поступает в печь. При этом повышается температура в топке, топливо сгорает более интенсивно, улучшаются условия передачи тепла радиацией. Тепловой баланс воздухонагревателя записывается следующим образом:

$$B (i_{t_{ш}} - i_{y_{х}}) \eta_v = BG_v c_v (t_v - t_{в1}) \quad (XI,53)$$

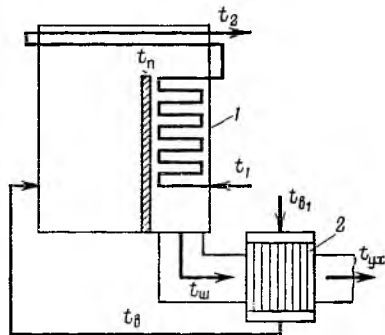


Рис. XI-17. Схема трубчатой печи, работающей с подогревом воздуха (с воздухонагревателем):

1 — печь; 2 — воздухонагреватель.

или на 1 кг топлива

$$(i_{t_{ш}} - i_{y_{х}}) \eta_v = G_v c_v (t_v - t_{в1}) \quad (XI,54)$$

где B — массовый расход топлива; $i_{t_{ш}}$, $i_{y_{х}}$ — энтальпии продуктов сгорания на выходе из конвекционной камеры и при входе в дымовую трубу на 1 кг топлива; η_v — к. п. д. воздухонагревателя; $\eta_v = 0,90\text{--}0,96$; G_v — массовый расход воздуха на 1 кг топлива.

Проходящий через воздухонагреватель воздух G_B нагревается до температуры t_B , которую определяют из уравнения (XI,53). Температуру газов на выходе из конвекционной камеры $t_{ш}$ принимают на 100—150 °С выше температуры сырья t_1 .

Обычно через воздухонагреватель проходит большая часть воздуха, необходимого для сгорания топлива.

Поверхность воздухонагревателя определяется по уравнению

$$F_B = \frac{Q_B}{K_B \Delta t_{ср. в}} = \frac{BG_B c_B (t_B - t_{B1})}{K_B \Delta t_{ср. в}} \quad (XI,55)$$

Среднюю разность температур $\Delta t_{ср. в}$ определяют по уравнению

$$\Delta t_{ср. в} = \frac{(t_{yx} - t_{B1}) - (t_{ш} - t_B)}{\ln [(t_{yx} - t_{B1}) / (t_{ш} - t_B)]} \quad (XI,56)$$

Коэффициент теплопередачи K_B определяют по уравнению

$$K_B = \alpha_1 \alpha_2 / (\alpha_1 + \alpha_2) \quad (XI,57)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке и от стенки к нагреваемому воздуху.

9. РАСЧЕТ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

Часто в конвекционной камере печи, кроме змеевика для нагрева сырья, размещают также змеевик для перегрева водяного пара, используемого на технологические нужды. Схема трубчатой печи с пароперегревателем дана на рис. XI-10.

Обычно пароперегреватель размещают в той части конвекционной камеры, где температура уходящих газов составляет 500—600 °С. При наличии пароперегревателя приходится рассчитывать отдельно каждую секцию камеры конвекции. Поверхность пароперегревателя рассчитывают по уравнению

$$F_z = \frac{Q_z}{K_z \Delta t_{ср. z}} \quad (XI,58)$$

Количество тепла Q_z , переданного от уходящих газов водяному пару, равно

$$Q_z = z (i_{t_{z2}} - i_{t_{z1}}) \quad (XI,59)$$

где z — расход водяного пара; $i_{t_{z2}}$, $i_{t_{z1}}$ — энтальпии водяного пара на выходе из пароперегревателя и входе в него.

Среднюю разность температур $\Delta t_{ср. z}$ определяют по уравнению

$$\Delta t_{ср. z} = \frac{(t' - t_{z2}) - (t'' - t_{z1})}{\ln [(t' - t_{z2}) / (t'' - t_{z1})]}$$

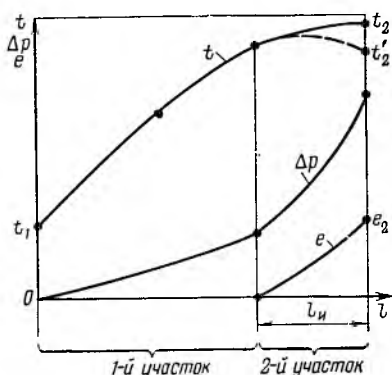
где t' и t'' — температура газов на входе в секцию пароперегревателя и выходе из нее.

При расчете коэффициента теплопередачи K_z можно пренебречь термическим сопротивлением стенки трубы змеевика. Тогда K_z будет определяться величинами коэффициентов теплоотдачи от газов к стенке трубы α_1 и от стенки трубы к водяному пару α_2 .

Поскольку эти коэффициенты одного порядка, величину K_2 определяют аналогично расчету K_1 по уравнению (XI,57), в котором α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к водяному пару.

10. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЗМЕЕВИКА ТРУБЧАТОЙ ПЕЧИ

Нормальная работа трубчатой печи определяется скоростью движения потока сырья в трубах змеевика. При более высокой



скорости потока увеличивается коэффициент теплоотдачи от стенок труб к нагреваемому сырью, уменьшается температура стенок и снижается возможность образования кокса и отложений твердых частиц. Вместе с тем применение высоких скоростей сырьевого потока приводит к росту гидравлического сопротивления змее-

Рис. XI-18. Изменение температуры, сопротивления и доли отгона по длине змеевика трубчатой печи.

вика и требует применения более мощного сырьевого насоса. Обычно скорость жидкого сырья в трубах на входе в печь составляет 1—3 м/с.

В зависимости от состояния сырья на выходе из трубчатой печи различают печи с потоком сырья: однофазным, двухфазным а также изменяющегося состава. Это обуславливает особенности гидравлического расчета трубчатой печи.

В случае однофазного жидкого потока сырья скорость его движения в змеевике печи изменяется незначительно (примерно на 10—20%) в основном за счет уменьшения плотности сырья при нагревании. В печах, служащих для нагревания газов и паров, изменение скорости сырья обусловлено также снижением давления по длине змеевика, в связи с этим увеличивается объемный расход на выходе из печи.

При расчете печей этого типа используют известные уравнения гидравлики при средних характеристиках сырьевого потока (см. гл. II).

В печах, в которых происходит частичное или полное испарение сырья, скорость его движения в змеевике существенно изменяется. Это приводит к тому, что сопротивление змеевика возрастает более быстро, чем в случае однофазного потока (рис. XI-18). Это требует специального подхода к расчету сопротивления змеевика печи.

Змеевик такой печи можно разбить на два участка (см. рис. XI-18). В пределах первого (начального) участка происходит

увеличение температуры сырья t и сопротивления змеевика Δp пропорционально длине участка. Сырье находится в жидком состоянии. В конце первого участка начинается испарение сырья, и объем парожидкостной смеси значительно увеличивается, а ее плотность уменьшается. Это приводит к сильному возрастанию скорости движения сырья и интенсивному росту сопротивления. Поскольку по ходу движения сырья температура его растет, а давление снижается, доля отгона e быстро увеличивается.

Особенность изменения температуры сырья состоит в следующем. В пределах первого участка, где сырье нагревается без испарения, температура сырья увеличивается равномерно. Когда в трубах печи начинается испарение сырья, часть подведенного тепла расходуется не только на повышение его температуры, но и на его испарение. Это может привести к тому, что на выходе из печи сырье будет иметь более низкую температуру, чем в промежуточном сечении участка испарения (на рис. XI-18 показано штрихом). Чрезмерное повышение температуры в промежуточном сечении змеевика при нормальной температуре на выходе сырья из печи может быть причиной частичного разложения сырья и отложения кокса на стенках труб. Для расчета гидравлического сопротивления змеевика с частично или полностью испаряющимся сырьем Б. Д. Баклановым предложено следующее уравнение:

$$p_n = \sqrt{p_k^2 + A(p_k + B)l_n} \quad (\text{XI},60)$$

где p_n, p_k — абсолютное давление в начале и конце участка испарения, Па; l_n — длина участка испарения, м; A и B — коэффициенты, определяемые по формулам

$$A = \frac{0,814\lambda G_c^2}{\rho_{ж} d^5}$$

$$B = 9,81 \frac{e_2 \rho_{ж}}{\rho_{п}}$$

λ — коэффициент гидравлического сопротивления; $\lambda = 0,018-0,024$; G_c — расход жидкого сырья для одного потока, кг/с; $\rho_{ж}$ — плотность жидкости при средней температуре участка, кг/м³; $\rho_{п}$ — средняя плотность паров при давлении 9,81 Па, кг/м³; d — внутренний диаметр труб змеевика, м; e_2 — массовая доля отгона сырья в конце рассматриваемого участка.

Среднюю плотность паров $\rho_{п}$ определяют по формуле

$$\frac{1}{\rho_{п}} = 424 \left(\frac{T_n}{M_n} + \frac{T_k}{M_k} \right) \quad (\text{XI},61)$$

где T_n и T_k — температура кипения испаряющихся фракций в начале и конце участка испарения, К; M_n и M_k — молекулярные массы тех же фракций.

По исследованиям Я. Г. Соркина, при нагреве нефти и полу-мазута $1/\rho_n \approx 3500$, а мазута $1/\rho_n \approx 2000$.

Длину участка испарения l_n определяют, исходя из допущения, что по длине радиантного змеевика тепловой поток распределен равномерно, т. е.

$$l_n = \frac{i_{t_2} - i_{t_n}}{i_{t_2} - i_{t_k}} l_{p.э} \quad (XI,62)$$

где i_{t_2} , i_{t_n} , i_{t_k} — соответственно энтальпия сырья на выходе из печи, в начале участка испарения и при входе в радиантные трубы; $l_{p.э}$ — эквивалентная длина радиантных труб:

$$l_{p.э} = l_p + l_{д.э} \quad (XI,63)$$

l_p — фактическая длина радиантных труб; $l_{д.э}$ — эквивалентная длина печных двойников.

Эквивалентная длина одного печного двойника составляет: $30d$ при плавном повороте потока; $(50—60) d$ при резком повороте и $100 d$ при резком повороте с сужением.

11. ГАЗОВОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ И ТЯГА

Для удаления продуктов сгорания топлива и избыточного воздуха из печи необходимо создать разность давлений на входе в печь и выходе из нее. По способу создания движущей силы для перемещения газов различают естественную и искусственную тягу. При естественной тяге движущая сила создается за счет разности плотностей атмосферного воздуха и уходящих газов в дымовой трубе.

С увеличением температуры уходящих газов и высоты дымовой трубы тяга возрастает, однако снижается к. п. д. трубчатой печи. Искусственную тягу применяют в случае повышенного гидравлического сопротивления газового тракта и пониженной температуры отходящих газов. Сопротивление газопотоку отходящих газов складывается из следующих основных составляющих: а) сопротивления трения о стенки газопроводов; б) сопротивления при движении через пучок конвекционных труб; в) местных гидравлических сопротивлений, связанных с изменением сечений и конфигурации потока; г) сопротивлений регулирующих приспособлений (шибера, заслонки и т. п.); д) сопротивления воздухоподогревателя; е) преодоления гидростатического давления уходящих газов.

Просуммировав все перечисленные сопротивления, можно рассчитать высоту дымовой трубы $H_{д.т}$ по формуле

$$H_{д.т} = \frac{\sum \Delta p}{g (\rho_v - \rho_r)} \quad (XI,64)$$

где $\sum \Delta p$ — гидравлическое сопротивление газового тракта; ρ_v , ρ_r — плотность окружающего воздуха и газов в дымовой трубе; g — ускорение свободного падения.

Поскольку плотность продуктов сгорания уменьшается с повышением их температуры, требуется дымовая труба меньшей высоты. Тяга также улучшается с понижением температуры окружающего воздуха. Высота дымовых труб на нефтеперерабатывающих установках составляет 40—50 м и более, а создаваемое разрежение 150—200 Па. Скорость движения газов в трубе обычно принимают равной 4—8 м/с при естественной тяге и 8—16 м/с при искусственной, согласуя ее с величиной гидравлического сопротивления.

МАССООБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ

Глава XII

Основы теории массопередачи

1. ПОНЯТИЕ О МАССООБМЕННЫХ ПРОЦЕССАХ

Массообменные или диффузионные процессы связаны с переходом компонентов из одной фазы в другую с целью их разделения. Движущей силой массообменных процессов является разность концентраций или градиент концентраций, а скорость процесса определяется скоростью перехода вещества из одной фазы в другую, т. е. скоростью массопередачи или скоростью диффузии.

Массообменные процессы обратимы, т. е. направление переноса компонентов смеси может изменяться в зависимости от рабочих условий (давления, температуры) и свойств разделяемой смеси. Перенос вещества прекращается при достижении состояния равновесия между фазами.

К массообменным процессам относятся перегонка, ректификация, абсорбция, экстракция, адсорбция, сушка.

Перегонка — процесс разделения жидких смесей, достигаемый испарением части исходной жидкой смеси. Перегонка реализуется при наличии паровой и жидкой фаз в системе.

Ректификация — процесс разделения жидких смесей на отдельные компоненты или их смеси (фракции), обусловленный взаимодействием потоков пара и жидкости. При ректификации всегда существуют две фазы — жидкая и паровая.

Абсорбция — процесс избирательного поглощения компонентов газовой (паровой) смеси жидким поглотителем — абсорбентом. Таким образом, в процессе абсорбции участвуют газовая и жидкая фазы.

Экстракция — процесс избирательного извлечения компонентов из жидкой смеси (или из твердого вещества) другой жидкостью (избирательным или селективным растворителем).

Наиболее часто процесс экстракции осуществляется при взаимодействии двух жидких фаз.

Адсорбция — процесс избирательного поглощения компонентов газовой, паровой или жидкой смеси твердым поглотителем — адсорбентом.

Сушка — процесс удаления жидкости (в частности, влаги) из твердых материалов в результате ее испарения. В этом процессе присутствуют пропитанный жидкостью твердый материал и паровая фаза.

Поскольку в процессах массообмена участвуют две фазы, всегда имеется граница раздела фаз, через которую происходит массообмен. Массообменные процессы широко используют при переработке нефти и газа. Так, ректификацией из нефти получают бензин, керосин, дизельное топливо, мазут, масляные фракции, разделяют природные и нефтяные газы, выделяют ароматические углеводороды, ксилолы, этилбензол и др.

Адсорбцию широко применяют на газо- и нефтеперерабатывающих заводах для выделения из природных и попутных газов и газов нефтеперерабатывающих заводов этановой, этан-этиленовой, пропановой, пропан-пропиленовой, бутановой и бутан-бутиленовой фракций, являющихся ценным химическим сырьем.

Очистка масел осуществляется экстракцией.

Процесс сушки используют в производстве катализаторов.

2. СПОСОБЫ ВЫРАЖЕНИЯ СОСТАВА ФАЗ

Для характеристики фазы необходимо знать ее количественный состав, т. е. содержание в ней тех или иных компонентов. Поскольку в процессах массообмена участвуют две фазы, относительное содержание компонента с номером i в одной фазе (например, в жидкой) будем обозначать через x_i , а в другой фазе (например, в паровой) y_i .

Если масса всей фазы g , а содержащихся в ней компонентов g_i , $i = 1, 2, \dots, n$, где n — число компонентов смеси, то массовые доли компонентов (массовые концентрации) будут равны

$$x_i = \frac{g_i}{g} = \frac{g_i}{\sum_{i=1}^n g_i} \quad (\text{XII}, 1)$$

Очевидно, что

$$\sum_{i=1}^n x_i = \sum_{i=1}^n \frac{g_i}{g} = 1 \quad (\text{XII}, 2)$$

Аналогично для второй фазы

$$y_i = \frac{G_i}{G} = \frac{G_i}{\sum_{i=1}^n G_i} \quad (\text{XII,3})$$

и

$$\sum_{i=1}^n y_i = \sum_{i=1}^n \frac{G_i}{G} = 1 \quad (\text{XII,4})$$

При рассмотрении уравнений материальных балансов совместно с уравнениями равновесия фаз необходимо пользоваться не массовыми, а мольными долями компонентов, т. е.

$$x'_i = \frac{N_i}{N} = \frac{N_i}{\sum_{i=1}^n N_i} \quad (\text{XII,5})$$

и

$$\sum_{i=1}^n x'_i = \sum_{i=1}^n \frac{N_i}{N} = 1 \quad (\text{XII,6})$$

Соответствующие выражения можно записать и для второй фазы (относительные мольные доли или концентрации y'_i). Очевидно, что число молей i -го компонента

$$N_i = g_i/M_i, \quad (\text{XII,7})$$

где M_i — масса 1 моля i -го компонента.

Между массовыми и мольными долями существует вполне определенная взаимосвязь. Если принять во внимание выражение (XII,7), то

$$x'_i = \frac{N_i}{\sum N_i} = \frac{g_i/M_i}{\sum g_i/M_i} = \frac{(g_i/g)/M_i}{\sum (g_i/g)/M_i} = \frac{x_i/M_i}{\sum (x_i/M_i)}$$

т. е.

$$x'_i = \frac{x_i/M_i}{\sum (x_i/M_i)} \quad (\text{XII,8})$$

аналогично

$$x_i = \frac{g_i}{\sum g_i} = \frac{N_i M_i}{\sum N_i M_i} = \frac{(N_i/N) M_i}{\sum (N_i/N) M_i} = \frac{x'_i M_i}{\sum x'_i M_i}$$

т. е.

$$x_i = \frac{x'_i M_i}{\sum x'_i M_i} = \frac{x'_i M_i}{M_{\text{ср}}} \quad (\text{XII,9})$$

Знаменатель этой формулы представляет собой среднюю молекулярную массу смеси

$$M_{\text{ср}} = \sum x'_i M_i \quad (\text{XII,10})$$

Из уравнений (XII,10) и (XII,8) можно получить также следующее соотношение:

$$1/M_{\text{ср}} = \sum (x_i/M_i) \quad (\text{XII,11})$$

В расчетах массообменных процессов могут применяться также объемные доли и объемные концентрации. Объемная доля v_i — отношение объема компонента в смеси V_i к общему объему смеси V

$$v_i = V_i/V = V_i/\sum V_i \quad (\text{XII,12})$$

и

$$\sum v_i = \sum (V_i/V) = 1 \quad (\text{XII,13})$$

Объемные доли применяют в тех случаях, когда при смешении не происходит изменения объема компонентов (например, жидких при экстракции). Объемной концентрацией C_i называют массу компонента в 1 м³ смеси, т. е.

$$C_i = g_i/V = g_i/\sum V_i \quad (\text{XII,14})$$

Единица измерения объемной концентрации кг/м³. Если просуммировать объемные концентрации всех компонентов, то получим массу смеси в единице ее объема, т. е. плотность смеси $\rho_{\text{см}}$

$$\sum C_i = \sum \frac{g_i}{V} = \frac{\sum g_i}{V} = \frac{g}{V} = \rho_{\text{см}} \quad (\text{XII,15})$$

Из выражения (XII,14) можно получить следующее соотношение:

$$C_i = \frac{g_i}{V} = \frac{g_i/g}{V/g} = \frac{x_i}{1/\rho_{\text{см}}} = x_i \rho_{\text{см}}$$

т. е.

$$C_i = x_i \rho_{\text{см}} \quad (\text{XII,16})$$

Если в уравнении (XII,16) заменить

$$C_i = \frac{g_i}{V} = \frac{g_i V_i}{V_i V} = \rho_i v_i$$

то

$$x_i/\rho_i = v_i/\rho_{\text{см}} \quad (\text{XII,17})$$

Просуммировав обе части последнего равенства по всем компонентам, получим также соотношение

$$1/\rho_{\text{см}} = \sum (x_i/\rho_i) \quad (\text{XII,18})$$

При расчетах массообменных процессов могут применяться и другие характеристики состава смеси: содержания компонентов относительно одного из них, содержания компонентов на единицу массы (объема) растворителя и т. п.

3. ПОНЯТИЕ О РАВНОВЕСИИ МЕЖДУ ФАЗАМИ

Перенос вещества между фазами обусловлен разностью концентраций компонента в контактирующих фазах. При этом между фазами отсутствует равновесие. В результате массообмена концентрация каждого компонента в обеих фазах изменится и в конце концов наступит состояние равновесия. Состояние равновесия следует понимать так, что обмен между фазами не прекращается, однако скорости перехода компонентов из одной фазы в другую выравниваются. Это проявляется внешне в том, что все характеристики обеих фаз могут оставаться сколь угодно долго неизменными. В состоянии равновесия между концентрациями любого компонента смеси в обеих фазах имеется определенная зависимость. Так, если в фазе L концентрация какого-то компонента x' , а в фазе G — концентрация y'^* , то в состоянии равновесия

$$y'^* = f_1(x') \quad (\text{XII},19)$$

соответственно

$$x'^* = f_2(y') \quad (\text{XII},20)$$

Соотношение между фактической концентрацией и равновесной позволяет судить о направлении процесса. Если фактическая концентрация компонента в фазе G больше равновесной ($y' > y'^*$), то данный компонент будет переходить из фазы G в фазу L . Если имеет место обратное соотношение, то переход вещества происходит из фазы L в фазу G . В зависимости от процесса и участвующих в нем веществ определяются конкретный вид уравнений (XII,19) и (XII,20).

4. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ ПРОЦЕССА МЕЖФАЗНОГО МАССООБМЕНА

Схема переноса вещества между фазами представлена на рис. XII-1. Пусть в фазе G концентрация y рассматриваемого компонента больше равновесной, т. е. компонент переходит из фазы G в фазу L . Скорость переноса вещества равна M . Интересующий нас компонент должен быть перенесен к границе раздела фаз, чтобы был осуществлен процесс массообмена между фазами. Перенос вещества к границе раздела фаз осуществляется двояко: конвективной диффузией, т. е. в результате движения частиц данной фазы, и молекулярной диффузией, т. е. в результате движения молекул через слой данной фазы.

Поэтому в каждой фазе различают ядро, т. е. основную часть потока данной фазы, в котором перенос вещества обусловлен главным образом конвективной диффузией, и различают пограничные слои толщиной δ_G и δ_L , примыкающие в границе раздела фаз. Здесь массоперенос вызывается главным образом молекулярной диффузией, роль которой увеличивается по мере приближения к границе раздела фаз. Толщина пограничного слоя зависит от скорости движения фаз.

Поскольку в ядре потока частицы вещества интенсивно перемешиваются, считают, что в пределах ядра потока концентрации не изменяются, а все изменение концентраций в каждой фазе происходит в пределах пограничного слоя.

На границе раздела фаз устанавливаются концентрации $y_{гр}$ со стороны фазы G и $x_{гр}$ со стороны фазы L . В случае установившегося процесса принято считать, что $y_{гр}$ и $x_{гр}$ находятся в равновесии.

Молекулярная диффузия. Процесс молекулярной диффузии определяется *законом Фика*: количество вещества, диффундирующего через слой в единицу времени, пропорционально поверхности слоя dF и градиенту концентраций dC/dn , т. е.

$$dM = -D \left(\frac{dC}{dn} \right) dF \quad (\text{XII},21)$$

где D — коэффициент диффузии.

Уравнение (XII,21) аналогично уравнению теплопроводности (IX,1). Движущей силой процесса молекулярной диффузии является градиент концентраций dC/dn . Средняя величина градиента концентраций приближенно равна

$$\left(\frac{dC}{dn} \right)_{ср} = \frac{\Delta C}{\delta} \quad (\text{XII},22)$$

где ΔC — изменение концентрации по толщине слоя; δ — толщина слоя.

Коэффициент диффузии представляет собой количество вещества, перешедшего в единицу времени через единицу поверхности при градиенте концентраций, равном единице. Величина коэффициента диффузии определяется свойствами диффундирующего компонента и фазы, в которой он диффундирует, а также давлением и температурой. При диффузии газа A в газе B

$$D = \frac{0,0043 \cdot 10^{-4} T^{3/2}}{p (v_A^{1/3} + v_B^{1/3})^2} \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}} \quad (\text{XII},23)$$

где T — температура; p — давление; v_A и v_B — молекулярные объемы газов A и B ; M_A и M_B — молекулярные массы газов A и B .

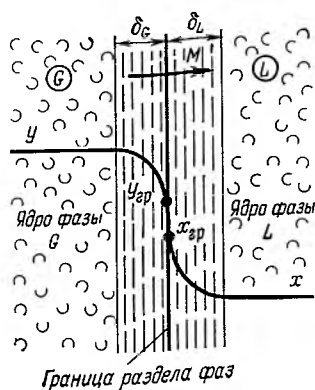


Рис. XII-1. Схема процесса массообмена между двумя фазами.

Коэффициенты диффузии в жидкостях при 20 °С можно рассчитывать по формуле

$$D_{20} = \frac{1 \cdot 10^{-6}}{AB\mu^{1/2} (v_A^{1/3} + v_B^{1/3})^2} \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}} \quad (\text{XII},24)$$

где μ — вязкость растворителя, мПа·с; A и B — поправочные коэффициенты для диффундирующего вещества и растворителя, которыми учитывают отклонение свойств данного вещества от свойств неассоциированных веществ.

Для температуры t коэффициент диффузии в жидкости определяется уравнением

$$D_t = D_{20} [1 + b (t - 20)] \quad (\text{XII}, 25)$$

где b — коэффициент, определяемый по формуле

$$b = 0,2\mu^{1/2}/\rho^{1/3} \quad (\text{XII}, 26)$$

μ — вязкость растворителя при 20 °С, мПа·с; ρ — плотность растворителя, кг/м³.

Конвективная диффузия. Согласно закону конвективной диффузии, количество вещества M , переданного в единицу времени из фазы к поверхности раздела фаз, пропорционально поверхности фазового контакта dF и разности концентраций в потоке C_ϕ и на границе раздела фаз $C_{гр}$, т. е.

$$dM = \beta (C_\phi - C_{гр}) dF \quad (\text{XII}, 27)$$

где β — коэффициент массоотдачи.

Коэффициент массоотдачи представляет собой массу вещества, переданную через единицу поверхности в единицу времени при разности концентраций в ядре потока и на границе раздела фаз, равной единице. Коэффициент массоотдачи определяется гидродинамическими, физико-химическими факторами, а также геометрией и размерами системы. Обычно общий вид подобных уравнений следующий:

$$\text{Nu}_d = A \text{Re}^m \text{Pr}_d^n \quad (\text{XII}, 28)$$

где $\text{Nu}_d = \beta l/D$ — диффузионный критерий Нуссельта; $\text{Re} = \omega l/\mu = \omega l/\nu$ — критерий Рейнольдса; $\text{Pr}_d = \mu/\rho D = \nu/D$ — диффузионный критерий Прандтля.

Величины коэффициента A и показателей степени m и n определяются в результате обработки экспериментальных данных.

5. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ МАССОПЕРЕДАЧИ

Скорость переноса вещества из одной фазы в другую dM пропорциональна движущей силе процесса Δ , характеризующей степень отклонения системы от состояния равновесия, и поверхности контакта фаз dF . Следовательно

$$dM = K_\Delta \Delta dF \quad (\text{XII}, 29)$$

где K_Δ — коэффициент массопередачи.

Коэффициент массопередачи характеризует массу вещества, переходящего из одной фазы в другую в единицу времени через единицу поверхности контакта фаз при движущей силе процесса, равной единице, нижний индекс Δ характеризует способ выражения движущей силы процесса Δ , которая может быть выражена в любых единицах. Однако независимо от этого $\Delta = C^* - C$, где C — фактическая концентрация в ядре потока одной из фаз, а C^* — равновесная концентрация в той же фазе. Если $C > C^*$,

то $\Delta = C - C^*$. Из сопоставления уравнений (XII,27) и (XII,29) нетрудно установить, что размерности коэффициентов массопередачи и массоотдачи одинаковы.

Для процессов массообмена, протекающих в газовой фазе (например, абсорбция), движущую силу можно выразить также через разность парциальных давлений компонента в газе p и при равновесии p^* , т. е. $\Delta = p - p^*$. В зависимости от способа выражения движущей силы процесса будут изменяться размерность K_Δ и уравнение для его расчета. Иногда используют объемный коэффициент массопередачи, относя количество переданной массы к единице объема аппарата или контактной зоны. В этом случае уравнение массопередачи записывают в виде

$$dM = (K_V) \Delta dV = (K_\Delta f) \Delta dV \quad (\text{XII},30)$$

где f — поверхность контакта фаз в единице объема аппарата или контактной зоны, $\text{м}^2/\text{м}^3$; K_V — объемный коэффициент массопередачи равен

$$K_V = K_\Delta f \quad (\text{XII},31)$$

6. ЗАКОН АДДИТИВНОСТИ ФАЗОВЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ МАССОПЕРЕНОСУ

В соответствии со схемой, приведенной на рис. XII-1, процесс массопередачи из фазы G в фазу L можно представить следующими уравнениями:

массопередачи

$$dM = K_y (y - y^*) dF$$

или

$$y - y^* = \frac{dM}{K_y dF} \quad (\text{XII},32)$$

конвективной диффузии со стороны фазы G к границе раздела фаз и от границы раздела в фазу L

$$dM = \beta_y (y - y_{\text{гп}}) dF$$

$$dM = \beta_x (x_{\text{гп}} - x) dF$$

или

$$y - y_{\text{гп}} = \frac{dM}{\beta_y dF} \quad (\text{XII},33)$$

$$x_{\text{гп}} - x = \frac{dM}{\beta_x dF} \quad (\text{XII},34)$$

Уравнение равновесия между фазами представим в виде прямой

$$y^* = a + mx \quad (\text{XII},35)$$

Поскольку на границе раздела фаз имеет место состояние равновесия, то

$$y_{\text{гp}} = a + mx_{\text{гp}} \quad (\text{XII},36)$$

Из уравнений (XII,35) и (XII,36) получим

$$m(x_{\text{гp}} - x) = y_{\text{гp}} - y^*$$

С учетом этого выражения, умножив обе части уравнения (XII,34) на m , получим

$$y_{\text{гp}} - y^* = m(x_{\text{гp}} - x) = \frac{m dM}{\beta_x dF} \quad (\text{XII},37)$$

Сложив левые и правые части уравнений (XII,33) и (XII,37), получим

$$y - y^* = \left(\frac{1}{\beta_y} + \frac{m}{\beta_x} \right) \frac{dM}{dF} \quad (\text{XII},38)$$

Сопоставив между собой уравнения (XII,32) и (XII,38), получим следующую зависимость между коэффициентом массопередачи K_y и коэффициентами массоотдачи β_y и β_x :

$$\frac{1}{K_y} = \frac{1}{\beta_y} + \frac{m}{\beta_x} \quad (\text{XII},39)$$

Первое слагаемое $1/\beta_y$ соответствует сопротивлению массопереносу в фазе G , а второе m/β_x — сопротивлению массопереносу в фазе L . Таким образом, полученный результат можно сформулировать так: общее сопротивление массопереносу между фазами равно сумме фазовых сопротивлений массопереносу.

Если обе части уравнения (XII,39) разделить на m , то нетрудно установить, что

$$mK_y = K_x \quad (\text{XII},40)$$

где K_x — коэффициент массопередачи при представлении движущей силы через концентрации компонента в фазе L .

С учетом этого получим также другую запись закона аддитивности фазовых сопротивлений массопереносу

$$\frac{1}{K_x} = \frac{1}{\beta_x} + \frac{1}{m\beta_y} \quad (\text{XII},41)$$

7. СРЕДНЯЯ ДВИЖУЩАЯ СИЛА ПРОЦЕССА МАССОПЕРЕДАЧИ

Вдоль поверхности контакта фаз движущая сила обычно изменяется, поэтому при расчетах массообменных процессов необходимо пользоваться средним значением движущей силы. На рис. XII-2 дана схема, поясняющая изменение концентраций и движущей силы вдоль поверхности контакта фаз.

В том случае, когда равновесная и рабочая линии являются прямыми, среднюю движущую силу процесса массопереноса определяют как среднелогарифмическую

$$\Delta_{\text{ср}} = \frac{\Delta_{\text{н}} - \Delta_{\text{к}}}{\ln (\Delta_{\text{н}} / \Delta_{\text{к}})} \quad (\text{XII}, 42)$$

где $\Delta_{\text{н}}$ и $\Delta_{\text{к}}$ — движущие силы в начале и конце процесса.

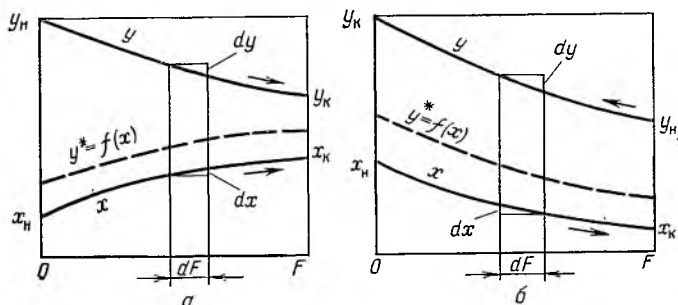


Рис. XII-2. Изменение концентраций вдоль поверхности контакта фаз: а — прямоток; б — противоток.

8. МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС ПРОЦЕССОВ МАССООБМЕНА

Рассмотрим массообменный аппарат с противоточным взаимодействием двух фаз G и L (рис. XII-3). Потoki соответствующих фаз обозначим G и L , а концентрации в них соответствующего компонента y и x . В первом приближении будем считать, что потоки G и L не изменяются по высоте аппарата. Если составить материальный баланс по данному компоненту для всего аппарата, то

$$Gy_{\text{н}} + Lx_{\text{н}} = Gy_{\text{к}} + Lx_{\text{к}}$$

или количество переданной массы M можно выразить следующим образом:

$$M = G(y_{\text{н}} - y_{\text{к}}) = L(x_{\text{к}} - x_{\text{н}}) \quad (\text{XII}, 43)$$

Отсюда соотношение между потоками обеих фаз равно

$$l = \frac{L}{G} = \frac{y_{\text{н}} - y_{\text{к}}}{x_{\text{к}} - x_{\text{н}}} \quad (\text{XII}, 44)$$

Для определения составов внутренних потоков в произвольном сечении аппарата $l-1$ запишем уравнение материального баланса для части аппарата, расположенной ниже этого сечения

$$Gy + Lx_{\text{к}} = Gy_{\text{н}} + Lx$$

Записав это уравнение в несколько ином виде

$$y = \frac{Lx}{G} + \left(y_{\text{н}} - \frac{L}{G} x_{\text{к}} \right) = lx + (y_{\text{н}} - lx_{\text{к}})$$

получим так называемое уравнение рабочей линии, которое дает зависимость между неравновесными (рабочими) составами фаз в произвольном сечении аппарата. Уравнение рабочей линии позволяет проследить за изменением концентраций компонента по высоте аппарата. При $l = L/G = \text{const}$ уравнение рабочей линии в координатах $x-y$ будет прямой с тангенсом угла наклона к оси абсцисс, равным l (рис. XII-4).

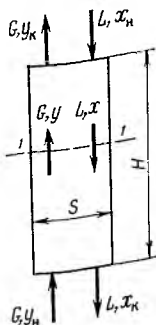
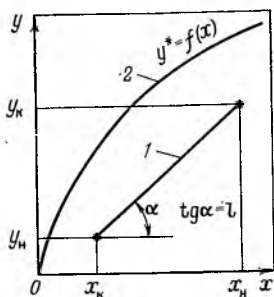


Рис. XII-3. Схема потоков в противоточном массообменном аппарате.

Рис. XII-4. Рабочая и равновесная линии на диаграмме $x-y$:
1 — рабочая линия; 2 — линия равновесия.



Рабочая линия может располагаться на диаграмме $x-y$ выше или ниже равновесной кривой в зависимости от того, из какой фазы осуществляется процесс данного компонента. На рис. XII-4 положение рабочей и равновесной линий соответствует переносу компонента из фазы L в фазу G .

9. ЧИСЛО ЕДИНИЦ ПЕРЕНОСА

Скорость переноса массы M в аппарате, имеющем высоту H и площадь поперечного сечения S , можно выразить через коэффициент массопередачи K_y и среднюю движущую силу $\Delta y_{\text{ср}}$

$$M = K_y S H f \Delta y_{\text{ср}}$$

Эту массу вещества можно определить также уравнением (XII,43), т. е. можно записать следующее соотношение:

$$K_y S H f \Delta y_{\text{ср}} = G (y_n - y_k)$$

отсюда высота аппарата равна

$$H = \frac{y_n - y_k}{\Delta y_{\text{ср}}} \cdot \frac{G}{K_y S f} \quad (\text{XII,45})$$

В этом выражении первый множитель представляет собой изменение концентраций в пределах контактной зоны на единицу движущей силы и называется числом единиц переноса (ЧЕП)

$$n_y = \frac{y_n - y_k}{\Delta y_{\text{ср}}} \quad (\text{XII,46})$$

Второй множитель уравнения (XII,45) соответствует высоте аппарата, в пределах которой изменение концентраций соответствует одной единице переноса, т. е. высоте единицы переноса (ВЕР)

$$h_e = \frac{G}{K_y S f} \quad (\text{XII,47})$$

Следовательно, рабочая высота аппарата равна произведению ЧЕП на ВЕП

$$H = n_y h_e \quad (\text{XII}, 48)$$

ВЕП определяют экспериментально. Полученные данные обрабатывают в виде уравнений с привлечением теории подобия. Если рассмотреть бесконечно малый по высоте участок аппарата, то изменение рабочих концентраций составит dy , а движущая сила будет равна $y - y^*$. Поскольку концентрация y убывает в пределах контактной зоны, то $dn_y = (-dy)/(y - y^*)$; проинтегрировав это

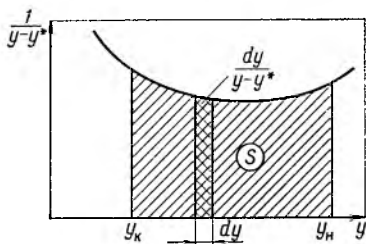


Рис. XII-5. К расчету числа единиц переноса методом графического интегрирования.

выражение в пределах от y_n до y_k , получим ЧЕП для всего аппарата

$$n_y = \int_{y_k}^{y_n} \frac{dy}{y - y^*} \quad (\text{XII}, 49)$$

В общем случае интеграл вычисляют графически (рис. XII-5), строя зависимость $1/(y - y^*)$ от y и определяя площадь S под кривой в пределах изменения y от y_n до y_k (на рисунке заштрихована). Полученная площадь с учетом масштаба дает величину n_y .

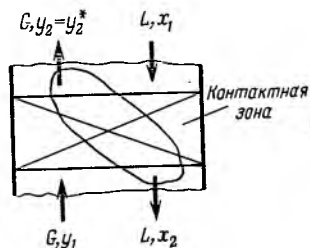


Рис. XII-6. Схема потоков для теоретической тарелки.

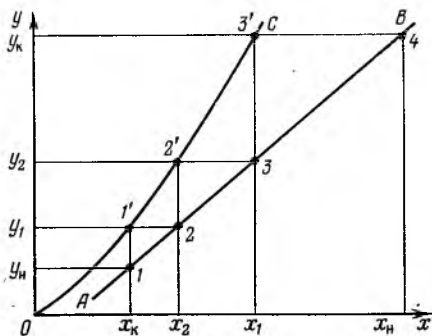


Рис. XII-7. Построение числа теоретических тарелок на диаграмме $x - y$: АВ — рабочая линия; ОС — линия равновесия.

10. ЧИСЛО ТЕОРЕТИЧЕСКИХ СТУПЕНЕЙ КОНТАКТА (ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ТАРЕЛОК)

При расчетах массообменных аппаратов используют также понятие о теоретической ступени контакта (теоретической тарелке), под которой понимают такое контактное устройство, которое обеспечивает получение равновесных потоков фаз, покидающих контактную зону. Схема такой ступени представлена на рис. XII-6.

Потоки фаз G и L , имеющие концентрации компонента y_1 и x_1 , поступают в контактную зону, где в результате процесса массообмена концентрации изменяются до y_2 и x_2 . Согласно определению теоретической контактной ступени (теоретической тарелки), эти концентрации находятся в равновесии, т. е.

$$y_2 = y_2^* = f(x_2)$$

Концентрации потоков y_1 и x_2 , y_2 и x_1 , встречающихся на соответствующих уровнях, удовлетворяют уравнению рабочей линии.

Понятие о теоретической тарелке существенно упрощает расчеты массообменных процессов, так как необходимо располагать только уравнениями равновесия и рабочей линии.

На рис. XII-7 представлено построение числа теоретических тарелок (ЧТТ) с использованием диаграммы $x-y$.

Поступающий в аппарат поток фазы G состава y_n и уходящий из аппарата поток фазы L состава x_k соответствуют уравнению рабочей линии (точка 1). Поток фазы L состава x_k покидает контактную зону и находится в равновесии с потоком фазы G состава y_1 , покидающей ту же зону (точка 1'). Потоки фаз G состава y_1 и L состава x_2 отвечают уравнению рабочей линии (точка 2). Составы x_2 и y_2 находятся в равновесии (точка 2'). Аналогично находим точки 3 и 3' и, наконец, точку 4, определяющую составы x_n поступающей в аппарат фазы L и y_k уходящей из аппарата фазы G . Таким образом, изменение концентраций фаз $y_n - y_k$ и $x_n - x_k$ достигается при построении ступенчатой линии 1, 1', 2, 2', 3, 3', 4 между рабочей и равновесной линиями. Число ступеней (в данном случае три) и будет числом теоретических тарелок N_T , необходимых для данного разделения смеси.

Реальные контактные устройства обычно отличаются по своему разделительному действию от теоретической тарелки, поэтому действительное число тарелок N_d определяют, используя к. п. д. контактной ступени η_T

$$N_d = N_T / \eta_T \quad (\text{XII}, 50)$$

К. п. д. контактной ступени определяют экспериментально.

Теория перегонки

Перегонка или дистилляция является одним из массообменных процессов, разделение смесей с помощью которого основано на разности температур кипения компонентов смеси. При этом компонент, имеющий более низкую температуру кипения (НКК), переходит в пар и удаляется из жидкой смеси в первую очередь. Компонент с более высокой температурой кипения (ВКК) остается в жидком состоянии и лишь частично испаряется.

Расчеты процесса перегонки, а также ректификации, являющейся ее более сложной разновидностью, базируются на использовании законов термодинамического равновесия растворов.

1. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ ТЕРМОДИНАМИКИ РАВНОВЕСНЫХ СИСТЕМ

Правило фаз. В процессах массообмена контактирующие фазы обмениваются веществом и энергией. При этом обе фазы стремятся достичь состояния равновесия, при котором скорости перехода вещества из одной фазы в другую становятся одинаковыми. Составы находящихся в равновесии фаз будут существовать неизменными как угодно долго.

При равновесии во всех частях системы должны быть постоянными давление и температура, так как в противном случае будут протекать процессы массо- и теплообмена между различными частями системы. Система может быть гомогенной, если свойства всех ее частей одинаковы или изменяются непрерывно от точки к точке. Система называется гетерогенной, если две или более гомогенных систем разделены поверхностями раздела.

Фаза — гомогенная часть системы, отделенная поверхностью раздела от других ее частей. Фаза может быть твердая, жидкая и газообразная (парообразная). Поскольку газы (пары) смешиваются в любых соотношениях, газовая (паровая) фаза может быть только одна. Твердых и жидких фаз в системе может быть несколько. Кроме того, каждая фаза системы состоит из компонен-

тов — химических веществ, наличие которых необходимо и достаточно для характеристики составов и свойств каждой фазы. Так, при разделении нефти перегонкой или ректификацией система состоит из двух фаз — паровой и жидкой. При этом каждая фаза может включать десятки (узкие бензиновые фракции, газообразные продукты) и сотни (исходная нефть, мазут и др.) компонентов.

При депарафинизации масел получается двухфазная система: жидкая фаза (раствор масла в растворителе) и кристаллы парафинов. Каждая из этих фаз является многокомпонентной смесью.

Для равновесных систем выполняется *правило фаз Гиббса*, которое математически записывается следующим образом:

$$L = n + 2 - N \quad (\text{XIII}, 1)$$

где L — число степеней свободы системы; n — число компонентов; N — число фаз.

Число степеней свободы системы — это число независимых переменных (температура, давление, концентрации компонентов), которые можно произвольно в определенных пределах изменять, не изменяя равновесия системы (числа и свойств фаз).

Из формулы (XIII,1) следует, что в равновесной системе ($L = 0$) число сосуществующих фаз не может быть более $n + 2$. Для однокомпонентной двухфазной системы (например, углерод и его пар) $L = 1 + 2 - 2 = 1$. Поэтому достаточно задать температуру или давление, чтобы смесь пришла в состояние равновесия (насыщенный пар).

Если в такой системе будут присутствовать также кристаллы ($N = 3$), то $L = 0$, и такая система может существовать только при определенном давлении (температуре). Для двухкомпонентной двухфазной системы $L = 2 + 2 - 2 = 2$. В этом случае необходимо задать два характеризующих систему параметра из трех (давление, температуру, концентрацию компонента), чтобы система стала равновесной.

В соответствии с правилом фаз для двухфазных систем $L = n$, т. е. число степеней свободы системы равно числу компонентов. Поэтому для многокомпонентных систем число степеней свободы может быть весьма велико.

Если система состоит из двух взаимно нерастворимых жидкостей (например, воды и толуола), то $L = 2 + 2 - 3 = 1$. Здесь $N = 3$, так как имеются две жидкие фазы и одна паровая. В этом случае заданное давление определяет температуру и концентрацию в паровой фазе.

Таким образом, правило фаз позволяет выявить, находится ли система в равновесии ($L = 0$) или нет ($L \geq 1$).

Законы идеальных газов. Идеальный газ характеризуется отсутствием межмолекулярного взаимодействия и исчезающе малым объемом молекул по сравнению с объемом, занимаемым газом. Реальные газы и пары отклоняются от законов идеальных газов. Однако при относительно невысоких давлениях углеводородные

газы и пары достаточно хорошо подчиняются законам идеальных газов.

Уравнение состояния идеального газа (уравнение Менделеева—Клапейрона) записывается следующим образом:

$$PV = NRT = GRT/M \quad (\text{XIII},2)$$

где P — абсолютное давление газа; V — объем газа; T — температура; $N = G/M$ — число молей газа; G — масса газа; M — масса 1 моля газа; R — универсальная газовая постоянная; $R = 8314,4 \text{ Дж/(кмоль} \cdot \text{К)}$.

Поскольку $G/V = \rho$ — плотность газа, то уравнение (XIII,2) можно записать также в следующем виде

$$PM = \rho RT \quad (\text{XIII},3)$$

Если известна плотность ρ_0 при давлении p_0 и температуре T_0 , то из уравнения (XIII,3) можно получить следующее соотношение:

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \frac{P}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T} \quad (\text{XIII},4)$$

Один киломоль идеального газа занимает при нормальных условиях ($p_0 = 0,101 \text{ МПа}$ и $T_0 = 273 \text{ К}$) объем $22,4 \text{ м}^3$. Следовательно

$$V_0 = 22,4N = 22,4G/M \quad (\text{XIII},5)$$

или

$$\rho_0 = G/V_0 = M/22,4 \quad (\text{XIII},6)$$

Закон Дальтона. Смеси газов (паров), близких по своим свойствам к идеальным, характеризуются аддитивностью парциальных давлений. Парциальным давлением компонента p_i газовой смеси называется то давление, которое этот компонент оказывал бы, если бы из смеси удалить все другие компоненты при сохранении первоначальных объема и температуры системы. Закон аддитивности записывается следующим образом

$$\pi = \sum_{i=1}^n p_i \quad (\text{XIII},7)$$

где π — общее давление смеси газов (паров).

Из уравнения (XIII,2) следует, что

$$p_i = N_i RT/V$$

Подставив это выражение в уравнение (XIII,7), получим

$$\pi = \sum N_i \frac{RT}{V} = N \frac{RT}{V} \quad (\text{XIII},8)$$

Следовательно

$$\frac{p_i}{\pi} = \frac{N_i}{N} = y'_i$$

или

$$p_i = \pi y'_i \quad (\text{XIII},9)$$

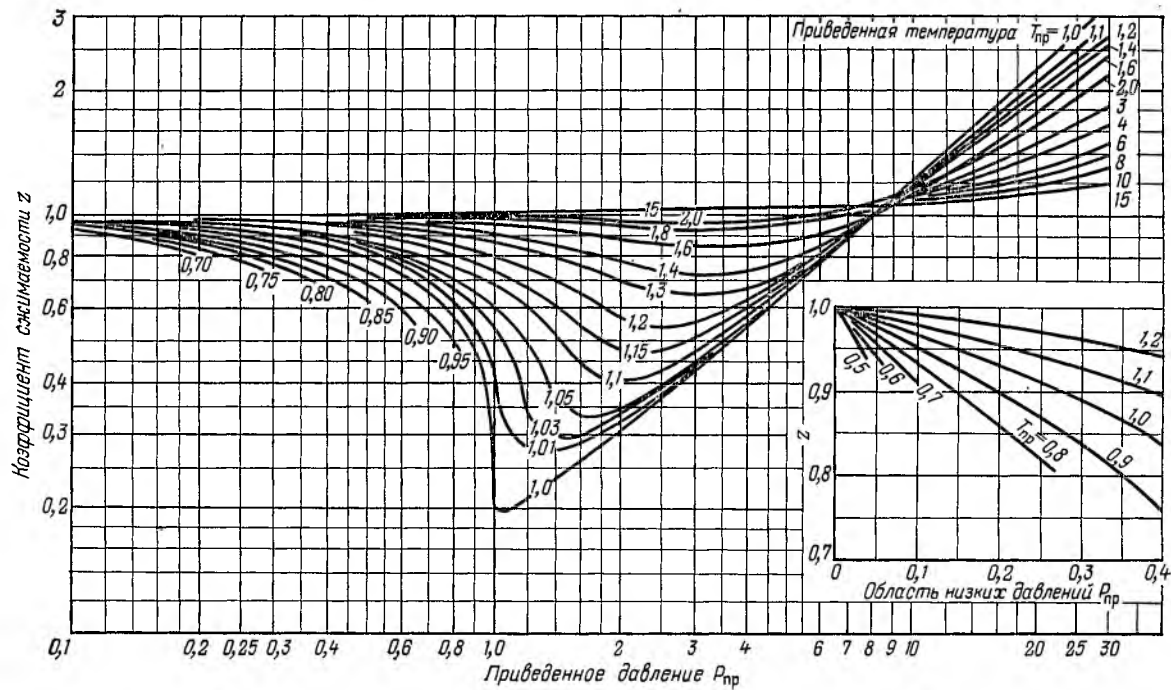


Рис. XIII-1. Зависимость коэффициента сжимаемости от приведенных давления и температуры.

т. е. парциальное давление компонента равно давлению системы, умноженному на мольную долю этого компонента в газовой фазе.

Законы реальных газов. При повышении давления объем реального газа становится меньше, чем идеального, тогда как при весьма высоких давлениях ($p > 8p_{кр}$) объем реального газа оказывается больше, чем идеального. Это обстоятельство учитывают введением соответствующих поправок в законы идеальных газов. Так, уравнение состояния реального газа можно записать в виде

$$\pi V = zNRT \quad (\text{XIII}, 10)$$

где z — коэффициент сжимаемости, являющийся функцией приведенного давления $P_{пр} = P/P_{кр}$ и приведенной температуры $T_{пр} = T/T_{кр}$; $P_{кр}$ и $T_{кр}$ — критические давление и температура.

На рис. XIII-1 приведен график для определения величины z .

Для расчетов систем реальных газов и жидкостей в уравнениях идеальных газов вместо давлений может использоваться фугитивность паров и жидкости. Фугитивность идеального газа равна давлению его паров. Чем больше фугитивность (или давление), тем более летучим является вещество.

Размерности фугитивности и давления совпадают. Для определения фугитивности имеется график (рис. XIII-2), дающий зависимость коэффициента активности $\gamma = f/P$ от приведенных давления и температуры.

По графику находят коэффициент активности γ , по которому определяют фугитивность

$$f = \gamma P = (f/P) P$$

Чтобы использовать те же графики для газовых (паровых) смесей или нефтяных фракций, $T_{пр}$ и $P_{пр}$ определяют с использованием вместо $T_{кр}$ и $P_{кр}$ псевдокритических параметров: $P_{пс. кр}$ и $T_{пс. кр}$. Последние рассчитывают по уравнениям

$$T_{пс. кр} = \sum_{i=1}^n y'_i T_{i кр} \quad (\text{XIII}, 11)$$

и

$$P_{пс. кр} = \sum_{i=1}^n y'_i P_{i кр} \quad (\text{XIII}, 11a)$$

где y'_i , $T_{i кр}$, $P_{i кр}$ — соответственно мольные доли и критические параметры компонентов смеси.

Псевдокритические параметры для нефтяных фракций можно определить по ее молекулярной массе M и характеризующему фактору K (рис. XIII-3).

Давление насыщенных паров. Пары жидкости могут быть насыщенными и ненасыщенными. Насыщенным называется пар, находящийся в равновесии с жидкостью. Чем выше температура, тем выше давление, при котором находится данная равновесная система. Для насыщенных паров существует однозначная зави-

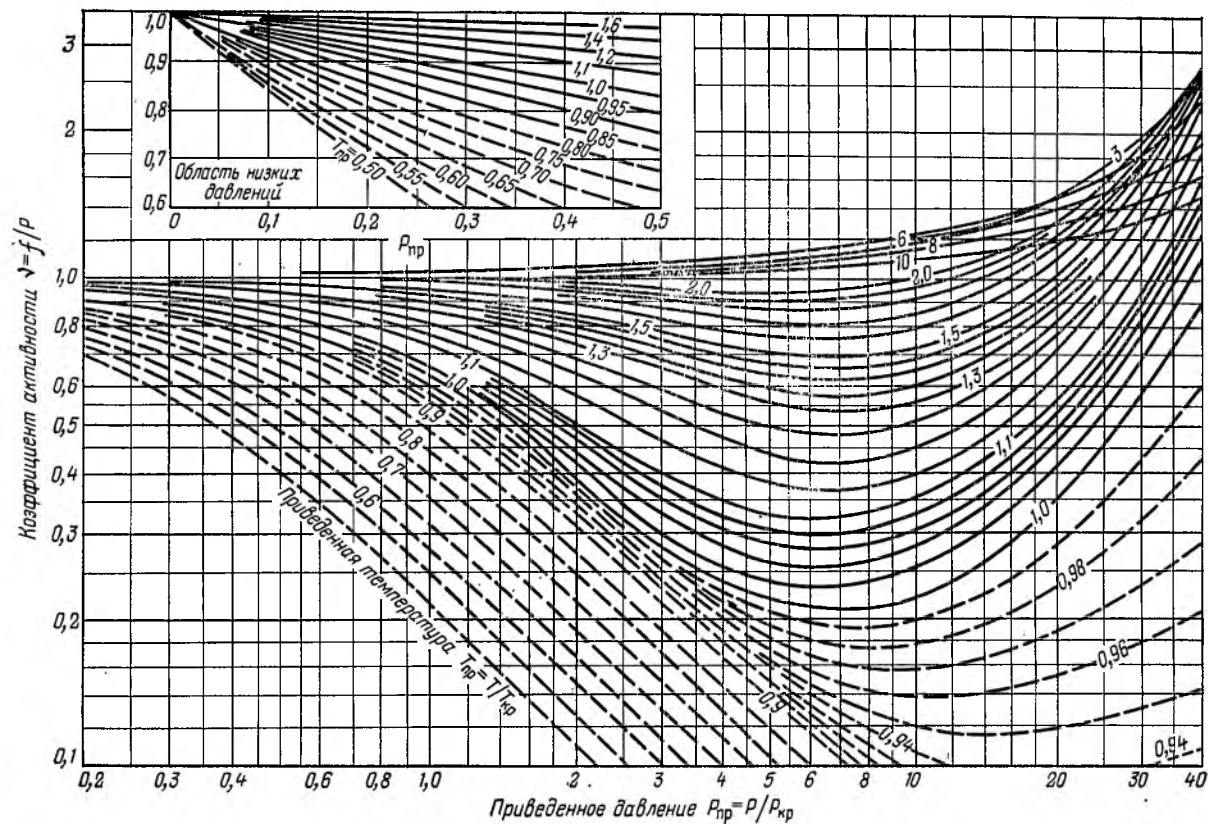


Рис. XIII-2. Зависимость коэффициента активности от приведенных давления и температуры

симось между давлением паров и температурой $P = f(T)$. Общий вид такой зависимости дан на рис. XIII-4.

Ненасыщенными (перегретыми) парами называются пары, которые при данных температуре и давлении образуют однофазную систему. Жидкая фаза отсутствует.

Ненасыщенные пары (рис. XIII-4) могут существовать при данном давлении P при более высокой температуре (точка B), чем насыщенные пары (точка A_1), т. е. их давление при данной температуре T_B меньше, чем давление насыщенных паров (точки B и A_2).

Известно, что жидкость начинает кипеть при такой температуре, при которой давление ее насыщенных паров P становится равным внешнему давлению π . Давление насыщенных паров определяют по табличным данным или эмпирическим уравнениям.

Уравнение Антуана

$$\lg P = A - B/(C + t) \quad (\text{XIII}, 12)$$

где P — давление насыщенных паров; A, B, C — константы, зависящие от свойств вещества; t — температура.

Константы A, B и C определяют экспериментально.

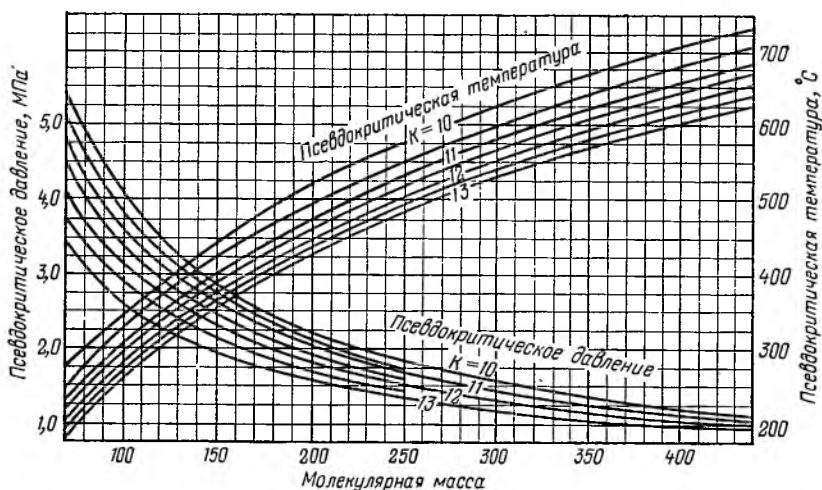


Рис. XIII-3. Графики для определения псевдокритических параметров нефтяных фракций.

Из уравнения (XIII,12) можно определить температуру насыщения паров при данном давлении P .

Уравнение Киреева:

$$P = AP_3^K \quad (\text{XIII}, 13)$$

где P и P_3 — соответственно давление насыщенных паров данного вещества и эталонного; A и K — константы, характеризующие данное вещество.

Для определения давления насыщенных паров нефтепродуктов, представляющих собой сложные смеси углеводородов различных классов, предложены графики и формулы (Кокса, Ашворта, Вильсона, BWR и др.).

В качестве примера приведено уравнение Ашворта

$$\lg (P \cdot 10) = \frac{2,68 [f_i(T_0) - f(T)]}{f(T_0) - 8 \cdot 10^{-4}} \quad (\text{XIII}, 14)$$

где P — давление насыщенных паров; T и T_0 — соответственно температуры кипения смеси при давлении P и атмосферном давлении; $f(T)$ — функция температуры, определяемая из следующего выражения:

$$f(T) = (\sqrt{T^2 + 108\,000} - 307,6)^{-1} \quad (\text{XIII}, 15)$$

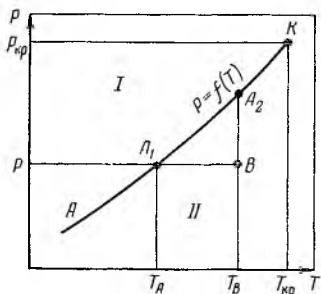


Рис. XIII-4. Общий вид зависимости давления насыщенных паров от температуры:

AK — кривая зависимости давления насыщенных паров от температуры; K — критическая точка; I — область жидкой фазы; II — область ненасыщенных (перегретых) паров.

При известном давлении P из уравнения (XIII,14) можно найти температуру кипения углеводородной смеси T .

2. РАВНОВЕСНЫЕ СИСТЕМЫ

Для понимания расчета процессов перегонки и ректификации необходимо ознакомиться с закономерностями равновесия систем пар—жидкость.

Двухкомпонентные (бинарные) смеси жидкостей можно разделить на три группы: взаимно растворимые в любых отношениях, частично растворимые и взаимно нерастворимые.

Взаимная растворимость жидкостей изменяется с температурой, увеличиваясь, как правило, с повышением температуры. Полностью взаимно нерастворимых жидкостей нет. Однако при малой растворимости можно считать, что жидкости взаимно нерастворимы. Взаимно растворимые жидкости можно разделить на следующие подгруппы: идеальные растворы (подчиняются закону Рауля); нормальные растворы — смеси, частично отклоняющиеся от закона Рауля, но не образующие смесей с постоянной температурой кипения (азеотропов); неидеальные растворы — смеси, значительно отклоняющиеся от закона Рауля, в том числе образующие смеси с постоянной температурой кипения (азеотропы).

Закон Генри. Этот закон выполняется для разбавленных растворов и формулируется следующим образом: парциальное давление компонента прямо пропорционально его молярной концентрации

$$p_i = k_i x'_i \quad (\text{XIII}, 16)$$

Объединяя уравнение (XIII, 16) с законом Дальтона

$$p_i = \pi y'_i$$

получим

$$y'_i = k_i x'_i / \pi = H_i x'_i \quad (\text{XIII}, 17)$$

где H_i — константа Генри.

Закон Рауля. Парциальное давление компонента идеального жидкого раствора равно произведению давления насыщенных паров при данной температуре на мольную концентрацию компонента в жидкой фазе

$$p_i = P_i x'_i \quad (\text{XIII}, 18)$$

Совместно с законом Дальтона получим

$$y'_i = P_i x'_i / \pi = K_i x'_i \quad (\text{XIII}, 19)$$

где K_i — константа фазового равновесия данного компонента смеси.

Для идеальных растворов

$$K_i = P_i / \pi \quad (\text{XIII}, 20)$$

В общем случае K_i зависит от давления, температуры и свойств компонента (нормальный, неопределенный, циклический и т. п.). Уравнение (XIII, 19) представляет собой математическое выражение закона Рауля—Дальтона. Оно определяет отношение между концентрациями паровой и жидкой фаз при равновесии. Уравнение (XIII, 19) можно записать также в другом виде, используя правило аддитивности парциальных давлений (уравнение (XIII, 7))

$$y'_i = \frac{P_i x'_i}{\pi} = \frac{P_i x'_i}{\sum P_i x'_i}$$

Если разделить числитель и знаменатель на давление насыщенных паров какого-либо компонента смеси, принимаемого за эталонный, например, k -го, то отношение

$$P_i / P_k = \alpha_{ik} \quad (\text{XIII}, 21)$$

называется *коэффициентом относительной летучести* компонента i по отношению к компоненту k . Коэффициент относительной летучести характеризует способность компонента переходить в паровую фазу. Чем больше величина α_{ik} , тем легче компонент переходит в паровую фазу. Очевидно, что для эталонного компонента $\alpha_{kk} = 1$.

С учетом изложенного получим следующую запись закона Рауля—Дальтона:

$$y'_i = \frac{\alpha_{ik} x'_i}{\sum \alpha_{ik} x'_i} \quad (\text{XIII}, 22)$$

Чтобы из уравнения (XIII, 22) найти концентрации жидкой фазы x'_i , сделаем следующие преобразования. Из уравнения (XIII, 19) имеем

$$x'_i = \pi y'_i / P_i$$

Если просуммировать левую и правую части последнего уравнения по всем компонентам, то

$$\sum_i x'_i = \pi \sum_i \frac{y'_i}{P_i} = 1$$

или

$$\frac{1}{\pi} = \sum_i \frac{y'_i}{P_i} \quad (\text{XIII, 23})$$

Это уравнение изотермы паровой фазы. Тогда можно записать, что

$$x'_i = \pi \frac{y'_i}{P_i} = \frac{y'_i / P_i}{\sum_i (y'_i / P_i)} = \frac{y'_i / \alpha_{ik}}{\sum_i (y'_i / \alpha_{ik})}$$

Итак

$$x'_i = \frac{y'_i / \alpha_{iB}}{\sum_i (y'_i / \alpha_{ik})} \quad (\text{XIII, 24})$$

Это другая форма записи закона Рауля—Дальтона. Нетрудно увидеть, что по своей структуре уравнения (XIII, 22) и (XIII, 24) идентичны, если обозначить $1/\alpha_{ik} = \beta_{ik}$.

Связь между давлениями и составами фаз бинарной смеси при данной температуре может быть представлена графически (рис. XIII-5). На оси абсцисс отложены концентрации низкокипящего компонента (НКК) x' и y' , а на оси ординат — давления. Поскольку концентрации заключены в пределах $0 \leq x', y' \leq 1$, крайняя левая ордината соответствует давлению паров высококипящего компонента (ВКК), обозначенного индексом w , а крайняя правая — НКК, обозначенного индексом a .

Давление паров смеси будет равно

$$p_{aw} = p_a + p_w = P_a x' + P_w (1 - x')$$

На рис. XIII-5 это уравнение соответствует прямой HA . Парциальные давления компонентов равны

$$p_a = P_a x' \quad p_w = P_w (1 - x')$$

и

$$p_a = \pi y' \quad p_w = \pi (1 - y')$$

Эти уравнения представлены прямыми OA , HK , OB и GK .

При равновесии

$$P_a x' = \pi y' \quad P_w (1 - x') = \pi (1 - y')$$

и

$$P_{aw} = \pi$$

Этим равенствам отвечает точка D , определяющая состав жидкости x' , и горизонталь EF , дающая состав равновесного с ней пара y' . Поскольку из уравнения Рауля—Дальтона следует, что

$$y'/x' = P_a/\pi$$

этой пропорции отвечает прямая ODC .

Таким образом на графике в координатах $P-x'$, y' можно представить основные соотношения, определяющие равновесные концентрации и давления в смеси. Так как при равновесии

$$P_{aw} = P_a x' + P_w (1 - x') = \pi$$

можно найти состав жидкой фазы

$$x' = \frac{\pi - P_w}{P_a - P_w} = \frac{1 - K_w}{K_a - K_w} \quad (\text{XIII}, 25)$$

аналогично

$$y' = \frac{P_a x'}{\pi} = \frac{P_a}{\pi} \cdot \frac{\pi - P_w}{P_a - P_w} = \frac{K_a (1 - K_w)}{K_a - K_w} \quad (\text{XIII}, 26)$$

Следовательно, для данных температуры и давления системы равновесные составы паровой и жидкой фаз однозначно определяются давлениями насыщенных паров компонентов смеси.

Изобарные температурные кривые. Каждой равновесной системе при заданном давлении π отвечает определенная температура. Поскольку процессы перегонки и ректификации обычно происходят при практически постоянном или малоизменяющемся давлении

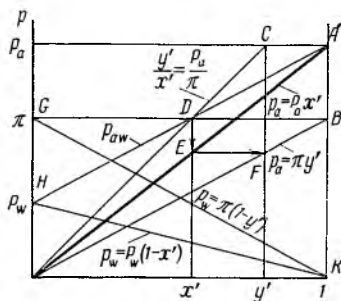


Рис. XIII-5. Зависимости между давлениями и составами смеси при данной температуре.

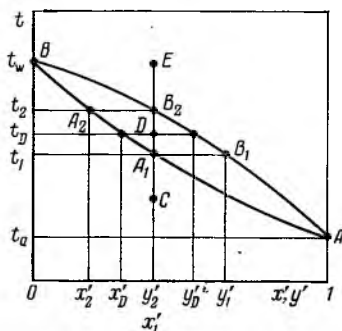


Рис. XIII-6. Изобарные температурные кривые.

нии, для расчетов указанных процессов используют изобарные температурные кривые, дающие зависимость температур кипения смесей от составов равновесных паровой и жидкой фаз.

На рис. XIII-6 даны типичные изобарные температурные кривые. По оси абсцисс отложены концентрации жидкой и паровой фаз, отвечающие определенной температуре t . Получаются две

кривые, которые имеют две общих точки: точку A при $x' = y' = 1$, отвечающую температуре кипения НКК t_a , и точку B при $x' = y' = 0$, соответствующую температуре кипения ВКК t_w .

Кривая AA_1A_2B , определяющая зависимость между температурой системы и составом жидкой фазы, называется *линией кипения*. Кривая AB_1B_2B , отвечающая зависимости температуры системы от состава паровой фазы, называется *линией конденсации*.

Равновесные паровая и жидкая фазы имеют одинаковую температуру и поэтому на изобарных температурных кривых равновесные составы фаз будут определяться точками пересечения горизонталей, отвечающих определенным температурам, с линиями кипения и конденсации. Так, температуре кипения t_1 отвечают равновесные составы x'_1 и y'_1 , определяемые точками A_1 и B_1 , температуре t_2 — составы x'_2 и y'_2 , соответствующие точкам A_2 и B_2 , и т. д.

Область диаграммы, лежащая под кривой AA_1A_2B , отвечает жидкой фазе, недогретой до температуры кипения (например, точка C). Область диаграммы, расположенная выше кривой конденсации AB_1B_2B , отвечает системам при температурах выше начала конденсации паров, т. е. соответствует перегретым парам (например, точка E).

Любая точка, лежащая между кривыми конденсации и кипения, например точка D , характеризует двухфазную систему с составами x'_D и y'_D .

Энтальпийная диаграмма. При анализе и расчете процессов перегонки и ректификации используют энтальпийные диаграммы, дающие взаимосвязь составов жидкой и паровой фаз с их энтальпиями. Пренебрегая теплотой растворения и считая энтальпию аддитивным свойством, можно рассчитать энтальпии жидкой и паровой фаз при известных равновесных составах x' и y' , давлении системы p и заданной температуре t по следующим уравнениям:

для жидкой фазы

$$i_t^{\text{ж}} = [c_a x' + c_w (1 - x')] t = i_a^{\text{ж}} x' + i_w^{\text{ж}} (1 - x') \quad (\text{XIII}, 27)$$

для паровой фазы

$$i_t^{\text{п}} = [c_a y' + c_w (1 - y')] t + [l_a y' + l_w (1 - y')] = i_a^{\text{п}} y' + i_w^{\text{п}} (1 - y') \quad (\text{XIII}, 28)$$

где c_a и c_w — средние теплоемкости в интервале температур от 0 до t соответственно НКК и ВКК; l_a и l_w — скрытые теплоты испарения соответственно НКК и ВКК; i_a и i_w — энтальпии тех же компонентов.

Если энтальпии жидкой и паровой фаз построить в зависимости от их составов соответственно, то получим две кривые: $i_t^{\text{ж}} = f_1(x')$ и $i_t^{\text{п}} = f_2(y')$, которые и образуют так называемую энтальпийную диаграмму. При построении энтальпийной диаграммы

могут быть использованы также массовые концентрации, в этом случае энтальпия измеряется в кДж/кг.

Общий вид энтальпийной диаграммы представлен на рис. XIII-7. Верхняя кривая дает зависимость энтальпии паров от их состава, а нижняя — энтальпии жидкости от ее состава. Равновесные составы x_1 и y_1 на энтальпийной диаграмме, отвечающие температуре системы t_1 , представлены точками A_1 и A_5 , а прямая A_1A_5 , соединяющая эти точки, называется конодой. На графиках изотерм коноды располагаются горизонтально, а на энтальпийной диаграмме — наклонно под разными углами к оси абсцисс. Поэтому для удобства построений энтальпийную диаграмму обычно совмещают с графиком изобарных температурных кривых. Вертикальный отрезок между кривыми энтальпий паровой и жидкой фаз равен $i_t^n - i_t^*$, т. е. скрытой теплоте испарения (конденсации).

Область на диаграмме ниже кривой i_t^* отвечает жидкости, нагретой ниже температуры кипения (точка A). Точка A_1 характеризует начало кипения смеси состава x_1 . Этой жидкости соответствует равновесный пар состава y_1 при температуре системы t_1 . Точка A_2 отвечает двухфазной системе при температуре выше, чем t_1 . Точка A_3 по составу отвечает исходной смеси x_1 , которая полностью перешла в насыщенный пар. Дальнейшее повышение температуры и связанное с этим увеличение энтальпии пара приводит

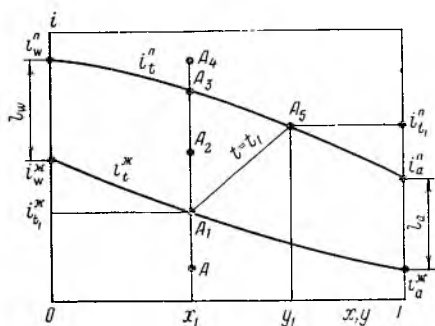


Рис. XIII-7. Энтальпийная диаграмма.

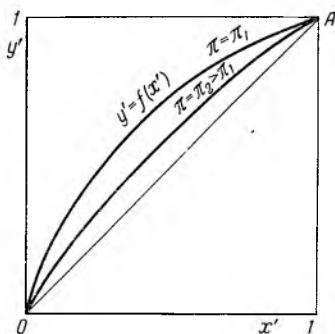


Рис. XIII-8. Кривые равновесия фаз бинарной смеси.

к его перегреву (точка A_4). Область диаграммы, расположенная над кривой i_t^n , отвечает перегретым парам.

Энтальпийная диаграмма полезна при расчетах, когда требуется одновременно учитывать материальные и тепловые потоки.

Кривые равновесия фаз. Составы x' и y' равновесных жидкой и паровой фаз для бинарной смеси могут быть представлены графически при данном давлении системы π (рис. XIII-8). Урав-

нение кривой равновесия (XIII,22) для бинарной смеси запишется в виде

$$y' = \frac{\alpha x'}{\alpha x' + (1 - x')} = \frac{\alpha x'}{1 + (\alpha - 1)x'} \quad (\text{XIII},29)$$

где α — коэффициент относительной летучести низкокипящего компонента, $\alpha = P_a/P_w$; $\alpha > 1$, так как $P_a > P_w$.

Уравнение (XIII,29) можно представить также в следующем виде:

$$\frac{y'}{1 - y'} = \alpha \frac{x'}{1 - x'} \quad (\text{XIII},30)$$

Можно убедиться в том, что для бинарной смеси вид уравнения равновесия не изменяется при использовании вместо мольных концентраций массовых концентраций.

Уравнение равновесия фаз представляет собой гиперболу, проходящую через начало координат диаграммы $x' - y'$ (точка O) и точку A с координатами $x' = y' = 1$.

Поскольку P_a и P_w зависят от температуры, коэффициент относительной летучести α также изменяется с температурой. Обычно α возрастает с понижением температуры. Поэтому максимальное значение α отвечает температуре t_w , а минимальное — температуре t_w . При построении кривой равновесия фаз обычно пользуются средним значением коэффициента относительной летучести

$$\alpha = \sqrt{\alpha_{\min} \alpha_{\max}} \quad (\text{XIII},31)$$

Относительная летучесть компонентов зависит от давления в системе π , уменьшаясь с повышением давления. Поэтому чем больше π , тем менее выпуклой будет кривая равновесия (см. рис. XIII-8). Для расчета коэффициента относительной летучести можно пользоваться уравнением Мельпольдера и Хидингтона

$$\lg \alpha = \frac{t_w - t_a}{T} \left(7,03 - 1,15 \lg \pi + \frac{T}{179 \lg \pi} \right) \quad (\text{XIII},32)$$

где T — рабочая температура, К; π — давление в системе, мм рт. ст.

3. ИСПАРЕНИЕ И КОНДЕНСАЦИЯ БИНАРНЫХ И МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ СМЕСЕЙ

Процесс частичного испарения (конденсации) исходной смеси, проводимый с целью получения одного из продуктов, обогащенного НКК (ВКК), называется *перегонкой (конденсацией)*. Различают постепенное, однократное и многократное испарение (конденсацию) смесей.

Образующийся при перегонке отгон, продукт, обогащенный НКК, в дальнейшем подвергают конденсации. Процесс постепен-

ного испарения (конденсации) осуществляют так, что образовавшаяся в процессе испарения (конденсации) паровая (жидкая) фаза непрерывно удаляется из системы в момент ее образования. При этом принимают, что сосуществующие в системе фазы находятся в состоянии равновесия.

Процессы однократного испарения (ОИ) или однократной конденсации (ОК) осуществляют таким образом, чтобы образовавшиеся в системе паровая и жидкая фазы оставались в ней до наступления состояния равновесия, после чего их разделяют.

Многократный процесс испарения или конденсации состоит в повторении несколько раз процессов ОИ или ОК с целью более полного разделения исходной смеси.

Схемы рассмотренных процессов даны на рис. XIII-9.

В промышленности процессы испарения и конденсации проводят при изобарных или близких к ним условиях.

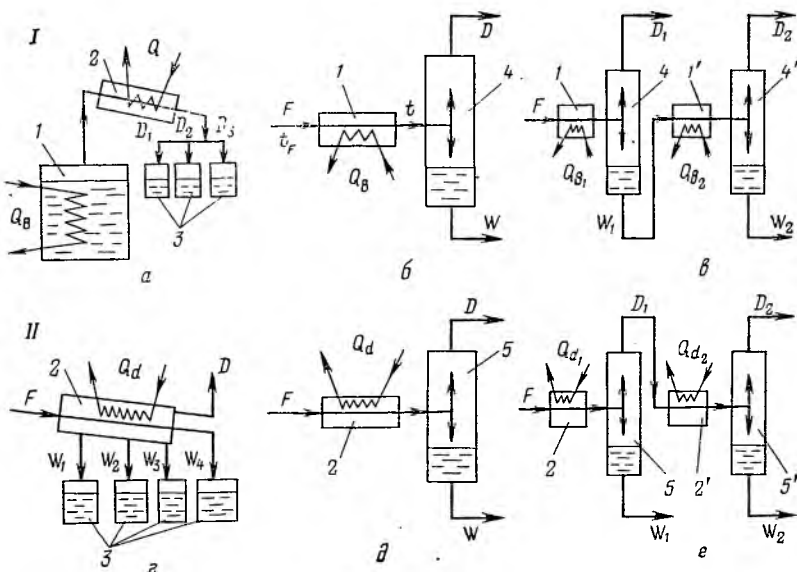


Рис. XIII-9. Основные виды процессов испарения и конденсации:

I — процессы испарения; а — постепенное; б — однократное (ОИ); в — многократное; II — процессы конденсации; а — постепенная; б — однократная (ОК); в — многократная; 1, 1' — испаритель; 2, 2' — конденсатор; 3 — приемник; 4, 4' — испаритель; 5, 5' — разделительный сосуд (сепаратор).

Постепенное испарение (конденсация). При постепенном испарении (конденсации) образуются бесконечно малые порции пара (жидкости), поскольку бесконечно мало изменение температуры системы. Обозначим число молей исходной загрузки g'

$$g' = \sum_i g'_i$$

При бесконечно малом изменении температуры исходная загрузка изменится на величину dg'

$$dg' = \sum_{(i)} dg'_i$$

При этом соответствующие порции компонентов dg'_i перейдут из жидкой фазы в паровую. Согласно определению, концентрации любого компонента смеси составят:
в паровой фазе

$$y' = \frac{dg'_i}{\sum dg'_i} = \frac{dg'_i}{dg'}$$

в жидкой фазе

$$x'_i = \frac{g'_i}{\sum g'_i} = \frac{g'_i}{g'}$$

Между тем образовавшаяся паровая фаза находится в равновесии с жидкой фазой, т. е.

$$y'_i = K_i x'_i$$

Отсюда следует, что

$$\frac{dg'_i}{dg'} = K_i \frac{g'_i}{g'}$$

или

$$\frac{dg'_i}{dg'} = K_i \frac{dg'_i}{g'}$$

Полученное дифференциальное уравнение имеет следующее решение:

$$\ln \frac{g'_i}{F'_i} = K_i \ln \frac{g'}{F'} \quad (\text{XIII}, 33)$$

где F'_i и F' — начальное количество данного компонента и исходной загрузки. Аналогичное уравнение можно составить и для k -го компонента смеси

$$\ln \frac{g'_k}{F'_k} = K_k \ln \frac{g'}{F'}$$

поскольку $K_i/K_k = \alpha_{i,k}$ — коэффициент относительной летучести

$$\ln \frac{g'_i}{F'_i} = \alpha_{i,k} \ln \frac{g'_k}{F'_k} \quad (\text{XIII}, 34)$$

Если обозначить долю отгона в дистиллят $e' = (F' - g')/F'$, то

$$g'_i = F' (1 - e') x'_i$$

$$g' = F' (1 - e')$$

и

$$F'_i = F x_{i,F}$$

где $x_{i,F}$ — концентрация компонента в исходной смеси.

Тогда уравнение (XIII,34) можно представить в следующем виде:

$$\ln \frac{(1 - e') x'_i}{x'_{i,F}} = \alpha_{i,k} \ln \frac{(1 - e') x'_k}{x'_{k,F}} \quad (\text{XIII,35})$$

Уравнения (XIII,34) и (XIII,35) позволяют рассчитывать процесс постепенного испарения (конденсации) с учетом того, что при конденсации

$$1 - e' = r' \quad (\text{XIII,36})$$

где r' — доля конденсации исходных паров.

Начальный состав жидкости $x'_{i,F}$ определяется из условия равновесия с исходным паром. Для бинарной смеси уравнение (XIII,35) запишется в виде

$$\ln \frac{(1 - e') x'}{x'_F} = \alpha \ln \frac{(1 - e') (1 - x')}{1 - x'_F} \quad (\text{XIII,37})$$

Составы компонентов смеси x'_i должны удовлетворять уравнению изотермы жидкой фазы

$$p = \sum_{(i)} P_i x'_i$$

или

$$\sum_{(i)} K_i x'_i = 1 \quad (\text{XIII,38})$$

Обычно предварительно задаются температурой конца процесса, затем по уравнению (XIII,37) определяют составы x' и проверяют их соответствие уравнению (XIII,38).

Однократное испарение (конденсация) бинарных смесей. Схема процесса ОИ показана на рис. XIII-9. Материальный баланс процесса может быть представлен уравнениями: обций

$$F = D + W \quad (\text{XIII,39})$$

и для низкокипящего компонента

$$F x_F = D y + W x \quad (\text{XIII,40})$$

где F — масса сырья; D — масса отгона; W — масса остатка; x, y — концентрация низкокипящего компонента в жидкости и паре.

При совместном решении приведенных уравнений получим

$$\frac{D}{F} = \frac{x_F - x}{y - x} = e \quad (\text{XIII},41)$$

Отношение $D/F = e$ массы образовавшихся паров к массе исходной смеси называется долей отгона.

Аналогичное соотношение можно записать и для мольных единиц. Уравнение (XIII,40) в мольных единицах с использованием доли отгона можно записать в следующем виде:

$$x'_F = e' y' + (1 - e') x' \quad (\text{XIII},42)$$

Поскольку образовавшийся пар и жидкий остаток находятся в равновесии, то $y' = K_a x'$. С учетом этого соотношения уравнение (XIII,42) можно представить следующим образом:

$$e' = \frac{x'_F - x'}{y' - x'} = \frac{x'_F - x'}{(K_a - 1) x'} \quad (\text{XIII},43)$$

Заменив x' согласно уравнению (XIII,25), получим

$$e' = \frac{x'_F (K_a - K_w) - (1 - K_w)}{(K_a - 1) (1 - K_w)} \quad (\text{XIII},44)$$

Из уравнения (XIII,44) при известной концентрации НКК в исходной смеси и заданных температуре и давлении можно однозначно определить мольную долю отгона. Массовая e и мольная e' доли отгона связаны следующим соотношением. Число молей образовавшихся паров равно Fe/M_y , где M_y — молекулярная масса паров. Это же число молей будет равно $Fe'/M_{\text{см}}$, где $M_{\text{см}}$ — молекулярная масса исходной смеси. Отсюда получаем соотношение

$$e M_{\text{см}} = e' M_y \quad (\text{XIII},45)$$

Так как $M_{\text{см}} > M_y$, то $e < e'$.

Процесс ОИ связан с подводом тепла Q_B и характеризуется следующим уравнением теплового баланса:

$$Fi_{tF}^{\text{ж}} + Q_B = Di_t^{\text{п}} + Wi_t^{\text{ж}} \quad (\text{XIII},46)$$

Из материального баланса

$$W = F - D$$

тогда уравнение (XIII,46) можно записать так

$$D (i_t^{\text{п}} - i_t^{\text{ж}}) = F [(i_{tF}^{\text{ж}} + Q_B/F) - i_t^{\text{ж}}] \quad (\text{XIII},47)$$

обозначив

$$i_{tF}^{\text{ж}} + Q_B/F = \theta$$

получим

$$e = \frac{D}{F} = \frac{\theta - i_t^{\text{ж}}}{i_t^{\text{п}} - i_t^{\text{ж}}} \quad (\text{XIII},48)$$

Величина θ определяет количество тепла, внесенного в процесс на единицу массы сырья. Из уравнений (XIII,41) и (XIII,48) получим

$$e = \frac{x_F - x}{y - x} = \frac{\theta - i_t^{\text{ж}}}{i_t^{\text{п}} - i_t^{\text{ж}}} \quad (\text{XIII}, 49)$$

На энтальпийной диаграмме уравнение (XIII,49) представляет собой прямую, проходящую через три точки: (x_F, θ) , $(x, i_t^{\text{ж}})$ и $(y, i_t^{\text{н}})$. Процесс ОИ бинарной смеси можно проанализировать, используя изобарные температурные кривые и энтальпийную диаграмму (рис. XIII-10).

Точка F отвечает исходной смеси состава x_F при температуре t_F . Нагревание жидкости от температуры t_F до t_1 на обеих диаграммах соответствует перемещению по вертикали от точки F до W_1 (соответственно w_1), так как состав смеси не изменяется. В точке W_1 (или w_1) температура смеси t_1 соответствует температуре ее кипения. Образующийся при этом пар y_1 находится в равновесии с исходной жидкостью.

При ОИ сырью сообщается тепло Q_B и его температура достигнет величины t (точки C и c). Положение точки c определяется ординатой θ и абсциссой x_F .

В точке C (или c) система становится двухфазной, составы и энтальпии жидкости и пара, образовавшихся в процессе ОИ, определяются точками W (или w) и D (или d).

Уравнение (XIII,49) соответствует прямой wd . Из сопо-

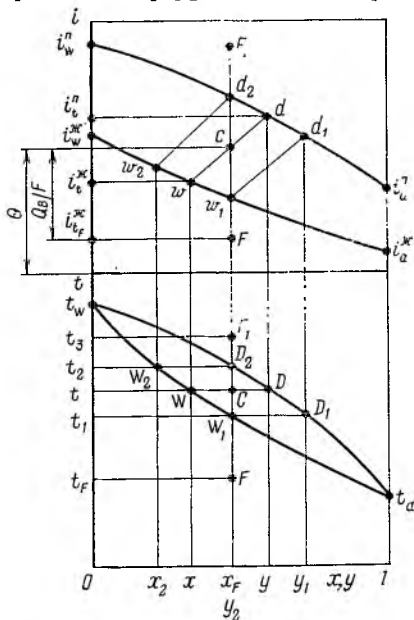


Рис. XIII-10. Представление процесса ОИ (ОК) бинарной смеси на изобарных температурных кривых и энтальпийной диаграмме.

ставления этого уравнения с отрезками прямых на рис. XIII-10 следует, что

$$e = \frac{WC}{WD} = \frac{wc}{wd} \quad (\text{XIII}, 50)$$

Следовательно, отрезок WC (или wc) пропорционален массе отгона D . Соответственно отрезок CD (или cd) пропорционален массе жидкого остатка. Длина коноды WD (или wd) пропорциональна массе сырья F .

При дальнейшем повышении температуры до t_2 система полностью перейдет в парообразное состояние. Состав образовавшегося пара y_2 соответствует точке D_2 (или d_2), при этом $y_2 = x_F$. Состав и энтальпия последней порции жидкости определяются точками W_2 и w_2 . Повышение температуры системы до t_3 (точка F_1) приводит к однофазной системе перегретого пара состава x_F . При понижении температуры от t_3 до t_F будет происходить охлаждение паров и, начиная с точки D_2 (или d_2), их конденсация. Степень конденсации

$$r = \frac{W}{F} = \frac{F - D}{F} = 1 - e = \frac{CD}{WD} = \frac{cd}{wd} \quad (\text{XIII}, 51)$$

Многократное испарение (конденсация) бинарной смеси. Процессы многократного испарения (конденсации) включают несколько повторяющихся один за другим процессов ОИ (ОК) (см. рис. XIII-9). Получающиеся после каждой ступени пары (жидкость) выводятся из системы.

Процесс многократного испарения (конденсации) бинарной смеси можно наглядно проанализировать на изобарных температурных кривых или при их совмещении с энтальпийной диаграммой, если определяют тепловые потоки.

На рис. XIII-11 рассмотрен процесс многократного испарения бинарной смеси. Пусть многократному испарению подвергается смесь состава x_F , находящаяся при температуре t_F (точка F). В первой ступени ОИ исходную смесь нагревают до температуры t_1 и осуществляют разделение образовавшейся парожидкостной смеси (точка C_1). При этом доля отгона в первой ступени составит

$$e_1 = \frac{x_F - x_1}{y_1 - x_1} = \frac{W_1 C_1}{W_1 D_1}$$

а относительное количество жидкого остатка

$$r_1 = 1 - e_1 = \frac{y_1 - x_F}{y_1 - x_1} = \frac{C_1 D_1}{W_1 D_1}$$

Соответственно масса остатка после первой ступени ОИ будет равна

$$W_1 = F r_1 = F \frac{y_1 - x_F}{y_1 - x_1} = F \frac{C_1 D_1}{W_1 D_1}$$

Жидкий остаток первой ступени W_1 подвергают процессу ОИ во второй ступени при t_2 (точка C_2). Образовавшиеся при этом паровая D_2 и жидкая W_2 фазы будут иметь составы y_2 и x_2 . Доля отгона во второй ступени ОИ будет равна

$$e_2 = \frac{x_1 - x_2}{y_2 - x_2} = \frac{W_2 C_2}{W_2 D_2}$$

Соответственно доля неиспарившейся жидкости

$$r_2 = 1 - e_2 = \frac{y_2 - x_1}{y_2 - x_2} = \frac{C_2 D_2}{W_2 D_2}$$

Масса остатка второй ступени ОИ составит

$$W_2 = W_1 r_2 = W_1 \frac{y_2 - x_1}{y_2 - x_2} = W_1 \frac{C_2 D_2}{W_2 D_2}$$

Заменяя W_1 соответствующим выражением для первой ступени ОИ, получим

$$W_2 = F r_1 r_2 = F (1 - e_1) (1 - e_2) \quad (\text{XIII}, 52)$$

Поскольку $r_i = 1 - e_i < 1$, увеличение числа ступеней ОИ приводит к прогрессивному уменьшению массы остатка в каждой последующей ступени.

Из рис. XIII-11 видно, что осуществление процесса ОИ исходной смеси при более высокой температуре $t_{\text{ОИ}} > t_1$ позволяет получить долю отгона $e = 1$ (сырье полностью испарено), хотя $t_{\text{ОИ}} < t_2$. Тогда как нагрев исходной смеси до температуры t_2 приводит не только к ее полному испарению ($e = 1$), но и к перегреву образовавшихся паров (точка F_1). Поэтому для получения одинаковой доли отгона при ОИ необходима более низкая температура, чем в случае многократного испарения. При этом жидкий

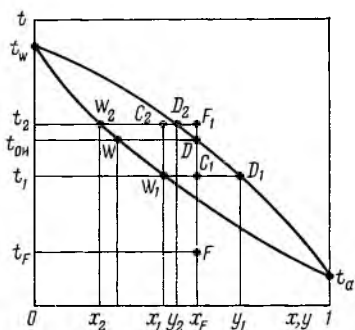


Рис. XIII-11. Многократное испарение бинарной смеси.

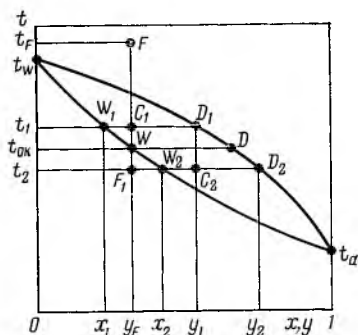


Рис. XIII-12. Многократная конденсация бинарной смеси.

остаток одинаковой массы будет содержать в случае ОИ больше НКК, чем при многократном испарении.

Процесс многократного испарения может быть проведен вплоть до температуры кипения ВКК t_w . Однако выход достаточно чистого ВКК будет весьма мал.

Аналогично можно рассмотреть процесс многократной конденсации (рис. XIII-12). При охлаждении паров от температуры

t_F (точка F) до t_1 часть паров конденсируется. Масса парового остатка

$$G_1 = F \frac{y_F - x_1}{y_1 - x_1} = F \frac{W_1 C_1}{W_1 D_1}$$

Во второй ступени паровой остаток G_1 охлаждается от температуры t_1 до t_2 . При этом остаток паров G_2 будет равен

$$G_2 = G_1 \frac{y_1 - x_2}{y_2 - x_2} = G_1 \frac{W_2 C_2}{W_2 D_2} = F \frac{W_1 C_1}{W_1 D_1} \cdot \frac{W_2 C_2}{W_2 D_2}$$

Сопоставляя между собой многократную и однократную конденсации, можно заключить, что при одинаковой конечной температуре охлаждения масса образовавшегося конденсата больше при однократном процессе, чем при многократном (точки F_1 и W_2).

Процесс постепенной конденсации может проводиться вплоть до температуры кипения НКК t_a , однако выход достаточно чистого НКК будет мал.

Однократное испарение многокомпонентных смесей. В нефти и газопереработке приходится разделять сложные и многокомпонентные смеси. При разделении таких смесей однократным испарением (ОИ) любой компонент будет распределяться в определенном соотношении между паровой и жидкой фазами. Материальный баланс процесса ОИ для любого компонента запишется аналогично уравнению (XIII,42)

$$x'_{i,F} = e' y'_i + (1 - e') x'_i \quad (\text{XIII},53)$$

Образовавшаяся паровая фаза состава y'_i находится в равновесии с жидким остатком состава x'_i , т. е. к ним применимо уравнение (XIII,19). Тогда уравнение (XIII, 53) можно записать в следующем виде:

$$x'_{i,F} = e' K_i x'_i + (1 - e') x'_i$$

откуда

$$x'_i = \frac{x'_{i,F}}{1 + e' (K_i - 1)} \quad (\text{XIII},54)$$

Просуммировав концентрации по всем компонентам, получим

$$\sum_i x'_i = \sum_i \frac{x'_{i,F}}{1 + e' (K_i - 1)} = 1 \quad (\text{XIII},55)$$

Из уравнения (XIII,55) методом последовательных приближений можно определить долю отгона e' при заданных температуре и давлении. При полном испарении смеси $e' = 1$ и

$$\sum_i \frac{x'_{i,F}}{K_i} = 1 \quad (\text{XIII},56)$$

Уравнение (XIII,56) позволяет определить температуру начала конденсации паров при заданном давлении π и называется *уравнением изотермы паровой фазы*.

Если в уравнении (XIII,53) выразить x'_i через y'_i согласно уравнению равновесия, то

$$x'_{i,F} = e' y'_i + (1 - e') y'_i / K_i$$

или

$$y'_i = \frac{K_i x'_{i,F}}{1 + e' (K_i - 1)} \quad (\text{XIII},57)$$

Сложив составы всех компонентов паровой фазы, получим

$$\sum_i y'_i = \sum_i \frac{K_i x'_{i,F}}{1 + e' (K_i - 1)} = 1 \quad (\text{XIII},58)$$

Полученное уравнение также можно использовать для определения доли отгона смеси e' . Оно дает большую точность, чем уравнение (XIII,55), при малых долях отгона. Из уравнения (XIII,58) можно найти температуру кипения смеси при $e' = 0$

$$\sum_i K_i x'_{i,F} = 1 \quad (\text{XIII},59)$$

Это уравнение называется *уравнением изотермы жидкой фазы*.

Кривые однократного испарения нефтепродуктов. Уравнения (XIII,55) и (XIII,58) позволяют построить кривую ОИ сложной смеси (нефти и ее фракций). Для этого надо задать ряд температур и найти соответствующие им доли отгона. По этим данным можно построить кривую ОИ сложной смеси.

Кривую ОИ нефти и нефтяных фракций можно также построить, используя приближенные методы, в которых кривую ОИ считают прямой линией. Для построения такой прямой ОИ необходимо располагать кривой разгонки нефтепродукта. Определяют средний наклон кривой разгонки (в °C/% отгона)

$$\frac{t_V - t_{V+\Delta V}}{\Delta V}$$

где t_V и $t_{V+\Delta V}$ — температуры, отвечающие процентам отгона нефтепродукта V и $V + \Delta V$.

Затем по специальным графикам определяют температуры начала и конца ОИ. Через полученные точки проводят искомую прямую ОИ. Известны графики такого типа, разработанные Обрядчиковым и Смидович, Нельсоном и Харви.

При давлениях, отличающихся от атмосферного, наклон кривой ОИ изменяется: при более низком давлении наклон кривой увеличивается, а при более высоком, наоборот, уменьшается. Имеются эмпирические методы пересчета кривой ОИ на разные давления. Для этой же цели могут быть использованы уравнения Антуана, Ашворта и другие.

Кривые равновесия фаз нефтяных фракций. Нефть и нефтяные фракции являются многокомпонентными смесями, состоящими из большого числа компонентов. Поэтому обычно нефть и нефте-

продукты рассматривают состоящими из некоторого числа (обычно 10 и более) узких по температурам кипения фракций, отождествляемых с индивидуальными компонентами. В координатах $x'—y'$ каждому такому компоненту (фракции) отвечает своя кривая равновесия. Графическая интерпретация равновесия сложных смесей в значительной степени теряет ту наглядность, которая характерна для бинарных смесей. В этой связи равновесные составы для нефти и ее фракций рассчитывают по уравнениям (XIII,54) и (XIII,57), определяя константу равновесия согласно уравнению (XIII,20).

Перегонка в присутствии водяного пара. В нефтепереработке для понижения температуры процесса в систему вводят водяной пар, обычно перегретый водяной пар, чтобы исключить конденсацию его при перегонке. Для простоты рассмотрим систему, состоящую из двух углеводородов и водяного пара.

Согласно правилу фаз Гиббса, такая система обладает $L = = 3 + 2 - 2 = 3$ степенями свободы. Следовательно, для определения равновесного состояния системы надо задать температуру, давление и концентрацию одного компонента или температуру (давление) и концентрации двух компонентов. В соответствии с законом Дальтона общее давление системы равно

$$\pi = p_z + p_a + p_w = p_z + p_{aw} \quad (\text{XIII},60)$$

где p_{aw} — парциальное давление смеси углеводородов.

Отсюда получим, что

$$p_{aw} = \pi - p_z \quad (\text{XIII},61)$$

т. е. смесь углеводородов можно считать находящейся под давлением, меньшем, чем давление системы, на величину парциального давления водяного пара. Для двух взаимно растворимых компонентов (углеводородов)

$$p_{aw} = p_a + p_w = P_a x' + P_w (1 - x') \quad (\text{XIII},62)$$

отсюда

$$x' = \frac{p_{aw} - P_w}{P_a - P_w} = \frac{(\pi - p_z) - P_w}{P_a - P_w}$$

Согласно закону Рауля—Дальтона

$$P_a x' = p_{aw} y' = (\pi - p_z) y' \quad (\text{XIII},63)$$

Откуда

$$y' = \frac{P_a x'}{p_{aw}} = \frac{P_a x'}{\pi - p_z} \quad (\text{XIII},63a)$$

Полученные уравнения аналогичны ранее выведенным уравнениям для случая отсутствия водяного пара, если заменить давление системы π парциальным давлением углеводородов p_{aw} . Такой же результат можно получить, снижая давление в системе на величину p_z .

Уравнение кривой равновесия фаз аналогично уравнению для системы без водяного пара. Расход водяного пара можно определить из следующих соображений.

Согласно закону Дальтона, парциальные давления водяного пара и углеводородов равны

$$p_z = \pi y'_z = \pi (1 - y'_{aw}) = \pi - p_{aw}$$

и

$$p_{aw} = \pi y'_{aw}$$

тогда

$$\frac{p_z}{p_{aw}} = \frac{y'_z}{y'_{aw}} = \frac{\pi - p_{aw}}{p_{aw}} = \frac{G_z/M_z}{G_{aw}/M_{aw}}$$

Следовательно, расход водяного пара G_z равен

$$G_z = G_{aw} \frac{M_z}{M_{aw}} \cdot \frac{p_z}{p_{aw}} = G_{aw} \frac{M_z}{M_{aw}} \cdot \frac{\pi - p_{aw}}{p_{aw}} \quad (\text{XIII}, 64)$$

Удельный расход водяного пара

$$\frac{G_z}{G_{aw}} = \frac{M_z}{M_{aw}} \cdot \frac{p_z}{p_{aw}} = \frac{M_z}{M_{aw}} \cdot \frac{\pi - p_{aw}}{p_{aw}} \quad (\text{XIII}, 65)$$

Из последнего уравнения следует, что удельный расход отпаривающего агента тем меньше, чем меньше его молекулярная масса M_z .

В тех случаях, когда ввод водяного пара в систему исключен по соображениям химической активности компонентов смеси, применяют азот, диоксид углерода и т. п.

Ректификация

1. СУЩНОСТЬ ПРОЦЕССА РЕКТИФИКАЦИИ БИНАРНЫХ СМЕСЕЙ

При осуществлении процессов однократного испарения или однократной конденсации можно получить пар более богатый низкокипящим компонентом (НKK), а жидкость более богатую высококипящим компонентом (ВKK), чем исходная смесь. Однако достаточно хорошая степень разделения компонентов не достигается. В случае многократных или постепенных процессов испарения и конденсации можно получить желаемые составы паровой и жидкой фаз, но масса получаемых продуктов незначительна по сравнению с массой исходной смеси.

Для получения продуктов желаемой степени чистоты с высокими выходами служит процесс ректификации. Как следует из теории массообменных процессов, при взаимодействии неравновесных паровой и жидкой фаз в результате процессов массо- и теплообмена система придет в состояние равновесия. При этом присутствующие в фазах компоненты будут перераспределяться между ними. В результате вновь образованные паровая и жидкая фазы будут отличаться по составу от вступивших в контакт паров и жидкости. Пары обогатятся НKK, а жидкость ВKK. При данном давлении для осуществления этого процесса температура вступающих в контакт паров должна быть выше, чем жидкости. После контакта температуры обеих фаз выравниваются.

Осуществляя многократно контактирование соответствующих неравновесных потоков паровой и жидкой фаз, можно изменить их составы в желаемой степени. В этом и состоит сущность процесса ректификации. Процесс ректификации проводят в специальных аппаратах — ректификационных колоннах, заполненных контактными устройствами (тарелками, насадками и т. п.).

При расчетах процесса ректификации обычно пользуются понятием *теоретической тарелки* (см. главу XII).

2. ПРИНЦИПИАЛЬНОЕ УСТРОЙСТВО РЕКТИФИКАЦИОННОЙ КОЛОННЫ

Схема ректификационной колонны дана на рис. XIV-1. В среднюю часть колонны поступает сырье, нагретое до температуры t_F . В колонне происходит процесс однократного испарения (ОИ)

сырья, в результате которого образуются пары G_F и жидкость g_F , находящиеся в равновесии. На любой тарелке колонны, например n -й, происходит контакт между парами G_{n-1} , поднимающимися на эту тарелку, и жидкостью g_{n+1} , стекающей на ту же тарелку. При контакте этих потоков происходит изменение состава фаз и обогащение паров НКК, а жидкости ВКК (потоки G_n и g_n). Пары G_n , поднимающиеся с n -й тарелки, будут богаче НКК, чем пары G_{n-1} , а жидкость g_n станет богаче ВКК, чем жидкость g_{n+1} . Затем пары G_n поступают на вышележащую тарелку $n+1$, а жидкость g_n — на нижележащую тарелку $n-1$, где они контактируют с соответствующими потоками жидкости и паров.

Контактирование встречных потоков фаз осуществляется до тех пор, пока не будут достигнуты желаемые составы продуктов колонны: верхнего, называемого дистиллятом или ректификатом, y_D и нижнего, называемого остатком, x_W . Очевидно, изменение составов фаз будет происходить в том случае, если поток жидкости (или флегмы) g_{n+1} будет более богат НКК, чем жидкость g_n , равновесная с паром G_n . Поскольку давление в колонне постоянное, то это условие будет достигаться, если температура t_{n+1}^* потока жидкости g_{n+1} будет меньше, чем температура t_n^* потока жидкости g_n и, следовательно, паров G_n . Так как $t_n^* = t_n^*$, температура в колонне убывает снизу вверх. Наименьшая температура будет в верхней части колонны t_D , а самая высокая — в нижней t_W . Поскольку в процессе ректификации должны участвовать два потока паров и жидкости, состоящие из одних и тех же компонентов, но с разными их концентрациями, для обеспечения процесса ректификации в верхней части колонны отводят тепло Q_d , а в нижней части подводят тепло Q_B . При конденсации части паров в верхней части колонны образуется поток жидкости (орошения, флегмы), перетекающей с тарелки

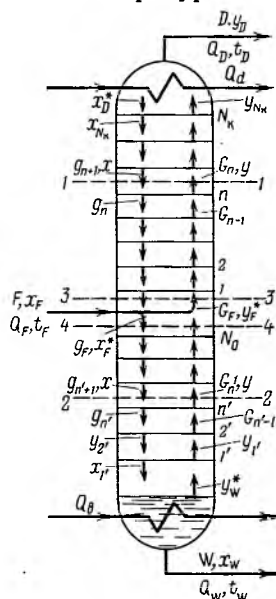


Рис. XIV-1. Схема ректификационной колонны.

на тарелку. Подвод тепла Q_B в нижнюю часть колонны обеспечивает испарение части жидкости и образование парового потока.

Та часть колонны, куда вводится сырье, называется *питательной секцией*. Часть колонны, находящаяся выше ввода сырья, называется *концентрационной* или *укрепляющей*, а ниже ввода сырья — *отгонной* или *исчерывающей*.

В зависимости от назначения колонны могут быть полными, которые имеют концентрационную и отгонную секции, или неполными: укрепляющая колонна не имеет отгонной секции, а отгонная колонна — концентрационной секции. В концентрационной колонне сырье вводится под нижнюю тарелку, а в отгонной — на верхнюю.

Кроме того, различают простые и сложные колонны. В простой колонне сырье разделяется на два продукта, в сложной колонне число отбираемых продуктов больше двух. Они могут выводиться в виде дополнительных боковых погонов.

3. МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС РЕКТИФИКАЦИОННОЙ КОЛОННЫ

Работа ректификационной колонны характеризуется материальным балансом по потокам и каждому компоненту смеси. Для бинарной смеси обычно составляют баланс по низкокипящему компоненту (НКК). Основные потоки представлены на рис. XIV-1. При установившемся режиме работы колонны массы потоков остаются неизменными и можно составить следующие уравнения материального баланса для всей колонны:

$$F = D + W \quad (\text{XIV},1)$$

где F , D и W — соответственно количества сырья, дистиллята и остатка.

Для НКК

$$Fx_F = Dy_D + Wx_W \quad (\text{XIV},2)$$

Заменив $W = F - D$ в последнем уравнении, получим

$$Fx_F = Dy_D + (F - D)x_W$$

или относительный отбор ректификата

$$\varepsilon = D/F = (x_F - x_W)/(y_D - x_W) \quad (\text{XIV},3)$$

Соответственно относительный отбор остатка, равный $1 - \varepsilon$, составит

$$1 - \varepsilon = W/F = 1 - D/F = (y_D - x_F)/(y_D - x_W) \quad (\text{XIV},4)$$

Уравнения (XIV,3) и (XIV,4) показывают, что потоки колонны и соответствующие концентрации НКК в продуктах колонны взаимосвязаны и не могут устанавливаться произвольно.

4. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОЛОННЫ

Работа ректификационной колонны связана с обменом энергией (теплом) между контактирующими фазами. При этом все подведенное в колонну тепло: с сырьем Q_F и в нижнюю часть колонны Q_B должно быть отведено (без учета теплопотерь в окружающую среду) из колонны парами ректификата Q_D , жидким остатком Q_W и потоком хладагента на верху колонны Q_d .

Тепловой баланс колонны запишется следующим образом:

$$Q_F + Q_B = Q_D + Q_W + Q_d \quad (\text{XIV},5)$$

Отдельные слагаемые теплового баланса определяются следующими формулами:

$$Q_F = F(1 - e) i_{t_F}^{\text{ж}} + F e i_{t_F}^{\text{н}} \quad (\text{XIV}, 6)$$

$$Q_B = G(i_{t_W}^{\text{н}} - i_{t_W}^{\text{ж}}) = G q_{\text{нсп}} \quad (\text{XIV}, 7)$$

$$Q_d = g(i_{t_D}^{\text{н}} - i_{t_D}^{\text{ж}}) = g q_{\text{нсп}} \quad (\text{XIV}, 8)$$

$$Q_D = D i_{t_D}^{\text{н}} \quad (\text{XIV}, 9)$$

$$Q_W = W i_{t_W}^{\text{ж}} \quad (\text{XIV}, 10)$$

Преобразуем эти уравнения для приведения их к виду уравнений материального баланса. Для этого вместо W подставим равную ей величину $F - D$ и объединим члены уравнений, относящихся к потокам тепла для верха и низа колонны. Получим

$$Q_F = (D i_{t_D}^{\text{н}} + Q_d) + (W i_{t_W}^{\text{ж}} - Q_B)$$

или

$$Q_F = D \left(i_{t_D}^{\text{н}} + \frac{Q_d}{D} \right) + W \left(i_{t_W}^{\text{ж}} - \frac{Q_B}{W} \right) \quad (\text{XIV}, 11)$$

Обозначим приведенные энтальпии потоков ректификата и остатка соответственно

$$i_D^* = i_{t_D}^{\text{н}} + Q_d/D \quad (\text{XIV}, 12)$$

$$i_W^* = i_{t_W}^{\text{ж}} - Q_B/W \quad (\text{XIV}, 13)$$

Тогда уравнение теплового баланса колонны будет иметь вид

$$Q_F = D i_D^* + W i_W^* \quad (\text{XIV}, 14)$$

Подставив $W = F - D$ и $Q_F = F i_F$,

где

$$i_F = (1 - e) i_{t_F}^{\text{ж}} + e i_{t_F}^{\text{н}} \quad (\text{XIV}, 15)$$

получим

$$\varepsilon = D/F = (i_F - i_W^*)/(i_D^* - i_W^*) \quad (\text{XIV}, 16)$$

и

$$1 - \varepsilon = W/F = 1 - D/F = (i_D^* - i_F)/(i_D^* - i_W^*) \quad (\text{XIV}, 17)$$

т. е. получим уравнения, аналогичные ранее приведенным уравнениям материального баланса, которые включают материальные потоки и энтальпии.

При заданных составах и отборах ректификата и остатка величины Q_D и Q_W будут постоянными. Перепишем уравнение теплового баланса в следующем виде:

$$Q_F + (Q_B - Q_d) = Q_D + D_W = \text{const} \quad (\text{XIV}, 18)$$

При неизменных температуре и составе сырья $Q_F = \text{const}$

$$Q_B - Q_d = \text{const} \quad (\text{XIV}, 19)$$

Отсюда следует, что Q_B и Q_d изменяются только в одном направлении, при этом их разность остается величиной постоянной. Из уравнения (XIV,18) также следует, что при прочих постоянных тепловых потоках, изменение количества тепла, вносимого сырьем, требует соответствующего изменения количества тепла вводимого в нижнюю часть колонны Q_B : при увеличении Q_F необходимо уменьшить Q_B , и наоборот.

Таким образом, тепловые потоки колонны должны быть увязаны с материальными потоками и качеством получаемых продуктов.

5. УРАВНЕНИЕ РАБОЧЕЙ ЛИНИИ

Уравнение рабочей линии верхней части колонны. Чтобы выявить связь между потоками и концентрациями в любом сечении колонны, необходимо мысленно разрезать колонну в произвольном сечении $I-I$ (см. рис. XIV-1), отделить одну часть колонны (например, ниже сечения $I-I$), заменить отделенную часть соответствующими потоками массы и тепла и составить материальные и, если необходимо, тепловой балансы для рассматриваемой части колонны.

Уравнения материальных балансов для части колонны выше сечения $I-I$ запишутся следующим образом:

$$G_n = g_{n+1} + D \text{ или } G_n - g_{n+1} = D = \text{const} \quad (\text{XIV},20)$$

и по НКК

$$G_n y = g_{n+1} x + D y_D \quad (\text{XIV},21)$$

Из уравнения (XIV,20) следует, что в концентрационной части колонны масса паров всегда больше массы флегмы, и массы обоих потоков изменяются в одном направлении. Поток паров как бы состоит из паров ректификата и сопутствующего потока паров, образованного испарившейся флегмой, которая вновь образуется при конденсации паров на следующей ступени контакта.

Уравнение (XIV,21) можно записать также в следующем виде:

$$g_{n+1}/D = (y_D - y)/(y - x) \quad (\text{XIV},22)$$

или

$$y = \frac{g_{n+1}}{g_{n+1} + D} x + \frac{D}{g_{n+1} + D} y_D \quad (\text{XIV},23)$$

Разделив числитель и знаменатель каждого слагаемого на D и обозначив $R = g_{n+1}/D$ — флегмовое число, получим

$$y = \frac{R}{R+1} x + \frac{y_D}{R+1} \quad (\text{XIV},24)$$

Это уравнение называется уравнением рабочей линии. Оно устанавливает связь между концентрациями потоков пара G_n и жид-

кости g_{n+1} в любом произвольном сечении колонны. В координатах $x-y$ уравнение (XIV,24) представляет собой кривую линию с тангенсом угла наклона $R/(R+1)$. При неизменной массе потока флегмы g_{n+1} имеем уравнение прямой.

На диаграмме $x-y$ (рис. XIV-2) можно установить характерные точки, через которые проходит рабочая линия. Так, при $x = y_D$ получим, что $y = y_D$, т. е. рабочая линия проходит через точку D , лежащую на диагонали диаграммы. Ее положение определяется исключительно составом ректификата y_D и не зависит от массы флегмы. Поэтому через точку D рабочая линия проходит независимо от того, кривая она или прямая.

Координаты второй точки рабочей линии можно определить, например, приняв $x = 0$. Тогда $y = y_D/(R+1)$ (точка B на диаграмме). Как видно, положение точки B зависит от величины флегмового числа $R = g_{n+1}/D$, т. е. в конечном итоге от массы флегмы g_{n+1} . С увеличением флегмового числа точка B перемещается вниз, а рабочая линия приближается к диагонали OA . При $R \rightarrow \infty$ рабочая линия сливается с диагональю.

Следует подчеркнуть, что уравнение рабочей линии связывает неравновесные составы потоков в произвольном сечении колонны.

В случае изменения массы потока флегмы по высоте верхней части колонны уравнение рабочей линии может быть построено с использованием свойств энтальпийной диаграммы. Для верхней части колонны (выше сечения 3—3 на рис. XIV-1) уравнение рабочей линии запишется следующим образом:

$$y_m = \frac{R_1}{R_1+1} x_1 + \frac{y_D}{R_1+1} \quad (\text{XIV,25})$$

где

$$y_m = \frac{G_F y_F^* + G_{N_0} y_{N_0}}{G_F + G_{N_0}} = \frac{G_F y_F^* + G_{N_0} y_{N_0}}{G_m} \quad (\text{XIV,26})$$

и $R_1 = g_1/D$.

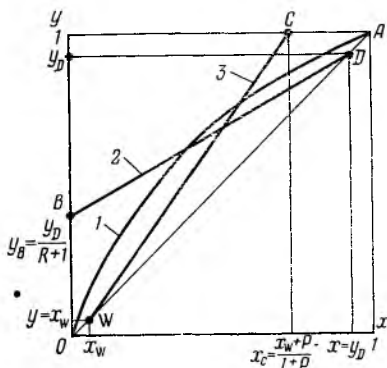


Рис. XIV-2. Расположение рабочих линий на диаграмме $x-y$:

1 — уравнение равновесия; 2 — рабочая линия верхней части колонны; 3 — рабочая линия нижней части колонны.

Пары G_m состава y_m , поступающие под нижнюю тарелку концентрационной части колонны, образуются при смешении потока паров G_F , испарившихся при ОИ сырья, и паров G_{N_0} , покидающих нижнюю часть колонны.

Уравнение рабочей линии нижней части колонны. Проанализируем работу нижней части колонны, для чего рассмотрим по-

токи ниже сечения 2—2 (см. рис. XIV-1). Уравнения материальных балансов имеют вид

$$g_{n'+1} = G_{n'} + W \quad \text{или} \quad g_{n'+1} - G_{n'} = W = \text{const} \quad (\text{XIV},27)$$

и для НКК

$$g_{n'+1}x = G_{n'}y + Wx_W \quad (\text{XIV},28)$$

Из этих уравнений следует, что в нижней части колонны масса потока флегмы больше массы потока паров, при этом массы обоих потоков могут изменяться только в одном направлении. Жидкость, стекающую с любой тарелки колонны, можно рассматривать состоящей из массы остатка W и сопутствующей флегмы, масса и состав которой равны массе и составу встречного потока паров $G_{n'}$.

Уравнение (XIV,28) после замены $g_{n'+1}$ потоками пара и остатка приведет к следующему виду:

$$G_{n'}/W = (x - x_W)/(y - x) \quad (\text{XIV},29)$$

или

$$y = \frac{G_{n'} + W}{G_{n'}} x - \frac{Wx_W}{G_{n'}} \quad (\text{XIV},30)$$

Разделив числитель и знаменатель каждого слагаемого на W и обозначив $P = G_{n'}/W$ — паровое число, получим

$$y = \frac{1+P}{P} x - \frac{x_W}{P} \quad (\text{XIV},31)$$

Уравнение (XIV,31) является уравнением прямой при $G_{n'} = \text{const}$, тангенс угла наклона которой равен $(1+P)/P$. На диаграмме $x-y$ (рис. XIV-2) эта прямая проходит через характерные точки. Одна из этих точек W , имеющая координаты $x = y = x_W$, находится на диагонали. При этом положение точки W не зависит от потока паров и флегмы. Другую точку, например C , можно найти при $y = 1$, тогда $x_C = (x_W + P)/(1+P)$.

Положение точки C зависит от парового числа. При увеличении парового числа рабочая линия нижней части колонны перемещается ближе к диагонали OA и при $P \rightarrow \infty$ сливается с диагональю. Рабочая линия связывает составы неравновесных парового и жидкостного потоков, встречающихся на одном уровне. При изменении массы паров (флегмы) по высоте нижней части колонны уравнение рабочей линии можно построить с привлечением энтальпийной диаграммы.

Для всей нижней части колонны (ниже сечения 4—4 на рис. XIV-1) уравнение рабочей линии запишется в виде

$$y_{N_0} = \frac{1+P_{N_0}}{P_{N_0}} x_m - \frac{x_W}{P_{N_0}} \quad (\text{XIV},32)$$

где

$$x_m = (g_F x_F^* + g_1 x_1)/(g_F + g_1) = (g_F x_F^* + g_1 x_1)/g_m \quad (\text{XIV},33)$$

$$\text{и } P_{N_0} = \frac{G_{N_0}}{W}.$$

Жидкость g_m состава x_m , поступающая на верхнюю тарелку отгонной части колонны, образуется при смешении жидкого остатка g_F , полученного при ОИ сырья, и потока флегмы g_1 , стекающей с нижней тарелки концентрационной части колонны.

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧИСЛА ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ТАРЕЛОК ГРАФИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

Чтобы обеспечить заданное разделение смеси в колонне при определенном флегмовом и паровом числах, необходимо иметь соответствующее число тарелок, которое можно определить графическим методом с использованием диаграммы $x-y$. Для этого необходимо иметь кривую равновесия фаз и рабочие линии для обеих частей колонны (рис. XIV-3 и XIV-4).

Пусть требуется получить ректификат с содержанием НКК y_D . Рабочая линия BD верхней части колонны проходит через точку D с координатами $x = y = y_D$. Пары ректификата состава y_D были получены после прохождения паров, поднимающихся с верхней тарелки колонны, через парциальный конденсатор, где часть паров сконденсировалась, образовав поток флегмы g . Состав этой жидкости x_D^* находится в равновесии с парами ректификата и поэтому может быть найден при пересечении ординаты y_D с кривой равновесия (точка 1). Абсцисса точки 1 равна x_D^* . Поступившая на верхнюю тарелку концентрационной части колонны, имеющую

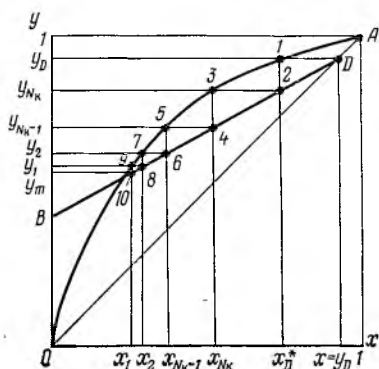


Рис. XIV-3. Графический расчет числа тарелок в концентрационной части колонны.

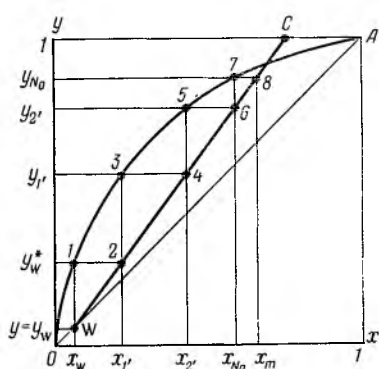


Рис. XIV-4. Графический расчет числа тарелок в отгонной части колонны.

номер N_K , жидкость состава x_D^* будет контактировать с паром, поднимающимся с нижележащей тарелки. В результате образуются потоки паров состава y_{N_K} и жидкости состава x_{N_K} . Составы x_D^* и y_{N_K} относятся к встречным потокам и поэтому будут связаны уравнением рабочей линии. На рис. XIV-3 им отвечает точка 2. Ордината точки 2 определяет состав паров y_{N_K} .

Составы x_{N_k} и y_{N_k} потоков, покидающих данную тарелку, находятся в равновесии, и следовательно, на диаграмме $x-y$ представлены точкой 3, абсцисса которой равна x_{N_k} .

Далее жидкость состава x_{N_k} встречается между тарелками N_k и $N_k - 1$ с парами состава y_{N_k-1} . Поэтому их составы будут взаимосвязаны уравнением рабочей линии (точка 4). Ордината точки 4 дает состав y_{N_k-1} .

Продолжая аналогичные рассуждения, видим, что концентрации потоков паров и флегмы определяются при построении ступенчатой линии между кривой равновесия и рабочей линией: $D, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10$. Построение ее завершается, когда состав жидкости x_1 , стекающей с нижней тарелки концентрационной части колонны, и состав паров y_m , поступающих из питательной секции, будут отвечать заданным. Составы этих потоков соответствуют уравнению рабочей линии (точка 10).

Нетрудно убедиться, что число ступеней между равновесной и рабочей линиями соответствует числу тарелок. В данном случае $N_k = 5$.

Следует заметить, что первая ступень изменения концентраций $D, 1, 2$ связана с наличием парциального конденсатора. В случае других способов отвода тепла из верхней колонны эта ступень соответствует верхней тарелке колонны.

Из приведенного графического построения можно заключить, что число тарелок зависит от флегмового числа $R = g/D$, т. е. от положения рабочей линии. Увеличение флегмового числа приближает рабочую линию к диагонали OA , что связано с уменьшением числа тарелок. Наоборот, когда флегмовое число уменьшается, рабочая линия перемещается ближе к кривой равновесия, и число тарелок увеличивается.

Когда рабочая линия сливается с диагональю ($R \rightarrow \infty$), число тарелок будет минимальным, обеспечивающим заданный состав ректификата y_D . При некотором минимальном количестве орошения $R_{\min}$ (см. далее) число тарелок будет бесконечно большим.

Число тарелок в отгонной части колонны определяют аналогичными построениями (рис. XIV-4). Рабочая линия WC определяется положением точки W , имеющей координаты $x = y = x_W$. При подводе тепла Q_B в низ колонны образовавшиеся пары состава y_W^* будут находиться в равновесии с уходящим из колонны остатком состава x_W . Поэтому указанные составы будут определяться кривой равновесия (точка 1). Ордината точки 1 равна y_W^* .

Пары состава y_W^* встречаются с жидкостью состава x_1' , стекающей с нижней тарелки, т. е. они отвечают уравнению рабочей линии (точка 2). Абсцисса точки 2 дает состав флегмы x_1' . Жидкость состава x_1' и пары y_1' , уходящие от нижней тарелки, находятся в равновесии. Поэтому состав этих паров y_1' определяется ординатой точки 3 на линии равновесия.

Проводя соответствующие построения, получим ступенчатую линию W , 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8. Координаты точки 8, лежащей на рабочей линии, определяют составы паров y_{N_0} , поднимающихся с верхней тарелки отгонной части колонны, и жидкости x_m , стекающей из питательной секции. В данном случае число тарелок $N_0 = 4$. Необходимо отметить, что первая ступень изменения концентраций W , 1, 2 отвечает подводу тепла к жидкости, стекающей с нижней тарелки отгонной части колонны. При других способах подвода тепла эта ступень отвечает первой тарелке.

Приведенное построение показывает, что число тарелок в отгонной части колонны зависит от положения рабочей линии, т. е. от величины парового числа $P = G/W$. При увеличении парового числа рабочая линия перемещается к диагонали, и число тарелок уменьшается. При $P \rightarrow \infty$ рабочая линия сливается с диагональю, а число тарелок будет минимальным. При уменьшении парового числа рабочая линия приближается к кривой равновесия, что приводит к росту числа тарелок. При некотором значении $P_{\min}$ $N_0 \rightarrow \infty$.

7. СОПРЯЖЕНИЕ СОСТАВОВ ПОТОКОВ В ПИТАТЕЛЬНОЙ СЕКЦИИ

Схема потоков в питательной секции дана на рис. XIV-5. В питательной секции встречаются потоки сырья (в общем случае в парожидкостном виде), стекающей с нижней тарелки концентрационной части флегмы g_1 и поднимающихся с верхней тарелки отгонной части паров G_{N_0} . Эти потоки, смешиваясь, дают потоки паров G_m и жидкости g_m , поступающих в соответствующие секции колонны.

Из уравнения (XIV,25) рабочей линии для верхней части колонны или из уравнения (XIV,32) для нижней части колонны следует, что составы паров y_{N_0} и жидкости x_1 лежат на одной прямой. При этом для нормального течения процесса ректификации должны выполняться следующие условия:

$$x_1 > x_m > x_F^* \quad (\text{XIV},34)$$

и

$$y_{N_0} < y_m < y_F^* \quad (\text{XIV},35)$$

Кроме того, из материального баланса процесса ОИ сырья следует, что

$$ey_F^* + (1 - e)x_F^* = x_F \quad (\text{XIV},36)$$

где $e = G_F/F$ — доля отгона при вводе сырья в колонну.

Уравнение (XIV,36) называется *линией сырья*.

На рис. XIV-6 приведено построение составов потоков, проходящих через питательную секцию, что обеспечивает правильный переход от концентрационной части колонны к отгонной при определении числа тарелок.

Прямая $EFHG$ соответствует уравнению (XIV,36) при данной доле отгона сырья e . Пересечение линии сырья с линией равнове-

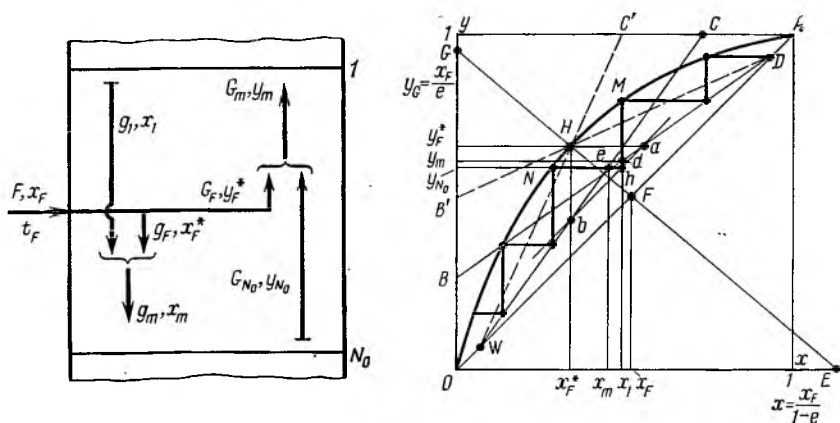


Рис. XIV-5. Схема потоков в питательной секции колонны.

Рис. XIV-6. Графическое определение сопряженных составов в питательной секции колонны.

сия (точка H) определяет составы потоков y_F^* и x_F^* , полученные при ОИ сырья. Эти составы определяют положение прямой ab . Пересечение линии сырья с диагональю определяет сырьевую точку F . Координаты точки d , лежащей на рабочей линии верхней части колонны, определяют концентрации x_1 потока флегмы и y_m потока паров. Точка h , имеющая координаты x_1 и y_{N_0} , должна находиться на прямой ab . Состав жидкости x_m , стекающей в нижнюю часть колонны, отвечает абсциссе точки e , находящейся на рабочей линии нижней части колонны WC .

Таким образом, переход от концентрационной к отгонной секции колонны осуществляется через точку h , находящуюся на линии ab .

8. АНАЛИТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА

Расчет числа тарелок при бесконечном орошении. При флегмовом и паровом числах, стремящихся к бесконечности, рабочие линии в обеих частях колонны сливаются с диагональю диаграммы $x-y$. В этом случае составы паровой и жидкой фаз, встречающиеся в любом сечении колонны, будут равны, т. е.

$$x_{n+1} = y_n \quad (\text{XIV,37})$$

а число тарелок будет минимальным и равным $N_{\min}$. Для нахождения $N_{\min}$ рассмотрим изменение составов потоков фаз по тарелкам колонны (рис. XIV-7).

Пар состава y_W^* , покидающий кипятильник, находится в равновесии с жидким остатком состава x_W . Запишем уравнение равновесия в виде уравнения (XIII,30)

$$y_W^*/(1 - y_W^*) = \alpha x_W/(1 - x_W)$$

Между тем для любых двух смежных тарелок можно записать следующие соотношения:

$$y_n = x_{n+1}$$

и

$$y_n/(1 - y_n) = \alpha x_n/(1 - x_n)$$

откуда

$$x_{n+1}/(1 - x_{n+1}) = \alpha x_n/(1 - x_n) \quad (\text{XIV,38})$$

Уравнение (XIV,38) дает переход от n -й к $(n + 1)$ -й тарелке.

Будем давать n последовательные значения $n = 0, 1, 2, \dots$, ..., $N_{\min}$. Получим следующую последовательность равенств:

$$\begin{array}{l} n = 0 \\ \text{(кипятильник,} \\ x_0 = x_W) \end{array}$$

$$\frac{x_1}{1 - x_1} = \alpha \frac{x_W}{1 - x_W}$$

$$n = 1 \quad \frac{x_2}{1 - x_2} = \alpha \frac{x_1}{1 - x_1} = \alpha^2 \frac{x_W}{1 - x_W}$$

$$n = 2 \quad \frac{x_3}{1 - x_3} = \alpha \frac{x_2}{1 - x_2} = \alpha^3 \frac{x_W}{1 - x_W}$$

.....

$$n = N_{\min} \quad \frac{x_{N_{\min}+1}}{1 - x_{N_{\min}+1}} = \alpha \frac{x_{N_{\min}}}{1 - x_{N_{\min}}} = \alpha^{N_{\min}+1} \frac{x_W}{1 - x_W}$$

$$\begin{array}{l} n = N_{\min} + 1 \\ \text{(конденсатор)} \end{array} \quad \frac{y_D}{1 - y_D} = \alpha \frac{x_{N_{\min}+1}}{1 - x_{N_{\min}+1}} = \alpha^{N_{\min}+2} \frac{x_W}{1 - x_W}$$

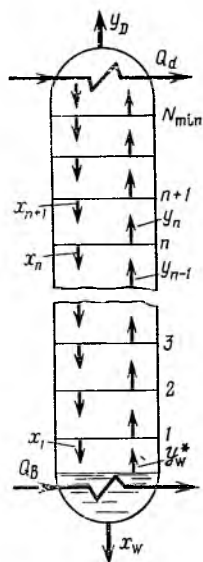
Итак, получили следующее соотношение:

$$y_D/(1 - y_D) = \alpha^{N_{\min}+2} x_W/(1 - x_W) \quad (\text{XIV,39})$$

которое известно в литературе как уравнение Фенске. Это уравнение можно решить относительно $N_{\min}$, прологарифмировав левую и правую части

$$N_{\min} = \lg \frac{y_D}{1 - y_D} \cdot \frac{1 - x_W}{x_W} \Big/ \lg \alpha - 2 \quad (\text{XIV},40)$$

Если отсутствует парциальный конденсатор или кипятильник, то справа должна вычитаться 1; если оба аппарата отсутствуют, справа вычитать ничего не требуется. Уравнение Фенске позволяет вычислить $N_{\min}$ или концентрацию одного из продуктов при заданном $N_{\min}$, не прибегая к графическим построениям.



Расчет числа тарелок при рабочем флегмовом (паровом) числе. Аналитический расчет числа тарелок позволяет существенно повысить точность расчетов и избежать сложных и длительных графических построений, что особенно важно при разделении смесей близки кипящих компонентов, когда требуется большое число тарелок.

Решение задачи можно свести к предшествующей, если дополнительно преобразовать уравнения равновесия и рабочей линии, а также диаграмму $x-y$ (рис. XIV-8).

Рис. XIV-7. Схема потоков в колонне при бесконечном флегмовом и паровом числах.

Нетрудно убедиться, что уравнения рабочих линий для концентрационной и отгонной частей колонны можно привести к следующему общему виду:

$$y_n = \Phi x_{n+1} + (1 - \Phi) x_p \quad (\text{XIV},41)$$

где x_p — состав продуктового потока; $x_p = y_D$ — для концентрационной части колонны и $x_p = x_W$ — для отгонной; $\Phi = g_{n+1}/G_n$ — отношение масс потоков флегмы и паров (внутреннее флегмовое число), $\Phi \leq 1$ — для верхней части колонны и $\Phi \geq 1$ — для нижней. Случай $\Phi = 1$ соответствует работе колонны в режиме бесконечной флегмы.

Осуществим линейное преобразование координат, заменяя старые координаты x , y новыми X , Y согласно уравнениям

$$X = \frac{x - x_1}{x_{11} - x_1} \quad (\text{XIV},42)$$

$$Y = \frac{y - y_1}{y_{11} - y_1} \quad (\text{XIV},43)$$

где x_1 и x_{11} , y_1 и y_{11} — координаты точек пересечения кривой равновесия и рабочей линии соответствующей части колонны; для концентрационной части колонны x_1 , y_1 , x_{11} , y_{11} — положительные числа, при этом x_{11} и y_{11} больше единицы; для

отгонной части колонны x_I и y_I — отрицательные числа, а x_{II} , y_{II} — числа положительные, но меньше единицы.

Указанное преобразование координат эквивалентно переносу начала координат из точки 0 в точку I. Новые координаты X и Y заключены в пределах $0 \leq X$, $Y \leq 1$. Координаты точек I и II определяются при совместном решении уравнений равновесия (XIV, 29) и рабочей линии (XIV, 41)

$$\begin{aligned} y &= \alpha x / [(\alpha - 1)x + 1] \\ y &= \Phi x + (1 - \Phi)x_p \end{aligned}$$

Приравняв левые и правые части обоих уравнений, после преобразований получим следующее квадратное уравнение:

$$(\alpha - 1)\Phi x^2 + [\Phi - \alpha + (\alpha - 1)(1 - \Phi)x_p]x + (1 - \Phi)x_p = 0$$

Решение этого уравнения имеет вид

$$\begin{aligned} x_{I, II} &= \frac{-[\Phi - \alpha + (\alpha - 1)(1 - \Phi)x_p] \pm}{2(\alpha - 1)\Phi} \pm \\ &\pm \frac{\sqrt{[\Phi - \alpha + (\alpha - 1)(1 - \Phi)x_p]^2 - 4(\alpha - 1)\Phi(1 - \Phi)x_p}}{2(\alpha - 1)\Phi} \end{aligned} \quad (\text{XIV, 44})$$

Ординаты y_I и y_{II} точек I и II можно получить, подставив x_I и x_{II} в уравнение равновесия или рабочей линии.

При $\Phi < 1$ и $x_p = y_D$ получаем решение для концентрационной части колонны, при $\Phi > 1$ и $x_p = x_W$ — для отгонной.

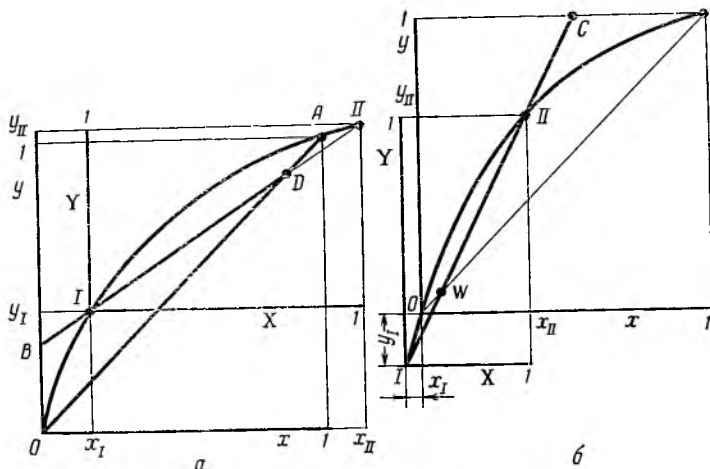


Рис. XIV-8. Преобразование диаграммы x — y для расчета числа тарелок в колонне при рабочем флегмовом и паровом числах:

а — для концентрационной части колонны; б — для отгонной.

Из рис. XIV-8 следует, что

$$\Phi = (y_{II} - y_I) / (x_{II} - x_I) \quad (\text{XIV, 45})$$

Подставив это выражение для Φ в уравнение рабочей линии (XIV, 41), получим, что

$$X_{n+1} = Y_n \quad (\text{XIV, 46})$$

т. е. соотношение, аналогичное уравнению (XIV, 37), но в новых координатах. Соответственно в новых координатах уравнение равновесия будет иметь вид, аналогичный известному

$$\frac{Y_n}{1-Y_n} = \alpha^* \frac{X_n}{1-X_n} \quad (\text{XIV},47)$$

где α^* — приведенная относительная летучесть; $\alpha > \alpha^* > 1$;

$$\alpha^* = \frac{1 + (\alpha - 1) x_{II}}{1 + (\alpha - 1) x_I} \quad (\text{XIV},48)$$

Повторив рассуждения, изложенные при выводе уравнения Фенске, для концентрационной и отгонной частей колонны и используя уравнения (XIV,46) и (XIV,47), можно получить следующие уравнения для нахождения числа тарелок: для концентрационной части колонны

$$N_K = \frac{\lg \frac{Y_D}{1-Y_D} \cdot \frac{1-Y_m}{Y_m}}{\lg \alpha^*} - 1 \quad (\text{XIV},48)$$

для отгонной части колонны

$$N_0 = \frac{\lg \frac{X_m}{1-X_m} \cdot \frac{1-X_W}{X_W}}{\lg \alpha^*} - 1 \quad (\text{XIV},49)$$

Из правых частей уравнений вычтены единицы (т. е. имеется парциальный конденсатор или кипятыльник). Общее число тарелок в колонне

$$N = N_K + N_0 \quad (\text{XIV},50)$$

Переходя к исходным координатам (x , y), можем уравнения (XIV,48) и (XIV,49) записать в следующем виде:

$$N_K = \frac{\lg \frac{y_D - y_I}{y_{II} - y_D} \cdot \frac{y_{II} - y_m}{y_m - y_I}}{\lg \frac{1 + (\alpha - 1) x_{II}}{1 + (\alpha - 1) x_I}} - 1 \quad (\text{XIV},51)$$

и

$$N_0 = \frac{\lg \frac{x_m - x_I}{x_{II} - x_m} \cdot \frac{x_{II} - x_W}{x_W - x_I}}{\lg \frac{1 + (\alpha - 1) x_{II}}{1 + (\alpha - 1) x_I}} - 1 \quad (\text{XIV},52)$$

Поскольку в начале расчета концентрации y_m и x_m не определены, их принимают равными $y_m = y_F^*$ и $x_m = x_F^*$, т. е. концентрациям соответствующих потоков, полученным при ОИ сырья.

При $\Phi = 1$ получим уравнение Фенске.

9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФЛЕГМОВОГО (ПАРОВОГО) ЧИСЛА

Как было показано при рассмотрении материальных балансов, массы потоков паров и жидкости в колонне взаимосвязаны и могут изменяться одинаковым образом. Поэтому выбор флегмового числа предопределяет паровое число, и наоборот.

В колонне заданные составы продуктов могут быть получены при варьировании флегмового (парового) числа в определенных пределах и соответствующем изменении числа тарелок в колонне.

Ранее было отмечено, что при бесконечном орошении число тарелок будет минимальным $N_{\min}$. При уменьшении флегмового (парового) числа число тарелок в колонне увеличивается и при некотором минимальном флегмовом числе $R_{\min}$ (паровом числе $P_{\min}$) число тарелок, обеспечивающих заданное разделение смеси, возрастает до бесконечно большого.

Минимальное орошение (минимальное флегмовое число) можно определить из уравнения рабочей линии (XIV,22). Поскольку при нормальной работе колонны должны выполняться условия (XIV,34) и (XIV,35), то предельным положением рабочей линии будет такое, когда $x_1 = x_m = x_F^*$ и $y_n = y_m = y_F^*$. Отсюда

$$R_{\min} = (g/D)_{\min} = (y_D^* - y_F^*) / (y_F^* - x_F^*) \quad (\text{XIV,53})$$

При минимальном орошении рабочая линия верхней части колонны проходит через точку H (на рис. XIV-6 линия DB').

Аналогично для отгонной части колонны минимальное паровое число определяется из уравнения рабочей линии (XIV,29):

$$P_{\min} = (G/W)_{\min} = (x_F^* - x_W^*) / (y_F^* - x_F^*) \quad (\text{XIV,54})$$

При минимальном паровом числе рабочая линия отгонной части колонны также проходит через точку H (на рис. XIV-6 линия WC').

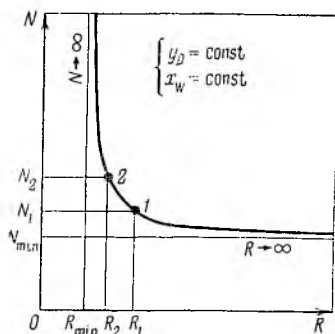


Рис. XIV-9. Зависимость числа тарелок в колонне от флегмового числа.

Общий вид зависимости между числом тарелок в колонне и флегмовым числом при обеспечении заданных составов продуктов приведен на рис. XIV-9. Такую зависимость можно построить, используя уравнения (XIV,51) и (XIV,52). При приближении R к $R_{\min}$ число тарелок в колонне быстро возрастает. Поэтому обычно выбирают такое флегмовое число, которое обеспечивает опти-

мальные эксплуатационные показатели. В первом приближении оптимальное флегмовое число равно

$$R_{\text{опт}} \approx (1,20 - 1,35) R_{\text{min}} \quad (\text{XIV},55)$$

В общем случае флегмовое число определяют экономическими расчетами.

10. СПОСОБЫ СОЗДАНИЯ ОРОШЕНИЯ В КОЛОННЕ

Для образования потока флегмы в верхней части колонны необходимо отводить тепло, обеспечивая конденсацию соответствующего количества паров.

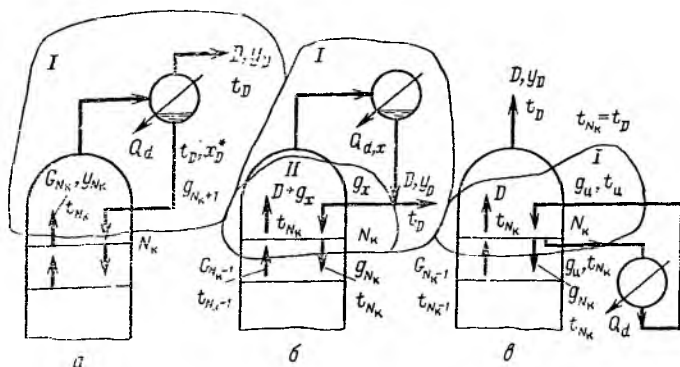


Рис. XIV-10. Схемы основных способов создания орошения в колонне: а — парциальный конденсатор; б — холодное испаряющееся орошение; в — циркуляционное неспаряющееся орошение.

ющего количества паров. В промышленности получили применение следующие три основных способа отвода тепла: парциальным конденсатором, холодным испаряющимся орошением и циркуляционным неспаряющимся орошением, схемы которых даны на рис. XIV-10.

Отвод тепла в парциальном конденсаторе (рис. XIV-10, а). При данном способе отвода тепла пары G_{N_k} , уходящие с верхней тарелки колонны, поступают в конденсатор, где часть этих паров g_{N_k+1} конденсируется и возвращается на верхнюю тарелку, образуя орошение, а пары ректификата D отводятся из конденсатора. При парциальной конденсации принимают, что пары ректификата D и флегмы g_{N_k+1} , стекающей из парциального конденсатора, находятся в равновесии, т. е. парциальный конденсатор эквивалентен одной теоретической тарелке.

Для определения количества тепла Q_d , отводимого в парциальном конденсаторе, составим тепловой баланс для потоков, охватываемых контуром I :

$$(g_{N_k+1} + D) i_{N_k}^n = g_{N_k+1} i_{N_k}^x + D i_D^n + Q_d$$

откуда

$$Q_d = g_{N_k+1} (i_{N_k}^n - i_{N_k}^x) + D (i_D^n - i_D^n) \quad (\text{XIV},56)$$

Таким образом, отводимое в парциальном конденсаторе тепло складывается из тепла необходимого для конденсации и охлаждения паров от температуры t_{N_K} до t_D , а также для охлаждения паров ректификата от температуры t_{N_K} до t_D . Поскольку обычно $t_{N_K} \approx t_D$, уравнение (XIV, 56) можно записать приближенно так

$$Q_d \approx g_{N_K+1} (i_{t_D}^n - i_{t_D}^*) = g_{N_K+1} q_{\text{конд}} \quad (\text{XIV,57})$$

Отвод тепла холодным испаряющимся орошением (рис. XIV-10, б). Этот способ отвода тепла получил наибольшее распространение на нефте- и газоперерабатывающих заводах. В отличие от парциальной конденсации поток паров с верхней тарелки направляется в конденсатор, где полностью конденсируется и охлаждается до температуры t_D . Образовавшаяся холодная жидкость делится на два потока: ректификата D и холодного (или острого) орошения g_x , вводимого на верхнюю тарелку колонны. Эта холодная жидкость контактирует с парами G_{N_K-1} , поднимающимися с нижележащей тарелки. Пары охлаждаются от температуры t_{N_K-1} до t_{N_K} , частично конденсируясь и образуя поток горячего орошения g_{N_K} , а холодное орошение g_x полностью испаряется, присоединяясь к парам ректификата. Таким образом, в конденсатор поступают пары ректификата D и холодного орошения g_x .

Изменяя массу холодного орошения g_x , можно регулировать количество отводимого в конденсаторе тепла Q_{dx} и тем самым поток горячего орошения g_{N_K} , определяющего процесс ректификации.

Для нахождения тепла Q_{dx} составим уравнение теплового баланса для потоков, охватываемых контуром I

$$(g_{N_K} + D) i_{t_{N_K-1}}^n = D i_{t_D}^* + g_{N_K} i_{t_{N_K}}^* + Q_{dx}$$

или

$$Q_{dx} = g_{N_K} (i_{t_{N_K-1}}^n - i_{t_{N_K}}^*) + D (i_{t_{N_K-1}}^n - i_{t_D}^*) \quad (\text{XIV,58})$$

Если в правой части уравнения (XIV,58) прибавить и вычесть величину $D i_{t_{N_K}}^n$, то его можно записать так

$$\begin{aligned} Q_{dx} = & g_{N_K} (i_{t_{N_K-1}}^n - i_{t_{N_K}}^*) + D (i_{t_{N_K-1}}^n - i_{t_{N_K}}^n) + \\ & + D (i_{t_{N_K}}^n - i_{t_D}^*) = Q_d + D (i_{t_{N_K}}^n - i_{t_D}^*) \end{aligned} \quad (\text{XIV,59})$$

Таким образом, Q_{dx} больше Q_d на величину, связанную с конденсацией паров ректификата и охлаждением жидкости до температуры t_D .

Массу холодного орошения g_x можно определить, рассмотрев тепловой баланс для потоков, охватываемых контуром II:

$$(g_{N_K} + D) i_{t_{N_K-1}}^{\Pi} + g_x i_{t_D}^{\text{ж}} = g_{N_K} i_{t_{N_K}}^{\text{ж}} + (D + g_x) i_{t_{N_K}}^{\Pi}$$

или

$$g_x (i_{t_{N_K}}^{\Pi} - i_{t_D}^{\text{ж}}) = g_{N_K} (i_{t_{N_K-1}}^{\Pi} - i_{t_{N_K}}^{\text{ж}}) + D (i_{t_{N_K-1}}^{\Pi} - i_{t_{N_K}}^{\Pi}) \quad (\text{XIV},60)$$

Правая часть уравнения соответствует теплу парциального конденсатора Q_d , т. е.

$$g_x (i_{t_{N_K}}^{\Pi} - i_{t_D}^{\text{ж}}) = Q_d \quad (\text{XIV},61)$$

Следовательно, масса холодного испаряющегося орошения равна

$$g_x = \frac{Q_d}{i_{t_{N_K}}^{\Pi} - i_{t_D}^{\text{ж}}} \quad (\text{XIV},62)$$

Из уравнения (XIV,62) следует, что количество холодного испаряющегося орошения требуется тем меньше, чем ниже его температура.

Отвод тепла циркуляционным неиспаряющимся орошением (рис. XIV-10, в). Этот вид орошения применяют в нефтепереработке в случае коррозионного сырья, содержащего пары воды, что в условиях конденсации приводит к интенсивной коррозии оборудования. Из сопоставления схем на рис. XIV-10, а и в легко установить аналогию с парциальной конденсацией.

Часть флегмы $g_{\text{ц}}$ с верхней тарелки охлаждается в холодильнике и при температуре $t_{\text{ц}}$ возвращается на верхнюю тарелку. Здесь холодная жидкость контактирует с парами G_{N_K-1} , поднимающимися с нижележащей тарелки. При этом часть паров охлаждается и конденсируется, образуя поток флегмы g_{N_K} , а пары ректификата D покидают колонну. Таким образом, верхняя тарелка колонны работает, как парциальный конденсатор, а пары ректификата находятся в равновесии с циркулирующей жидкостью, т. е.

$$t_{N_K} = t_D^{\text{г}}$$

Составим уравнение теплового баланса для потоков, охватываемых контуром I

$$(g_{N_K} + D) i_{t_{N_K-1}}^{\Pi} + g_{\text{ц}} i_{t_{\text{ц}}}^{\text{ж}} = g_{N_K} i_{t_D}^{\text{ж}} + g_{\text{ц}} i_{t_D}^{\text{ж}} + D i_{t_D}^{\Pi}$$

или

$$g_{\text{ц}} (i_{t_D}^{\text{ж}} - i_{t_{\text{ц}}}^{\text{ж}}) = g_{N_K} (i_{t_{N_K-1}}^{\Pi} - i_{t_D}^{\text{ж}}) + D (i_{t_{N_K-1}}^{\Pi} - i_{t_D}^{\Pi}) \quad (\text{XIV},63)$$

Справа имеем тепло, отводимое при парциальной конденсации, которое в данном случае отводится в холодильнике циркуляционного орошения

$$g_{\text{ц}} (i_{t_D}^{\text{ж}} - i_{t_{\text{ц}}}^{\text{ж}}) = Q_d \quad (\text{XIV}, 64)$$

Следовательно

$$g_{\text{ц}} = \frac{Q_d}{i_{t_D}^{\text{ж}} - i_{t_{\text{ц}}}^{\text{ж}}} \quad (\text{XIV}, 65)$$

Из уравнения (XIV, 65) видно, что масса циркуляционного неиспаряющегося орошения тем меньше, чем ниже его температура $t_{\text{ц}}$.

Выбор той или иной схемы орошения определяется особенностями эксплуатации, свойствами перерабатываемой смеси и экономическими соображениями.

11. СПОСОБЫ ПОДВОДА ТЕПЛА В НИЖНЮЮ ЧАСТЬ КОЛОННЫ

Чтобы создать поток паров, в нижнюю часть колонны необходимо подводить тепло. При этом часть флегмы испаряется и создается необходимый для ректификации поток паров. В промышленности наиболее часто реализуются следующие способы подвода тепла: в подогревателе с паровым пространством (парциальном кипятильнике), в теплообменном аппарате с последующим ОИ

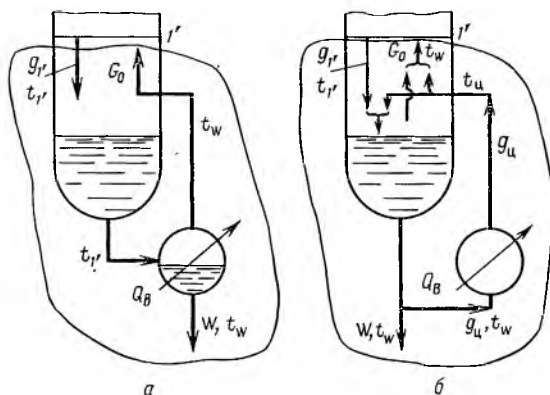


Рис. XIV-11. Схемы основных способов создания парового потока в колонне:
а — подвод тепла в подогреватель с паровым пространством (парциальный кипятильник);
б — подвод тепла с горячей струей.

нагретого потока в низу колонны (горячая струя). Схемы основных способов подвода тепла в колонну даны на рис. XIV-11.

Вследствие недостаточного объема нижней части ректификационных колонн тепло обычно подводят в специальные выносные аппараты: подогреватели с паровым пространством той или иной конструкции, теплообменники, трубчатые печи.

Подвод тепла в подогреватель с паровым пространством (рис. XIV-11, а). В этом случае жидкость, поступающая в подогреватель, нагревается до температуры кипения остатка t_w . Образовавшиеся пары G_0 находятся в равновесии с отходящим остатком W . Таким образом, данный способ подвода тепла эквивалентен по разделительному действию одной теоретической тарелке (парциальный кипятильник).

Тепловой баланс для нижней части колонны запишется следующим образом:

$$Q_B + (G_0 + W) i_{t_1'}^* = G_0 i_{t_w}^n + W i_{t_w}^*$$

или

$$Q_B = G_0 (i_{t_w}^n - i_{t_1'}^*) + W (i_{t_w}^* - i_{t_1'}^*) \quad (\text{XIV,66})$$

Следовательно, сообщаемое в подогреватель тепло расходуется на образование потока паров G_0 и на нагрев их и кубового остатка от температуры t_1' до t_w . Поскольку обычно $t_1' \approx t_w$

$$Q_B \approx G_0 (i_{t_w}^n - i_{t_w}^*) = G_0 q_{\text{исп}} \quad (\text{XIV,67})$$

Подвод тепла горячей струей (рис. XIV-11, б). Этот способ подвода тепла применяют в тех случаях, когда нагрев остатка обычными теплоносителями не представляется возможным или целесообразным.

Нагретая до температуры t_u циркулирующая жидкость (горячая струя) поступает в колонну. При поступлении в колонну циркулирующий поток подвергается процессу ОИ, разделяясь на паровой и жидкостной потоки. Флегма с нижней тарелки g_1' и жидкость циркулирующего потока смешиваются и стекают в нижнюю часть колонны. Отсюда часть потока выводится в качестве остатка W , а другая часть g_u направляется в подогреватель. Под нижнюю тарелку поступает пар G_0 , находящийся в равновесии с остатком W . Тепловой баланс для нижней части колонны будет иметь вид

$$Q_B + (G_0 + W) i_{t_1'}^* = G_0 i_{t_w}^n + W i_{t_w}^*$$

откуда

$$Q_B = G_0 (i_{t_w}^n - i_{t_1'}^*) + W (i_{t_w}^* - i_{t_1'}^*) \quad (\text{XIV,68})$$

Процесс ОИ циркулирующего потока рассчитывают при температуре t_u и давлении в нижней части колонны π_u .

Поскольку $t_w \approx t_1'$,

$$Q_B \approx G_0 (i_{t_w}^n - i_{t_w}^*) = G_0 q_{\text{исп}} \quad (\text{XIV,69})$$

Кроме того

$$Q_B = g_u (i_{t_u} - i_{t_w}^*) = G_0 q_{\text{исп}} \quad (\text{XIV,70})$$

и

$$g_u = \frac{Q_B}{i_{t_u} - i_{t_w}^*} \quad (\text{XIV,71})$$

где i_{t_u} — энтальпия парожидкостного потока после испарителя.

Из уравнения (XIV,71) следует, что масса горячей струи уменьшается с повышением ее температуры.

12. РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА КОЛОННЫ

При ректификации бинарных смесей обычно для расчета температур в различных сечениях колонны могут быть использованы изобарные температурные кривые, в том числе и для случая работы колонны с вводом водяного пара. Однако следует помнить, что в колоннах, работающих под атмосферным и более низким давлением, давления в нижней π_n и верхней π_b частях колонны могут различаться в несколько раз, что обусловлено сопротивлением контактных устройств $\Delta p_{к.у}$

$$\pi_n = \pi_b + \Delta p_{к.у} \quad (\text{XIV},72)$$

Это обстоятельство необходимо учитывать, так как повышение давления приводит к росту температур в соответствующих сечениях колонны. В случае многокомпонентных и сложных смесей типа нефти и нефтепродуктов температуры определяют методом последовательных приближений при давлении в соответствующем сечении колонны.

На рис. XIV-12 дана схема колонны с указанием давлений и температур в основных ее сечениях. Обычно определяют температуры верха t_b , низа t_n и ввода сырья в колонну t_F . Для определения температуры верха колонны используют уравнение изо-

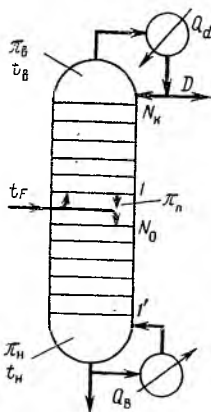


Рис. XIV-12. Схема к расчету температур и давлений в основных сечениях колонны.

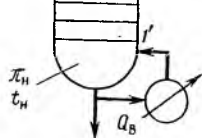
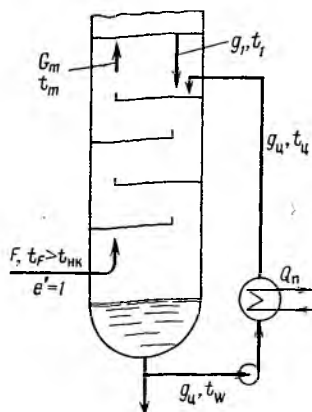


Рис. XIV-13. Схема циркуляции перегретого пара при подаче в колонну сырья в виде перегретого пара.



термы паровой фазы, считая, что пары ректификата находятся при температуре начала конденсации

$$\sum_{(i)} \frac{y_i' \cdot D}{K_i} = 1 \quad \text{или} \quad \sum_{(i)} \frac{y_i' \cdot D}{P_i} = \frac{1}{\pi_b} \quad (\text{XIV},73)$$

В первом приближении $K_i = P_i / \pi_b$. Имея зависимости K_i или P_i от температуры, определяют температуру t_b методом последовательных приближений.

Температуру остатка и боковых погонов определяют, считая, что продукт находится при температуре кипения. С этой целью используют уравнение изотермы жидкой фазы:

$$\sum_{(i)} K_i x'_{i, w} = 1 \text{ или } \sum_{(i)} P_i x'_{i, w} = \pi_n \quad (\text{XIV}, 74)$$

В первом приближении $K_i = P_i/\pi_n$.

Из уравнения (XIV, 74) температуру низа колонны t_n определяют методом последовательных приближений.

Температура ввода сырья в колонну t_F , согласно уравнению (XIII, 58), определяется долей отгона сырья e' . Степень отгона сырья влияет на величину флегмового числа и поток флегмы в колонне: с увеличением доли отгона флегмовое число возрастает. Это связано с повышением расхода хладагента, однако при этом можно несколько снизить теплоподвод в кипятильнике. Поэтому в каждом конкретном случае определяют оптимальную долю отгона сырья.

В большинстве случаев целесообразно вводить сырье при температуре кипения ($e' = 0$) или при небольшой доле отгона $e' = 0,05-0,15$.

Когда остаток представляет собой высококипящую смесь, склонную к разложению при высоких температурах (нефть отбензиненная, мазут, гудрон), стараются работать с возможно большей долей отгона сырья, определяемой допустимой температурой его нагрева или потенциальным содержанием низкокипящих компонентов, отбираемых в виде дистиллятных потоков.

Иногда (установки каталитического крекинга, коксования и т. п.) в колонну вводят сырье в виде перегретого пара. В этом случае для обеспечения процесса ректификации перегретые пары доводят до насыщенного состояния, предусматривая циркуляцию нижнего продукта через холодильник (регенеративный теплообменник). Контактирующие с более холодной циркулирующей жидкостью перегретые пары отдают ей избыточное тепло и достигают состояния насыщения. Воспринятое циркулирующей жидкостью тепло перегрева паров Q_n отдается в регенеративном теплообменнике соответствующему технологическому потоку (рис. XIV-13).

13. ВЫБОР ДАВЛЕНИЯ В КОЛОННЕ

Давление в ректификационной колонне определяется прежде всего термостойкостью разделяемых продуктов и возможностью использования доступных и дешевых охлаждающих агентов (воды, воздуха) и теплоносителей (водяного пара). Поэтому давление в колонне должно быть выше атмосферного, если разделяемые вещества имеют низкие температуры кипения при атмосферном давлении (например, углеводородные газы), иначе для их конденсации потребовались бы специальные хладагенты (аммиак, про-

пан, фреоны и т. п.). Повышение давления приводит к увеличению температур в колонне, что позволяет осуществлять конденсацию паров с использованием обычных теплоносителей. При ректификации углеводородных газов применяют давление до 4 МПа.

В случае разделения высококипящих продуктов (мазут, масляные фракции и др.) приходится понижать давление против атмосферного. Это позволяет разделять углеводороды, имеющие температуры кипения при атмосферном давлении свыше 500°C , при температурах ниже 400°C без заметного их разложения. Обычно при разделении высококипящих смесей углеводородов применяют остаточное давление $\sim 6,7$ кПа и менее.

Следует иметь в виду, что при повышении давления в колонне, как правило, уменьшаются относительные летучести компонентов, что приводит к необходимости увеличивать число тарелок в колонне или расход орошения.

В общем случае при выборе давления в колонне необходимо учитывать как эксплуатационные, так и экономические показатели процесса ректификации. Однако, если нет специальных требований к процессу, следует предпочесть работу ректификационной колонны под атмосферным давлением.

14. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА СЛОЖНЫХ КОЛОНН

В простой колонне исходная смесь разделяется на два продукта: ректификат и остаток. Однако при разделении многоком-

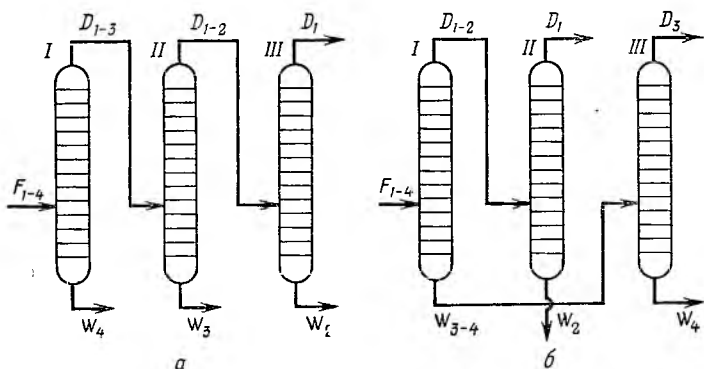


Рис. XIV-14. Два основных варианта схем соединения простых колонн при ректификации четырехкомпонентной смеси:

а — последовательное соединение; б — последовательно-параллельное соединение.

понентных смесей этого обычно недостаточно, так как требуется определенная четкость разделения всех компонентов. Это вызывает необходимость установки нескольких простых колонн.

Поскольку в каждой простой колонне смесь разделяется на два продукта, для разделения смеси, состоящей из n компонентов, требуется $n - 1$ простых колонн. При этом колонны могут быть

соединены различным образом, что и определяет последовательность выделения компонентов из смеси. С увеличением числа компонентов число возможных вариантов соединения колонн быстро возрастает.

На рис. XIV-14 приведены два основных варианта схем соединения простых колонн при разделении четырехкомпонентной

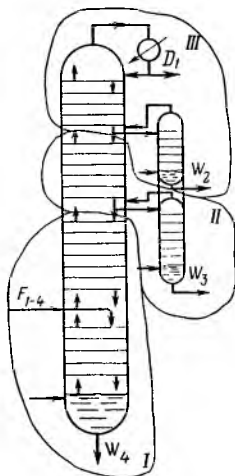
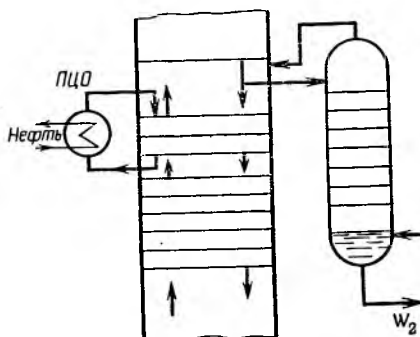


Рис. XIV-15. Схема сложной колонны для разделения четырехкомпонентной смеси.

Рис. XIV-16. Схема съема тепла промежуточным циркуляционным орошением.



смеси: последовательный и последовательно-параллельный. Комбинированием приведенных двух основных вариантов можно получать различные схемы.

Из рис. XIV-14 видно, что переход от последовательного к последовательно-параллельному соединению колонн позволяет выделить в виде ректификата не только первый, но и третий компонент, что может иметь важное практическое значение. Выбор конкретного варианта определяется технологическими условиями переработки продуктов и экономическими соображениями.

Если смесь разделяют на меньшее число продуктов, чем содержится компонентов в смеси, выделяя некоторые компоненты в виде фракций, то число колонн будет меньше. Это характерно для установок АВТ, вторичной перегонки бензинов, ректификации продуктов каталитического крекинга и др.

В практике нефтепереработки нашли применение сложные колонны, реализующие один из вариантов их последовательного соединения (рис. XIV-15). Такая колонна представляет собой колонну I, на которую установлены концентрационные части последующих колонн II и III. Отгонные части колонн II и III выполнены в виде отдельных аппаратов, называемых отпарными или стриппинг-секциями, которые объединены потоками жидкости и пара с основной колонной.

Орошение подается на верх основной колонны для обеспечения необходимого флегмового числа во всех нижерасположенных секциях. Флегма с нижней тарелки каждой секции делится на две части: одна часть стекает в отпарную секцию, где от этой жидкости отделяются НКК в результате подвода тепла или водяного пара в нижнюю часть отпарной секции; оставшаяся часть жидкости служит орошением для нижерасположенных секций сложной колонны.

Готовый продукт выводится из нижней части отпарной секции, а пары возвращаются в основную колонну. Вследствие отвода боковых погонов в отпарные секции в сложной колонне масса паров ректификата увеличивается сверху вниз, а масса орошения достигает максимума наверху.

Чтобы создать более равномерное распределение потоков паров и флегмы по высоте сложной колонны, часть тепла для образования орошения снимают промежуточным циркуляционным орошением (рис. XIV-16). Для этого с тарелки, расположенной ниже сечения отбора бокового погона, отбирают часть флегмы и прокачивают ее через теплообменник. В теплообменнике циркулирующая флегма охлаждается, отдавая часть тепла, например нефти. Охлажденная флегма подается вновь в колонну, где при контакте с парами, имеющими более высокую температуру, она вновь нагревается. Часть паров при этом конденсируется, образуя поток флегмы для расположенной ниже секции сложной колонны. Массу промежуточного циркуляционного орошения рассчитывают по уравнению (XIV, 65). Обычно для создания циркуляционного орошения используются 2—4 тарелки.

Для определения внутренних потоков паров и жидкости в различных сечениях сложной колонны составляют материальные и тепловые балансы, аналогичные ранее рассмотренным. Каждую секцию сложной колонны рассчитывают как соответствующую часть простой колонны.

Применение сложных колонн оправдано в тех случаях, когда требуется относительно невысокая четкость разделения (выделение широких фракций).

15. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ РЕКТИФИКАЦИОННЫХ КОЛОНН

Для проведения процесса ректификации применяют аппараты различных конструкций в основном колонного типа. По типу контактных устройств различают насадочные, тарельчатые и пленочные аппараты. Область применения тех или иных аппаратов определяется свойствами разделяемых смесей, производительностью и т. д.

На рис. XIV-17 приведены схемы аппаратов основных типов.

В нефте- и газопереработке применяют главным образом тарельчатые колонные аппараты. По способу организации относительного движения контактирующих потоков жидкости и пара

различают контактные устройства с противоточным, прямоточным и перекрестноточным движением фаз (рис. XIV-18). Независимо от схемы движения потоков в пределах отдельного контактного устройства (контактной ступени) в целом по аппарату, как правило, осуществляется противоток пара и жидкости.

Насадочные колонны. Насадочные колонны нашли применение в тех случаях, когда необходимо обеспечить малую величину за-

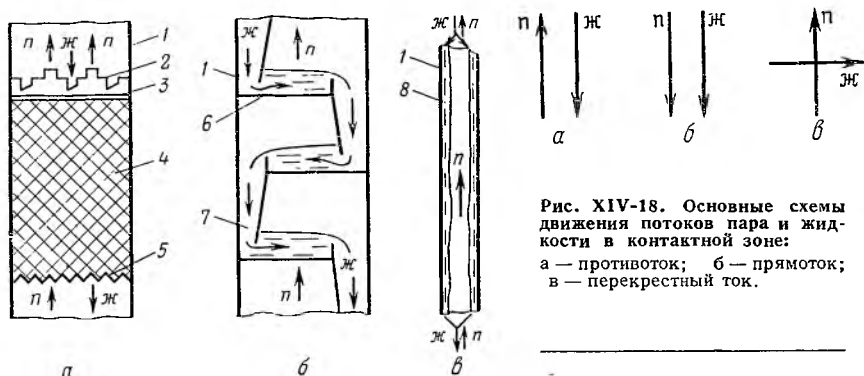


Рис. XIV-18. Основные схемы движения потоков пара и жидкости в контактной зоне:

а — противоток; б — прямоток; в — перекрестный ток.

Рис. XIV-17. Колонные аппараты основных типов:

а — насадочный; б — тарельчатый; в — пленочный; 1 — корпус аппарата; 2 — распределитель; 3 — ограничительная решетка; 4 — насадка; 5 — опорная решетка; 6 — тарель; 7 — переточное устройство; 8 — поверхность контакта.

держки жидкости в колонне, небольшой перепад давления, а также для малотоннажных производств. В последние годы были созданы новые типы насадок (кольца Палля, из просечного металла, сеток и др.), которые оказались достаточно эффективными в колоннах большого диаметра. Это создало перспективы применения насадок некоторых типов для многотоннажных производств (вакуумная перегонка мазута и т. п.).

Основные типы насадок. Насадки представляют собой твердые тела различной формы, которые загружают в корпус колонны внавал или укладывают определенным образом. Развитая поверхность насадок обуславливает значительную поверхность контакта пара и жидкости. Известны многие конструктивные модификации насадочных тел, основные типы которых приведены на рис. XIV-19.

Для заполнения насадочных колонн широко применяют кольца Рашига, изготовленные из различных материалов, что обеспечивает универсальность их практического использования. Однако кольца Рашига обладают относительно невысокой производительностью и сравнительно высоким сопротивлением. Последнее ограничивает их применение для вакуумных процессов. Созданные в последние годы различные модификации колец Рашига — кольца Палля, кольца Борад и другие позволили получить лучшие рабочие характеристики, чем при кольцах Рашига.

В связи с необходимостью создания насадок с низким гидравлическим сопротивлением были разработаны различные варианты регулярной укладки насадочных тел, блочные насадки, а также насадки из сеток различных конструкций.

В табл. XIV-1 приведены сравнительные характеристики насадок.

Основными размерными характеристиками насадок являются удельная поверхность и свободный объем. Под удельной поверхностью насадки f понимают суммарную поверхность всех насадочных тел в единице объема аппарата. Единица измерения в СИ $\text{м}^2/\text{м}^3$. Чем больше удельная поверхность насадки, тем выше ее эффективность, но больше гидравлическое сопротивление и меньше производительность.

Под свободным объемом насадки ϵ понимают суммарный объем пустот между насадочными телами в единице объема аппарата. Единица измерения в СИ $\text{м}^3/\text{м}^3$. Чем больше свободный объем насадки, тем выше ее производительность, меньше сопротивление и эффективность. С увеличением размеров насадочных тел возрастает производительность, но одновременно снижается эффективность разделения.

Чтобы предотвратить растекание жидкости к стенкам колонны, насадку загружают в колонну отдельными слоями высотой от 1,5 до 3 м. Между слоями насадки устанавливают распределители различных конструкций (рис. XIV-20).

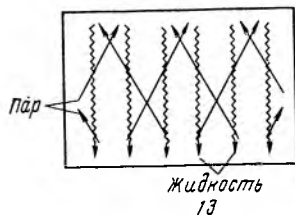
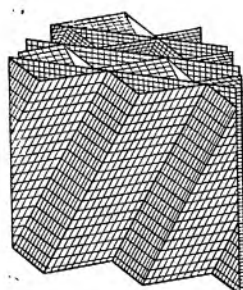
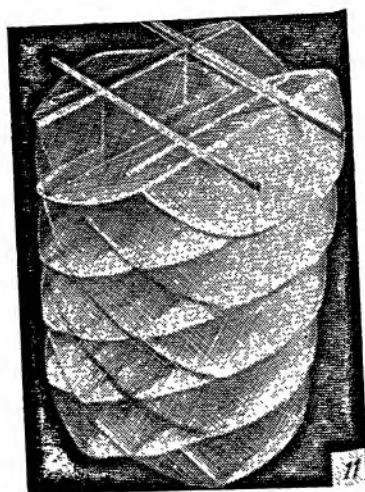
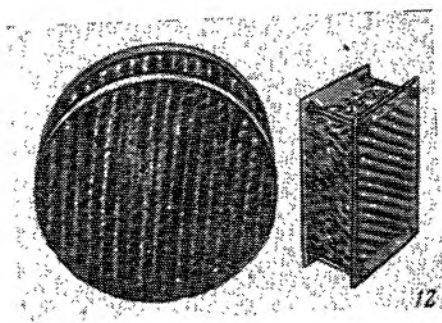
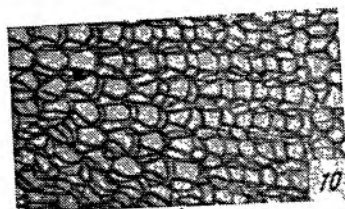
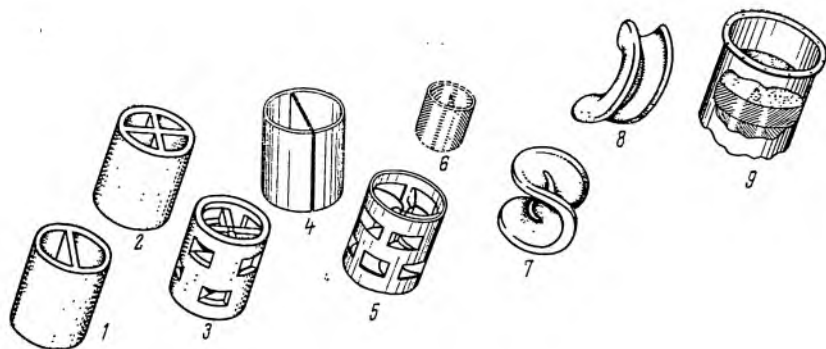
Колонны, заполненные насадкой внавал, при диаметре до 150 мм могут орошаться из единичного центрального источника. Для колонн большего диаметра необходимы оросители с большим числом источников: для неупорядоченных насадок 15—30 на 1 м^2 сечения колонны, для упорядоченных 35—50.

Насадку укладывают на опорные распределительные решетки и плиты, некоторые конструкции которых даны на рис. XIV-21.

ТАБЛИЦА XIV-1

Сравнительные характеристики насадок относительно колец Рашига

Тип насадки	Производительность	Эффективность	Сопротивление одной теоретической тарелки
Кольца Рашига $d = 25 \text{ мм}$	1	1	1
» Палля $d = 25 \text{ мм}$	1,4—1,5	1—1,25	0,7—0,75
Седла Берля	1,1—1,25	1,1	0,6—0,7
» Инталлокс	1,2—1,4	1,3	0,45—0,5
Кольца Борад $d = 12,7 \text{ мм}$	1	2,5—2,6	0,3
Спрейпак (из просечного листа)	3—3,5	0,4	0,3—1
Гудлоу	1,15—1,20	3,5	0,13
Гиперфил	1,0—0,9	2	0,25—0,45
Зульцер (косорифленая сетка)	Около 2	2,5	0,25—0,45
Сетчатый складчатый кубик	» 2	1,5	0,5



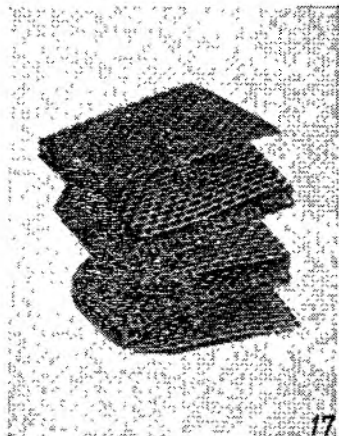
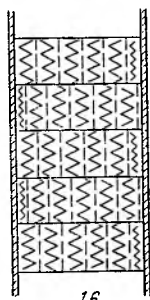
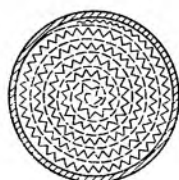
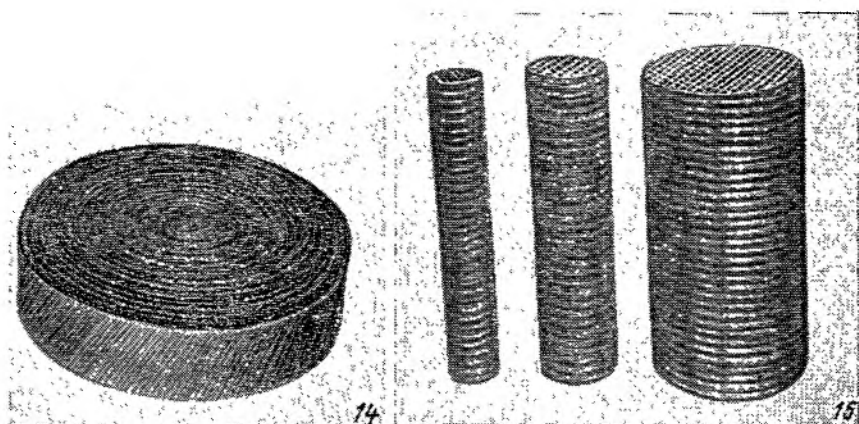


Рис. XIV-19. Основные типы насадок:

кольца: 1 — керамические Лессинга; 2 — с крестообразными перегородками; 3 — керамические Палля; 4 — металлические Лессинга; 5 — металлические Палля; 6 — Борад с двойной сеткой; седла: 7 — Берля; 8 — Инталлок; сетчатые насадки: 9 — Малтифил; 10 — сетка для насадок Малтифил и Гиперфил; 11 — Спрейпак; 12 — Зульцер; 13 — сетка для насадки Зульцер и схема движения потоков пара и жидкости в насадке; 14 — Гудлоу; 15 — Стедмана; 16 — пакетная; 17 — складчатый кубик.

Свободное сечение таких устройств должно быть по возможности больше и приближаться к величине свободного объема насадки. Чтобы насадка работала эффективно, поверхность элемента насадки должна хорошо смачиваться жидкостью.

Гидравлика насадочных колонн. Расчет скорости пара в колонне. В зависимости от нагрузок колонны по

пару G и жидкости L изменяется характер взаимодействия между ними, этим и определяется предельная скорость пара в насадочной колонне. При некоторых величинах паровой и жидкостной нагрузок резко увеличиваются количество удерживаемой в насадке жидкости и гидравлическое сопротивление слоя насадки. Такой режим называется *захлебыванием колонны* и считается верхним

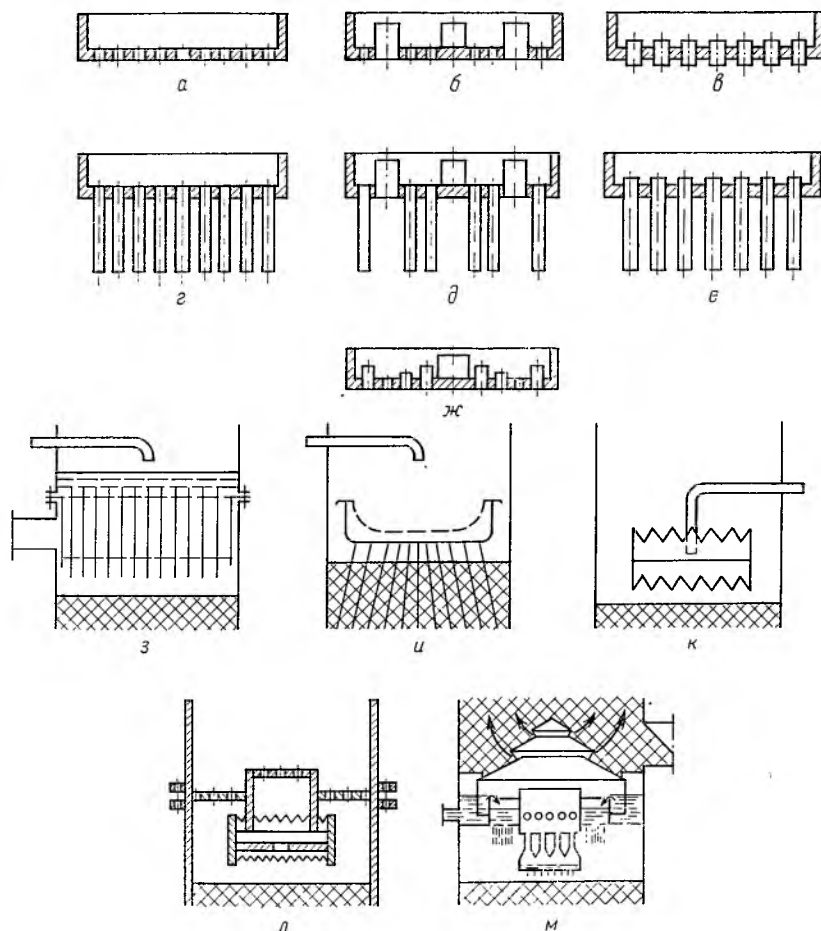


Рис. XIV-20. Распределительные устройства для насадочных колонн:

a — гладкая перфорированная плита; b — перфорированная плита для питающей жидкости с паропроводящими патрубками; $в$ — плита с короткими парожидкостными патрубками; $г$ — плита с удлиненными патрубками; $д$ — плита с удлиненными патрубками для жидкости и паропроводящими патрубками; $е$ — то же, для одновременного перелива жидкости и отвода пара; $ж$ — плита для малого расхода жидкости с отверстиями и двумя высотами сливных патрубков; $з$ — перфорированный распределитель со стержнями, не достигающими насадки; $и$ — перфорированный распределитель со стержнями, утопленными в насадку; $к$ — ороситель с зубчатыми краями для колонн диаметром до 300 мм; $л$ — перераспределитель жидкости барботажного типа; $м$ — перераспределитель жидкости и пара.

пределом устойчивой ее работы. Рабочая скорость пара в колонне w должна быть меньше, чем скорость захлебывания $w_{\text{захл}}$

$$W = (0,75 - 0,85) W_{\text{захл}} \quad (\text{XIV},75)$$

Скорость захлебывания рассчитывают по различным уравнениям, в том числе следующего вида:

$$\lg \left[\frac{W_{\text{захл}}^2}{g \varepsilon^3} \cdot \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}}} \mu_{\text{ж}}^{0,16} \right] = A - 1,75 \left(\frac{L}{G} \right)^{0,25} \left(\frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}}} \right)^{0,125} \quad (\text{XIV},76)$$

где $\mu_{\text{ж}}$ — вязкость жидкости, мПа·с; A — коэффициент, зависящий от типа и размеров насадки; для колец Рашига $A = 0,022$.

Сопротивление насадочных колонн. Сопротивление слоя насадки Δp рассматривают состоящим из двух со-

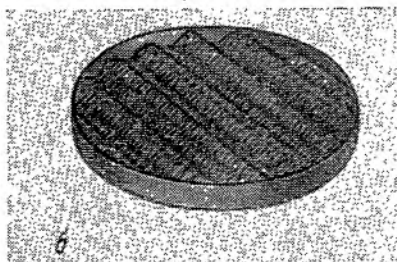
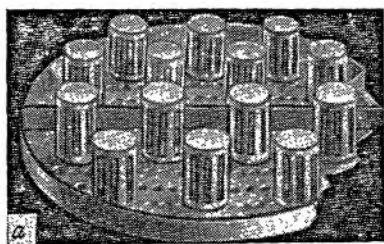
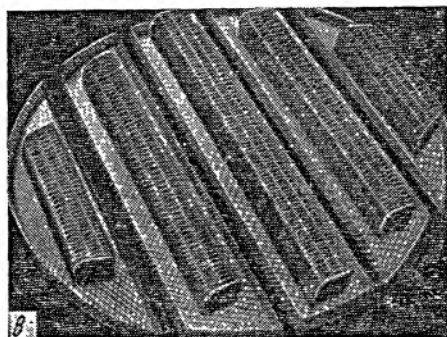


Рис. XIV-21. Опорно-распределительные плиты для насадочных колонн:

а — колпачкового типа; б — волнистая из просечного металла; в — металлическая сетчатого типа.



противлений: сухой насадки $\Delta p_{\text{с}}$ и сопротивления, обусловленного взаимодействием пара с жидкостью, $\Delta p_{\text{п-ж}}$

$$\Delta p = \Delta p_{\text{с}} + \Delta p_{\text{п-ж}} \quad (\text{XIV},77)$$

Сопротивление слоя сухой насадки определяется из уравнения

$$\Delta p_{\text{с}} = \lambda \frac{H}{d_{\text{э}}} \cdot \frac{\rho_{\text{п}}}{2} \cdot \left(\frac{W}{\varepsilon} \right)^2 \quad (\text{XIV},78)$$

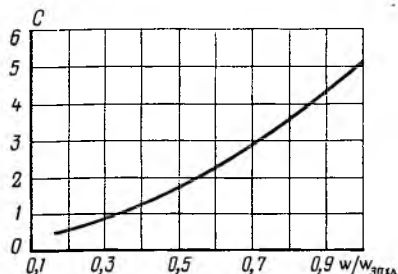
где H — высота слоя насадки; d_3 — эквивалентный диаметр каналов:

$$d_3 = 4\epsilon/f \quad (\text{XIV},79)$$

Коэффициент сопротивления λ для насадок, засыпанных внавал, определяется из уравнений

$$\left. \begin{array}{ll} \text{при } Re < 40 & \lambda = 140/Re \\ \text{при } Re > 40 & \lambda = 16/Re^{0.2} \end{array} \right\}$$

$$Re = \frac{W}{\epsilon} \cdot \frac{d_3 \rho_{\pi}}{\mu_{\pi}} = \frac{4W \rho_{\pi}}{f \mu_{\pi}} \quad (\text{XIV},80)$$



Сопротивление орошаемых насадок рассчитывают по уравнению

$$\Delta p = \Delta p_c \left\{ 1 + C \left[\left(\frac{L}{G} \right)^{1,8} \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \frac{\rho_{\pi}}{\rho_{ж}} \left(\frac{\mu_{ж}}{\mu_{\pi}} \right)^{0,2} \right]^{0,19} \right\} \quad (\text{XIV},81)$$

Рис. XIV-22. График для определения коэффициента C в уравнении (XIV,81).

Коэффициент C определяют по графику, приведенному на рис. XIV-22, в зависимости от отношения рабочей скорости пара к скорости захлебывания.

16. ТАРЕЛЬЧАТЫЕ КОЛОННЫ

В тарельчатых колоннах пар (или газ) проходит через слой жидкости, находящейся на тарелке. При этом пар дробится на мелкие пузыри и струи, которые с большой скоростью движутся в жидкости. Образуется газожидкостная система, которую называют пеной. В зависимости от характера диспергирования пара и жидкости различают следующие основные способы контактирования пара и жидкости на тарелках:

а) барботажный, когда пар диспергируется в жидкости; на плотне тарелки образуется слой пены, в которой осуществляется массообмен между фазами;

б) струйный, возникающий при больших скоростях пара, когда жидкость становится дисперсной фазой, а пар — сплошной; контакт между фазами осуществляется на поверхности капель и струй жидкости, движущихся в потоке пара в межтарельчатом пространстве с большой скоростью.

В зависимости от величины нагрузок по пару и жидкости в пределах каждого из двух упомянутых способов их взаимодействия различают следующие режимы:

неравномерный, когда только часть жидкости на плотне тарелки пронизывается паром;

равномерный, когда на всей площади тарелки происходит интенсивный барботаж;

факельный, когда струи пара прорываются сквозь слой жидкости и выходят на ее поверхность;

уноса, когда значительная часть жидкости захватывается потоком пара и перебрасывается на вышележащую тарелку.

Организация интенсивного взаимодействия между фазами на тарельчатых устройствах позволяет создать аппараты большой единичной мощности при относительно небольших габаритах и массе.

Основные типы тарелок. Известно много различных конструкций тарелок, которые существенно различаются по своим эксплуатационным характеристикам. При оценке конструкций тарелок обычно принимают во внимание следующие показатели: а) производительность; б) гидравлическое сопротивление; в) эффективность при разных рабочих нагрузках; г) диапазон рабочих нагрузок в условиях достаточно высокой эффективности; д) сопротивление одной теоретической тарелки при разных рабочих нагруз-

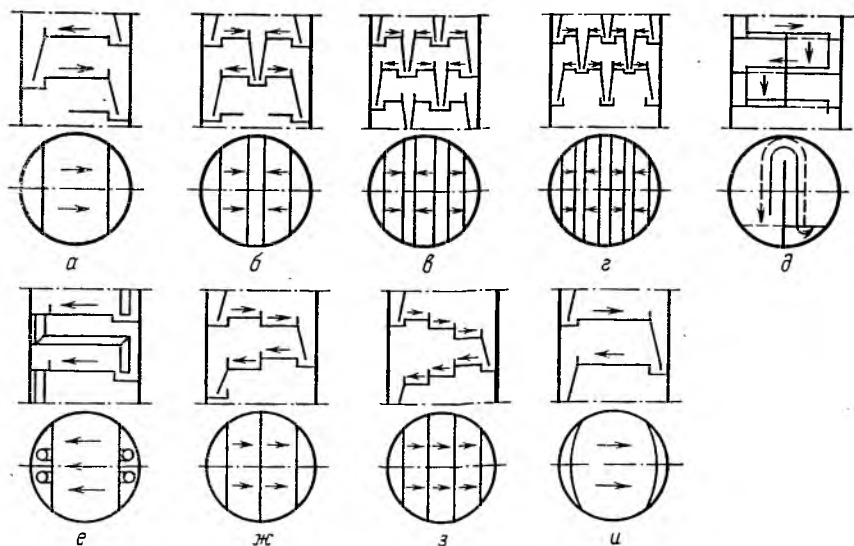


Рис. XIV-23. Схемы потоков жидкости на тарелках с переливными устройствами: а — однопоточная; б — двухпоточная; в — трехпоточная; г — четырехпоточная; д — с кольцевым движением жидкости; е — с однонаправленным движением жидкости на смежных тарелках; ж, з — каскадного типа; и — с серповидной сливной перегородкой.

ках; е) возможность работы на средах, склонных к образованию инкрустаций, полимеризации и т. п.; ж) простоту конструкции, проявляющуюся в трудоемкости изготовления, монтажа, ремонтов; з) металлоемкость.

Для движения потоков пара и жидкости тарелки должны иметь каналы соответствующих размеров. По способу передачи жидкости с тарелки на тарелку различают тарелки со специальными переточными устройствами и тарелки провального типа. В тарелках

первого типа жидкость движется с тарелки на тарелку по специальным каналам отдельно от потока пара. В зависимости от величины жидкостной нагрузки переток ее с тарелки на тарелку осуществляется одним, двумя и более потоками (рис. XIV-23).

При использовании тарелок провального типа пар и жидкость проходят через одни и те же каналы (отверстия). При этом места

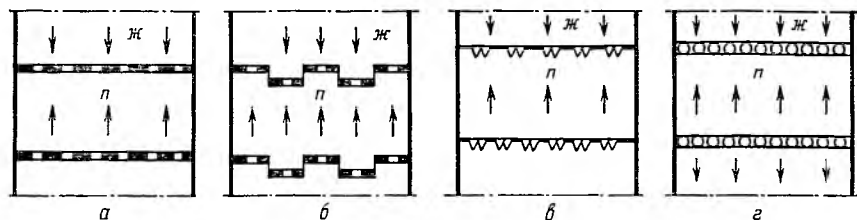


Рис. XIV-24. Основные разновидности тарелок провального типа (ж — жидкость; п — пар):
а — из плоского листа; б — ступенчатая; в — с отогнутыми краями щелей; г — трубчато-решетчатая.

стока жидкости и прохода пара распределяются случайным образом по площади тарелки (рис. XIV-24).

Различают также тарелки барботажного и струйного типов.

Элементы контактных устройств барботажных тарелок (колпачки, клапаны, отверстия в полотне тарелки) создают движение пара в слое жидкости почти в вертикальном направлении (рис. XIV-25). Среди барботажных можно выделить тарелки со стесненным и свободным зеркалом барботажного (рис. XIV-26). В тарелках со стесненным зеркалом барботажного часть поверхности жидкости (примерно от 50 до 75%) занята устройствами для

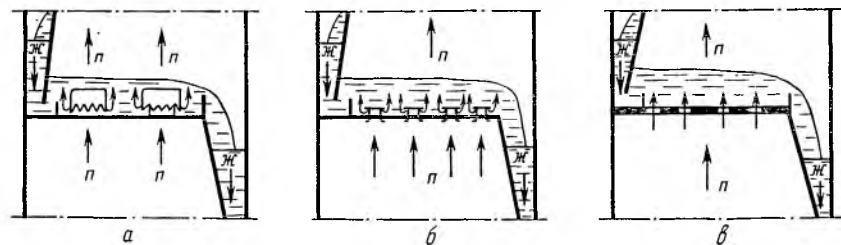


Рис. XIV-25. Основные типы барботажных тарелок (ж — жидкость, п — пар):
а — колпачковая; б — клапанная; в — ситчатая.

ввода пара в жидкость (колпачками). В тарелках со свободным зеркалом барботажного устройства для ввода пара в жидкость размещены практически на одном уровне с полотном тарелки (отверстия, клапаны, язычки и т. п.). Поэтому площадь для выхода пара из жидкости составляет примерно 70—90% рабочей площади тарелки.

Струйные тарелки создают прямоточное движение фаз в пределах всей тарелки или отдельных ее участков при высоких скоростях движения пара (рис. XIV-27).

В нефтегазоперерабатывающей промышленности СССР в основном применяют стандартные конструкции тарелок, разработанные ВНИИнефтемашем (клапанные прямоточные, из S-образных элементов, ситчатые из просечно-вытяжного листа с отбойниками, решетчатые провальные, желобчатые кол-

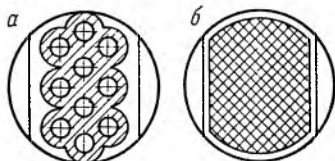


Рис. XIV-26. Барботажные тарелки со стесненным и свободным зеркалом барботажа (зеркало барботажа заштриховано):

а — со стесненным; б — со свободным.

пачковые) и УкрНИИхиммашем (колпачковые капсульные, решетчатые, провальные, ситчатые, жалюзийно-клапанные).

Расчет основных размеров тарельчатых колонн. Технологическими расчетами определяют основные параметры процесса ректификации: давление, температуры, жидкостные и паровые нагрузки, число тарелок в колонне. Эти данные служат исходным материалом для гидравлических расчетов, обуславливающих выбор размеров основных рабочих сечений колонны и тарелок. Правильно организованный гидравлический режим работы колонны обеспечивает получение заданных производительности и эффективности аппарата.

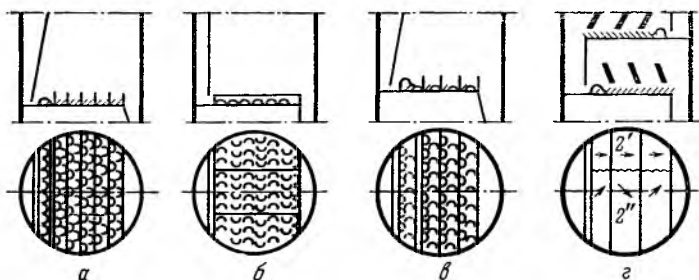


Рис. XIV-27. Некоторые типы струйных тарелок:

а — с вертикальными поперечными перегородками и вводом пара в направлении течения жидкости; б — с продольными перегородками и вводом пара перпендикулярно направлению течения жидкости; в — с вводом пара вдоль и поперек направления течения жидкости; г — с прямоточно-пересекающимися направлениями движения жидкости и пара.

Тарелки с переливными устройствами. Диаметр колонн определяется паровой и жидкостной нагрузками и допустимой скоростью движения паров в колонне. Линейную скорость паров в колонне определяют по уравнению

$$w = 0,847 \cdot 10^{-4} C \sqrt{\frac{\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}}} \quad (\text{XIV}, 82)$$

а массовую скорость по уравнению

$$G = 0,305C \sqrt{\rho_{\text{п}} (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}})} \quad (\text{XIV},83)$$

где G — массовая скорость паров в свободном сечении колонны, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$; $\rho_{\text{п}}$, $\rho_{\text{ж}}$ — плотность пара и жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; C — коэффициент, зависящий от конструкции тарелки, расстояния между тарелками и поверхностного натяжения жидкости σ ; коэффициент C при $\sigma \geq 20 \cdot 10^{-3}$ Н/м определяют по графику на

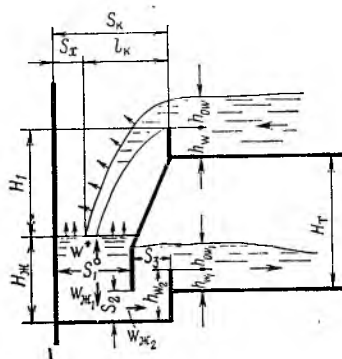
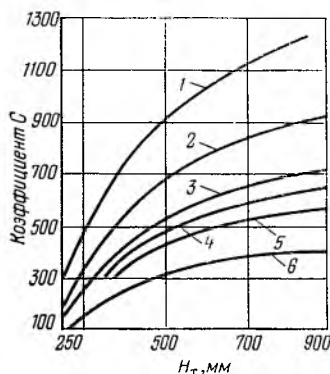


Рис. XIV-28. График для определения величины коэффициента C (H_T — расстояние между тарелками):

1 — кривая максимальных нагрузок для колпачковых тарелок и нормальных нагрузок для провалных, ситчатых и других аналогичных тарелок; 2 — кривая нормальных нагрузок колпачковых тарелок; 3 — вакуумные колонны без ввода водяного пара с сетчатыми отбойниками, стриппинг-секции атмосферных колонн; 4 — десорберы абсорбционных установок, вакуумные колонны с вводом водяного пара; 5 — абсорберы; 6 — разделение жидкостей, склонных к разложению под вакуумом, разделение вязких жидкостей под вакуумом, высококипящих ароматизированных фракций.

Рис. XIV-29. Схема для гидравлического расчета основных размеров переливного устройства.

рис. XIV-28; при $\sigma < 20 \cdot 10^{-3}$ Н/м вводят поправку по следующему уравнению:

$$C = C_{20} \sqrt[4]{\frac{\sigma}{20 \cdot 10^{-3}}} \quad (\text{XIV},84)$$

коэффициент C_{20} определяют по графику рис. XIV-28.

Расстояние между тарелками обычно принимают от 0,2 до 0,8 м. Диаметр колонны в метрах можно найти по уравнению

$$D_K = 2 \sqrt{\frac{G_{\text{п}}}{C \sqrt{\rho_{\text{п}} (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}})}}} \quad (\text{XIV},85)$$

где $G_{\text{п}}$ — паровая нагрузка, $\text{кг}/\text{ч}$.

Полученный по приведенным уравнениям диаметр колонны округляют до ближайшего стандартного и затем проверяют его приемлемость после расчета переливных устройств.

При расчете переливных устройств обычно исходят из допущения, что через них течет свободная от пара жидкость, а способность жидкости к вспениванию учитывают последующим введением соответствующих поправочных коэффициентов. Схема для расчета переливного устройства приведена на рис. XIV-29.

В верхней части переливного устройства происходит удаление основной массы пара из жидкости, стекающей на нижележащую тарелку. Поэтому ширина переливного кармана в верхней части S_k должна быть достаточной, чтобы обеспечить необходимую площадь для дегазации. Должно выполняться условие $S_k > l_k$, где l_k — вылет струи жидкости, стекающей через сливную перегородку. Вылет струи жидкости определяют по уравнению (см. рис. XIV-29)

$$l_k = 0,8 \sqrt{h_{ow} \left[(K_{\Pi} - 1) \left(\frac{\Delta p}{\rho_{жg}} + h_{w_2} + h_{ow_1} + \Delta + h_{дж} \right) + h_{ow} \right]} \quad (XIV,86)$$

где $h_{ow} \approx h_{ow_1}$; K_{Π} — коэффициент запаса высоты переливного устройства; K_{Π} принимают в зависимости от степени вспениваемости жидкости:

Степень вспениваемости	K_{Π}
Слабопеняющаяся	1,25—1,50
Среднепеняющаяся	2,0
Сильнопеняющаяся	2,5—3,0

Ширина переливного кармана в его верхней части

$$S_k \geq (1,5 - 2,0) l_k \quad (XIV,87)$$

Расстояние между тарелками определяют из условия

$$H_T \geq K_{\Pi} H_{ж} - (h_w + h_{w_2} - h_{w_1}) \quad (XIV,88)$$

где H_T и $H_{ж}$ — расстояние между тарелками и высота не вспененной жидкости в переливе.

Ширина сегментного переливного кармана S_k связана с длиной сливной перегородки B и диаметром колонны D_k соотношением

$$\frac{S_k}{D_k} = 0,5 \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{B}{D_k} \right)^2} \right) \quad (XIV,89)$$

Обычно $B/D_k = 0,6 - 0,8$.

Сечение нижней части переливного устройства определяют из условия, что скорость движения жидкости в самом узком сечении $w_{ж_1}$ не превышает 0,2 м/с и не более скорости всплывания пузырей w^* .

Минимально необходимую площадь нижнего сечения переливного кармана определяют из следующего выражения:

$$F_1 = \frac{Q}{w_{ж_1}} = \frac{D_k^2 (B_0/D_k) (1 - \sqrt{1 - (B_0/D_k)^2})^2}{3} \quad (XIV,90)$$

где Q — объемный расход жидкости, м³/с; B_0 — длина сливной перегородки в нижнем сечении кармана, м.

Размеры остальных сечений переливного устройства определяют, исходя из равенства скоростей жидкости в этих сечениях скорости $w_{ж_1}$.

Сопротивление переливного устройства движению жидкостного потока находят по формуле местных сопротивлений

$$h_{\text{дж}} = \xi_{\text{ж}} \frac{\omega_{\text{ж}2}^2}{2g} \quad (\text{XIV},91)$$

где $\xi_{\text{ж}}$ — коэффициент сопротивления, равный 2,1 при плавном закруглении нижней кромки и 3,2 для перегородок с острой нижней кромкой.

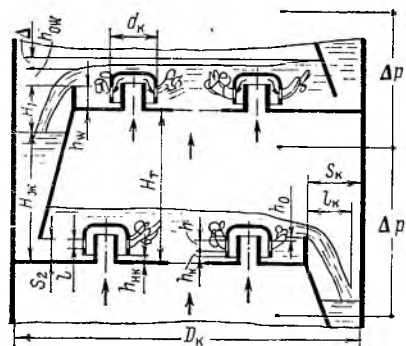


Рис. XIV-30. Схема для расчета сопротивления колпачковых тарелок.

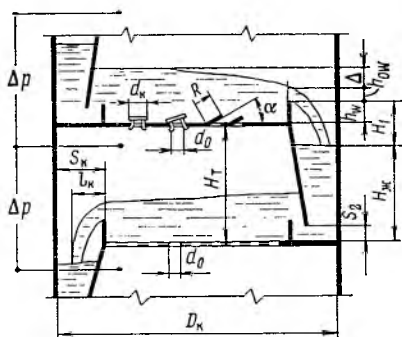


Рис. XIV-31. Схема для расчета сопротивления клапанной и ситчатой тарелок.

Подпор жидкости над сливной перегородкой h_{ow} в метрах рассчитывают по уравнению водослива

$$h_{ow} = 2,9 \cdot 10^{-3} \sqrt[3]{(Q/B)^2} \quad (\text{XIV,92})$$

Расчет сопротивления тарелки. Сопротивление тарелки потоку пара связано с преодолением местных сопротивлений в каналах тарелки и слоя жидкости на тарелке. Схемы для расчета сопротивления колпачковой, клапанной и ситчатой тарелок приведены на рис. XIV-30 и XIV-31.

Общее сопротивление тарелки Δp обычно представляют в виде суммы трех составляющих: сопротивления сухой тарелки Δp_c , сопротивления слоя жидкости на тарелке $\Delta p_{ж}$ и сопротивления, обусловленного силами поверхностного натяжения, Δp_{σ} , т. е.

$$\Delta p = \Delta p_c + \Delta p_{\text{ж}} + \Delta p_{\text{а}} \quad (\text{XIV},93)$$

Сопротивление сухой тарелки определяют по уравнению

$$\Delta p_c = \xi \frac{\rho_{\text{п}} \omega_{\text{оп}}^2}{2} \quad (\text{XIV}, 94)$$

Коэффициент сопротивления сухой тарелки ξ получают при продувке модели тарелки. В первом приближении величину коэффициента ξ можно рассчитать по уравнениям гидравлики как сумму коэффициентов местных сопротивлений, учитывающих изменение направления движения потока пара, а также живых

сечений при прохождении через каналы тарелки. Ниже приведены средние величины коэффициента ξ для некоторых типов тарелок:

Тарелки		ξ
Колпачковая	желобчатая	4,6—5,1
	капсульная	4,5—7,5
	S-образная (для скорости в патрубках)	20
	Ситчатая * при φ_0	
	0,05—0,10	1,82
	0,03—0,05	1,95—2,0
	0,15—0,20	1,4—1,5
Клапанная (клапаны полностью открыты)		3,63
Струйная	без перегородок	1,80
	с перегородками	2,35—2,90

* φ_0 — свободное сечение тарелки, $\text{м}^2/\text{м}^2$.

Сопротивление слоя жидкости на тарелке $\Delta p_{\text{ж}}$ определяют по формуле

$$\Delta p_{\text{ж}} = K_{\text{Г}} \rho_{\text{ж}} g h_{\text{ж}} \quad (\text{XIV}, 95)$$

Коэффициент аэрации $K_{\text{Г}}$ находят в зависимости от типа тарелки и свойств парожидкостной системы. Составляющую сопротивления Δp_{σ} определяют по уравнению

$$\Delta p_{\sigma} = \sigma / r_{\text{гидр}} \quad (\text{XIV}, 96)$$

где $r_{\text{гидр}}$ — гидравлический радиус отверстий, через которые пар выходит в жидкость (см. гл. II).

Обычно величина Δp_{σ} значительно меньше других составляющих общего сопротивления тарелки.

Тарелки провального типа.
Для тарелок провального типа их основные размеры — диаметр тарелки (колонны) $D_{\text{к}}$, расстояние между тарелками $H_{\text{т}}$, свободное сечение — взаимосвязаны

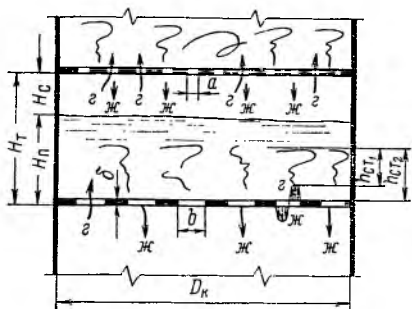


Рис. XIV-32. Схема для гидравлического расчета тарелок провального типа.

весьма жестко. Схема для расчета этого типа тарелок дана на рис. XIV-32. Скорость пара в колонне с провальными тарелками можно рассчитать по уравнению

$$w = \frac{B \varphi_0 / \mu_{\text{ж}}^{0,08} \sqrt{d_{\text{э}} \rho_{\text{ж}} / \rho_{\text{п}}}}{\left[1 + \left(\frac{L}{G} \sqrt{\frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}}}} \right)^{0,25} + \frac{1}{2} \left(\frac{L}{G} \sqrt{\frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}}}} \right)^{0,5} \right]^2} \quad (\text{XIV}, 97)$$

где $\mu_{ж}$ — вязкость жидкости, мПа·с; Φ_0 — свободное сечение тарелки, м²/м²; B — коэффициент, имеющий следующие значения при минимальной и рабочей скорости пара:

Тарелка	B
Стандартная	
минимальная скорость пара	5,4
то же, рабочая	10
С отгибкой кромок щелей, трубчато-решетчатая	
минимальная скорость пара	6,25
то же, рабочая	12,5

При расчете рабочей скорости пара по уравнению (XIV, 97) получается запас примерно 30—35% по отношению к скорости захлебывания. Уравнение (XIV, 97) справедливо при $d_s \leq 0,012$ м. Диаметр колонны рассчитывают по уравнению

$$D_k = \sqrt{\frac{4G}{\pi 3600 \rho_p w}} \quad (\text{XIV,98})$$

Полученный диаметр округляют до ближайшего стандартного. Расстояние между тарелками H_T определяют из выражения

$$H_T = H_n + H_c \quad (\text{XIV,99})$$

где H_T — расстояние между тарелками; H_n — высота слоя пены.

Величина сепарационного пространства H_c не должна быть меньше 100 мм; ее определяют, исходя из величины допустимого уноса жидкости потоком пара.

Расчет эффективности (к. п. д.) тарелки. Эффективность, т. е. отношение числа теоретических тарелок к числу действительных тарелок в колонне, зависит от большого числа переменных, включая нагрузки тарелки по пару и жидкости, организацию движения потоков пара и жидкости на тарелке, конструкцию тарелки и т. д. В общем случае эффективность тарелки определяют экспериментально. Для расчета эффективности тарелок, работающих в оптимальном режиме при разделении углеводородных смесей, могут быть использованы следующие уравнения:

$$\eta = 0,492 (\mu_{ж\alpha})^{-0,245} \quad (\text{XIV,100})$$

где $\mu_{ж}$ — вязкость жидкого сырья при условиях ввода питания, мПа·с; α — относительная летучесть ключевых компонентов сырья.

Аналогичное уравнение получено с учетом состава питания $x_{i,F}$

$$\eta = 0,17 - 0,616 \lg \sum_{(i)} x_{i,F} \mu_{i,F} \quad (\text{XIV,101})$$

где $x_{i,F}$ — мольная доля i -го компонента в сырье; $\mu_{i,F}$ — его вязкость, мПа·с.

Для колпачковых тарелок уравнение имеет вид

$$\eta = 0,541 (\mu_{ж\alpha})^{-0,246} (L/G)^{0,295} 10^{-0,06 \pm 0,3} h_l \quad (\text{XIV,102})$$

где h_l — средняя глубина погружения прорези в слой жидкости, м.

Абсорбция и десорбция

1. СУЩНОСТЬ ПРОЦЕССОВ АБСОРБЦИИ И ДЕСОРБЦИИ

Абсорбция — процесс избирательного поглощения компонентов газовой смеси жидким поглотителем (абсорбентом). Процесс выделения из абсорбента поглощенных компонентов газа называется десорбцией.

В отличие от ректификации процесс абсорбции происходит в основном однонаправленно, т. е. из газа извлекаются соответствующие компоненты, а из абсорбента в газовую фазу они практически не переходят. Аналогичное замечание относится и к десорбции.

В нефте- и газоперерабатывающей промышленности процесс абсорбции применяют для разделения, осушки и очистки углеводородных газов. Из природных и попутных газов извлекают этан, пропан, бутан и компоненты бензина, сероводород (хемосорбция *), разделяют газы пиролиза и каталитического крекинга и т. п.

Схематически процесс абсорбции (десорбции) представлен на рис. XV-1.

Для осуществления процесса абсорбции необходимо, чтобы парциальное давление извлекаемого компонента в газовой фазе p_r было больше, чем в абсорбенте $p_{ж}$. Разность этих давлений $\Delta p = p_r - p_{ж}$ определяет движущую силу процесса абсорбции. При $\Delta p > 0$ происходит процесс абсорбции, при $\Delta p < 0$ — процесс десорбции. Процесс абсорбции (десорбции) прекращается, когда система достигает состояния равновесия, т. е. $p_r = p_{ж}^*$.

Поскольку парциальное давление компонента пропорционально его концентрации, движущую силу при абсорбции (десорбции) можно измерять также разностью концентраций в газовой и жидкой фазах: $\Delta y' = y' - y'^*$ или $\Delta x' = x'^* - x'$ (см. гл. XII).

* Сорбция, сопровождаемая химическими реакциями.

Основное уравнение массопередачи при абсорбции имеет вид

$$M = K_p F (p_r - p_r^*) = K_y F (y' - y'^*) = K_x F (x^* - x') \quad (\text{XV}, 1)$$

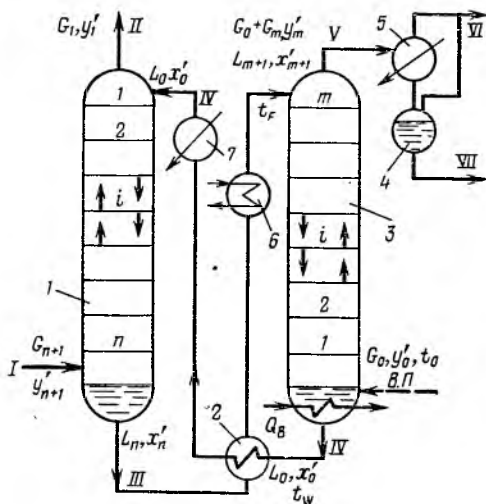
Обычно абсорбент подбирают таким образом, что его можно считать практически нелетучим в условиях процесса абсорбции.



Рис. XV-1.* Схема обмена компонентами между газом и абсорбентом.

Рис. XV-2. Принципиальная схема абсорбционно-десорбционной установки:

I — сырой газ; *II* — сухой (тощий) газ; *III* — насыщенный абсорбент; *IV* — абсорбент; *V* — извлеченные компоненты газа; *VI* — несконденсированные компоненты газа; *VII* — нестабильный бензин; *1* — абсорбер; *2* — теплообменник; *3* — десорбер; *4* — приемник; *5* — конденсатор; *6* — подогреватель; *7* — холодильник.



Процессы абсорбции и десорбции обычно осуществляют на одной установке, включающей абсорбер и десорбер (рис. XV-2). Регенерированный абсорбент возвращают в абсорбер.

2. МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС АБСОРБЕРА

При расчете процесса абсорбции удобно рассматривать концентрации всех компонентов относительно входящего потока газа G_{n+1} . Тогда для любой i -й тарелки приведенные концентрации будут равны

$$Y_i = G/G_{n+1} \text{ и } X_i = L/L_0 \quad (\text{XV}, 2)$$

С обычными концентрациями приведенные связаны следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} y'_i &= \frac{G}{G_i} = \frac{GG_{n+1}}{G_i G_{n+1}} = \frac{G_{n+1}}{G_i} Y_i \\ x'_i &= \frac{L}{L_i} = \frac{LL_0}{L_i L_0} = \frac{L_0}{L_i} X_i \end{aligned} \quad (\text{XV}, 3)$$

Если потоки по высоте аппарата мало изменяются: $G_{n+1} \approx G_i$ и $L_0 \approx L_i$, то $y'_i \approx Y_i$ и $x'_i \approx X_i$.

Уравнение равновесия относительно приведенных концентраций запишется следующим образом:

$$\frac{G_{n+1}}{G_i} Y_i = K_i \frac{L_0}{L_i} X_i$$

или

$$\frac{L_i Y_i}{K_i G_i} = \frac{L_0}{G_{n+1}} X_i$$

Входящий в это выражение комплекс величин

$$L_i / K_i G_i = A_i \quad (\text{XV}, 4)$$

называется *фактором абсорбции*, а

$$L_0 / G_{n+1} = l \quad (\text{XV}, 4a)$$

удельным расходом абсорбента.

Таким образом уравнение равновесия примет следующий вид:

$$A_i Y_i = l X_i \quad (\text{XV}, 5)$$

Материальный баланс абсорбера в приведенных концентрациях запишется так:

$$G_{n+1} (Y_{n+1} - Y_1) = L_0 (X_n - X_0) \quad (\text{XV}, 6)$$

или

$$Y_{n+1} - Y_1 = l (X_n - X_0) \quad (\text{XV}, 7)$$

Откуда удельный расход абсорбента

$$l = \frac{Y_{n+1} - Y_1}{X_n - X_0} \quad (\text{XV}, 8)$$

При идеальной подготовке абсорбента $X_0 \approx 0$.

Если вместо X_0 и X_n в уравнение (XV,7) подставить их выражения через концентрации газовой равновесной фазы Y_0 и Y_n , то получим

$$Y_n = \frac{Y_{n+1} - Y_1 + A_0 Y_0}{A_n} \quad (\text{XV}, 9)$$

Для произвольной i -й тарелки абсорбера (рис. XV-3) материальный баланс запишется следующим образом:

$$L_0 (X_i - X_{i-1}) = G_{n+1} (Y_{i+1} - Y_i)$$

или

$$l (X_i - X_{i-1}) = Y_{i+1} - Y_i$$

Вместо X_i и X_{i-1} подставим их выражения из уравнения равновесия, т. е.

$$A_i Y_i - A_{i-1} Y_{i-1} = Y_{i+1} - Y_i$$

Откуда

$$Y_i = \frac{Y_{i+1} + A_{i-1} Y_{i-1}}{1 + A_i} \quad (\text{XV}, 10)$$

Это уравнение связывает составы газа на двух смежных тарелках абсорбера. Чтобы выяснить влияние основных факторов на про-

цесс абсорбции, рассмотрим работу одностарельчатого абсорбера ($i = 1$). Тогда из уравнения (XV,10) следует, что

$$Y_1 = \frac{Y_2 + A_0 Y_0}{1 + A_1} \quad (\text{XV,11})$$

Из рассмотрения этого выражения вытекает, что содержание извлекаемого компонента в потоке газа на выходе из абсорбера

Y_1 тем меньше, чем ниже концентрация этого компонента в абсорбенте на входе X_0 и чем больше фактор абсорбции A . Последний же тем больше, как это следует из выражения (XV,4), чем больше расход абсорбента L и меньше константа равновесия K . Таким образом, понижение температуры процесса благоприятствует абсорбции (меньше K).

Материальный баланс для нижней части абсорбера (рис. XV-3) запишется в следующем виде:

$$G_{n+1}Y_i + L_0X_n = G_{n+1}Y_{n+1} + L_0X_{i-1}$$

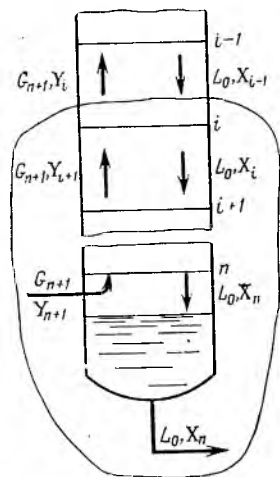


Рис. XV-3. Схема потоков для нижней части абсорбера.

или

$$Y_i = \frac{L_0}{G_{n+1}} X_{i-1} + \left(Y_{n+1} - \frac{L_0}{G_{n+1}} X_n \right) = lX_{i-1} + B \quad (\text{XV,12})$$

Уравнение (XV,12) связывает концентрации газа и жидкости в любом произвольном сечении аппарата и называется *уравнением рабочей линии*. Тангенс угла ее наклона к оси абсцисс равен удельному расходу абсорбента l . Если $i = 1$, то получим уравнение (XV,7) — общего материального баланса абсорбера.

В системе координат $X-Y$ уравнение (XV,12) представляет собой прямую AB (рис. XV-4). С увеличением расхода абсорбента угол наклона рабочей линии увеличивается (прямая AB_1).

3. РАСЧЕТ ЧИСЛА ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ТАРЕЛОК В АБСОРБЕРЕ

Процесс абсорбции может происходить в том случае, если рабочая концентрация компонента в газе выше равновесной. Следовательно, рабочая линия должна располагаться выше равновесной (рис. XV-4).

Число теоретических тарелок в абсорбере определяется графическим построением ступенчатой линии между рабочей и равновесной линиями.

Входящий в абсорбер газ G_{n+1} и уходящий насыщенный абсорбент L_n встречаются в нижнем сечении, т. е. их составы должны удовлетворять уравнению рабочей линии (точка B). В результате взаимодействия потоков газа и жидкости на нижней тарелке абсорбера образуются равновесные потоки газа и жидкости, составы которых определяются точкой 1 на равновесной кривой. Проведя горизонталь до пересечения в точке 2 с рабочей линией, получим состав жидкости, стекающей с вышерасположенной тарелки. Продолжив аналогичные построения, наконец достигнем точки A , находящейся на рабочей линии, координаты которой определяются составами уходящего из абсорбера газа Y_1 и свежего абсорбента X_0 . В данном случае число теоретических тарелок равно пяти.

Увеличение расхода абсорбента изменяет положение рабочей линии, приводя к уменьшению числа тарелок. Уменьшение удельного расхода абсорбента приводит к повороту рабочей линии вокруг точки A . В результате при некотором минимальном расходе абсорбента рабочая линия займет положение ADB_2 , касаясь линии равновесия в точке D . В этом случае заданное извлечение может быть получено только при бесконечно большом числе тарелок ($n \rightarrow \infty$).

С повышением температуры наклон кривой равновесия фаз становится более крутым, и она приближается к рабочей линии, что вызывает увеличение числа тарелок. Повышение давления вызывает уменьшение числа тарелок.

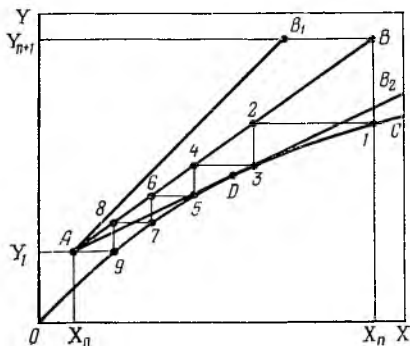
В случае абсорбции компонентов газа из многокомпонентной смеси необходимо определить извлечение каждого компонента.

Для этой цели пользуются уравнением Kremser, в котором используется усредненный абсорбционный фактор $A = L/GK$

$$\Phi = \frac{Y_{n+1} - Y_1}{Y_{n+1} - Y_0} = \frac{A^{n+1} - A}{A^{n+1} - 1} \quad (\text{XV}, 13)$$

где Φ — коэффициент извлечения при абсорбции любого компонента.

Рис. XV-4. Расчет числа теоретических тарелок в абсорбере (OC — равновесная линия; AB — рабочая линия).



Ниже приведен вывод уравнения Крэмсера.

Уравнение (XV,10) при использовании усредненного абсорбционного фактора A запишется в виде

$$Y_i (1 + A) = Y_{i+1} + AY_{i-1}$$

или

$$Y_{i+1} - Y_i = A (Y_i - Y_{i-1})$$

Будем варьировать i — номер тарелки от 1 до n . Получим следующую последовательность равенств:

$$\left. \begin{aligned} Y_2 - Y_1 &= A(Y_1 - Y_0) \\ Y_3 - Y_2 &= A(Y_2 - Y_1) \\ Y_4 - Y_3 &= A(Y_3 - Y_2) \\ &\dots\dots\dots \\ Y_n - Y_{n-1} &= A(Y_{n-1} - Y_{n-2}) \\ Y_{n+1} - Y_n &= A(Y_n - Y_{n-1}) \end{aligned} \right\}$$

Поскольку слева и справа со сдвигом на одно равенство стоят одинаковые разности концентраций в газовой фазе, то после соответствующих подстановок получим следующее выражение:

$$Y_{n+1} - Y_n = A^n (Y_1 - Y_0) \quad (\text{XV},14)$$

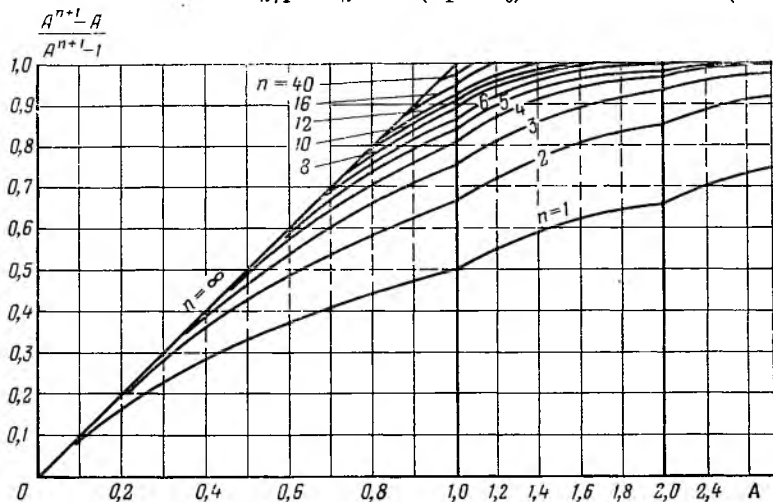


Рис. XV-5. График для расчета процесса абсорбции (десорбции).

Концентрацию Y_n пара, покидающего n -ю тарелку, можно исключить, используя уравнение (XV,9)

$$Y_n = \frac{Y_{n+1} - Y_1 + AY_0}{A}$$

Подставив это выражение для Y_n в уравнение (XV,14), получим следующее соотношение:

$$(A - 1) Y_{n+1} = (A^{n+1} - 1) Y_1 - (A^{n+1} - A) Y_0$$

Чтобы получить уравнение (XV,13), прибавим и отнимем в левой части последнего выражения $A^{n+1} Y_{n+1}$

$$A^{n+1} Y_{n+1} - Y_{n+1} - A^{n+1} Y_{n+1} + AY_{n+1} = (A^{n+1} - 1) Y_1 - (A^{n+1} - A) Y_0$$

или

$$(A^{n+1} - 1) Y_{n+1} - (A^{n+1} - A) Y_{n+1} = (A^{n+1} - 1) Y_1 - (A^{n+1} - A) Y_0$$

Откуда

$$(A^{n+1} - A) (Y_{n+1} - Y_0) = (A^{n+1} - 1) (Y_{n+1} - Y_1)$$

Из последнего выражения получается уравнение (XV,13).

При заданной степени извлечения ϕ и абсорбционном факторе A определяют число теоретических тарелок в абсорбере n . Для упрощения расчетов по уравнению Kremser пользуются также графиком, приведенным на рис. XV-5.

Необходимо заметить, что коэффициент извлечения ϕ не следует смешивать с теоретическим коэффициентом извлечения ϕ_0

$$\phi_0 = \frac{Y_{n+1} - Y_1}{Y_{n+1}} \quad (\text{XV}, 15)$$

Из сопоставления уравнений (XV,13) и (XV,15) имеем, что

$$\phi_0 = \phi (1 - Y_0/Y_{n+1}) = \phi (1 - KX_0/Y_{n+1}) \quad (\text{XV}, 16)$$

Из этого уравнения следует, что $\phi_0 < \phi$, и только в случае, когда $X_0 = 0$, имеем $\phi_0 = \phi$. Таким образом, для повышения коэффициента извлечения компонента из газовой смеси необходимо обеспечивать лучшую подготовку абсорбента, чтобы $X_0 \rightarrow 0$.

Для расчета усредненного абсорбционного фактора используют уравнение

$$A = \sqrt{A_n(A_1 + 1) + 0,25} - 0,5 \approx \sqrt{A_n A_1} \quad (\text{XV}, 17)$$

Обычно задаются коэффициентом извлечения этана или пропана и затем рассчитывают остальные параметры процесса и извлечение других компонентов углеводородной смеси.

4. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС АБСОРБЕРА

Поглощение компонентов газа при абсорбции сопровождается выделением тепла, количество которого пропорционально массе и теплоте растворения q_A поглощенных компонентов. Поскольку теплоемкость газа мала по сравнению с теплоемкостью абсорбента, можно пренебречь изменением температуры газа. Тогда, пренебрегая потерями тепла в окружающую среду, тепловой баланс абсорбера запишем в следующем виде:

$$Q_A = L_0 \sum (X_n - X_0) q_A \quad (\text{XV}, 18)$$

В первом приближении теплоту абсорбции q_A можно принять равной теплоте конденсации. Выделяющееся в процессе абсорбции тепло Q_A в основном идет на повышение температуры абсорбента, что вызывает ухудшение процесса абсорбции. В отсутствие отвода выделяющегося при абсорбции тепла температура на выходе из абсорбера будет равна

$$t'_n = t_0 + Q_A/Lc \quad (\text{XV}, 19)$$

где c — средняя теплоемкость абсорбента в пределах температур t_0 — t'_n ; L — средний расход абсорбента в абсорбере.

Средняя температура абсорбции

$$t_{cp} = (t_0 + t'_n)/2 \quad (\text{XV}, 20)$$

Когда поглощается значительная масса газа, тепло абсорбции окажется большим и вызовет недопустимо высокое повышение температуры абсорбента. В этом случае следует предусмотреть в одном или двух сечениях промежуточный отвод тепла Q . Тогда температура на выходе из абсорбера не будет превышать предела,

приводящего к ухудшению извлечения компонентов газовой смеси. Температура абсорбента на выходе будет равна

$$t_n = t_0 + (Q_A - Q)/Lc \quad (\text{XV}, 21)$$

На рис. XV-6 приведена схема абсорбера с промежуточным охлаждением абсорбента. Применение промежуточного охлаждения создает более равномерное распределение температур по высоте абсорбера.

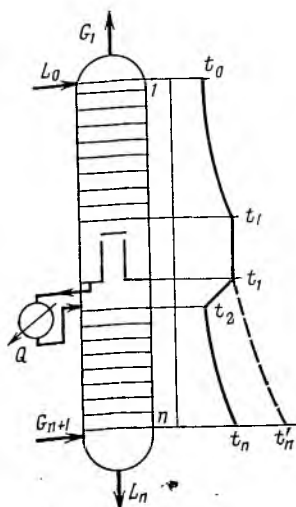
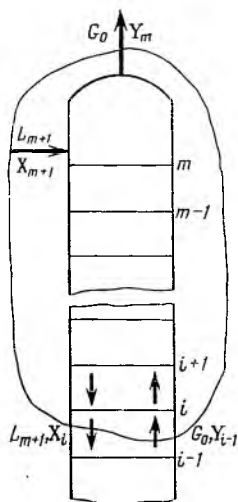


Рис. XV-6. Схема абсорбера и распределение температур с промежуточным охлаждением абсорбента.

Рис. XV-7. Схема потоков для верхней части десорбера.



5. РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ДЕСОРБЦИИ

При десорбции поглощенные компоненты газовой смеси должны быть вновь переведены в газообразное состояние. Для этого обычно снижают парциальное давление углеводородов при вводе водяного пара либо повышают температуру насыщенного абсорбента и подводят тепло в нижнюю часть десорбера (см. рис. XV-2). В последнем случае десорбер можно рассматривать как отгонную часть ректификационной колонны.

Чтобы компонент мог перейти из жидкости в газовую фазу, его парциальное давление в жидкости должно быть выше равновесного. Соответственно и концентрация компонента в жидкой фазе будет больше равновесной. Следовательно, рабочая линия должна быть ниже равновесной на диаграмме $X-Y$.

Для построения уравнения рабочей линии рассмотрим материальный баланс верхней части десорбера выше тарелки с номером i (рис. XV-7). Получим

$$G_0(Y_m - Y_{i-1}) = L_{m+1}(X_{m+1} - X_i)$$

или

$$g(Y_m - Y_{i-1}) = X_{m+1} - X_i \quad (\text{XV}, 22)$$

Откуда

$$Y_{i-1} = \frac{1}{g} X_i + \left(Y_m - \frac{1}{g} X_{m+1} \right) \quad (\text{XV},23)$$

где $g = G_0/L_{m+1}$ — удельный расход десорбирующего (отпаривающего) агента.

Уравнение (XV, 23) является уравнением рабочей линии. Оно связывает неравновесные концентрации газа и жидкости в произвольном сечении десорбера. Тангенс угла наклона рабочей линии равен $1/g$. С увеличением расхода десорбирующего агента рабочая линия удаляется от равновесной (рис. XV-8). Нетрудно установить, что $g = 1/l$.

Если в уравнении (XV,22) положить $i = 1$, то получим уравнение материального баланса для десорбера

$$g(Y_m - Y_0) = X_{m+1} - X_1 \quad (\text{XV},24)$$

или

$$g = \frac{X_{m+1} - X_1}{Y_m - Y_0} \quad (\text{XV},25)$$

В случае использования водяного пара в качестве десорбирующего агента $Y_0 = 0$.

Для расчета числа тарелок в десорбере строят ступенчатую линию между рабочей и равновесной линиями (см. рис. XV-8). Точка B , находящаяся на рабочей линии AB , определяет состав газа Y_m на выходе из десорбера. Этот состав газа определяет в свою очередь концентрацию жидкости X_m , стекающей с верхней тарелки десорбера (абсцисса точки 1). Ордината точки 2, лежащей на рабочей линии, дает состав газа, поднимающегося с нижележащей тарелки. Продолжив аналогичные построения, приходим к точке A , координаты которой определяют составы десорбирующего агента Y_0 и абсорбента, уходящего из десорбера. В данном слу-

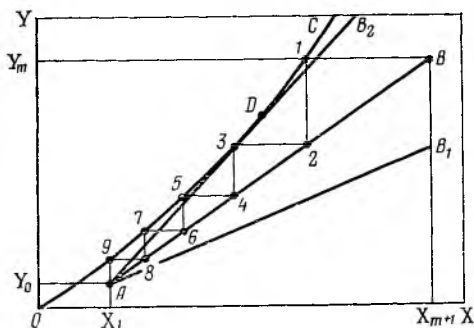


Рис. XV-8. Расчет числа теоретических тарелок в десорбере (OC — равновесная линия; AB — рабочая линия).

чае получили пять теоретических тарелок ($m = 5$). Для обеспечения лучшей работы абсорбера X_1 должно быть по возможности меньше (в пределе $X_1 \rightarrow 0$). На практике предельное значение X_1 определяется условиями равновесия на нижней тарелке десорбера.

Увеличение удельного расхода десорбирующего агента g вызывает перемещение рабочей линии в положение, например, AB_1 , что приводит к уменьшению числа тарелок в десорбере. При сни-

жении удельного расхода десорбирующего агента рабочая линия перемещается ближе к линии равновесия. Это приводит к возрастанию числа тарелок. При некотором минимальном расходе десорбирующего агента рабочая линия займет предельное положение касательной к линии равновесия ADB_2 и потребуются бесконечно большое число тарелок для достижения требуемых показателей десорбции.

При понижении давления или повышении температуры наклон кривой равновесия становится более крутым, она удаляется от рабочей линии, и число тарелок уменьшается. Если десорбция осуществляется за счет подвода тепла Q_B в низ десорбера, то стекающая с первой тарелки жидкость будет направляться в кипятильник (см. гл. XIV) для образования потока паров G_0 и $Y_0 = K_0 X_0$, где X_0 — состав абсорбента на выходе из десорбера. Очевидно, что в этом случае $Y_0 \neq 0$, как это имело место при вводе водяного пара.

В случае десорбции нескольких компонентов расчет проводится по наиболее высококипящему из десорбируемых компонентов. Для расчета многокомпонентной десорбции используют уравнение Кремсера, аналогичное уравнению (XV, 13) для абсорбции:

$$\varphi' = \frac{X_{m+1} - X_1}{X_{m+1} - X_0} = \frac{S^{m+1} - S}{S^{m+1} - 1} \quad (\text{XV}, 26)$$

где φ' — коэффициент извлечения при десорбции; X_0 — состав газа, равновесный с поступающим в аппарат десорбирующим (отпаривающим) агентом; $S = 1/A = KG/L$ — фактор десорбции (отпаривания).

Уравнение (XV, 26) по своей структуре аналогично уравнению (XV, 13), и поэтому для расчета десорбции может быть использован график, приведенный на рис. XV-5. Усредненный фактор десорбции S можно определить по следующему уравнению:

$$S = \sqrt{S_m(S_1 + 1) + 0,25} - 0,5 \approx \sqrt{S_m S_1} \quad (\text{XV}, 27)$$

При $X_0 = 0$ получаем выражение для теоретического коэффициента извлечения при десорбции

$$\varphi'_0 = \frac{X_{m+1} - X_1}{X_{m+1}} \quad (\text{XV}, 28)$$

Следовательно

$$\varphi'_0 = \varphi' (1 - X_0/X_{m+1}) \quad (\text{XV}, 29)$$

Отсюда видно, что $\varphi'_0 < \varphi'$ и только при $X_0 = 0$ получаем $\varphi'_0 = \varphi'$. Поэтому для повышения степени отпарки десорбируемых компонентов необходимо использовать отпаривающий агент без примеси извлекаемых компонентов ($Y_0 \approx 0$).

При расчете десорбции обычно задаются коэффициентом извлечения φ' какого-нибудь компонента, например n -пентана, выбирают число теоретических тарелок m и по графику на рис. XV-5 или по уравнению (XV, 26) определяют фактор десорбции для

данного компонента. После этого определяют удельный расход отпаривающего агента $g = G_0/L_{m+1} = S/K_5$ и, вычислив константы равновесия остальных компонентов, находят их факторы десорбции. Затем по графику рис. XV-5 при принятом числе теоретических тарелок m находят степень извлечения ϕ' всех десорбируемых компонентов. На основании полученных данных составляют материальный покомпонентный баланс десорбера.

Удельный расход водяного пара определяют по уравнению (XIII, 65).

6. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДЕСОРБЕРА

Для осуществления процесса десорбции подводят тепло в низ аппарата одним из способов, рассмотренных в главе XIV. Чаще всего используют подвод тепла горячей струей. Кроме этого, тепло в десорбер поступает с потоками насыщенного абсорбента, температуру которого повышают до необходимой величины в теплообменнике 2 и подогревателе 6 (рис. XV-2), и с водяным паром. Это тепло без учета теплотерь в окружающую среду, которые для крупных промышленных установок относительно невелики, отводится потоками отпаренного абсорбента и десорбированным газом. Тепловой баланс десорбера

$$Q_B + G_0 i_{t_0}^{B, n} + L_{m+1} i_{t_F} = G_0 i_{t_m}^{B, n} + G_m i_{t_m}^n + L_0 i_{t_w}^{ж}$$

Откуда количество подводимого через кипятильник тепла равно

$$Q_B = G_m i_{t_m}^n - G_0 (i_{t_0}^{B, n} - i_{t_m}^{B, n}) + L_0 i_{t_w}^{ж} - L_{m+1} i_{t_F} \quad (XV, 30)$$

В десорбер насыщенный абсорбент может быть введен в двухфазном состоянии. В этом случае необходимо рассчитать процесс ОИ (см. гл. XIII).

В конструктивном отношении абсорберы и десорберы выполняют аналогично ректификационным колоннам. Отдельные конструктивные отличия (сепараторы абсорбента, узлы вывода абсорбента из промежуточных сечений и т. п.) связаны с особенностями перерабатываемых газовых потоков и необходимой степенью извлечения соответствующих компонентов. Производительность аппаратов определяют по уравнениям, приведенным в главе XIV, в зависимости от типа применяемых контактных устройств.

Экстракция

1. СУЩНОСТЬ ПРОЦЕССА ЭКСТРАКЦИИ

Экстракцией называется процесс избирательного извлечения компонентов жидкой (или твердой) фазы при помощи растворителя. В растворителе хорошо растворяются извлекаемые компоненты и мало растворяются остальные компоненты. Поэтому растворитель называется избирательным или селективным.

В нефтепереработке широко применяют процессы экстракции в системе жидкость—жидкость при очистке масел, дизельного топлива, извлечении ароматических углеводородов и т. п.

При контакте с избирательным растворителем образуются два раствора: экстрактивный, содержащий извлеченные компоненты, и рафинатный, содержащий неизвлеченные компоненты. Эти два раствора образуют расслаивающуюся систему, поэтому их можно разделить отстаиванием.

При экстракции извлекаемый компонент (или смесь нескольких компонентов) распределяется между образующимися при экстракции экстрактивным и рафинатным растворами согласно закону равновесия

$$x_1/x_2 = K \quad (\text{XVI}, 1)$$

где x_1 и x_2 — концентрации растворенного вещества соответственно в одной и в другой жидкой фазах; K — коэффициент распределения.

Коэффициент распределения зависит от природы исходной смеси и растворителя, состава смеси и температуры. Обычно с повышением температуры растворимость в обеих фазах возрастает, и при некоторой температуре образуется однородный раствор ($K \rightarrow 1$). В этих условиях процесс экстракции не может быть осуществлен. Поэтому рабочая температура должна быть ниже температуры образования однородного раствора.

В промышленных условиях для разделения различных жидких нефтепродуктов используют такие растворители, как фенол, фурфурол, диэтиленгликоль, воду, бензол, жидкий пропан, диметилсульфоксид, *N*-метилпирролидон и др.

Выбор растворителя определяется его избирательностью и растворяющей способностью. Чем больше избирательность рас-

творителя, тем более четко разделяются компоненты. Более избирательный растворитель имеет большую величину коэффициента распределения K . Увеличение растворяющей способности позволяет растворить больше извлекаемых компонентов, т. е. снизить расход растворителя. Повышение растворяющей способности обычно связано с уменьшением избирательности растворителя.

В процессе экстракции могут быть выделены три основных составляющих (условных компонента): избирательный растворитель, извлекаемые компоненты и неизвлекаемые компоненты, которые можно охарактеризовать некоторыми аддитивными свойствами (составом, плотностью, вязкостью и т. п.). Поэтому для расчета процесса экстракции нашли широкое применение треугольные диаграммы.

После отделения растворителя от экстрактивного раствора получают экстракт, а от рафинатного раствора — рафинат, которые и являются конечными продуктами процесса.

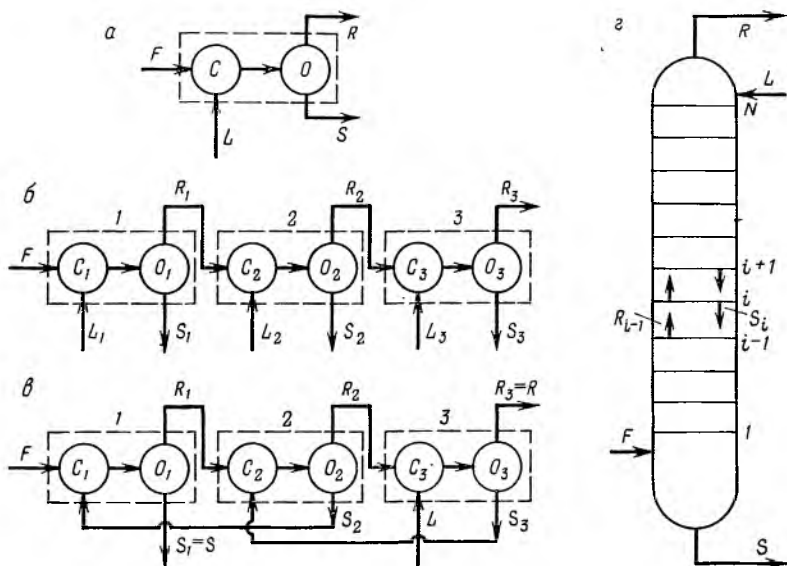


Рис. XVI-1. Схемы основных методов экстрагирования:

а — однократная экстракция; б — многократная экстракция; в — противоточная экстракция в аппаратах типа смеситель-отстойник; г — противоточная экстракция в колонном аппарате; C — смеситель; O — отстойник; F — сырье; L — растворитель; R — рафинатный раствор; S — экстрактивный раствор.

2. ОСНОВНЫЕ МЕТОДЫ ЭКСТРАГИРОВАНИЯ

Любой процесс экстрагирования включает стадии: 1) смешение растворителя и разделяемой смеси с целью их контактирования; 2) разделение образовавшихся рафинатного и экстрактивного растворов. Поэтому одна ступень экстракции состоит из смесителя

и отстойника, реализуемых в различных конструктивных модификациях.

Различают следующие разновидности процесса экстракции:

1) однократная экстракция (см. рис. XVI-1, а) — сырье обрабатывается однократно всем количеством растворителя с последующим разделением на рафинатный и экстрактивный растворы;

2) многократная экстракция (рис. XVI-1, б) — исходное сырье и рафинатные растворы обрабатываются в каждой ступени соответствующей порцией свежего растворителя;

3) противоточная экстракция (рис. XVI-1, в) — многократное противоточное контактирование рафинатных и экстрактивных растворов смежных ступеней.

Противоточная экстракция может осуществляться в нескольких аппаратах типа смеситель—отстойник или в аппарате колонного типа (рис. XVI-1, г).

Противоточная экстракция обеспечивает хорошее разделение при высоком выходе рафината, в то время как при многократной экстракции выход рафината высокого качества невелик. Однократную экстракцию используют для грубого разделения смеси.

3. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ЭКСТРАКТОРОВ

Треугольная диаграмма и ее основные свойства. Как уже отмечалось, в процессе экстракции можно рассматривать три условных компонента: растворитель, экстрагируемые компоненты и неизвлекаемые компоненты. Для представления составов такой тройной смеси используют треугольную диаграмму (рис. XVI-2), представляющую собой равносторонний треугольник ABL , каждая вершина которого отвечает условному компоненту, а концентрации этих компонентов x откладываются на сторонах треугольника. Вершина L отвечает растворителю, A — неизвлекаемым компонентам, B — извлекаемым.

Любая смесь трех компонентов отвечает точке на площади треугольника (например, точка N); двойная смесь отвечает точке на стороне треугольника. Например, смесь компонентов A и B представлена точкой F на стороне AB .

На поле треугольной диаграммы отложена также бинадальная кривая $S'KR'$, отвечающая равновесным рафинатным и экстрактивным растворам согласно равновесному распределению компонентов (например, точки R и S). Прямая RS , связывающая точки равновесных составов на бинадальной кривой, называется *конодой*. Область, охватываемая бинадальной кривой, отвечает расслаивающимся растворам, область вне этой кривой — гомогенным растворам. Таким образом, при экстракции составы растворов не должны выходить за пределы первой области.

Треугольная диаграмма обладает следующим основным свойством, которое вытекает из материального баланса смешения. Если при смешении двух систем R и S получается новая система N ,

то точки, характеризующие все три системы, располагаются на одной прямой. При этом точка N располагается между точками R и S на расстояниях, обратно пропорциональных массам (объемам) исходных систем R и S , т. е. отрезок RS пропорционален массе системы N , отрезок RN — массе системы S , а отрезок SN — массе системы R . Можно также записать, что

$$N = R + S \quad (\text{XVI}, 2)$$

$$R/S = SN/RN \text{ и } R/N = SN/RS \quad (\text{XVI}, 3)$$

Из этого общего свойства вытекают следующие следствия.

Следствие 1. Если при попарном смешении нескольких систем получается одна и та же система N , то прямые, соединяющие точки попарно смешиваемых систем, пересекаются в одной точке N . Так, систему N можно получить смешением систем R и S или L и F .

Следствие 2. Если при попарном удалении (вычитании) различных систем получается одна и та же система, то прямые, соединяющие точки попарно вычитаемых систем, пересекаются в одной точке. Так, если из системы N удалить систему F , то получим систему L . Тот же результат получим, если из системы N_1 удалить систему F_1 , из системы N_2 — систему F_2 , из системы R — систему P и т. д. При этом очевидно, что $F/N = NL/FL$, $F_1/N_1 = N_1L/F_1L$, $F_2/N_2 = N_2L/F_2L$ и т. д.

Следствие 3. Если имеется раствор F , состоящий из компонентов A и B , то любые смеси, составленные из раствора F и растворителя L , будут находиться на прямой FL (точки N_3, N, N_4).

Точки $\mathcal{E}$ и P отвечают экстракту и рафинату, полученным соответственно из экстрактного S и рафинатного R растворов. На основании указанных правил легко выполнить расчет процесса экстракции.

Расчет однократной экстракции.

Пусть исходное сырье — смесь компонентов A и B отвечает точке F . Большие буквы, относящиеся к соответствующим растворам, также обозначают их массовые (или объемные) потоки. Проведем однократную обра-

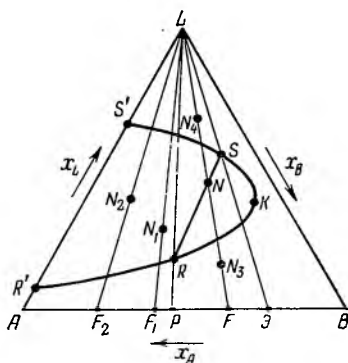


Рис. XVI-2. Треугольная диаграмма для расчета процесса экстракции ($S'KR'$ — бинодальная кривая; SR — конода).

ботку сырья F растворителем L . Если концентрация растворителя в смеси будет x_{LN} , то получим точку N (рис. XVI-3) на пересечении этой горизонтали с прямой FL , так как на основании следствия 3 все смеси сырья F и растворителя L находятся на прямой FL . Через точку N проводим коноду RS , которая определяет точки R -рафинатного и S -экстрактного растворов.

При удалении растворителя из экстрактного раствора S получаем экстракт $\mathcal{E}$. Точка $\mathcal{E}$ лежит на пересечении прямой LS со стороной AB треугольника. Аналогично на пересечении прямой LR со стороной AB определяем точку P , характеризующую состав получаемого рафината. Концентрации растворителя в экстрактном x_{LS} и рафинатном x_{LR} растворах определяются гори-

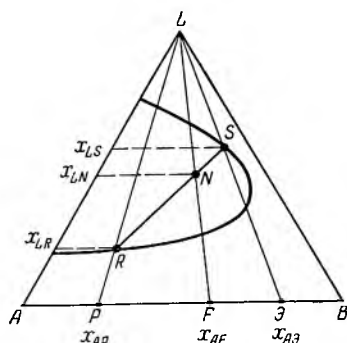


Рис. XVI-3. Схема к расчету однократной экстракции.

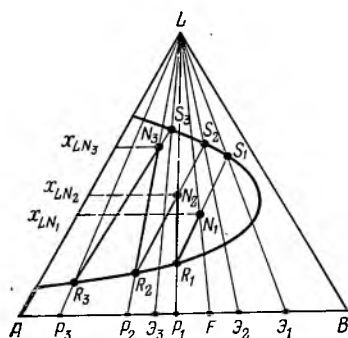


Рис. XVI-4. Схема к расчету многократной экстракции.

зонтальными линиями, проведенными из точек S и R до пересечения со стороной AL треугольника.

Исходя из основного свойства треугольной диаграммы, можно определить все основные показатели процесса однократной экстракции.

Расход растворителя

$$\frac{L}{N} = \frac{FN}{FL} = \frac{x_{LN}}{1} = \frac{L}{L+F}$$

Откуда

$$L = F \frac{x_{LN}}{1 - x_{LN}} \quad (\text{XVI},4)$$

Выход рафината P

$$P = F \frac{F\mathcal{E}}{P\mathcal{E}} = F \frac{x_{AF} - x_{A\mathcal{E}}}{x_{AP} - x_{A\mathcal{E}}} \quad (\text{XVI},5)$$

Выход экстракта $\mathcal{E}$

$$\mathcal{E} = F \frac{PF}{P\mathcal{E}} = F \frac{x_{AP} - x_{AF}}{x_{AP} - x_{AB}} = F - P \quad (\text{XVI},6)$$

Количество рафинатного раствора

$$R = N \frac{NS}{RS} = N \frac{x_{LS} - x_{LN}}{x_{LS} - x_{LR}} \quad (\text{XVI},7)$$

Или по аналогии с уравнением (XVI,4)

$$R = P + L = P + P \frac{x_{LR}}{1 - x_{LR}} = P \frac{1}{1 - x_{LR}} \quad (\text{XVI},8)$$

Поскольку при однократной экстракции образуются равновесные рафинатный и экстрактивный растворы, этот процесс эквивалентен одной теоретической тарелке.

Расчет многократной экстракции. При многократной экстракции (рис. XVI-1 и XVI-4) после добавления к сырью растворителя образуется система N_1 , которая расслаивается с образованием экстрактивного раствора S_1 и рафинатного R_1 . Положение точек S_1 и R_1 на бинодальной кривой определяется конодой R_1S_1 . Экстрактивный раствор S_1 выводится из системы, а к рафинатному раствору R_1 добавляется новая порция растворителя, в результате этого образуется система N_2 . Эта система расслаивается, образуя новые экстрактивный S_2 и рафинатный R_2 растворы, определяемые конодой R_2S_2 . Экстрактивный раствор S_2 вновь выводится из системы, а рафинатный раствор R_2 вновь смешивается со свежим растворителем, образуя систему N_3 .

После расслаивания системы N_3 (конода R_3S_3) образуются экстрактивный раствор S_3 , который выводят из системы, и рафинатный раствор, состав которого соответствует требованиям к рафинату P_3 . Таким образом, в данном случае для получения рафината P_3 потребовались три контактных ступени, так как предшествовавшие рафинатные растворы R_1 и R_2 не обеспечивали требуемого качества рафината.

Расход растворителя на каждой ступени обработки составит: на первой

$$L_1 = F \frac{x_{LN_1}}{1 - x_{LN_1}} \quad (\text{XVI},9)$$

на второй

$$L_2 = P_1 \frac{x_{LN_2}}{1 - x_{LN_2}} \quad (\text{XVI},10)$$

на третьей

$$L_3 = P_2 \frac{x_{LN_3}}{1 - x_{LN_3}} \quad (\text{XVI},11)$$

Выход рафината требуемого качества:

$$P_3 = P_2 \frac{P_2 \vartheta_3}{P_3 \vartheta_3} = P_1 \frac{P_1 \vartheta_2}{P_2 \vartheta_2} \cdot \frac{P_2 \vartheta_3}{P_3 \vartheta_3} = F \frac{F \vartheta_1}{P_1 \vartheta_1} \cdot \frac{P_1 \vartheta_2}{P_2 \vartheta_2} \cdot \frac{P_2 \vartheta_3}{P_3 \vartheta_3} \quad (\text{XVI},12)$$

Так как каждая дробь, стоящая в правой части равенства, меньше единицы, то

$$P_3 < P_2 < P_1 < F \quad (\text{XVI},13)$$

Следовательно, при многократной экстракции выход целевого продукта уменьшается по мере улучшения его качества. Расходы и составы других потоков определяют аналогично, исходя из свойств треугольной диаграммы.

Расчет противоточной экстракции. Для получения высоких выходов и качества целевых продуктов применяют противоточную экстракцию (рис. XVI-1 и XVI-5). В этом случае растворитель L движется противотоком по отношению к сырью, обеспечивая постепенное обогащение экстрактного раствора нежелательными компонентами, которые удаляются из рафинатного раствора. В итоге рафинатный раствор, покидающий экстрактор, будет иметь требуемый состав без дополнительного подвода растворителя как при многократной экстракции.

Для каждой i -й ступени экстракции уравнение материального баланса имеет вид

$$R_{i-1} + S_{i+1} = R_i + S_i$$

или

$$S_{i+1} - R_i = S_i - R_{i-1} = L - R = S - F = M \quad (\text{XVI}, 14)$$

Аналогичные уравнения балансов можно записать для каждого компонента системы A, B, L . На основании второго следствия, вытекающего из основного свойства треугольной диаграммы, можно заключить, что прямые, проходящие через точки каждой пары встречных потоков:

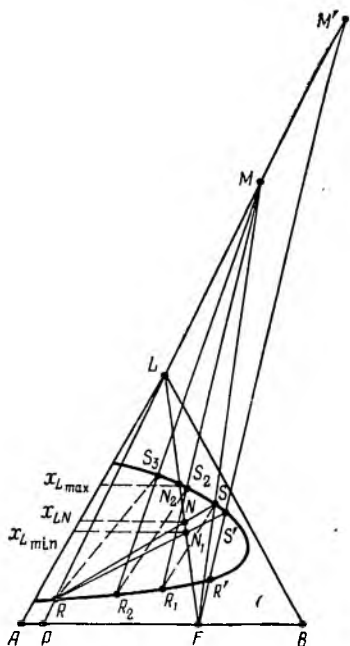


Рис. XVI-5. Схема расчета противоточной экстракции.

S и F , S_2 и R_1 , S_3 и R_2 , ..., L и R — образуют пучок прямых, пересекающихся в одной точке M . Эти линии называются рабочими линиями, так как они связывают потоки (и их составы), встречающиеся в любом произвольном сечении.

Поскольку положение точек L и R , S и F известно, то может быть найдено и положение полюса M на пересечении продолжения прямых FS и RL . Потоки F и $S = S_1$ связаны рабочей линией FSM . Положение точки S определяется из общего материального баланса системы при заданном качестве получаемого рафината P и расходе растворителя, отвечающего точке N .

Потоки R_1 и $S = S_1$ относятся к равновесным, и их место на треугольной диаграмме определяется конодой R_1S . Потоки R_1 и S_2 — встречные, т. е. их точки лежат на рабочей линии R_1M . Пересечение прямой R_1M с бинодальной кривой дает точку S_2 — экстрактного раствора, стекающего со второй тарелки. Продолжая указанные построения с использованием рабочих линий и

конод, получим в конце концов требуемый состав рафинатного раствора. Как следует из проведенных построений, число полученных конод определяет число теоретических тарелок. Разделив число теоретических тарелок на к. п. д. контактного устройства, находим практическое число ступеней экстрагирования.

Для аппаратов типа смеситель—отстойник к. п. д. равен 0,75—0,95; для тарельчатых аппаратов 0,25—0,45; для насадочных аппаратов высота, эквивалентная теоретической тарелке (ВЭТТ), равна от 1,5 до 3 м.

Увеличение расхода растворителя вызывает перемещение точки N вверх. При максимально возможном расходе растворителя точка N займет положение N_3 , так как при дальнейшем увеличении расхода растворителя точка N выйдет за пределы двухфазной области, и процесс экстракции прекратится. Следовательно, максимальный расход растворителя равен

$$L_{\max} = F \frac{x_{L\max}}{1 - x_{L\max}} \quad (\text{XVI}, 15)$$

Минимальный расход растворителя определяется из следующих соображений. При заданных составах рафината P и сырья F уменьшение расхода растворителя вызовет перемещение точки N по линии LF вниз. В связи с этим точка S переместится вправо по верхней ветви бинальной кривой, а полюс M будет удаляться от вершины L . Угол, образованный рабочей линией FM и конодой, уменьшится. Минимальный расход растворителя будет отвечать такому положению полюса M' , при котором крайняя рабочая линия FM' совпадает с ближайшей конодой $R'S'$. В этом случае потребуются бесконечно большое число тарелок.

Минимальный расход растворителя равен

$$L_{\min} = F \frac{x_{L\min}}{1 - x_{L\min}} \quad (\text{XVI}, 16)$$

$x_{L\min}$ определяется точкой N_1 системы.

Фактический расход растворителя заключен в пределах $L_{\min} < L_{\text{факт}} < L_{\max}$, при этом обычно

$$L_{\text{факт}} = (1,1 - 1,2) L_{\min} \quad (\text{XVI}, 17)$$

4. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ЭКСТРАКТОРОВ

Аппараты для проведения процесса экстракции называют экстракторами. Поверхность фазового контакта создается диспергированием на капли одной жидкой фазы в другой. Для этой

цели используют экстракторы различных типов: колонные, смешительно-отстойные, центробежные. Наиболее широкое применение нашли колонные экстракторы, среди которых можно выделить полые распылительные, инжекционные, тарельчатые, насадочные и пульсационные.

Сечение колонных экстракторов определяется допустимой скоростью движения сплошной фазы, зависящей от конструкции контактных устройств, физико-химических свойств обеих фаз и т. д.

По практическим данным, при очистке масел скорость подачи сырья составляет от 10 до 30 м³/(м²·ч) для тарельчатых и насадочных колонных экстракторов.

Адсорбция

1. СУЩНОСТЬ ПРОЦЕССА АДсорбЦИИ

Процесс поглощения газов (паров) или жидкостей поверхностью твердых тел (адсорбентов) называется адсорбцией. Явление адсорбции связано с наличием сил притяжения между молекулами адсорбента и поглощаемого вещества.

В промышленности адсорбцию применяют для отбензинивания попутных и природных углеводородных газов, при разделении газов нефтепереработки для получения водорода и этилена, осушки газов и жидкостей, выделения низкомолекулярных ароматических углеводородов из бензиновых фракций, для очистки масел и т. п. Явление адсорбции используется в хроматографии, в противогазах и т. д.

По сравнению с другими массообменными процессами адсорбция наиболее эффективна в случае малого содержания извлекаемых компонентов в исходной смеси.

Различают физическую и химическую адсорбцию (хемосорбцию). При физической адсорбции молекулы адсорбента и поглощаемого вещества не вступают в химическое взаимодействие. При хемосорбции имеет место химическое взаимодействие молекул поглощаемого вещества с адсорбентом. Адсорбция — процесс экзотермический, т. е. идет с выделением тепла. Для газов и паров теплота адсорбции примерно равна теплоте их конденсации, а при адсорбции из растворов теплота адсорбции меньше.

2. ХАРАКТЕРИСТИКИ АДсорбЕНТОВ

Адсорбенты — пористые твердые тела с сильно развитой поверхностью пор. Удельная поверхность пор может составлять от 200 до 1000 м²/г, а средний радиус пор от 0,2 до 10 нм. Адсорбенты применяют в виде таблеток или шариков размером от 2 до 6 мм, а также порошков с размером частиц от 20 до 500 мкм. В качестве адсорбентов используют активированный уголь, силикагель, алюмосиликаты, цеолиты и др. Цеолиты (молекулярные сита) — синтетические адсорбенты с регулируемым размером пор, представляющие собой алюмосиликаты натрия или калия.

Важной характеристикой адсорбентов является их активность, под которой понимают массу адсорбированного вещества на единицу массы адсорбента в условиях равновесия. Активность адсорбента

$$a = l/g \quad (\text{XVII},1)$$

где l — масса поглощенных компонентов; g — масса адсорбента.

По отношению к разным компонентам смеси активность адсорбента различна. Так, парафиновые и нефтеновые углеводороды поглощаются в меньшей степени, чем ароматические. Сернистые соединения лучше сорбируются, чем содержащие их парафиновые и нефтеновые углеводороды. Непредельные низкомолекулярные углеводороды (этилен, пропилен) адсорбируются лучше, чем соответствующие предельные их аналоги (этан, пропан). Вообще с увеличением размеров молекул (молекулярной массы) сорбируемость молекул обычно возрастает.

Адсорбенты характеризуются также временем защитного действия, под которым понимают промежуток времени, в течение которого концентрация поглощаемых компонентов на выходе из слоя адсорбента не изменяется. При большем времени работы адсорбента происходит проскок поглощаемых компонентов, связанный с исчерпанием активности адсорбента. В этом случае необходима регенерация или замена адсорбента.

3. ИЗОТЕРМА АДОРБЦИИ

Равновесие при адсорбции характеризуется определенной зависимостью между активностью адсорбента и парциальным давлением или концентрацией вещества в смеси. Состояние равновесия описывается уравнениями Лэнгмюра

$$a = A_1 bc / (1 + bc) \quad (\text{XVII},2)$$

и Фрейндлиха

$$a = A_2 c^\varphi \quad (\text{XVII},3)$$

где c — концентрация или парциальное давление адсорбируемого вещества; A_1 , A_2 , b и φ — коэффициенты и показатель степени, зависящие от природы адсорбента, адсорбируемого вещества и температуры.

Приведенные уравнения называются *уравнениями изотермы адсорбции*. Общий вид изотермы адсорбции приведен на рис. XVII-1.

Процесс адсорбции состоит из двух стадий: поглощения вещества поверхностью адсорбента и диффузии вещества в порах адсорбента. При адсорбции сначала поглощаются все компоненты смеси, однако после достижения состояния насыщения будет

происходить обратный процесс — вытеснение молекул с меньшей степенью активности. Поэтому в слое адсорбента компоненты располагаются послойно по мере уменьшения их активности. При десорбции компоненты выходят в обратном порядке. Это используется в препаративной и аналитической хроматографии.

Процессу адсорбции способствуют более низкие температуры, а для газов — повышенное давление. При удалении адсорбированных компонентов из адсорбента (при десорбции), наоборот, следует повышать температуру или понижать давление для газовых смесей.

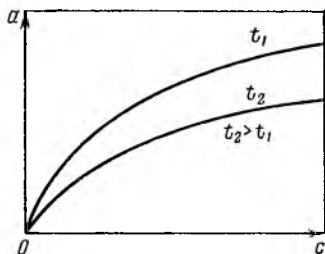


Рис. XVII-1. Общий вид изотермы адсорбции.

4. МЕТОДЫ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ ПРОЦЕССА АДсорбЦИИ

В промышленности применяют следующие варианты процесса адсорбции: 1) с неподвижным слоем адсорбента; 2) с движущимся слоем адсорбента; 3) с псевдооживленным слоем адсорбента.

На рис. XVII-2 приведены указанные варианты осуществления процесса адсорбции.

Адсорберы с неподвижным слоем адсорбента (рис. XVII-2, а) представляют собой вертикальные аппараты, заполненные гранулированным сорбентом. Исходная смесь пропускается через слой адсорбента. При этом поглощаются соответствующие компоненты смеси. После насыщения адсорбента стадия адсорбции прекращается, и адсорбент должен быть регенерирован. Для регенерации через слой насыщенного адсорбента пропускают водяной пар, инертный газ, растворитель и др. Иногда регенерацию адсорбента проводят, выжигая поглощенные компоненты (например, смолистые вещества) в специальном аппарате.

Поскольку во время регенерации адсорбента процесс адсорбции прекращается, для обеспечения непрерывной работы установки необходимо устанавливать несколько адсорберов, работающих по заданному циклу.

Адсорберы с движущимся слоем адсорбента (рис. XVII-2, б) применяют для извлечения этилена из его смеси с водородом и метаном, для извлечения водорода из газов и т. п. В этом случае процесс осуществляют непрерывно. В качестве адсорбента часто применяют гранулированный активированный уголь. Для циркуляции адсорбента в системе применяют пневмотранспорт. В холодильнике 1 слой адсорбента охлаждается и затем поступает в адсорбционную секцию. Сырье вводят в среднюю часть адсорбционной секции. В адсорбционной секции сырье движется в противотоке со слоем адсорбента. Непоглощенный газ выводится

через верхний сборник. Нижняя часть аппарата является десорбером. Сюда подводится тепло через подогреватель 3, а также водяной пар. Десорбированные компоненты вместе с водяным паром выводятся через сборники газа в верхней части десорбера. Возможен вывод нескольких потоков десорбированных компонентов, что позволяет осуществить предварительное разделение ком-

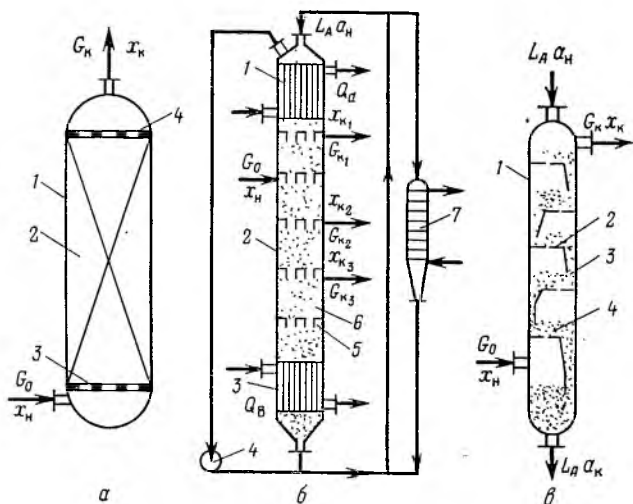


Рис. XVII-2. Схемы основных способов осуществления процесса адсорбции:

а — неподвижный слой; 1 — корпус; 2 — адсорбент; 3 — опорная решетка; 4 — ограничительная решетка; б — движущийся слой; 1 — холодильник; 2 — корпус; 3 — подогреватель; 4 — газодувка; 5 — распределитель; 6 — адсорбент; 7 — реактиватор; в — псевдооживленный слой; 1 — корпус; 2 — контактная тарелка; 3 — переточное устройство; 4 — адсорбент.

понентов. Система пневмотранспорта с газодувкой 4 обеспечивает непрерывную циркуляцию адсорбента в системе.

Адсорберы с псевдооживленным слоем адсорбента (рис. XVII-2, в) также позволяют осуществить непрерывный процесс адсорбции. Адсорбент в этом случае должен быть из мелких гранул (обычно не более 500 мкм). Адсорбер может иметь один или несколько кипящих слоев, обеспечивающих контакт фаз в противотоке (ступенчато-противоточные адсорберы). В таком адсорбере на специальных решетках (тарелках) 2 осуществляется взаимодействие между газом и порошкообразным адсорбентом, в результате этого адсорбент переводится в состояние высокой подвижности (псевдооживленный слой). Через переточные устройства 3 адсорбент передается с одной контактной ступени на другую, двигаясь сверху вниз. Газ движется противотоком снизу вверх. Для отделения от унесенных частичек адсорбента газ перед выходом из адсорбера пропускают через циклоны.

Применение псевдооживленного (кипящего) слоя позволяет интенсифицировать процесс массопередачи при адсорбции за счет уменьшения размера гранул и более активного обновления их контактной поверхности.

5. ОСНОВЫ РАСЧЕТА АДсорБЕРА

При расчете адсорбера обычно пользуются экспериментальными данными по активности адсорбента для соответствующих компонентов смеси a_i . Общее количество поглощенных компонентов в единицу времени

$$G = \sum G_i \quad (\text{XVII},4)$$

Если адсорбер имеет неподвижный слой, то при длительности процесса адсорбции τ_A будет поглощено следующее количество вещества:

$$l = G\tau_A \quad (\text{XVII},5)$$

Средняя активность адсорбента

$$a = \sum G_i a_i / G \quad (\text{XVII},6)$$

Необходимое для адсорбции количество адсорбента равно

$$g = l/a = G\tau_A/a \quad (\text{XVII},7)$$

Высота слоя адсорбента в адсорбере обычно не превышает 10 м при диаметре аппарата 2—3 м. Высота слоя лимитируется прочностью гранул и сопротивлением слоя адсорбента. Скорость газа в свободном сечении аппарата порядка 0,1—0,2 м/с.

Расчет числа теоретических тарелок может быть выполнен с использованием изотермы адсорбции и рабочей линии по аналогии с расчетом других массообменных процессов (см. гл. XII).

ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ

Глава XVIII

Разделение жидких неоднородных систем

1. КЛАССИФИКАЦИЯ НЕОДНОРОДНЫХ СИСТЕМ

К неоднородным относятся системы, которые состоят по крайней мере из двух различных фаз, одна из которых распределена в другой. Фаза, в которой распределена другая фаза, называется дисперсионной или сплошной, а распределенная в ней фаза — дисперсной. На практике могут встретиться различные сочетания дисперсионной и дисперсной фаз. Так, в жидкости (сплошная фаза) могут находиться жидкие, твердые или газообразные включения, в газе — жидкие и твердые частицы.

В зависимости от типа дисперсионной и дисперсной фаз различают следующие неоднородные системы:

эмульсия — система, состоящая из капелек одной жидкости, взвешенных в другой. Чтобы образовалась эмульсия, жидкости, ее составляющие, должны быть взаимно нерастворимыми;

пыль или *дым* — взвесь твердых частиц в газе;

туман — система, образованная взвешенными в газе каплями жидкости;

пена представляет собой систему, состоящую из жидкой фазы, в которой распределен газ;

суспензия — жидкость, содержащая взвешенные в ней твердые частицы.

Неоднородные системы характеризуются концентрацией дисперсной фазы, размерами ее частиц и их полидисперсностью. В зависимости от размеров частиц различают следующие типы суспензий: грубые — с частицами размером более 100 мкм, тон-

кие — с частицами от 0,5 до 100 мкм, мути — с частицами меньше 0,5 мкм и коллоидные растворы с частицами менее 0,1 мкм.

Полидисперсность характеризует процентное содержание частиц соответствующего размера в системе. Монодисперсные системы содержат частицы одинакового размера.

Для разделения неоднородных систем применяют различные способы, цель которых:

выделить из неоднородной системы соответствующие продукты или обеспечить очистку одной из фаз от содержащихся в ней примесей. Разделение жидких неоднородных систем может производиться под действием различных сил:

- тяжести — отстаивание;
- центробежной — центрифугирование, центробежная фильтрация, очистка в циклонах и гидроциклонах;
- электрической — электроочистка газов, электрообессоливание и обезвоживание;
- давления — фильтрация.

Частицы размером менее 0,5 мкм под действием ударов молекул приобретают хаотическое движение, и их выделение отстаиванием практически невозможно.

2. ОТСТАИВАНИЕ

При отстаивании разделение неоднородных систем обусловлено разностью плотностей взвешенных частиц и среды.

Законы осаждения частиц. Рассмотрим шарообразную частицу диаметром d , движущуюся со скоростью w_{oc} в неподвижной среде (рис. XVIII-1). На частицу действуют следующие силы:

сила тяжести

$$G = \rho_t g \pi d^3 / 6$$

где ρ_t — плотность материала частицы; g — ускорение свободного падения;

подъемная сила (сила Архимеда)

$$A = \rho_{ж} g \pi d^3 / 6$$

где $\rho_{ж}$ — плотность среды;

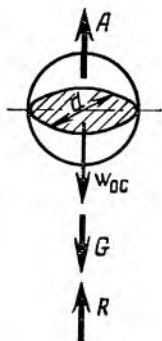


Рис. XVIII-1. Схема сил, действующих на частицу, движущуюся в поле силы тяжести.

сила сопротивления среды движению частицы, которая согласно закону Ньютона равна

$$R = \xi \rho_{ж} \frac{w_{oc}^2}{2} \cdot \frac{\pi d^2}{4}$$

где ξ — коэффициент лобового сопротивления.

Если $\rho_t > \rho_{ж}$, то частица движется вниз с ускорением, оседаясь, а если $\rho_t < \rho_{ж}$, то частица движется вверх, всплывая.

Поскольку сила сопротивления R пропорциональна квадрату скорости, очень скоро движение частицы из ускоренного переходит в равномерное, при котором равнодействующая всех сил становится равной нулю, т. е.

$$G - A - R = 0$$

Такая скорость движения частицы называется скоростью осаждения, и ее можно определить, подставив в вышенаписанное уравнение выражение для соответствующих сил. После преобразований получим следующее уравнение для расчета скорости осаждения шарообразных частиц:

$$\omega_{oc} = \sqrt{\frac{4}{3} \cdot \frac{\rho_T - \rho_{ж}}{\rho_{ж}} \cdot \frac{dg}{\xi}} \quad (\text{XVIII},1)$$

Если частицы крупные и вязкость среды мала, то частицы приобретают большую скорость, вследствие этого будет иметь место вихреобразование (турбулентный режим). Силы трения в этом случае могут не приниматься во внимание.

При осаждении мелких частиц, а также в случае большой вязкости среды скорость движения частиц мала, вихри не образуются и основную роль играют силы трения (ламинарный режим).

Промежуточный (переходный) режим характеризуется сопоставимыми затратами энергии на вихреобразование и трение. Режим осаждения характеризуется величиной критерия Рейнольдса $Re = \omega_{oc} d \rho_{ж} / \mu$, где μ — динамическая вязкость жидкости. Для ламинарного режима $Re \leq 0,2$ и $\xi = 24/Re$, а скорость осаждения определяется законом Стокса

$$\omega_{oc} = \frac{1}{18} \cdot \frac{gd^2 (\rho_T - \rho_{ж})}{\mu} \quad (\text{XVIII},2)$$

При турбулентном режиме движения $Re > 500$, $\xi \approx 0,44$ и скорость осаждения вычисляют по уравнению

$$\omega_{oc} = 1,74 \sqrt{\frac{\rho_T - \rho_{ж}}{\rho_{ж}} \cdot \frac{dg}{\xi}} \quad (\text{XVIII},3)$$

Для промежуточной области $0,2 < Re < 500$ и $\xi = 18,5/Re^{0.6}$.

Уравнение (XVIII,1) приходится решать методом последовательных приближений, так как заранее неизвестен режим осаждения и, следовательно, величина ξ . Чтобы избежать этого, уравнение (XVIII,1) можно привести в результате преобразований к следующему виду:

$$\xi Re^2 = (4/3) Ag \quad (\text{XVIII},4)$$

где $Ag = [gd^3 (\rho_T - \rho_{ж}) \rho_{ж}] / \mu^2$ — критерий Архимеда.

Из уравнения (XVIII,4) можно определить граничные значения критерия Архимеда для разных режимов движения частиц:

Ламинарный	$Ar \leq 3,6$
Промежуточный . .	$3,6 < Ar < 84\,000$
Турбулентный . . .	$Ar > 84\,000$

Это дает возможность сразу определить режим осаждения по величине критерия Архимеда, поскольку все входящие в него величины известны.

Из приведенных уравнений следует, что скорость осаждения возрастает с увеличением размера частиц, разности плотностей частиц и среды и с уменьшением вязкости среды. Поэтому в технике воздействуют на неоднородную систему с целью коагуляции (укрупнения) частиц: уменьшают вязкость среды, повышая температуру жидкости, или применяют маловязкие растворители.

Расчет отстойников. Рассмотрим работу горизонтального отстойника, схема которого приведена на рис. XVIII-2.

Жидкость, содержащая твердые частицы (или взвешенные частицы другой жидкости), движется в горизонтальном направлении со скоростью w , а частицы осаждаются со скоростью w_{oc} . Чтобы частицы успели осесть в отстойнике, необходимое среднее время пребывания жидкости в отстойнике τ должно быть больше

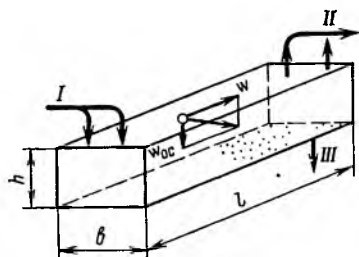


Рис. XVIII-2. Схема горизонтального отстойника для разделения суспензии: I — ввод суспензии; II — вывод осветленной жидкости; III — выгрузка осадка.

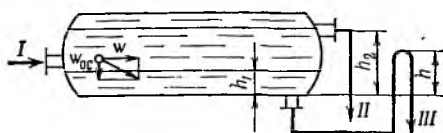


Рис. XVIII-3. Схема горизонтального отстойника для разделения эмульсии: I — ввод эмульсии; II — вывод легкой жидкости; III — вывод тяжелой жидкости.

времени осаждения частиц τ_{oc} , т. е. $\tau \geq \tau_{oc}$. Среднее время движения жидкости в отстойнике

$$\tau = l/w = V_p/V$$

где V_p — рабочий объем отстойника; V — объемная производительность по исходной смеси; l — длина отстойника.

Максимальное время осаждения частиц

$$\tau_{oc} = h/\omega_{oc}$$

где h — высота отстойника.

Приняв во внимание условия работы отстойника в предельном случае при $\tau_{oc} = \tau$, получим

$$h/\omega_{oc} = l/\omega$$

или

$$l/h = \omega/\omega_{oc}$$

Объем прошедшей через отстойник жидкости составит

$$V = bh\omega = bl\omega_{oc} = F\omega_{oc} \quad (\text{XVIII}, 5)$$

где $F = bl$ — площадь отстойника в плане.

Таким образом, производительность отстойника зависит только от скорости осаждения частиц ω_{oc} и его площади в плане F . Необходимо помнить, что отстойник не должен быть слишком коротким, иначе слишком мало время движения жидкости в отстойнике τ , и условие $\tau \geq \tau_{oc}$ будет нарушено.

Чтобы сократить время отстаивания, кроме ранее упомянутых способов можно уменьшить высоту осаждения частиц h , устраивая в отстойнике горизонтальные перегородки, а также увеличивая действующую на частицы силу. Например, вместо силы тяжести используют центробежную силу.

Для разделения эмульсии (например, воды и нефтепродукта) применяют отстойник, схема которого приведена на рис. XVIII-3.

Смесь поступает в отстойник вблизи уровня раздела фаз, а уровень тяжелой жидкости (воды) поддерживается или регулятором уровня или сифоном («уткой»). Легкая жидкость (нефтепродукт) отводится сверху. Уровни тяжелой жидкости h_1 и легкой жидкости h_2 и высота сливной трубы («утки») h связаны следующим уравнением, вытекающим из законов гидростатики:

$$(h - h_1) \rho_T g = (h_2 - h_1) \rho_{ж} g$$

Откуда высота сливной трубы

$$h = h_1 (1 - \rho_{ж}/\rho_T) + h_2 \rho_{ж}/\rho_T \quad (\text{XVIII}, 6)$$

При разделении смесей нефтепродуктов и воды $\rho_{ж}/\rho_T$ представляет собой плотность нефтепродукта по отношению к воде в рабочих условиях в аппарате.

Для запыленных газов объемные отстойники не применяют, за исключением специальных отстойных объемов, предусматриваемых в реакторах и других аппаратах для отделения крупных частиц.

Для обезвоживания и обессоливания нефти (до остаточного содержания воды не более 0,1% и солей не более 5 мг/л) широкое применение на НПЗ получили электродегидраторы различных конструкций, сочетающие обработку обводненной нефти в электрическом поле с разделением воды и нефти отстаиванием.

На рис. XVIII-4 показан горизонтальный электродегидратор конструкции ВНИИнефтемаша, рассчитанный на давление 1 МПа и температуру 100 °С. Диаметр аппарата 3,6 м, длина около 18 м, напряжение на электродах может достигать 44 кВ.

В таком аппарате водно-нефтяная эмульсия обрабатывается последовательно в трех зонах. В первой зоне, между маточником для ввода нефти и уровнем воды, эмульсия промывается водой, содержащей деэмульгатор. При этом из нефти отделяются наиболее крупные капли воды. Перемещаясь вверх, нефть попадает во вторую зону, находящуюся между уровнем воды и нижним электродом, где нефть подвергается воздействию слабого электрического поля. Затем в третьей зоне нефть попадает в сильное электриче-

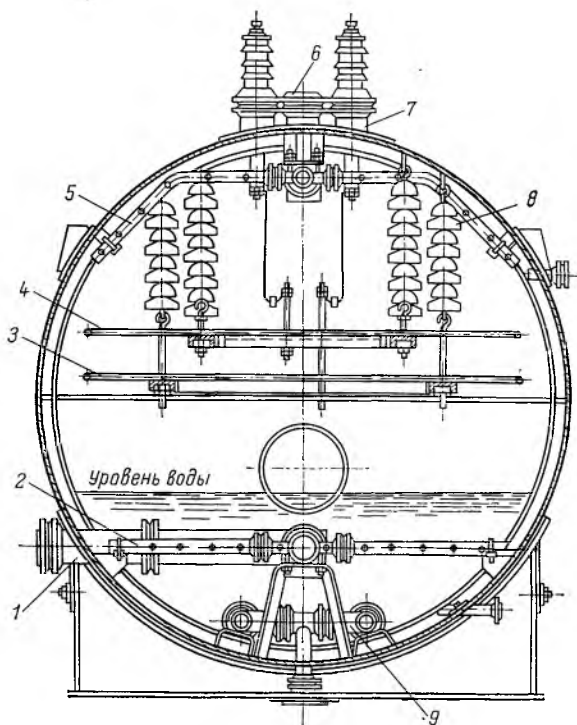


Рис. XVIII-4. Горизонтальный электродегидратор:

1 — штуцер для ввода нефти; 2 — нижний маточник; 3 — нижний электрод; 4 — верхний электрод; 5 — верхний маточник; 6 — штуцер для вывода обессоленной нефти; 7 — проходной изолятор; 8 — подвесной изолятор; 9 — коллектор для дренирования воды.

ское поле между электродами, где от нефти отделяются наиболее мелкие капли воды.

Нижний и верхний маточники обеспечивают равномерное распределение нефти по поперечному сечению аппарата и небольшую скорость восходящего потока нефти, что создает хорошие условия для осаждения капель воды.

Основные типы отстойников, применяемых на нефтеперерабатывающих заводах для отделения нефтепродуктов от воды и шлама, рассмотрены ниже.

На рис. XVIII-5 показан нефтеотделитель, служащий для задержания и сбора нефтепродуктов, попавших в систему оборотного водоснабжения. Нефтеотделитель оборудован устройствами для сбора и отвода плавающего нефтепродукта и выпадающего

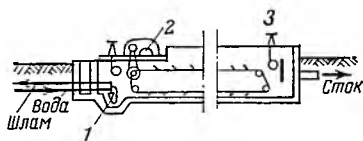


Рис. XVIII-5. Нефтеотделитель:

1 — гидроэлеватор; 2 — лоток; 3 — скребковый транспортер; 4 — поворотная труба для сбора нефтепродукта.

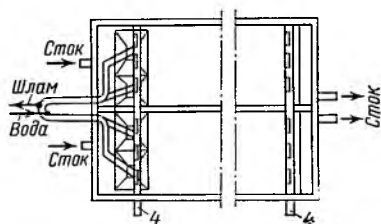
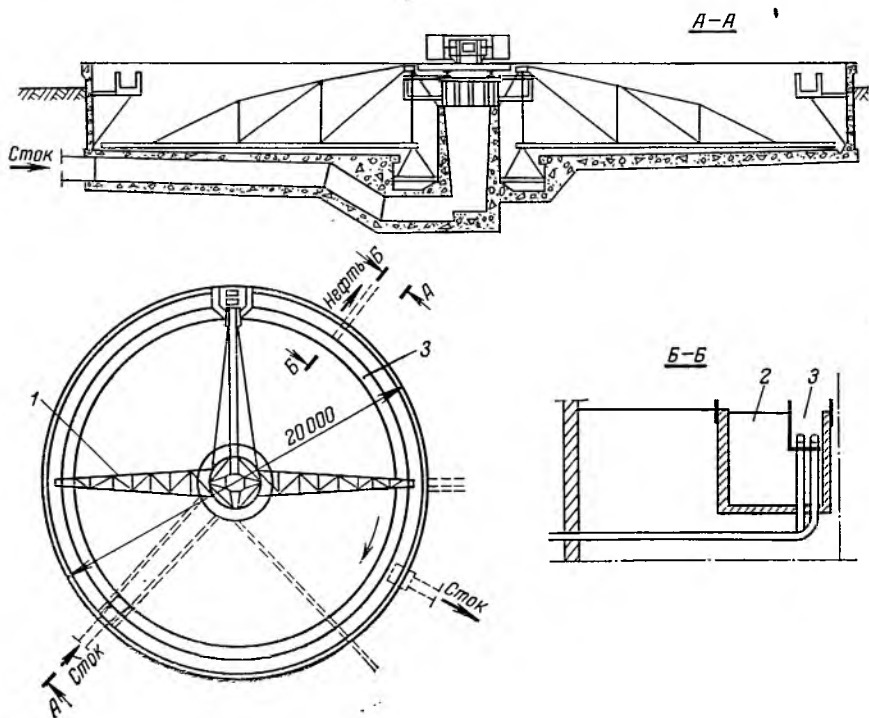


Рис. XVIII-6. Отстойник:

1 — устройство для соскребания ила; 2 — лоток сбора стоков; 3 — лоток сбора нефтепродукта.



шлама. Типовые проекты нефтеотделителей разработаны институтом «Союзводоканалпроект» на производительность до 3160 м³/ч.

Отстойники (рис. XVIII-6) служат для более полного удаления нефтепродуктов и взвесей, а также для усреднения состава сточных вод. Отстойники изготавливаются из железобетона и оборудуются устройствами для сгребания осадка и сбора нефтепродукта. Диаметр отстойников 30 и 40 м, производительность 360 и 760 м³/ч. Расчетное время отстаивания около 6 ч, а остаточное содержание нефтепродуктов до 70 мг/л.

3. ФИЛЬТРОВАНИЕ

Фильтрация — способ разделения суспензии, достигаемый пропусканием ее через пористую перегородку. Твердые частицы задерживаются перегородкой и образуют осадок, а прошедшая через перегородку жидкость (газ) называется фильтратом. С течением времени толщина слоя осадка увеличивается и сопротивление фильтра возрастает, а образовавшийся осадок выполняет роль фильтровальной перегородки. Это обстоятельство часто используют, чтобы придать осадку специальную структуру, обеспечивающую задерживание мелких частиц. С этой целью в суспензию добавляют мелкие частицы другого материала (например, песок, кварц и др.), которые придают осадку жесткую пространственную структуру с мелкими порами.

В ряде случаев сама фильтровальная перегородка не обладает достаточной задерживающей способностью и для придания ей необходимых фильтрующих свойств на ее поверхность наносят слой осадка из вспомогательных веществ (кизельгура, диатомита, перлита и т. п.). Слой осадка из вспомогательного вещества, собственно, и является фильтровальной перегородкой, которая задерживает мелкие частицы суспензии (менее 1 мкм).

Образующиеся при фильтрации осадки могут быть сжимаемыми. Частицы сжимаемых осадков с увеличением давления деформируются, что приводит к уменьшению размеров пор. Форма и размеры частиц и пор несжимаемых осадков практически не зависят от давления.

По способу ведения процесса различают фильтры периодического и непрерывного действия. Процесс фильтрации в фильтрах периодического действия проводят до тех пор, пока не будет заполнена осадком рабочая камера фильтра или чрезмерно возрастает его сопротивление. В фильтрах непрерывного действия осадок непрерывно удаляется с фильтровальной перегородки.

Движущей силой процесса фильтрации является разность давлений, создаваемая по обе стороны фильтровальной перегородки. По способу создания движущей силы различают фильтры:

- а) гидростатические;
- б) под давлением;
- в) вакуумные;
- г) фильтрующие центрифуги.

На рис. XVIII-7 даны принципиальные схемы фильтров.

Расчет процесса фильтрации. При фильтрации фильтрат движется через слой осадка толщиной δ и фильтрующую перегородку (рис. XVIII-8). Скоростью фильтрации C называют объем фильтрата, прошедшего через единицу поверхности фильтрующей перегородки в единицу времени

$$C = V/F\tau \quad (\text{XVIII},7)$$

где V — объем полученного фильтрата; F — поверхность фильтрующей перегородки; τ — время фильтрации.

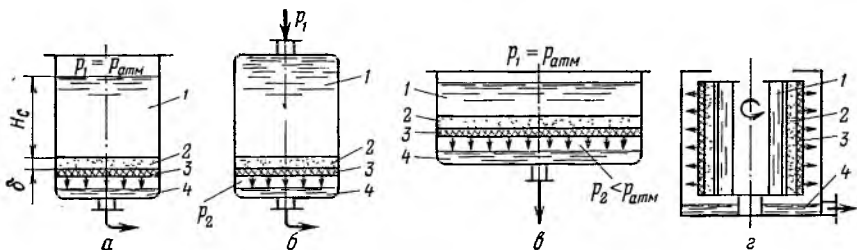


Рис. XVIII-7. Принципиальные схемы фильтров по способу создания движущей силы: а — гидростатический; б — под давлением; в — вакуумный; г — центробежный; 1 — суспензия; 2 — осадок; 3 — фильтровальная перегородка; 4 — фильтрат.

Перепад давления в слое осадка и на фильтровальной перегородке $\Delta p = p_1 - p_2$ связан со скоростью фильтрации соотношением

$$C = \Delta p/R \quad (\text{XVIII},8)$$

где R — сопротивление при фильтрации.

Величина R включает сопротивление осадка R_{oc} и сопротивление фильтрующей перегородки $R_{ф.п}$

$$R = R_{oc} + R_{ф.п} \quad (\text{XVIII},9)$$

Сопротивление фильтрующей перегородки определяется ее конструкцией и не меняется в ходе процесса фильтрации. Сопротивление слоя осадка увеличивается по мере роста толщины слоя осадка δ и может быть представлено следующим образом:

$$R_{oc} = \rho_{oc}\delta \quad (\text{XVIII},10)$$

где ρ_{oc} — удельное сопротивление осадка, зависящее от его свойств. Для несжимаемых осадков $\rho_{oc} = \text{const}$, для сжимаемых ρ_{oc} зависит от давления фильтрации.

Удельное сопротивление осадков определяют экспериментально. Если обозначить через $x = V_{oc}/V$ объемную концентрацию осадка в фильтрате, то можно записать следующее соотношение между толщиной осадка и этой характеристикой:

$$F\delta = xV \quad (\text{XVIII},11)$$

или

$$\delta = xV/F \quad (\text{XVIII},12)$$

С учетом уравнения (XVIII, 12) сопротивление слоя осадка запишется следующим образом:

$$R_{oc} = \rho_{oc} x V / F \quad (\text{XVIII}, 13)$$

Записав уравнение (XVIII, 7) в дифференциальной форме, можем представить уравнение (XVIII, 8) в следующем виде:

$$C = \frac{dV}{F d\tau} = \frac{\Delta p}{\rho_{oc} x V / F + R_{ф. п}} \quad (\text{XVIII}, 14)$$

Это уравнение используют для расчета процесса фильтрации.

Можно рассмотреть два теоретических случая осуществления процесса фильтрации: 1) при постоянном перепаде давления; 2) при постоянной скорости фильтрации.

Фильтрация при $\Delta p = \text{const}$. Как следует из уравнения (XVIII, 14), в этом случае по ходу процесса скорость фильтрации уменьшается вследствие увеличения слоя осадка δ . Запишем уравнение (XVIII, 14) в следующем виде:

$$\rho_{oc} x V dV + R_{ф. п} F dV = \Delta p F^2 d\tau$$

Проинтегрировав это дифференциальное уравнение, получим

$$(\rho_{oc} x / 2) V^2 + R_{ф. п} F V - \Delta p F^2 \tau = 0$$

Разделив обе части уравнения на F^2 , можем записать

$$\frac{\rho_{oc} x}{2} \left(\frac{V}{F} \right)^2 + R_{ф. п} \left(\frac{V}{F} \right) - \Delta p \tau = 0 \quad (\text{XVIII}, 15)$$

Полученное квадратное уравнение можно решить относительно V/F , называемой удельной производительностью фильтра

$$\frac{V}{F} = -\frac{R_{ф. п}}{\rho_{oc} x} + \sqrt{\left(\frac{R_{ф. п}}{\rho_{oc} x} \right)^2 + \frac{2 \Delta p \tau}{\rho_{oc} x}} \quad (\text{XVIII}, 16)$$

Если сопротивлением фильтрующей перегородки можно пренебречь по сравнению с сопротивлением слоя осадка ($R_{oc} \gg R_{ф. п}$), то уравнение (XVIII, 16) упрощается

$$\frac{V}{F} = \sqrt{\frac{2 \Delta p \tau}{\rho_{oc} x}} \quad (\text{XVIII}, 17)$$

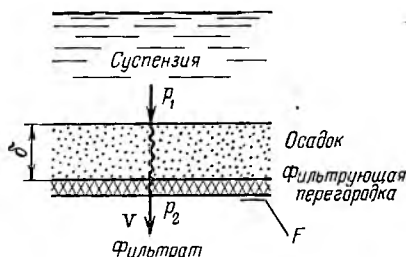


Рис. XVIII-8. Схема прохождения жидкости через слой осадка и фильтровальную перегородку.

Из приведенных уравнений следует, что производительность фильтра пропорциональна площади фильтрующей перегородки.

Часто конструкция фильтра обуславливает максимальную толщину слоя образующегося осадка δ . Поэтому из уравнения (XVIII, 15) можно в этом случае найти время фильтрации τ .

Приняв во внимание уравнение (XVIII,12) преобразуем уравнение (XVIII,15) к следующему виду:

$$\frac{\rho_{oc}}{2x} \delta^2 + \frac{R_{ф.п}}{x} \delta - \Delta p \tau = 0$$

Откуда время фильтрации равно

$$\tau = \frac{\delta}{\Delta p x} \left(\frac{\rho_{oc} \delta}{2} + R_{ф.п} \right) \quad (XVIII,18)$$

Фильтрация при $C = \text{const}$. В этом случае суспензию подают на фильтр поршневым насосом, обеспечивающим постоянную ее подачу. Как видно из уравнения (XVIII,14), такой режим фильтрации обеспечивается непрерывным увеличением перепада давления Δp на фильтре. Приняв конечную величину перепада давления Δp_k , получим следующее квадратное уравнение:

$$\rho_{oc} x (V/F)^2 + R_{ф.п} (V/F) - \Delta p_k \tau = 0$$

Отсюда удельная производительность фильтра равна

$$\frac{V}{F} = -\frac{R_{ф.п}}{2\rho_{oc}x} + \sqrt{\left(\frac{R_{ф.п}}{2\rho_{oc}x}\right)^2 + \frac{\Delta p_k \tau}{\rho_{oc}x}} \quad (XVIII,19)$$

Пренебрегая сопротивлением фильтровальной перегородки по сравнению с сопротивлением осадка, получим

$$\frac{V}{F} = \sqrt{\frac{\Delta p_k \tau}{\rho_{oc}x}} \quad (XVIII,20)$$

Промывка осадка. Часть фильтрата задерживается в объеме осадка. Поэтому осадок промывают другой жидкостью для удаления из него фильтрата. При промывке сопротивление осадка остается постоянным, так как новый осадок не образуется. Поэтому скорость промывки также остается постоянной. Поскольку движение жидкости в порах осадка является ламинарным и сопротивление обусловлено в основном трением вязкой жидкости о стенки каналов между частицами осадка, можно записать следующее соотношение:

$$\Delta p \sim C_{к.ф} \mu_{ф} = C_{пр} \mu_{пр} \quad (XVIII,21)$$

где $C_{к.ф}$, $C_{пр}$ — скорость фильтрации в конце процесса и скорость промывки; $\mu_{ф}$, $\mu_{пр}$ — вязкости фильтрата и промывной жидкости.

Отсюда скорость промывки равна

$$C_{пр} = C_{к.ф} \frac{\mu_{ф}}{\mu_{пр}} \quad (XVIII,22)$$

Из уравнения (XVIII,22) следует, что для увеличения скорости промывки вязкость промывной жидкости должна быть по возможности меньше по сравнению с вязкостью фильтрата. Объем промывной жидкости $V_{пр}$ определяется требованиями к качеству осадка и является опытной величиной. Время промывки осадка равно

$$\tau_{пр} = V_{пр} / FC_{пр} \quad (XVIII,23)$$

Если фильтрацию ведут при постоянной скорости, то промывку проводят с той же скоростью, т. е. $C = C_{пр}$. В этом случае из уравнения (XVIII,21) получаем следующее соотношение:

$$\Delta p_{пр} = \Delta p_{к. ф} \frac{\mu_{пр}}{\mu_{ф}} \quad (\text{XVIII,24})$$

где $\Delta p_{к. ф}$, $\Delta p_{пр}$ — сопротивление в конце процесса фильтрации и при промывке осадка.

Сопротивление при промывке осадка уменьшается при снижении вязкости промывной жидкости.

Устройство фильтров и их основные конструкции. Вакуум-фильтры. В промышленности применяют в основном вакуум-фильтры двух типов: нутч-фильтры и барабанные вакуумные фильтры.

Нутч-фильтр (рис. XVIII-9) является простейшим аппаратом для фильтрации суспензий под вакуумом. Изготавливается в виде цилиндрического сосуда 1 с нижним днищем 2. На некотором расстоянии от днища установлена плоская фильтрующая перегородка 3, на которой закреплена дренажная сетка 4 и ткань 5. Пространство под перегородкой сообщается с вакуумным насосом через штуцер 6.

Уровень суспензии H_1 над фильтрующей перегородкой поддерживается переливным штуцером 7.

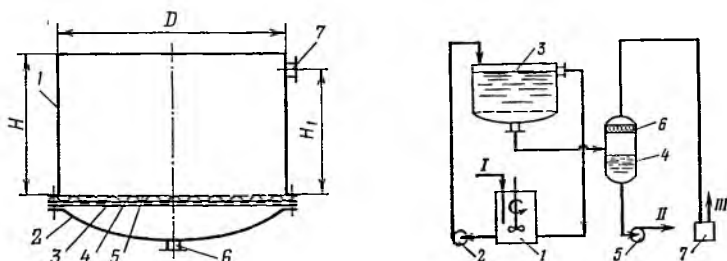


Рис. XVIII-9. Нутч-фильтр:

1 — корпус; 2 — днище; 3 — фильтрующая перегородка; 4 — дренажная сетка; 5 — ткань; 6 — штуцер вывода фильтрата; 7 — переливной штуцер.

Рис. XVIII-10. Схема включения нутч-фильтра в систему:

I — суспензия; II — фильтрат; III — газы; 1 — приемник суспензии; 2, 5 — насосы; 3 — нутч-фильтр; 4 — вакуумный сборник; 6 — каплеотбойник; 7 — вакуум-насос.

Схема включения фильтра в систему дана на рис. XVIII-10. Работа установки происходит следующим образом. Суспензия из приемника 1 подается насосом 2 в нутч-фильтр 3 (нутч-фильтров может быть несколько). Через переливной штуцер избыток суспензии перетекает обратно в приемник 1. Таким образом в нутч-фильтре поддерживается постоянный уровень суспензии.

Через сборник фильтрата 4 вакуум-насос 7 создает в системе разрежение, под действием которого осуществляется процесс

фильтрации. Осадок откладывается на фильтре, а фильтрат и выделившиеся из суспензии в вакууме газы и воздух отсасываются вакуум-насосом в сборник фильтрата 4, из которого фильтрат откачивается насосом 5. Газы из сборника фильтрата поступают в каплеотбойник 6 и через вакуум-насос 7 удаляются из системы.

По окончании процесса фильтрации, когда слой осадка достигает предельной толщины, прекращают подачу суспензии, остаток суспензии отфильтровывают. Промывную жидкость подают из

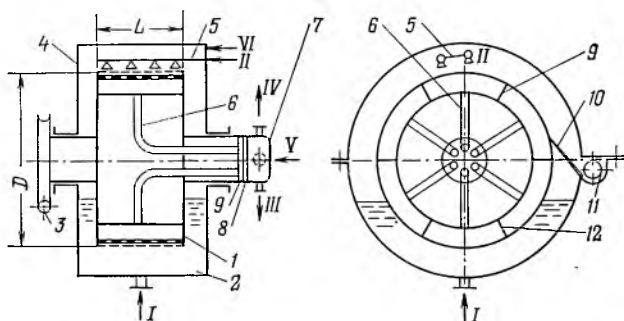


Рис. XVIII-11. Схема барабанного вакуум-фильтра:

I — суспензия; II — подача промывной жидкости; III — фильтрат; IV — вывод промывной жидкости; V — газ на продувку; VI — инертный газ; 1 — барабан; 2 — корыто; 3 — привод барабана; 4 — крышка; 5 — коллектор промывной жидкости; 6 — отводная трубка; 7 — распределительная головка; 8 — сменный диск распределительной головки; 9 — продольная перегородка; 10 — нож для удаления осадка; 11 — шнек для выгрузки осадка; 12 — продольная перегородка.

другого приемника, как и фильтруемую суспензию. Промывную жидкость направляют в специальный вакуумный сборник. Затем осадок разгружают. Режим фильтрации при $\Delta p = \text{const}$.

Барабанные вакуум-фильтры широко применяют на установках депарафинизации масел. Основу фильтра (рис. XVIII-11) составляет горизонтальный барабан 1 диаметром до 3 м и длиной свыше 5 м, который вращается на двух цапфах со скоростью около 0,5 об/мин.

На боковой поверхности барабана крепятся металлическая сетка и фильтровальная ткань, обмотанная по спирали проволокой. Изнутри фильтрующая перегородка разделена по образующим продольными перегородками 12 на отдельные секции (12 и более), каждая из которых отводными трубками 6 соединена с диском 9, укрепленным на цапфе. Число отверстий в диске равно числу секций барабана. К диску прижата пружинами неподвижная распределительная головка, которая разделена на три камеры, соответствующие отдельным стадиям фильтрации, промывки и продувки. Каждая камера имеет штуцер и через кольцевую прорезь в сменном диске 8 головки 7 сообщается с соответствующим участком фильтровальной перегородки (рис. XVIII-12). Нижняя часть барабана погружена в суспензию, которая подается в корыто 2 (см. рис. XVIII-11). Центральный угол, соответствующий

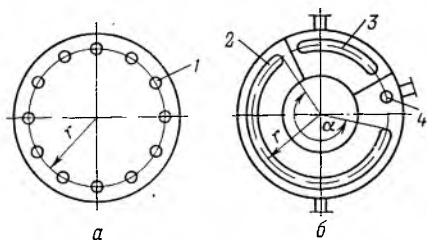
погруженной в суспензию фильтрующей поверхности барабана, равен $120\text{--}140^\circ$. Над барабаном установлен трубный коллектор 5 для подачи промывной жидкости. Сбоку размещены нож 10 для срезания осадка и шнек 11 для удаления осадка из фильтра.

Барабанный вакуум-фильтр работает следующим образом. Каждая секция барабана при его вращении погружается в суспензию. При этом через отводную трубку, отверстие в диске цапфы и длинное окно в диске распределительной головки секция сообщается с источником вакуума.

Под влиянием разности давлений в корпусе фильтра и внутри секции происходит фильтрация. Пока данная секция погружена в суспензию, соединенное с ней отверстие в диске цапфы скользит вдоль длинного окна диска распределительной головки и идет процесс фильтрации. По мере поворота секции вместе с барабаном по часовой стрелке на поверхности секции образуется слой осадка. Фильтрат через штуцер в распределительной головке выводится в сборник фильтрата. Когда секция выходит из слоя суспензии, она еще соединяется с длинной прорезью. При этом вакуум под фильтровальной перегородкой сохраняется, и осадок сушится потоком инертного газа, который просасывается через осадок из корпуса фильтра. При дальнейшем вращении барабана данная секция соединяется со вторым, более коротким окном. При этом секция оказывается соединенной с вакуум-насосом через сборник промывной жидкости. Разбрызгиваемая из коллектора промывная жидкость проходит через осадок, вытесняя находящийся там фильтрат. Затем осадок вновь просушивается проходящим через осадок потоком инертного газа. Секция соединяется с третьим окном, через которое газодувкой в секцию подается инертный газ под избыточным давлением примерно 5 кПа. Осадок

Рис. XVIII-12. Схема распределительной головки:

a — диск цапфы; *б* — диск распределительной головки; 1 — отверстия для присоединения отводных трубок; 2 — окно для отвода фильтрата; 3 — окно для отвода промывной жидкости; 4 — отверстие для подвода продувочного газа.



отделяется от поверхности барабана и затем снимается ножом. После этого для данной секции вновь начинается процесс фильтрации.

Очевидно, что длительность каждой стадии процесса фильтрации определяется временем, в течение которого каждая секция соединена с соответствующим окном распределительной головки. Если α — центральный угол в градусах, отвечающий данному окну в диске распределительной головки (см. рис. XVIII-12), то

время пребывания секции барабана в пределах данного окна определяется следующим образом.

Длина окна l равна

$$l = 2\pi r\alpha/360 \quad (\text{XVIII}, 25)$$

При скорости вращения барабана n об/мин окружная скорость перемещения центра отводной трубки будет равна

$$v = 2\pi r n/60 \quad (\text{XVIII}, 26)$$

Время пребывания отводной трубки (секции барабана) в пределах данного окна τ в секундах будет равно

$$\tau = l/v = \alpha/6n \quad (\text{XVIII}, 27)$$

где v — линейная скорость вращения барабана.

Поскольку в пределах удлиненных окон происходит как фильтрация, так и подсушивание осадка, собственно время фильтрации будет определяться долей угла α , соответствующей времени контакта данной секции барабана с суспензией или промывной жидкостью.

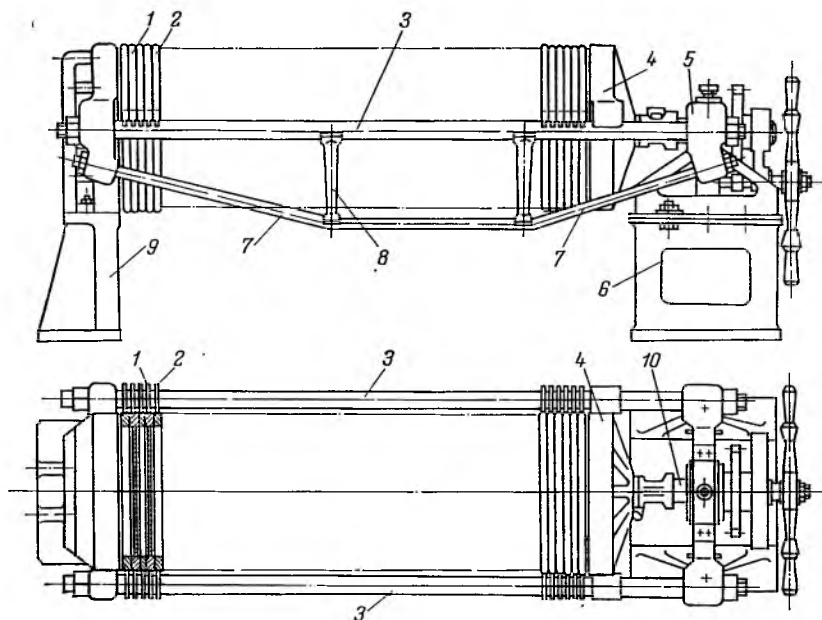


Рис. XVIII-13. Рамный фильтр-пресс:

1 — плита; 2 — рама; 3 — балка; 4 — нажимная плита; 5 — зажимное устройство, 6, 9 — опоры; 7 — тяги; 8 — стойка; 10 — винт.

Поскольку секции при вращении барабана последовательно проходят все стадии процесса, фильтрация осуществляется непрерывно. При этом в каждый данный момент часть секций (около $1/3$) работает в режиме фильтрации, в части секций осадок под-

сушится, в других секциях осадок промывается, в следующих по ходу вращения осадок вновь подсушивается, а в одной-двух секциях происходит продувка осадка.

Применяют также дисковые вакуумные фильтры, в которых вместо барабана на общем валу находится несколько дисков, разделенных на секторы, как и барабан. Фильтрация осуществляется через обе торцовые поверхности каждого диска.

Фильтры под давлением. Наиболее широкое применение имеют фильтр-прессы и пластинчатые фильтры.

Рамный фильтр-пресс (рис. XVIII-13) представляет собой набор плит 1 и рам 2 квадратной или круглой формы, которые опираются на балки 3 и сжимаются специальным приспособлением 5 через нажимную плиту 4. Плиты фильтра имеют с обеих сторон рифленую поверхность, на которую укладывают фильтровальную ткань. В собранном виде между двумя соседними плитами образуются камеры, в которых накапливается осадок.

В плитах, рамах и листах фильтровальной ткани имеются отверстия, которые при сборке фильтра образуют каналы для подачи суспензии и промывной жидкости, а также для вывода фильтрата и промывного раствора (рис. XVIII-14).

При фильтрации (рис. XVIII-14, а) суспензия подается параллельно во все рамы и по каналам в них вытекает в пространство между плитами. Через ткань, уложенную на плитах, проходит фильтрат, который затем стекает по рифленой поверхности плит к выводному каналу и выводится из фильтра.

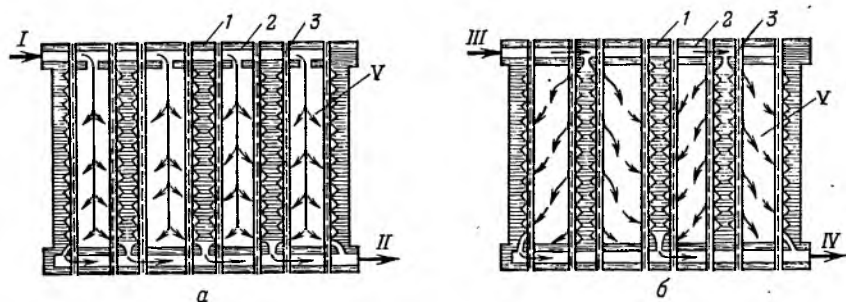


Рис. XVIII-14. Схема движения потоков в рамном фильтр-прессе:

а — при фильтрации; б — при промывке осадка; I — суспензия; II — фильтрат; III — промывная жидкость; IV — промывной раствор; V — осадок; 1 — плита; 2 — рама; 3 — фильтровальная ткань.

Осадок отлагается на фильтровальной ткани. Максимальная толщина слоя осадка равна половине толщины рамы. Если промывку ведут через тот же канал, что и подачу суспензии, то толщину осадка необходимо контролировать (например, по величине Δp), чтобы не произошла полная забивка фильтра осадком. В противном случае для промывки используют специальные каналы в плитах, через которые промывная жидкость поступает под филь-

травальную ткань и выводится из фильтра через коллектор (рис. XVIII-14, б).

Для снятия осадка прекращают действие нажимного устройства, плиты и рамы раздвигают, рамы вынимают и разгружают осадок. Обычно рамные фильтр-прессы работают при давлении 0,3—0,4 МПа.

Разновидностью фильтр-прессов этого типа являются камерные фильтры. В этих фильтрах рам нет, а по периферии плит с обеих сторон имеются утолщения. При сборке плит эти утолщения соприкасаются одно с другим и образуют между смежными плитами камеры для накопления осадка. В остальном конструкция и принцип работы камерных фильтров не отличаются от рамных.

Чтобы избежать большой длины уплотнительных поверхностей, применяют также пластинчатые фильтры. Основу таких фильтров составляют фильтрующие пластины (рис. XVIII-15), которые собраны

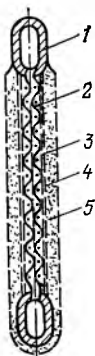


Рис. XVIII-15. Элемент фильтрующей пластины:

1 — рама; 2 — крупная сетка; 3 — мелкая сетка; 4 — фильтровальная ткань; 5 — осадок.

в пакет по несколько десятков штук и помещены в общем корпусе. Форма пластин может быть круглая или прямоугольная. В первом случае пластины устанавливают перпендикулярно оси корпуса фильтра, во втором — вдоль.

Каждая пластина имеет каркас, состоящий из рамки 1 с отводным патрубком и крупной проволоочной сетки 2. На крупную сетку с обеих сторон пластины укладывается мелкая сетка 3, а поверх последней — фильтровальная ткань 4.

Суспензия подается в корпус фильтра, фильтрат проходит снаружи внутрь пластин и затем через выводной патрубок в рамке поступает в общий коллектор. Осадок образуется снаружи пластин, заполняя постепенно пространство между ними. После получения осадка необходимой толщины суспензию сливают из корпуса фильтра, осадок промывают, подавая промывную жидкость через те же каналы, что и суспензию. Затем осадок разгружают. При разгрузке осадка весь пакет фильтрующих пластин может быть вынут из корпуса фильтра.

4. ЦЕНТРИФУГИРОВАНИЕ

Под центрифугированием понимают процесс разделения суспензий или эмульсий в поле центробежных сил, возникающих при вращении сплошного или перфорированного барабана с загруженной в него смесью. Аппараты для центрифугирования называются центрифугами. Различают отстойные центрифуги, применяемые для отстаивания, и фильтрующие центрифуги, служащие для

фильтрации. Схемы центрифуг указанных типов приведены на рис. XVIII-16. Центрифуги могут быть с горизонтальным и вертикальным расположением вала ротора, периодического и непрерывного действия.

Центрифуги применяют в процессе депарафинизации масел, когда использование фильтрации затруднено вследствие малой величины образующихся кристаллов, низкой скорости фильтрации и быстрой забивки отверстий фильтрующей ткани мелкими кристаллами.

Наибольшее распространение получили центрифуги с частотой вращения барабана 6—7 тыс. об/мин и 15—17 тыс. об/мин (суперцентрифуги).

Центрифуги с частотой вращения 6—7 тыс. об/мин (рис. XVIII-17) применяют при депарафинизации масел. Центрифуга установлена на станине. Привод барабана центрифуги осуществляется от электродвигателя во взрывозащищенном исполнении через червячный редуктор. Вертикальный вал подвешен на направляющем подшипнике, который мягко закреплен в седле резиновым кольцом. Внизу вал имеет упорный подшипник.

Охлажденная смесь парафинистого масла с растворителем поступает через загрузочную трубу 1 и питательный мундштук 2

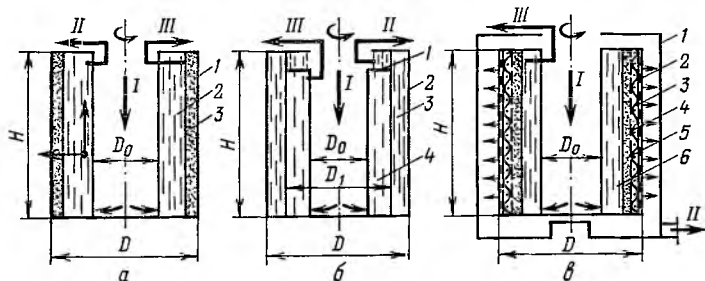


Рис. XVIII-16. Схемы центрифуг основных типов:

a — отстойная центрифуга для разделения суспензий; 1 — барабан; 2 — суспензия; 3 — осадок; *б* — отстойная центрифуга для разделения эмульсий; 1 — диафрагма; 2 — барабан; 3 — тяжелая жидкость; 4 — легкая жидкость; *в* — фильтрующая центрифуга; 1 — корпус; 2 — перфорированный барабан; 3 — дренажная сетка; 4 — фильтровальная ткань; 5 — осадок; 6 — суспензия; 1 — суспензия или эмульсия; II — вывод легкой жидкости, тяжелой жидкости и фильтрата соответственно; III — вывод осадка, легкой жидкости и осадка соответственно.

в центральный канал 3 барабана 4 и направляется в его нижнюю часть. Более плотная смесь растворителя и масла под действием центробежной силы движется к периферии барабана и вдоль его стенок поднимается снизу вверх к делительному конусу 5. Отсюда масло поступает в камеру, образованную кожухом 6, и выводится из центрифуги через разгрузочный желоб 7 с гидравлическим затвором и воронку 8. Менее плотная суспензия парафина в растворителе (петролатум) вдоль наклонных дисковых направ-

ляющих 9 перемещается к центру барабана, откуда она отводится через трубу 10, снабженную наконечником 11. Через трубу 12 и воронку 13 петролатум выводится из центрифуги.

Петролатум может быть выведен из разных слоев, что определяет степень его чистоты. Для этого при помощи маховика сопло 11 трубы 10 можно устанавливать на разном удалении от оси

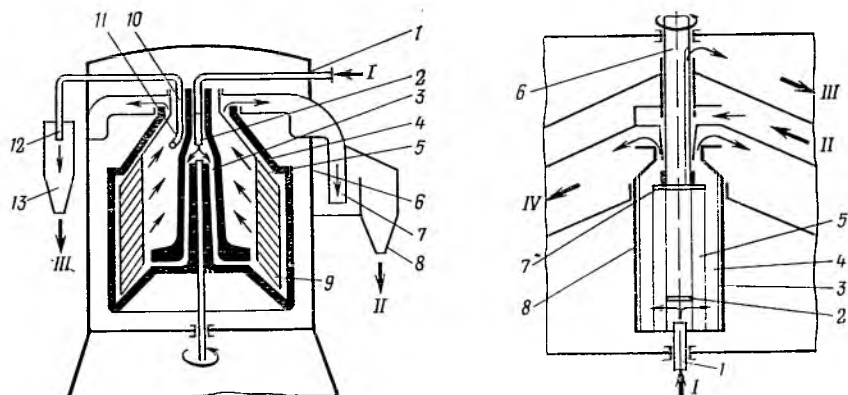


Рис. XVIII-17. Центрифуга подвешенного типа непрерывного действия:

1 — сырье; 11 — смесь растворителя и масла; 111 — петролатум (смесь парафина и растворителя); 1 — загрузочная труба; 2 — питательный мунштук; 3 — центральный канал; 4 — барабан; 5 — делительный конус; 6 — кожух; 7 — разгрузочный желоб; 8, 13 — воронки; 9 — направляющие диски; 10 — труба для отвода петролатума; 11 — наконечник; 12 — труба для вывода петролатума.

Рис. XVIII-18. Схема суперцентрифуги для депарафинизации масла из раствора в бензине:

1 — ввод сырья; 11 — ввод воды; 111 — вывод раствора депарафинированного масла; 1V — вывод петролатума; 1 — штуцер для ввода смеси; 2 — отбойная пластина; 3 — слой воды; 4 — слой петролатума; 5 — слой раствора депарафинированного масла; 6 — приводной вал; 7 — диафрагма; 8 — ротор.

вращения барабана. Производительность центрифуги около 2500 кг/ч при плотности рабочей смеси, равной единице.

Суперцентрифуги (рис. XVIII-18) используются при депарафинизации остаточных масел из раствора их в бензине. Охлажденный раствор масла в бензине поступает через штуцер 1 в нижнюю часть ротора, подвешенного на валу, вращаемом электродвигателем, выполненным во взрывозащищенном исполнении. Ударяясь об отбойную пластину 2, масло разбрызгивается и под действием центробежной силы разделяется на два слоя. Поскольку плотность церезина несколько больше плотности раствора масла в бензине, петролатум образует внешний слой 4, а раствор масла — внутренний слой 5.

Чтобы облегчить вывод петролатума из ротора центрифуги, применяют горячую воду, нагретую до 60—65° С. Излишек горячей воды непрерывно выводится вместе с петролатумом. При этом горячая вода и петролатум интенсивно перемешиваются, кристаллы углеводородов расплавляются, и петролатум выводится из

центрифуги в виде эмульсии с водой. Производительность подобных центрифуг около 1500—2000 кг/ч.

Физические основы процесса. На частицу массой m , вращающуюся с угловой скоростью ω на расстоянии r от оси, действует центробежная сила

$$C = m\omega^2 r \quad (\text{XVIII}, 28)$$

Поскольку число оборотов в минуту n и угловая скорость ω связаны между собой соотношением

$$\omega = \pi n / 30 \quad (\text{XVIII}, 29)$$

выражение (XVIII, 28) можно записать в следующем виде:

$$C = m \frac{\pi^2 n^2 r}{900} = mg \frac{\pi^2 n^2 r}{900g} \approx G \frac{n^2 r}{900} = G \frac{n^2 D}{1800} \quad (\text{XVIII}, 30)$$

где $G = mg$ — вес частицы; $D = 2r$ — диаметр окружности, на которой вращается частица.

Отношение $C/G = K_{\text{ц}}$, называемое *фактором разделения*, показывает, во сколько раз центробежная сила больше силы тяжести.

Из выражения (XVIII, 30) получаем, что

$$K_{\text{ц}} = \frac{C}{G} = \frac{\omega^2 r}{g} = \frac{n^2 r}{900} = \frac{n^2 D}{1800} = \frac{a_{\text{ц}}}{g} \quad (\text{XVIII}, 31)$$

где $a_{\text{ц}} = \omega^2 r$ — ускорение, создаваемое центробежной силой.

Фактор разделения $K_{\text{ц}}$ характеризует эффективность работы центрифуги. С увеличением величины $K_{\text{ц}}$ возрастает разделяющая способность центрифуги. При этом, как следует из выражения (XVIII, 31), $K_{\text{ц}}$ возрастает пропорционально квадрату числа оборотов барабана. Однако существует предел увеличения числа оборотов, обусловленный механической прочностью барабана. Поэтому с увеличением числа оборотов барабана приходится уменьшать его диаметр, что приводит к меньшему росту величины $K_{\text{ц}}$.

Поскольку центробежная сила больше силы тяжести в $K_{\text{ц}}$ раз, скорость осаждения частицы в поле центробежной силы согласно уравнению (XVIII, 1) будет равна

$$w_{\text{ос}} = \sqrt{\frac{4}{3} \cdot \frac{\rho_{\text{т}} - \rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{ж}}} \cdot \frac{dgK_{\text{ц}}}{\xi}} = \sqrt{\frac{4}{3} \cdot \frac{\rho_{\text{т}} - \rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{ж}}} \cdot \frac{da_{\text{ц}}}{\xi}} \quad (\text{XVIII}, 32)$$

или в критериальном виде

$$\xi \text{Re}^2 = \frac{4}{3} \text{Ar} K_{\text{ц}} \quad (\text{XVIII}, 33)$$

Для ламинарного режима ($\text{Re} \leq 0,2$)

$$\text{Ar} K_{\text{ц}} \leq 3,6$$

Для турбулентного режима ($\text{Re} \geq 500$)

$$\text{Ar} K_{\text{ц}} \geq 84\,000$$

Основы расчета процесса центрифугирования. Расчет производительности отстойных центрифуг. Схема отстойной центрифуги приведена на рис. XVIII-16, а. Условие нормальной работы такой центрифуги формулируется следующим образом: время пребывания частицы в барабане центрифуги τ должно быть больше времени осаждения частицы $\tau_{ос}$. Среднее время пребывания жидкости (частиц) в барабане центрифуги равно

$$\tau = V_p / V \quad (\text{XVIII}, 34)$$

где $V_p = (\pi/4) (D^2 - D_0^2) H$ — рабочий объем барабана; V — производительность центрифуги.

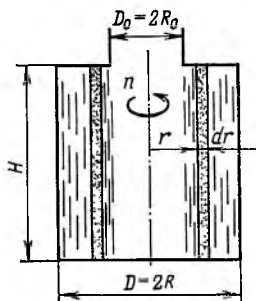


Рис. XVIII-19. Схема к расчету перепада давления при центробежной фильтрации.

Это эквивалентно тому, что жидкость в барабане движется вдоль его оси к выходу со скоростью

$$\omega = \frac{V}{\pi (D^2 - D_0^2) / 4} \quad (\text{XVIII}, 35)$$

и

$$\tau = H / \omega \quad (\text{XVIII}, 36)$$

Скорость осаждения $\omega_{ос}$ частицы будет определяться законом сопротивления и будет изменяться по ходу процесса, что обусловлено перемещением частицы с одного радиуса на другой. Будем для определенности считать, что частица осаждается в ламинарном режиме, т. е. скорость осаждения равна

$$\omega_{ос} = \frac{g (\rho_T - \rho_{ж})}{18\mu} d^2 \frac{\omega^2 r}{g} \quad (\text{XVIII}, 37)$$

Между тем скорость осаждения, согласно определению скорости, равна

$$\omega_{ос} = \frac{dr}{d\tau} = \frac{g (\rho_T - \rho_{ж})}{18\mu} \cdot \frac{d^2 \omega^2}{g} r \quad (\text{XVIII}, 38)$$

Проинтегрировав это уравнение в пределах от R_0 до R , получим

$$\tau_{ос} = \frac{18\mu}{(\rho_T - \rho_{ж}) d^2 \omega^2} \ln \frac{R}{R_0} \quad (\text{XVIII}, 39)$$

Как было сказано выше, при нормальной работе центрифуги должно выполняться условие

$$\tau_{ос} \leq \tau \quad (\text{XVIII}, 40)$$

Приняв для простоты знак равенства, получим следующее выражение для расчета производительности осадительной центрифуги:

$$V = \frac{(\pi/4) (D^2 - D_0^2) H}{\tau} = \frac{(\pi/4) (D^2 - D_0^2) H}{\tau_{ос}} \quad (\text{XVIII}, 41)$$

Размеры центрифуги D , D_0 , H обычно выбирают по каталогу. При разделении эмульсий роль осадка выполняет более плотная жидкость.

Расчет производительности фильтрующих центрифуг. Расчет центрифуг этого типа может быть проведен с использованием выводов теории фильтрации. Для центрифуг непрерывного действия толщина слоя осадка δ постоянна, поэтому постоянно и сопротивление фильтрации $R = R_\phi + \rho_{oc}\delta$.

Величину движущей силы Δp при центробежной фильтрации можно найти из следующих соображений. Выделим во вращающейся вместе с барабаном суспензии элементарный слой толщиной dr (рис. XVIII-19) на расстоянии r от оси вращения. Масса этого слоя суспензии будет равна

$$dm = \rho_c H 2\pi r dr \quad (\text{XVIII}, 42)$$

где ρ_c — плотность суспензии, кг/м^3 .

Действующая на этот элементарный объем суспензии центробежная сила равна

$$dC = \omega^2 r dm = 2\pi \rho_c H \omega^2 r^2 dr \quad (\text{XVIII}, 43)$$

Давление элементарного жидкостного кольца на внешние по отношению к нему слои жидкости составит величину

$$dp = \frac{dC}{F} = \frac{2\pi \rho_c H \omega^2 r^2 dr}{2\pi r H} = \rho_c \omega^2 r dr \quad (\text{XVIII}, 44)$$

Проинтегрировав последнее уравнение в пределах от R_0 до R , получим общий перепад давления при центробежной фильтрации

$$\Delta p = 0,5 \rho_c \omega^2 (R^2 - R_0^2) \quad (\text{XVIII}, 45)$$

Тогда скорость центробежной фильтрации составит

$$C = \frac{\Delta p}{R_\phi + \rho_{oc}\delta} = \frac{0,5 \rho_c \omega^2 (R^2 - R_0^2)}{R_\phi + \rho_{oc}\delta} \quad (\text{XVIII}, 46)$$

Производительность фильтрующей центрифуги по фильтрату

$$V = FC = \pi D H C \quad (\text{XVIII}, 47)$$

Расчет центрифуг периодического действия основывается на использовании экспериментальных данных, так как центрифуги работают в нестационарном режиме. Продолжительность одной операции на центрифуге периодического действия складывается из продолжительности следующих стадий: 1) загрузки суспензии; 2) пуска и разгона барабана; 3) центрифугирования; 4) промывки осадка; 5) остановки барабана и 6) разгрузки осадка.

Объем загружаемой суспензии определяется рабочим объемом барабана $V_p = \pi (D^2 - D_0^2) H / 4$.

Производительность по суспензии за одну операцию составит

$$G_c = \rho_c V_p = \rho_c (\pi/4) (D^2 - D_0^2) H \quad (\text{XVIII}, 48)$$

Перемешивание

1. СУЩНОСТЬ ПРОЦЕССА И ОСНОВНЫЕ СПОСОБЫ ПЕРЕМЕШИВАНИЯ

Процесс перемешивания применяют для получения однородных или гетерогенных смесей: растворов, эмульсий, суспензий. При перемешивании достигается равномерное распределение фаз во всем объеме и их тесное взаимодействие. В результате перемешивания получают смесь, которую используют в качестве конечного продукта или реагента для других стадий технологического процесса. При перемешивании могут протекать другие процессы: теплообменные, массообменные, химические, которые интенсифицируются при осуществлении этого процесса.

В зависимости от целевого назначения процесса перемешивания его эффективность определяется по-разному. Так, если перемешивание используют для проведения химической реакции, то оценивают влияние перемешивания на выход и избирательность проводимого процесса. При приготовлении эмульсий имеет значение достигаемая однородность и стабильность эмульсии. В теплообменных процессах имеет значение повышение коэффициента теплопередачи и т. п.

Для проведения процесса перемешивания используют следующие основные способы: 1) механический, при котором перемешивание осуществляют различными вращающимися устройствами; 2) барботажный, осуществляемый пропуском газа через слой жидкости; 3) гидравлический, осуществляемый смешением потоков при их совместном движении в канале или при перекачивании перемешиваемых сред насосом. Используемые для процесса перемешивания аппараты называют смесителями.

2. МЕХАНИЧЕСКОЕ ПЕРЕМЕШИВАНИЕ

При механическом перемешивании интенсивное движение сред в аппарате осуществляется специальным устройством, получающим вращательное или более сложное движение от внешнего привода.

Механические смесители можно разделить на лопастные, пропеллерные и турбинные.

Лопастные мешалки имеют одну или несколько плоских вертикальных пластин, укрепленных на вертикальном валу (рис. XIX-1). Такие лопасти сообщают жидкости в основном вращательное движение. Чтобы обеспечить перемещение жидкости в вертикальном направлении, устанавливают также наклонные лопасти под углом к горизонту от 45 до 60° . Диаметр лопастей $d_m = (0,3 - 0,5) D$, где D — диаметр корпуса смесителя. Окружную скорость на концах лопастей обычно принимают равной до 5 м/с.

Поскольку на поверхности жидкости при вращении мешалки может образоваться воронка, ухудшающая условия перемешивания контактирующих фаз, к стенкам внутри корпуса крепят вертикальные перегородки высотой $H \approx 0,1 D$, число перегородок обычно равно четырем. Эти перегородки разбивают горизонтальное вращающееся кольцо жидкости и способствуют развитию циркуляции в вертикальном направлении (рис. XIX-2).

Для перемешивания жидкости во всем объеме применяют рамные мешалки (рис. XIX-3). Перемешивающее устройство таких смесителей представляет собой плоскую рамную конструкцию.

В тех случаях, когда необходимо исключить отложение осадков на стенках аппарата или улучшить теплопередачу через стенку, применяют якорные мешалки (рис. XIX-4). Конфигура-

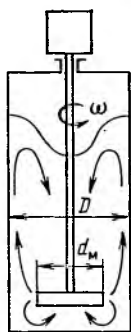


Рис. XIX-1. Лопастная мешалка

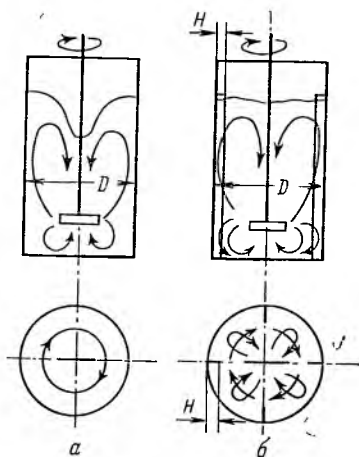


Рис. XIX-2. Схема потоков жидкости в аппарате с мешалкой:
а — без отражательных перегородок; б — с перегородками.

ция лопастей такого смесителя повторяет конфигурацию корпуса аппарата, что обеспечивает высокую турбулентность потока вблизи стенок аппарата.

Для интенсивного перемешивания во всем объеме, обеспечиваемого внутренней рециркуляцией жидкости, применяют пропеллерные мешалки (рис. XIX-5). Смесительное устройство этого типа выполнено в виде винта с двумя или большим числом лопастей. Для упорядочения циркуляции жидкости в корпусе аппарата про-

пеллер устанавливают в направляющую трубу. Диаметр пропеллера $d_m = (0,25 - 0,35) D$.

Турбинные мешалки имеют лопастное колесо (турбину) с прямыми или загнутыми назад лопатками открытого или закрытого типа (рис. XIX-6). Турбинное колесо закрытого типа имеет специальный направляющий аппарат по типу насосного агрегата, обеспечивающего интенсивное движение жидкости в виде струй от центра колеса к его периферии.

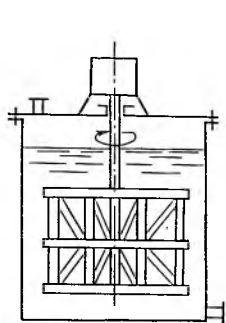


Рис. XIX-3. Рамная мешалка.

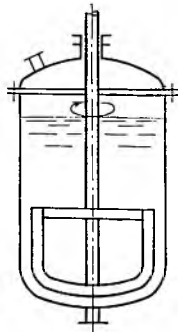


Рис. XIX-4. Якорная мешалка.

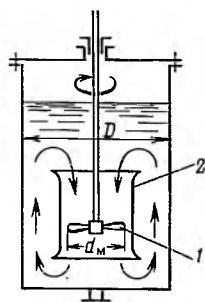


Рис. XIX-5. Пропеллерная мешалка
1 — пропеллер; 2 — направляющая труба.

Расход энергии на перемешивание. При вращении мешалки затрачивается энергия на преодоление сопротивления движению лопастей в жидкости. Окружные скорости перемещения w_r различных участков лопасти, определяющие величину силы сопротивления, будут разными. Для расчета мощности, затрачиваемой на вращение лопаток, рассмотрим элементарный участок лопатки высотой h и шириной dr (рис. XIX-7). Мощность, затрачиваемая на перемещение элементарного участка лопасти, будет равна

$$dN = w_r dP \quad (\text{XIX},1)$$

где dP — сила сопротивления, приложенная к данному участку лопасти.

Согласно закону Ньютона, сила сопротивления среды движущемуся в ней телу равна

$$dP = \xi \frac{w_r^2 \rho}{2} df \quad (\text{XIX},2)$$

где ξ — коэффициент сопротивления; $\xi = f(\text{Re})$; $df = h dr = K d_m dr$ — элементарная площадь лопатки, м^2 ; ρ — плотность среды.

Линейная скорость для рассматриваемого участка лопатки равна

$$w_r = \omega r = 2\pi r n \quad (\text{XIX},3)$$

где n — число оборотов мешалки в секунду; ω — угловая скорость.

Из уравнений (XIX, 1)—(XIX, 3) получим

$$dN = a\rho n^3 d_M^3 dr$$

где a — коэффициент.

Проинтегрировав это выражение в пределах от 0 до $d_M/2$, получим

$$N = K_N \rho n^3 d_M^5 \quad (\text{XIX,4})$$

Отсюда приходим к выражению для K_N , получившему наименование критерия мощности

$$K_N = N / \rho n^3 d_M^5 \quad (\text{XIX,5})$$

Величина критерия мощности K_N , как это следует из вывода основного уравнения, зависит от физических свойств жидкости (главным образом, от вязкости и плотности), скорости вращения мешалки и размеров аппарата. Зависимость K_N от определяющих факторов можно представить в следующем виде:

$$K_N = A \text{Re}_c^a \text{Fr}_c^b \quad (\text{XIX,6})$$

где $\text{Re}_c = \rho n d_M^2 / \mu$ — модифицированное число Рейнольдса; $\text{Fr} = n^2 d_M / g$ — модифицированное число Фруда.

Коэффициент A и показатели степени a и b определяются экспериментально для данного типа мешалок. Если воронка отсутствует или мала (силой тяжести можно пренебречь), то число

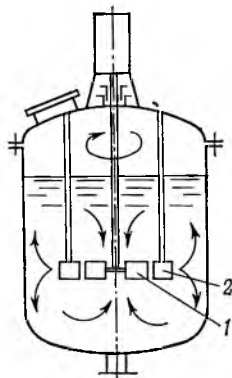
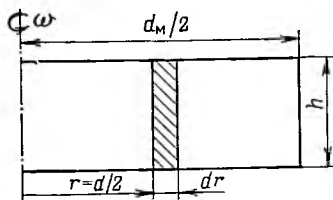


Рис. XIX-6. Турбинная мешалка:
1 — колесо; 2 — направляющий аппарат.

Рис. XIX-7. К расчету мощности на перемешивание жидкости.



Фруда можно исключить из уравнения (XIX, 6). С увеличением числа Re_c величина K_N убывает, стремясь к постоянной величине около 0,005.

3. БАРБОТАЖНОЕ ПЕРЕМЕШИВАНИЕ

Этот способ перемешивания применяют для маловязких жидкостей. В качестве перемешивающего агента используют воздух, водяной пар, азот и другие газы. При перемешивании этим спо-

собом в нижней части аппарата устанавливают барботер—устройство, обеспечивающее распределение газа (пара) по площади поперечного сечения аппарата (рис. XIX-8). Обычно в качестве барботера используют перфорированные трубы. Выходное сечение отверстий для выхода газа должно быть меньше сечения коллектора в несколько десятков раз, чтобы обеспечить достаточное сопротивление на выходе газа в жидкость и его более равномерное распределение по отдельным отверстиям. Желательно упорядочить движение жидкости, создавая восходящий поток в центральной части аппарата и нисходящий (опускной) поток у стенок аппарата. Для этого в центре аппарата необходимо установить специальную подъемную трубу.

Необходимое давление газа на входе в барботер p определяют по формуле

$$p = p_0 + \rho_{ж} g H + \sum \xi \frac{\rho_{г} \omega_{0г}^2}{2} \quad (\text{XIX},7)$$

где p_0 — давление над слоем жидкости в аппарате; H — высота слоя жидкости над барботером; $\sum \xi$ — суммарный коэффициент сопротивления барботера; $\omega_{0г}$ — скорость газа на выходе из барботера.

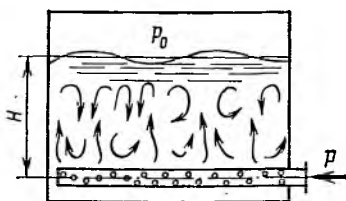


Рис. XIX-8. Схема барботажного смесителя.

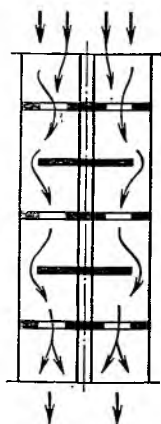


Рис. XIX-9. Диафрагмовый смеситель.

При использовании того или иного газа в качестве барботирующего агента необходимо учитывать возможность образования взрывоопасных смесей, а также взаимодействия перемешиваемого продукта с барботирующим газом.

4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ СПОСОБ ПЕРЕМЕШИВАНИЯ

При гидравлическом способе перемешивания используют диафрагмовые, инжекторные и циркуляционные смесители.

Диафрагмовые смесители (рис. XIX-9) представляют собой систему диафрагм, установленных в трубопроводе, по которому

перекачиваются смешиваемые жидкости. При прохождении потока через отверстия диафрагм происходит его турбулизация, приводящая к интенсивному перемешиванию перекачиваемых жидкостей.

В инжекторных смесителях (рис. XIX-10) одна из жидкостей с большой скоростью проходит через сопла, создавая разрежение

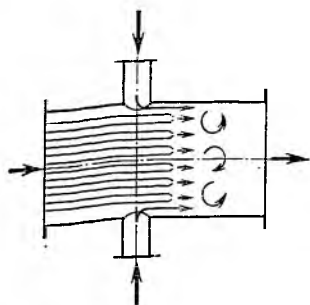
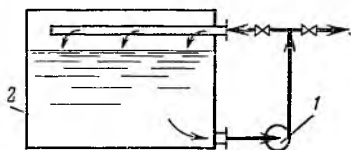


Рис. XIX-10. Инжекторный многотрубный смеситель.

Рис. XIX-11. Смеситель циркуляционного типа:

1 — циркуляционный насос; 2 — резервуар.



в окружающем сопла пространстве. Сюда подсасывается вторая жидкость, которая интенсивно перемешивается с первой. Скорость жидкости в соплах должна быть достаточно большой, чтобы обеспечить необходимую подачу второй жидкости.

Циркуляционное перемешивание (рис. XIX-11) широко применяют в различных технологических системах. Циркуляционный насос забирает жидкость из резервуара (аппарата) и возвращает ее обратно в тот же сосуд. Поскольку насос может обеспечить высокие скорости движения жидкости (более 1 м/с) и необходимый объемный расход, представляется возможность достаточно быстро перемешать соответствующие потоки или обеспечить необходимые условия для протекания тепло- и массообменных процессов.

Очистка газов

1. ОСНОВНЫЕ СПОСОБЫ ОЧИСТКИ ГАЗОВ

Перерабатываемые в промышленности потоки газов (паров) содержат, как правило, взвешенные в них твердые или жидкие частицы. Эти частицы необходимо удалять с целью подготовки газа для последующих стадий переработки или для извлечения ценных веществ, а также перед выбросом газа в атмосферу. Для удаления взвешенных частиц из газовых потоков применяют следующие основные способы: 1) осаждение под действием силы тяжести; 2) осаждение под действием инерционных сил, возникающих при резком изменении направления газового потока; 3) осаждение под действием центробежной силы, возникающей при вращательном движении потока газа; 4) осаждение под действием сил электрического поля; 5) фильтрацию; 6) мокрую очистку.

Для получения необходимой степени очистки обычно приходится сочетать различные способы обработки газов.

Так, на установках каталитического крекинга перед выбросом газов из регенератора в атмосферу их очищают от пыли в циклонах, электрофильтрах и зачастую в мокрых пылеуловителях.

Эффективность работы пылеулавливающего аппарата характеризуется величинами общего к. п. д. (степень очистки)

$$\eta = (m_n - m_k)/m_n = 1 - m_k/m_n \quad (XX,1)$$

и парциального к. п. д.

$$\eta_d = (m_{dn} - m_{dk})/m_{dn} = 1 - m_{dk}/m_{dn} \quad (XX,2)$$

где m и m_d — массовый расход пыли общий и частиц диаметром d ;

$$m_d = x_d m \quad (XX,3)$$

x_d — относительная доля частиц в соответствующем потоке; индекс n относится ко входу в аппарат, k — к выходу.

Чем больше масса частиц, уловленных в аппарате, тем больше его к. п. д. В пределе при $m_k \rightarrow 0$ величина $\eta \rightarrow 1$.

Характеристика эффективности работы аппарата величиной парциального к. п. д. имеет важное значение при переработке газов, содержащих мелкие частицы (менее 50 мкм). Следует отметить, что в аппаратах, использующих три первых способа очистки,

отделение частиц размером 10 мкм и менее затруднительно и парциальный к. п. д. для таких частиц низок. Выделенная из потока газа частица осаждается на рабочей поверхности аппарата и выводится затем из системы.

На рис. XX-1 приведены схемы основных способов улавливания частиц из газового (парового) потока.

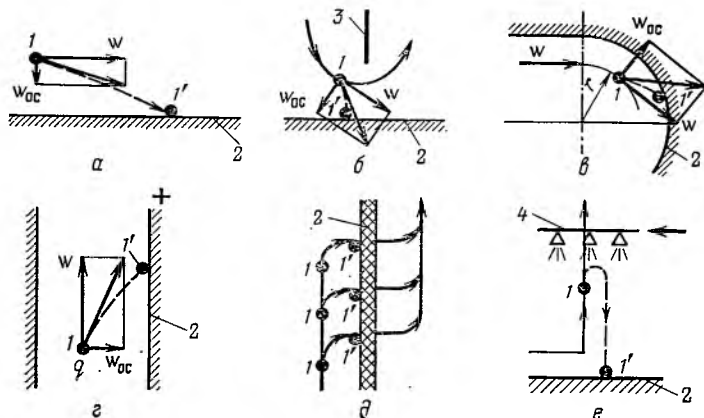


Рис. XX-1. Основные способы улавливания частиц из газового потока:

а — осаждение под действием силы тяжести; б — осаждение под действием инерционных сил; в — осаждение под действием центробежной силы; г — осаждение под действием сил электрического поля; д — фильтрация; е — мокрая очистка; 1, 1' — частица до и после осаждения; 2 — осадительная поверхность; 3 — лопатка (перегородка); 4 — ороситель.

2. ГАЗООЧИСТИТЕЛЬНЫЕ АППАРАТЫ

Пылеосадительные камеры. Простейшим типом газоочистительных аппаратов являются пылеосадительные камеры (рис. XX-2), в которых улавливаемые частицы удаляются из по-

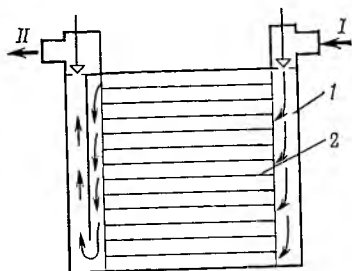


Рис. XX-2. Пылеосадительная камера:

I — запыленный газ; II — очищенный газ; 1 — камера; 2 — перегородки.

Рис. XX-3. Жалюзийный пылеуловитель:

I — очищаемый газ; II — очищенный газ; III — запыленный газ; 1 — корпус; 2 — лопатки (жалюзи).



тока газа под действием силы тяжести. Как известно (см. гл. XVIII), время осаждения частиц тем меньше, чем меньше высота отстойной камеры. С этой целью внутри аппарата на расстоянии 400 мм или несколько более установлены горизонтальные или наклонные перегородки, которые делят весь объем камеры на систему параллельных каналов относительно небольшой высоты.

Пылеосадительные камеры имеют сравнительно большие габариты и используются обычно для удаления наиболее крупных частиц при предварительной очистке газа.

Инерционные пылеуловители. Поток очищаемого газа со скоростью 10—15 м/с вводится в аппарат (рис. XX-3). Внутри аппарата установлены лопатки (жалюзи), разделяющие рабочий объем аппарата на две части: камеру запыленного и камеру очищенного газа. При входе в каналы между жалюзи газ резко изменяет направление движения и одновременно уменьшается его скорость. По инерции частицы движутся вдоль оси аппарата и, ударяясь о жалюзи, отбрасываются в сторону, а очищенный газ проходит сквозь жалюзийную решетку и выводится из аппарата. Остальная часть газа (около 10%), содержащая основную массу пыли, выводится через другой штуцер и обычно подвергается дополнительной очистке в циклонах. Аппараты этого типа более компактны, чем пылеосадительные камеры, однако они пригодны только для грубой очистки.

Циклоны. В циклон запыленный газ вводится со скоростью 15—25 м/с тангенциально и получает вращательное движение (рис. XX-4). Частицы пыли или капли жидкости под действием

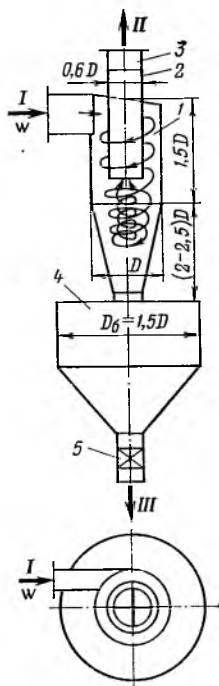


Рис. XX-4. Циклон:

I — запыленный газ; II — очищенный газ; III — уловленные частицы; 1 — корпус; 2 — выхлопная труба; 3 — успокоитель; 4 — бункер; 5 — затвор.

центробежной силы движутся к периферии и, достигнув стенки, направляются в бункер. Газ, совершив 1,5—3 оборота в циклоне, поворачивает вверх и выводится через центральную выхлопную трубу. В нефтегазопереработке наибольшее распространение получили циклоны НИИОгаза типа ЦН, для которых разработана методика расчета.

В циклонах центробежная сила зависит от скорости вращения газа, которую в первом приближении можно принять равной скорости газа во входном патрубке w . Однако с постоянной линейной скоростью газ движется в циклоне лишь в течение первого оборота, а затем профиль скоростей перестраивается, и газ приобретает постоянную угловую скорость ω . Поскольку линейная и угловая скорости связаны соотношением

$$w = \omega r$$

(XX,4)

на периферии газ имеет большую линейную скорость.

Степень очистки газа в циклоне сначала быстро возрастает с увеличением скорости, а затем мало изменяется. Сопротивление увеличивается пропорционально w^2 . Чрезмерно большая скорость движения газа в циклоне приводит к повышению сопротивления аппарата Δp и уменьшению степени его очистки η вследствие вихреобразования и выноса уловленных частиц в поток очищаемого газа. Общий характер изменения этих показателей работы циклона от скорости газа приведен на рис. XX-5.

Сопротивление циклона Δp рассчитывают по условной скорости, отнесенной к его полному сечению

$$w_{\text{усл}} = V_{\text{ц}}/F_{\text{ц}} = 4V_{\text{ц}}/\pi D^2 \quad (\text{XX},5)$$

где $V_{\text{ц}}$ — производительность циклона; $F_{\text{ц}}$ — площадь поперечного сечения циклона.

Сопротивление циклона определяют из выражения

$$\Delta p = \xi \rho_{\text{г}} w_{\text{усл}}^2 / 2 \quad (\text{XX},6)$$

Коэффициент сопротивления ξ для стандартных конструкций циклонов находится в пределах от 75 до 250 в зависимости от модификации конструкции.

Скорость условная $w_{\text{усл}}$ и скорость во входном патрубке w связаны соотношением

$$w/w_{\text{усл}} = F_{\text{ц}}/F_{\text{п}} \quad (\text{XX},7)$$

где $F_{\text{п}}$ — площадь входного патрубка

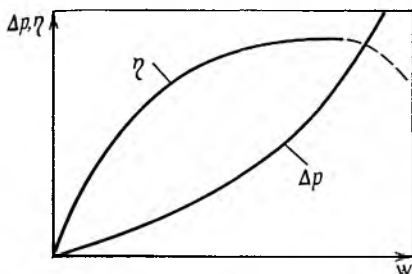
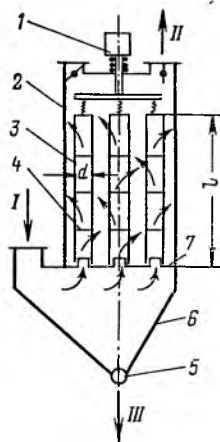


Рис. XX-5. Зависимость сопротивления и степени очистки в циклоне от скорости газа.

Рис. XX-6. Рукавный фильтр:

I — запыленный газ; II — очищенный газ; III — пыль; I' — встряхивающий механизм; 2 — корпус; 3 — рукав; 4 — кольцо; 5 — затвор; 6 — бункер; 7 — трубная решетка.



Задавшись допустимой величиной сопротивления циклона Δp и выбрав по каталогу тип и размеры циклона, по приведенным уравнениям определяют производительность циклона $V_{\text{ц}}$ и число циклонов.

Рукавные фильтры. Рассмотренные выше способы очистки не позволяют эффективно улавливать мелкие частицы менее 20 мкм. Так, если к. п. д. циклона при улавливании частиц диа-

метром 20 мкм составляет около 90%, то частицы диаметром 10 мкм улавливаются только на 65%.

Для очистки потоков газов от мелких частиц применяют рукавные фильтры (рис. XX-6), которые позволяют эффективно улавливать мелкие частицы, обеспечивая содержание пыли в очищенном газе менее 5 мг/м³. Фильтр представляет собой группы парал-

лельно соединенных цилиндрических тканевых рукавов диаметром 150—200 мм и длиной до 3 м. Для сохранения формы рукава имеют вшитые в них проволоочные кольца. Рукава подвешены в корпусе

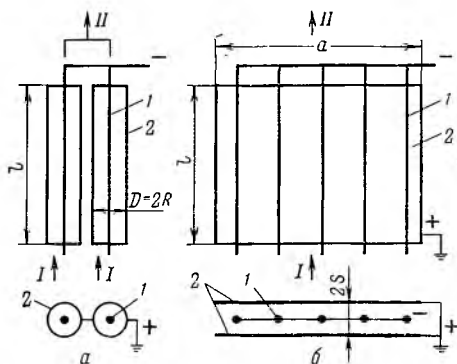


Рис. XX-7. Принципиальная схема электрофильтра:

a — трубчатого; b — пластинчатого; I — запыленный газ; II — очищенный газ; 1 — коронирующий электрод; 2 — осадительный электрод.

аппарата, а снизу закреплены к трубной решетке. Запыленный газ поступает в корпус аппарата и распределяется по отдельным рукавам. Частицы пыли оседают на внутренней поверхности рукавов, а очищенный газ уходит из аппарата.

Фильтрация производится при постоянной скорости до получения определенной величины перепада давления (0,015—0,030 МПа). Очистку поверхности фильтра производят встряхиванием рукавов или обратной продувкой, особенно для ворсистых тканей. Скорость фильтрации зависит от плотности ткани и составляет обычно 50—200 м³/(м²·ч). Площадь поверхности фильтра F_{Φ} определяется из выражения

$$F_{\Phi} = V/C_{\Phi} \quad (XX,8)$$

где V — производительность фильтра; C_{Φ} — скорость фильтрации.

Число рукавов

$$n = F_{\Phi}/\pi dl \quad (XX,9)$$

где d , l — диаметр и длина рукава.

При очистке газов, имеющих повышенную температуру (свыше 100 °С), используют стеклоткань, углеродную ткань и др. Для химически агрессивных газов применяют стеклоткань и различные синтетические материалы.

Электрофильтры. Сила Q воздействия электрического поля на заряженную частицу определяется величиной заряда частицы q и напряженностью электрического поля E

$$Q = qE \quad (XX,10)$$

Поскольку частицы пыли обычно нейтральны, им необходимо сообщить заряд. При этом мелким частицам можно сообщить большой электрический заряд и создать благоприятные условия для их осаждения, не достижимые в поле силы тяжести или центробежной силы.

Для сообщения взвешенным в газе частицам электрического заряда газ предварительно ионизируют. С этой целью поток газа пропускают между двумя электродами, создающими неоднородное электрическое поле. Размеры электродов должны существенно различаться, чтобы создать значительную разность напряженностей поля. Обычно для этого один электрод выполняют в виде тонкой проволоки диаметром 1—3 мм, а другой в виде соосного цилиндра диаметром 250—300 мм или в виде плоских параллельных пластин (рис. XX-7). Вследствие значительной разности площадей электродов вблизи электрода малой площади возникает местный пробой газа (корона), приводящий к ионизации газа.

Коронирующий электрод соединен с отрицательным полюсом источника напряжения. Для воздуха критическое напряжение, при котором происходит образование короны, составляет около 30 кВ. Рабочее напряжение в 1,5—2,5 раза больше критического и обычно равно 40—75 кВ.

Электрофильтры с электродами из труб называются трубчатыми, а с плоскими электродами — пластинчатыми. Электроды могут быть сплошными или из металлической сетки.

Скорость движения газа в электрофильтре обычно принимают равной 0,75—1,5 м/с для трубчатых фильтров и 0,5—1,0 м/с для пластинчатых.

Сила тока обычно составляет от 0,05 до 0,50 мА на один метр длины коронирующего электрода. Средняя напряженность электрического поля составляет 4—6 кВ/см. При этих параметрах работы фильтра обеспечивается практически полная очистка газа от взвешенных в нем частиц. Сопротивление электрофильтров составляет 50—200 Па, т. е. значительно меньше, чем циклонов и тканевых фильтров.

Степень очистки (к. п. д.) электрофильтра рассчитывают по уравнению

$$\eta = 1 - e^{-\frac{F_{\text{ос}} \omega_{\text{ос}}}{V}} \quad (\text{XX}, 11)$$

где $F_{\text{ос}}$ — поверхность осадительных электродов, м²; $\omega_{\text{ос}}$ — скорость осаждения в электрическом поле, м/с; V — производительность электрофильтра, м³/с.

Поскольку в электрофильтре осаждаются мелкие частицы, может быть принят ламинарный режим их движения. Тогда скорость

осаждения с учетом уравнения (XX,10) определится из выражения

$$w_{oc} = qE/3\pi d\mu \quad (XX,12)$$

где d — диаметр частицы; μ — вязкость газа в рабочих условиях.

Электрофилтры могут быть применены для различных рабочих условий: горячего газа, влажного газа, химически активного газа и др., что делает этот вид газоочистительного оборудования весьма эффективным для санитарной очистки газов.

Поскольку электрофилтры работают под высоким напряжением, необходимо соблюдать правила монтажа и эксплуатации, разработанные для электроустановок. Осадительные электроды и корпус электрофилтра должны быть тщательно заземлены. Необходимо следить за состоянием и целостностью изоляции кабелей и выводов коронирующих электродов.

Гидравлика сыпучих материалов

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ДВИЖЕНИИ ГАЗОВ (ПАРОВ) И ЖИДКОСТЕЙ В СЛОЕ СЫПУЧЕГО МАТЕРИАЛА

Системы со слоем твердого материала, состоящего из гранул различного размера в форме сферических или цилиндрических частиц, через которые проходят газы (пары) или жидкости, нашли широкое применение в различных процессах нефтегазопереработки: каталитическом крекинге, гидроочистке, сушке, адсорбции и т. п.

В зависимости от скорости движения газа или жидкости через слой твердых частиц возможны следующие его основные состояния (рис. XXI-1): плотный слой, псевдооживленный (кипящий) слой, транспортируемый слой и фонтанирующий слой.

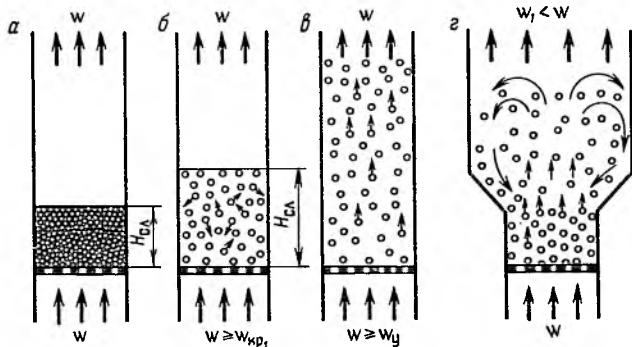


Рис. XXI-1. Различные состояния слоя твердых частиц при прохождении потока газа (жидкости):

a — плотный слой; *б* — псевдооживленный слой; *в* — транспортируемый слой; *г* — фонтанирующий слой.

Плотный слой (рис. XXI-1, *a*) характерен тем, что твердые частицы соприкасаются одна с другой и остаются неподвижными при изменении скорости движения газа или жидкости; объем слоя также не изменяется.

Псевдооживленный (кипящий) слой возникает при некоторой скорости газа или жидкости. Его отличительной особенностью

является то, что твердые частицы под влиянием движущегося потока газа получают возможность перемещаться одна относительно другой: расстояния между частицами увеличиваются, объем слоя возрастает (рис. XXI-1, б).

При дальнейшем возрастании скорости газа (жидкости) твердые частицы приобретают однонаправленное движение и слой переходит в транспортируемый (рис. XXI-1, в).

Фонтанирующий слой (рис. XXI-1, г) представляет собой сочетание местного транспорта твердых частиц с последующей их сепарацией и возвращением в слой.

2. СТРУКТУРА И ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СЛОЯ СЫПУЧЕГО МАТЕРИАЛА

Слой сыпучего материала обычно представляет собой смесь частиц различной формы и различного размера, что определяется технологией их получения, а также требованиями технологического процесса, в котором применяют данный сыпучий материал.

Гранулометрический состав. Эта характеристика отражает относительную долю частиц данного размера в общей массе всех частиц. Гранулометрический состав сыпучего материала определяют просеиванием его через набор сит с различными размерами отверстий. Затем строят кривую распределения, общий вид которой дан на рис. XXI-2. В тех случаях, когда частицы твердого материала специально формуют в виде таблеток или сфер, все частицы получают практически одинакового размера (монодисперсный слой).

Эквивалентный диаметр частиц. Для характеристики полидисперсного слоя частиц применяют понятие эквивалентного диаметра d_3 , под которым понимают диаметр шарообразных частиц монодисперсного слоя, имеющего одинаковые усредненные характеристики с полидисперсным слоем. Наиболее часто эквивалентный диаметр рассчитывают как среднемассовый

$$d_3 = \sum x_i d_i \quad (\text{XXI},1)$$

или среднеповерхностный

$$d_3 = \frac{1}{\sum \frac{x_i}{d_i}} \quad (\text{XXI},2)$$

где x_i — массовая доля частиц данного размера; d_i — диаметр соответствующих фракций сыпучего материала.

Рассчитанная по уравнению (XXI,2) величина d_3 получается меньше, чем по уравнению (XXI,1). Чаще используют формулу (XXI,2).

Порозность (пористость) слоя. Слой сыпучего материала в аппарате занимает объем $V_{\text{сл}}$, в котором часть объема $V_{\text{ч}}$ занята твердыми частицами, а остальная часть $V_{\text{п}}$ — пустотами. Объем

пустот зависит от размеров и формы частиц, а также от способа их укладки. Отношение объема пустот к общему объему слоя называется порозностью (пористостью) слоя, т. е.

$$\varepsilon = V_{\text{п}}/V_{\text{сл}} = (V_{\text{сл}} - V_{\text{ч}})/V_{\text{сл}} = 1 - V_{\text{ч}}/V_{\text{сл}} \quad (\text{XXI},3)$$

Очевидно, что величины ε могут заключаться в пределах $0 \leq \varepsilon \leq 1$.

Для шарообразных частиц порозность можно вычислить теоретически. Установлено, что величина порозности таких частиц не зависит от их диаметра, а только от способа укладки частиц, и изменяется в пределах от 0,26 до 0,48.

Порозность псевдооживленного или транспортируемого слоя больше порозности того же материала в неподвижном состоянии. Если массу частиц в объеме слоя обозначить $m_{\text{ч}}$, то плотность насыпного слоя $\rho_{\text{н}}$ будет равна

$$\rho_{\text{н}} = m_{\text{ч}}/V_{\text{сл}} \quad (\text{XXI},4)$$

Насыпная плотность $\rho_{\text{н}}$ и порозность связаны соотношением

$$\rho_{\text{н}} = (1 - \varepsilon) \rho_{\text{ч}} + \varepsilon \rho \quad (\text{XXI},5)$$

где $\rho_{\text{ч}}$ и ρ — плотность твердых частиц и движущейся среды.

Тогда

$$\varepsilon = \frac{\rho_{\text{ч}} - \rho_{\text{н}}}{\rho_{\text{ч}} - \rho} = \frac{1 - \rho_{\text{н}}/\rho_{\text{ч}}}{1 - \rho/\rho_{\text{ч}}} \quad (\text{XXI},6)$$

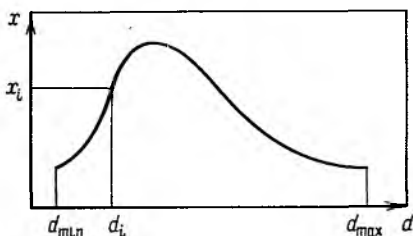
Для газов или паров $\rho_{\text{ч}} \gg \rho$, т. е.

$$\varepsilon \approx 1 - \rho_{\text{н}}/\rho_{\text{ч}} \quad (\text{XXI},7)$$

Следовательно, для определения величины порозности слоя ε достаточно измерить насыпную плотность сыпучего материала $\rho_{\text{н}}$. Для разных материалов порозность неподвижного слоя обычно изменяется относительно в небольших пределах от 0,35 до 0,45. В среднем можно принять порозность псевдооживленного слоя равной 0,40.

Эквивалентный диаметр поровых каналов. Между частицами слоя образуются поровые ка-

Рис. XXI-2. Кривая распределения granulометрического состава частиц сыпучего материала.



налы, которые имеют переменное поперечное сечение, различную длину и ориентацию в пространстве. Если размеры частиц значительно меньше диаметра слоя (в 10 и более раз), то получается большое количество поровых каналов, индивидуальные различия которых перестают проявляться. В этом случае

$$\varepsilon = V_{\text{п}}/V_{\text{сл}} \approx F_{\text{п}}/F_{\text{сл}} = \varphi_{\text{с}} \quad (\text{XXI},8)$$

где $F_{\text{п}}$ и $F_{\text{сл}}$ — площадь поперечного сечения поровых каналов и слоя; $\varphi_{\text{с}}$ — относительная площадь поперечного сечения поровых каналов.

Эквивалентный диаметр поровых каналов d_k можно определить следующим образом. Согласно определению

$$d_k = 4F_{\Pi}/\Pi_{\Pi} \quad (\text{XXI},9)$$

где Π_{Π} — периметр поровых каналов, м.

Если обозначить среднюю длину поровых каналов через L_{Π} , то выражение (XXI, 9) можно записать в следующем виде:

$$d_k = \frac{4F_{\Pi}L_{\Pi}}{\Pi_{\Pi}L_{\Pi}} = \frac{4F_{\Pi}L_{\Pi}/V_{\text{сл}}}{\Pi_{\Pi}L_{\Pi}/V_{\text{сл}}} = \frac{4\varepsilon}{f} \quad (\text{XXI},10)$$

где f — поверхность частиц в единице объема слоя.

Для шарообразных частиц диаметром d выражение (XXI, 10) преобразуется к следующему:

$$d_k = \frac{2}{3} \cdot \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} d \quad (\text{XXI},11)$$

а

$$f = 6(1 - \varepsilon)/d \quad (\text{XXI},12)$$

Таким образом, все основные характеристики монодисперсного слоя сферических частиц определяются его порозностью и диаметром частиц.

3. СОПРОТИВЛЕНИЕ СЛОЯ СЫПУЧЕГО МАТЕРИАЛА

Слой сыпучего материала можно рассматривать как систему поровых каналов, по которым движется газ или жидкость. Режим движения среды в поровых каналах может быть ламинарным, переходным и турбулентным в зависимости от величины числа Рейнольдса

$$\text{Re}_0 = w_0 d_k \rho / \mu \quad (\text{XXI},13)$$

где w_0 — скорость в поровом канале.

Скорость фильтрации w и скорость в поровом канале w_0 связаны соотношением

$$w_0 = w/\varepsilon \quad (\text{XXI},14)$$

Так как $\varepsilon < 1$, величина $w_0 > w$.

Приняв во внимание уравнения (XXI,11) и (XXI,14) можно записать уравнение (XXI, 13) в следующем виде:

$$\text{Re}_0 = w_0 \varepsilon d_k \rho / \varepsilon \mu = [2/3 (1 - \varepsilon)] w d_k \rho / \mu = 2 \text{Re}_q / 3 (1 - \varepsilon) \quad (\text{XXI},15)$$

Таким образом, число Рейнольдса в поровом канале однозначно выражается через число Рейнольдса при обтекании частицы и порозность слоя. Сопротивление слоя сыпучего материала можно рассчитать по известному уравнению из гидравлики трубопроводов

$$\Delta p = \lambda (H_{\text{сл}}/d_k) (\rho w_0^2/2) \quad (\text{XXI},16)$$

в котором коэффициент гидравлического сопротивления $\lambda = f(\text{Re}_0)$. Обычно эта зависимость имеет вид

$$\lambda = A_0/\text{Re}_0^n \quad (\text{XXI},17)$$

Коэффициент A_0 и показатель степени n определяют экспериментально в зависимости от режима движения. Для ламинарного режима $n = 1$, в переходном режиме $n < 1$, а для турбулентного режима $n = 0$. Отсюда следует, что для ламинарного режима сопротивление слоя пропорционально произведению μw_0 , а для турбулентного режима пропорционально w_0^2 и не зависит от вязкости.

Использование уравнений типа (XXI,17) требует знания режима движения для правильного определения величин A_0 и n . Поэтому в практике расчетов используют также уравнение следующего вида:

$$\lambda = A/Re_0 + B \quad (XXI,18)$$

которое справедливо для любого режима движения.

Если принять во внимание уравнения (XXI,11), (XXI,14), (XXI,15) и (XXI,16), то для практических расчетов можно получить следующее уравнение Эргуна:

$$\frac{\Delta p}{H_{сн}} = 150 \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \cdot \frac{\mu w}{d^2} + 1,75 \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon^3} \cdot \frac{\rho w^2}{d} \quad (XXI,19)$$

которое соответствует $A = 134$ и $B = 2,34$ в уравнении (XXI,18).

Если сопротивление слоя лимитировано, то из уравнения (XXI,19) можно определить скорость и соответственно расход потока газа или жидкости.

Расчет трубопроводов и бункеров для сыпучих материалов.
На установках каталитического крекинга, адсорбции, сушки и других аппаратах устанавливают бункера, служащие для хране-

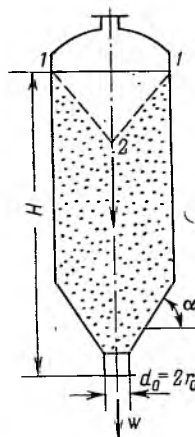


Рис. XXI-3. Схема истечения сыпучего материала из бункера:

1-1 — первоначальная поверхность сыпучего материала; 2-2 — образование воронки в начале истечения.

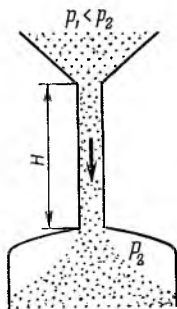


Рис. XXI-4. К расчету трубопровода сыпучего материала.

ния сыпучих материалов. С другими аппаратами бункера соединяются трубопроводами, по которым перемещаются сыпучие материалы.

Бункер представляет собой конический сосуд или цилиндрический сосуд с коническим дном. Загруженный в бункер сыпучий материал (рис. XXI-3) образует слой высотой H . При откры-

тии отверстия в днище бункера сыпучий материал разгружается, если соблюдается условие $\alpha > \varphi$, где α — угол наклона конического днища бункера к горизонту; φ — угол внутреннего трения.

Во всяком случае угол α не должен быть меньше угла естественного откоса. Часто принимают $\alpha = 45^\circ$.

В отличие от истечения жидкостей из сосудов движение сыпучих материалов происходит неравномерно по поперечному сечению бункера, в результате этого в центре образуется воронка, постепенно достигающая стенок аппарата. В дальнейшем по мере разгрузки материала через нижнее отверстие стенки воронки обрушиваются. Среднюю скорость истечения сыпучего материала из отверстия бункера можно рассчитать по приближенному уравнению

$$w = 2,15 \sqrt{d_0} (1 - 3,8d/d_0) \quad (\text{XXI},20)$$

где w — скорость истечения сыпучего материала; d — диаметр частиц, м; d_0 — диаметр отверстия, м.

Объемный расход сыпучего материала

$$V = w\pi d_0^2/4 \quad (\text{XXI},21)$$

массовый расход

$$G = V\rho_n = w\rho_n\pi d_0^2/4 \quad (\text{XXI},22)$$

При перемещении сыпучего материала из одного аппарата в другой необходимо иметь соответствующую высоту сыпучего материала в соединительном трубопроводе, которая будет достаточной, чтобы обеспечить движение сыпучего материала в том числе и в зону более высокого давления (рис. XXI-4).

Если разность давлений в аппаратах $\Delta p = p_2 - p_1$, то давление слоя сыпучего материала в нижнем сечении трубопровода, равное $g\rho_n H$, должно удовлетворять условию

$$g\rho_n H > \Delta p \quad (\text{XXI},23)$$

Вследствие фильтрации газа порозность сыпучего материала по высоте трубопровода изменяется. Кроме того, необходимо преодолеть трение сыпучего материала о стенки трубопровода. Поэтому высота трубопровода должна быть взята с некоторым запасом

$$H = K \frac{\Delta p}{g\rho_n} \quad (\text{XXI},24)$$

где K — коэффициент запаса; $K \geq (1,2-1,3)$; для стояков циклонов $K \geq 3$.

Пропускную способность трубопровода можно приближенно рассчитать по уравнениям (XXI,20)—(XXI,22).

4. ПСЕВДООЖИЖЕННЫЕ СИСТЕМЫ

Основные понятия. Как было отмечено ранее (см. рис. XXI-1), при некоторой скорости движения среды частицы сыпучего материала получают возможность хаотически перемещаться в слое.

Зернистый материал оказывается взвешенным в восходящем потоке газа или жидкости и напоминает внешне кипящую жидкость. Отсюда и различные названия такого слоя: псевдооживленный, кипящий, взвешенный.

Псевдооживленный слой может существовать лишь в определенном диапазоне скоростей газа или жидкости. Первая критическая скорость $\omega_{кр1}$, называемая скоростью начала псевдооживления, соответствует переходу слоя из неподвижного в псевдооживленное состояние. Вторая критическая скорость $\omega_{кр2}$ соответствует разрушению псевдооживленного слоя и его транспортированию (уносу). Отношение рабочей скорости потока оживающего агента ω к скорости начала псевдооживления $\omega_{кр1}$ называется числом псевдооживления и обозначается W

$$W = \omega / \omega_{кр1} \quad (XXI, 25)$$

Вследствие интенсивного перемещения частиц в кипящем слое значительно увеличивается скорость различных процессов (теплообменных, массообменных и др.). Вместе с тем это же обстоятельство приводит к выравниванию температур, концентраций и других рабочих характеристик, что в некоторых случаях является нежелательным.

Структура псевдооживленного слоя. Псевдооживленный слой представляет собой систему твердых частиц и газа (жидкости), которые находятся в интенсивном относительном движении. Структура такого слоя зависит от ряда факторов: скорости ожив-

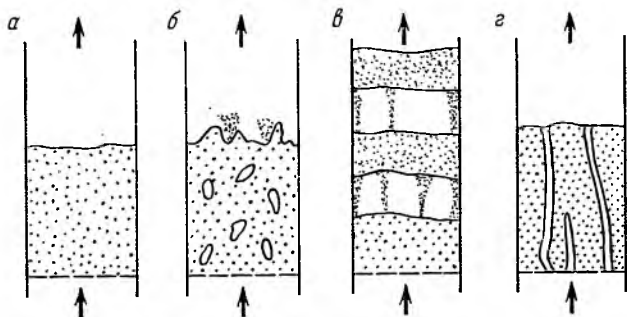


Рис. XXI-5. Основные типы структур псевдооживленного слоя (ПС):

а — однородный ПС; б — ПС с барботажем газовых пузырей; в — ПС с поршнеобразованием; г — слой с каналообразованием.

жающей среды, диаметра аппарата и высоты слоя, формы частиц и их гранулометрического состава, плотностей частиц и среды.

На рис. XXI-5 даны основные типы структур псевдооживленного слоя. При относительно небольшой разности плотностей твердых частиц и оживающей среды (случай псевдооживления жидкостью) псевдооживленный слой имеет однородную структуру.

Ожижающий агент достаточно равномерно распределен в слое твердых частиц (рис. XXI-5, а). Такая же структура слоя возникает сразу после перехода слоя в псевдоожиженное состояние при ожигании газом (паром). В случае ожигания газом, движущимся с большой скоростью, однородная структура слоя нарушается, и псевдоожиженный слой становится неоднородным. В первую очередь в нем появляются газовые полости (пузыри), которые вызывают интенсивное перемешивание частиц слоя и сильные колебания его верхней границы (рис. XXI-5, б).

При относительно небольшом диаметре аппарата и большой высоте слоя пузыри газа могут образовать значительные газовые включения (пробки), которые могут распространиться на все поперечное сечение аппарата (рис. XXI-5, в). По высоте слоя образуются слои твердого материала или «поршни» и газовые пробки, которые создают весьма неравномерное и неэффективное контактирование обеих фаз.

Существенное влияние на структуру псевдоожиженного слоя оказывает размер, форма и полидисперсный состав частиц. Крупные монодисперсные частицы способствуют образованию крупных пузырей. Увеличение полидисперсности такого слоя добавками более мелких частиц способствует повышению однородности псевдоожиженного слоя. Слишком мелкие частицы, склонные к агрегатированию, образуют при малых числах псевдоожижения сквозные каналы (рис. XXI-5, г), которые при больших скоростях газа могут исчезнуть или сохраняться вблизи газораспределительной решетки. Увеличение давления (плотности) газа способствует повышению однородности псевдоожиженного слоя.

5. ОБЛАСТЬ СУЩЕСТВОВАНИЯ ПСЕВДООЖИЖЕННОГО СЛОЯ И РАСЧЕТ ПРЕДЕЛЬНЫХ СКОРОСТЕЙ

Сопротивление псевдоожиженного слоя. Для двухфазной системы, находящейся в псевдоожиженном состоянии, весьма характерной является зависимость сопротивления слоя от скорости ожигающего агента или так называемая кривая псевдоожижения (рис. XXI-6).

Участок *ОА* кривой характеризует движение ожигающего агента через неподвижный слой. Для идеальной кривой псевдоожижения монодисперсного слоя точка *А* отвечает переходу слоя в псевдоожиженное состояние. Горизонтальный участок *АВ* соответствует состоянию псевдоожижения. Поскольку масса частиц слоя остается постоянной, сопротивление псевдоожиженного слоя не изменяется вплоть до второй критической скорости (точка *В*).

Реальная кривая показывает некоторое увеличение сопротивления по сравнению с сопротивлением в псевдоожиженном состоянии (точка *С*), так как переход в псевдоожиженное состояние требует затраты энергии на преодоление сил сцепления между частицами слоя.

Величина сопротивления псевдооживленного слоя может быть найдена из следующих соображений. Сила гидродинамического давления, обусловленная сопротивлением слоя, уравновешивается весом частиц слоя, находящихся в псевдооживленном состоянии, т. е.

$$\Delta p f_{\text{сл}} = G_{\text{ч}} \quad (\text{XXI}, 26)$$

где $f_{\text{сл}}$ — площадь поперечного сечения слоя.

С учетом выталкивающей силы, направленной снизу вверх

$$G_{\text{ч}} = g (\rho_{\text{ч}} - \rho) (1 - \varepsilon) H_{\text{сл}} f_{\text{сл}} \quad (\text{XXI}, 27)$$

где $H_{\text{сл}}$ — высота псевдооживленного слоя; $\rho_{\text{ч}}$, ρ — плотность частиц и оживающего агента.

Следовательно

$$\Delta p = g (\rho_{\text{ч}} - \rho) (1 - \varepsilon) H_{\text{сл}} \quad (\text{XXI}, 28)$$

Хотя с увеличением скорости оживающего агента w порозность ε и высота слоя $H_{\text{сл}}$ возрастают, однако произведение $(1 - \varepsilon) H_{\text{сл}}$ сохраняется неизменным. Следовательно, можно записать, что

$$(1 - \varepsilon) H_{\text{сл}} = (1 - \varepsilon_0) H_0 \quad (\text{XXI}, 29)$$

где ε_0 и H_0 — соответственно порозность и высота неподвижного слоя

Отсюда выражение (XXI, 28) можно представить следующим образом:

$$\Delta p = g (\rho_{\text{ч}} - \rho) (1 - \varepsilon_0) H_0 \quad (\text{XXI}, 30)$$

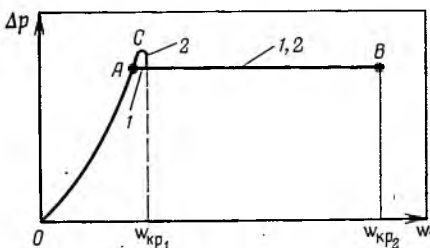
На практике величина сопротивления может отличаться на 10—15% от рассчитанной по уравнению (XXI, 30).

Критические скорости. Первую критическую скорость $w_{\text{кр}1}$, соответствующую началу псевдооживления (см. рис. XXI-6), можно определить, приравняв величину Δp по уравнениям (XXI, 19) и (XXI, 30) при средней величине порозности $\varepsilon_0 = 0,40$. Одной из таких формул является полученная О. М. Тодесом

$$R_{\text{кр}1} = \frac{Ag}{1400 + 5,22 \sqrt{Ag}} \quad (\text{XXI}, 31)$$

где $Re_{\text{кр}1} = w_{\text{кр}1} d / \nu$ — число Рейнольдса; $Ag = (gd^3/\nu^2) (\rho_{\text{ч}} - \rho) / \rho$ — число Архимеда.

Рис. XXI-6. Кривая псевдооживления:
1 — идеальная; 2 — реальная.



Вторую критическую скорость $w_{\text{кр}2}$ можно определить аналогично первой при условии, что $\varepsilon \rightarrow 1$. Эту скорость, называемую также скоростью витания, можно определить из уравнения

$$Re_{\text{кр}2} = Re_{\text{в}} = Ag / (18 + 0,6 \sqrt{Ag}) \quad (\text{XXI}, 32)$$

где

$$Re_{\text{кр}2} = Re_{\text{в}} = w_{\text{кр}2} d / \nu = w_{\text{в}} d / \nu.$$

Для полидисперсной смеси в формулу (XXI, 31) подставляют средний диаметр частиц, а в формулу (XXI, 32) — диаметр тех частиц, унос которых определяют. Из уравнений (XXI, 31) и (XXI, 32) следует, что первая и вторая критические скорости сильно зависят от размера частиц и вязкости газа, увеличиваясь с возрастанием диаметра частиц и с уменьшением вязкости газа. Порожность кипящего слоя ϵ для заданного гидродинамического режима определяют по формуле

$$\epsilon = [(18 \text{ Re} + 0,36 \text{ Re}^2)/\text{Ar}]^{0,21} \quad (\text{XXI},33)$$

Таким образом, псевдоожиженный слой может существовать в диапазоне скоростей, определяемых уравнениями (XXI, 31) и (XXI, 32):

$$W_{\max} = w_{\text{кр}2}/w_{\text{кр}1} = w_v/w_{\text{кр}1} = (1400 + 5,22 \sqrt{\text{Ar}})/(18 + 0,61 \sqrt{\text{Ar}}) \quad (\text{XXI},34)$$

Для мелких частиц величиной Ar можно пренебречь и в этом случае $W_{\max} \rightarrow 1400/18 \rightarrow 78$; для крупных частиц величина Ar значительна и $W_{\max} \rightarrow 5,22/0,61 \rightarrow 8,6$.

Следовательно, область существования псевдоожиженного слоя в сильной степени зависит от гранулометрического состава частиц слоя и может изменяться в значительных пределах.

6. ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Качество псевдоожижения сыпучего материала существенно зависит от конструкции газораспределительной решетки и способа ввода газа в слой. В конических аппаратах распределение потока осуществляют без распределительных решеток; для этого вводят оживающий агент в нижнюю конусную часть аппарата.

Применяемые в аппаратах с кипящим слоем газораспределительные решетки могут быть провального и беспровального типов.

Провальные решетки (рис. XXI-7) представляют собой перфорированные пластины с отверстиями круглой или прямоугольной формы. Работа такой решетки сильно зависит от скорости газа в отверстиях решетки

$$w_{\text{отв}} = w/\varphi_0 \quad (\text{XXI},35)$$

где w — скорость газа (жидкости) в аппарате; φ_0 — относительное свободное сечение отверстий решетки.

При малых скоростях газа в отверстиях в прилегающей к решетке области кипящего слоя образуются пузыри. По мере увеличения расхода газа скорость в отверстиях решетки возрастает и на выходе из них образуются факелы, которые распространяются на большую или меньшую высоту слоя. Среднюю дальнобойность струи H_ϕ в метрах в кипящем слое можно рассчитать по следующему уравнению:

$$H_\phi = 2V^{0,35} \quad (\text{XXI},36)$$

где V — расход оживающего агента, $\text{м}^3/\text{с}$.

Длина факела должна быть меньше высоты кипящего слоя.

Находящийся на распределительной решетке слой сыпучего материала оказывает давление на твердые частицы в прирешеточной зоне. Под действием этого давления твердые частицы, попавшие в отверстия решетки, где скорость газа относительно невелика, могут провалиться сквозь решетку. Чтобы исключить провал частиц, скорость газа в отверстиях должна быть достаточно большой. Величину этой скорости можно рассчитать по формуле

$$w_{\text{отв. пр}} = 100 \sqrt{d_{\text{max}} (\rho_n - \rho) g / \rho} \quad (\text{XXI}, 37)$$

где d_{max} — максимальный диаметр твердых частиц.

Сопротивление провальной решетки Δp_p можно рассчитать по уравнению

$$\Delta p_p = 0,73 (d_{\text{отв}}/\delta)^{0,266} (1 - \varphi_0^2) \rho w_{\text{отв}}^2 \quad (\text{XXI}, 38)$$

где $d_{\text{отв}}$ — диаметр отверстий распределительной решетки; δ — толщина решетки.

Чем больше сопротивление решетки, тем равномернее газ распределяется по отдельным отверстиям. Кроме того, сопротивление решетки Δp_p должно соответствовать сопротивлению слоя сыпучего материала Δp . Обычно сопротивление решетки равно или несколько меньше сопротивления псевдооживленного слоя.

Минимальное гидравлическое сопротивление решетки $\Delta p_{p \text{ min}}$ можно определить из уравнения

$$\Delta p_{p \text{ min}} / \Delta p = (\varepsilon - \varepsilon_0) / (1 - \varepsilon) W^2 / (W^2 - 1) \quad (\text{XXI}, 39)$$

где W — число псевдооживления; ε_0 , ε — соответственно порозность неподвижного и псевдооживленного слоя.

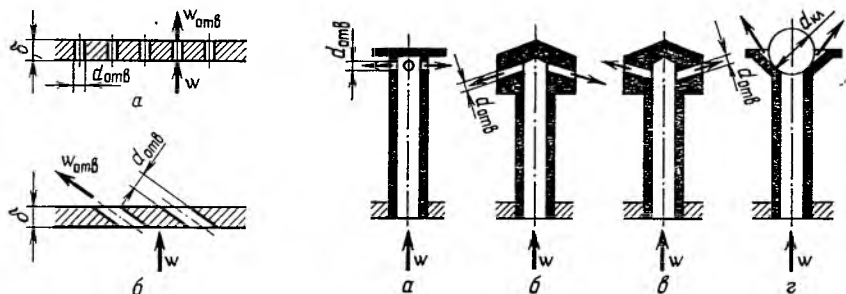


Рис. XXI-7. Газораспределительная решетка провального типа:

а — с вертикальными каналами; б — с наклонными каналами.

Рис. XXI-8. Некоторые типы колпачков непровальных газораспределительных решеток: а — с горизонтальным расположением отверстий; б — с наклонным расположением отверстий сверху вниз; в — то же, снизу вверх; г — клапанного типа ($d_{\text{кл}}$ — диаметр клапана).

Если сопротивление решетки меньше сопротивления слоя, то даже при относительно небольших изменениях сопротивления решетки при разных рабочих скоростях происходят большие колебания скоростей газа в слое.

Непровальные распределительные решетки (рис. XXI-8) обычно состоят из трубной решетки (плиты), в которой закреплены

колпачки той или иной конструкции. Обычно площадь поперечного сечения выходных отверстий колпачка меньше площади входного сечения патрубка. Это позволяет создать достаточно большую скорость газа при выходе в псевдоожженный слой. Чтобы уменьшить возможность образования пузырей, рекомендуется избегать столкновения газовых струй, выходящих из отверстий смежных колпачков, между собой, а также с основанием трубной решетки. Следует отдавать предпочтение более мощным настильным струям, обеспечивающим интенсивное перемешивание твердых частиц в прирешеточной зоне.

Для ориентировочной оценки величины относительного свободного сечения распределительной решетки φ_0 при разных числах псевдоожжения W можно пользоваться следующим уравнением:

$$W = a\varphi_0^{0,22} \quad (\text{XXI},40)$$

Коэффициент $a \approx 22$ для монодисперсного слоя и $a \approx 25$ для полидисперсных частиц размером от 0,1 до 1,5 мм.

Сопrotивление колпачковой решетки можно определить по уравнению

$$\Delta p_p = 3,1 (1 - \varphi_0^2) \rho w_{\text{отв}}^2 \quad (\text{XXI},41)$$

Для защиты от воздействия высоких температур распределительные решетки покрывают тепловой изоляцией.

7. УНОС ТВЕРДОГО МАТЕРИАЛА ИЗ ПСЕВДООЖЖЕННОГО СЛОЯ

Выходящей из псевдоожженного слоя газ захватывает частицы сыпучего материала и выносит их в пространство над псевдоожженным слоем. С увеличением скорости газа масса выносимого из слоя материала возрастает. Часть крупных частиц, вынесенных из кипящего слоя, может возвратиться обратно, осев под действием силы тяжести. Как более мелкие, так и крупные частицы, получившие большой начальный импульс, будут перемещаться

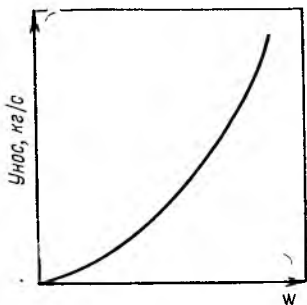


Рис. XXI-9. Общий вид зависимости уноса сыпучего материала от скорости газа.

с потоком газа и в конце [концов будут вынесены из аппарата. Чтобы уловить унесенные частицы твердого материала и вернуть их в кипящий слой, поток газа предварительно очищают в циклонах. При достаточной высоте сепарационного пространства крупные частицы могут быть отделены отстаиванием.

Хотя в первую очередь из слоя выносятся частицы, скорость витания которых меньше скорости потока над кипящим слоем,

однако вследствие соударений частиц между собой часть мелких частиц остается в кипящем слое. Поэтому даже при длительной продувке слоя без возврата мелочи в кипящем слое остаются мелкие частицы со скоростью витания меньше, чем скорость газа в аппарате. Общий характер зависимости уноса частиц от скорости потока газа дан на рис. XXI-9.

Величину относительного уноса из кипящего слоя можно определить из следующего уравнения:

$$\frac{G_y}{G_r} = 6 \left(\frac{\rho}{\rho_{\text{ч}}} f Fr \right)^{1,37} \quad (\text{XXI},42)$$

где $Fr = w^2/gd$ — число Фруда; w — скорость оживающего агента; G_y — масса уносимого твердого материала; G_r — расход газа; f — потенциальное содержание пыли в слое, т. е. доля твердых частиц, которые могут быть унесены из псевдооживленного слоя при данной скорости, доли единицы; ρ и $\rho_{\text{ч}}$ — плотности оживающего агента и частиц.

Скорость уноса, отнесенная к единице площади поперечного сечения аппарата F_a

$$w_y = G_y/F_a \quad (\text{XXI},43)$$

Запыленность газового потока q над слоем

$$q = \frac{w_y}{w} = 6\rho \left(\frac{\rho}{\rho_{\text{ч}}} f Fr \right)^{1,37} \quad (\text{XXI},44)$$

Из приведенных уравнений следует, что запыленность газа значительно возрастает с увеличением скорости газа (в степени 2,74) и его плотности (в степени 2,37). Поэтому в аппаратах, работающих под давлением, при прочих равных условиях вынос материала из кипящего слоя больше, чем при атмосферном давлении. Вынос твердых частиц из кипящего слоя определяет запыленность газового потока и нагрузку циклонов, улавливающих эти частицы.

8. ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ

Транспорт сыпучих материалов по трубопроводам в потоке газа или пара (пневмотранспорт) получил широкое распространение на различных установках нефтегазопереработки для перемещения катализаторов, контактных масс, твердых теплоносителей. Промышленные системы пневмотранспорта могут работать при 600 °C и выше. Циркуляция катализатора на установках каталитического крекинга достигает 1000 кг/с и более.

Чтобы обеспечить транспорт сыпучего материала потоком газа (пара), необходимо создать определенную скорость транспортирующего агента. Эта скорость должна быть больше скорости витания наиболее крупных частиц сыпучего материала.

Скоростью витания частицы называется такая скорость газа, при которой частица переходит во взвешенное состояние. Скорость витания рассчитывают по уравнению (XXI,32). Скорость витания с учетом объемной концентрации твердого материала $\sigma = 1 - \epsilon$

в транспортирующем потоке можно определять по следующему уравнению, которое аналогично уравнению (XXI,32):

$$\text{Re} = \frac{\text{Ar} (1 - \sigma)^{4,75}}{18 + 0,6 \sqrt{\text{Ar} (1 - \sigma)^{4,75}}} \quad (\text{XXI},45)$$

В зависимости от величины объемной концентрации твердой фазы в транспортирующем потоке различают следующие разновидности пневмотранспорта: низкой концентрации (объемная концентрация твердой фазы не более $0,05 \text{ м}^3/\text{м}^3$); средней концентрации (объемная концентрация твердой фазы не более $0,20 \text{ м}^3/\text{м}^3$) и высокой концентрации, когда содержание твердой фазы в потоке превышает $0,20 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Выбор той или иной системы пневмотранспорта для технологической установки обусловлен осуществляемым в ней процессом.

Скорость транспортирующего агента в трубопроводе может достигать 25—30 м/с. Скорость движения твердых частиц несколько меньше скорости транспортирующего агента. Разность скоростей газа и частиц называется *скоростью скольжения*, а их отношение — *коэффициентом скольжения*. Величина коэффициента скольжения K_c обычно изменяется от 1,3 до 3.

Для сопоставления различных систем пневмотранспорта используют следующие показатели.

Отношение массового расхода твердого материала к массовому расходу газа называется *коэффициентом взвеси* m

$$m = G_T / G_G \quad (\text{XXI},46)$$

где G_T и G_G — расходы твердого материала и газа, кг/с или кг/(с·м²).

Если взять отношение объемных расходов твердого материала и газа, то получим *объемный коэффициент взвеси* m_o

$$m_o = V_T / V_G = (G_T / G_G) (\rho / \rho_c) = m / \rho_c \quad (\text{XXI},47)$$

где ρ и ρ_c — плотности оживающего агента и частиц.

Эти коэффициенты характеризуют относительную загрузку системы пневмотранспорта транспортируемым материалом. Текущая массовая концентрация твердого материала K_T определяется из соотношения

$$K_T = G_T / V_G = G_T \rho / V_G \rho = m \rho \quad (\text{XXI},48)$$

Важной характеристикой является также удельная массовая производительность трубопровода

$$q_T = G_T / F \quad (\text{XXI},49)$$

где F — площадь поперечного сечения пневмоподъемника.

Дозеры и захватывающие устройства. Чтобы обеспечить необходимое соотношение между расходами твердого материала и транспортирующего газа, в нижней части подъемного трубопровода устанавливают дозеры различных конструкций. На рис. XXI-10 представлен двухпоточный дозер с пневматическим регулированием производительности. Первичный или основной

поток газа подается в диффузор 3, которым заканчивается внизу пневмоподъемник 1. Чтобы создать благоприятные условия для захвата сыпучего материала, в дозер подается вторичный газ (примерно 20% от общего потока), который способствует псевдооживлению сыпучего материала вокруг диффузора. Сыпучий материал подается в дозер через верхний патрубок, соединенный с напорным стояком, в котором материал движется под действием силы тяжести. Производительность регулируется изменением соотношения первичного и вторичного потоков газа.

На рис. XXI-11 показан узел смешения порошкообразного катализатора с транспортирующим газом. Поток транспортирующего газа вводится примерно по касательной к потоку твердого материала, обеспечивая его разгон до соответствующей скорости.

Сопротивление при пневмотранспорте. При пневмотранспорте на высоту H общее сопротивление Δp складывается из следующих величин:

1) статического напора транспортируемого материала и транспортирующего агента

$$\Delta p_1 = [(1 - \varepsilon) \rho_{\text{ч}} + \varepsilon \rho] g H \quad (\text{XXI}, 50)$$

где H — высота пневмоподъемника.

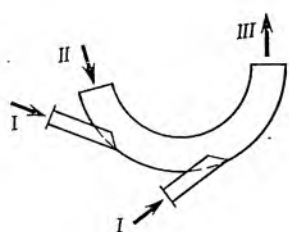
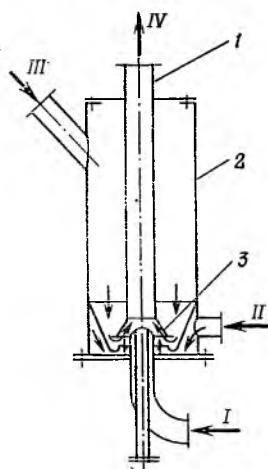


Рис. XXI-11. Узел смешения порошкообразного катализатора с транспортирующим газом: I — газ; II — ввод сыпучего материала; III — вывод сыпучего материала в пневмоподъемник.

Рис. XXI-10. Схема двухпоточного дозера:

I — первичный газ; II — вторичный газ; III — ввод транспортируемого материала; IV — вывод транспортируемого материала; 1 — ствол пневмоподъемника; 2 — корпус дозера; 3 — диффузор.

При транспортировании твердого материала потоком газа обычно вторым слагаемым в уравнении (XXI,50) можно пренебречь.

2) потерь напора вследствие трения транспортирующего агента о стенки трубопровода

$$\Delta p_2 = \lambda_2 (H_1/D) (\rho w^2/2) \quad (\text{XXI}, 51)$$

где H_1 — приведенная длина пневмоствола с учетом местных сопротивлений; D — диаметр пневмоствола; w — скорость газа.

Коэффициент сопротивления λ_2 определяют из уравнений гидравлики (см. главу II).

3) потерь напора на трение транспортируемых частиц о стенки трубопровода

$$\Delta p_3 = \lambda_3 (H_1/D) (\omega_q^2/2) \rho_q (1 - \varepsilon) \quad (\text{XXI},52)$$

Коэффициент трения транспортируемых твердых частиц $\lambda_3 \approx 0,05$. Скорость транспортируемых твердых частиц ω_q определяется с учетом коэффициента скольжения K_c

$$\omega_q = w/K_c \quad (\text{XXI},53)$$

4) потерь напора на разгон транспортируемого материала от нулевой скорости до скорости ω_q

$$\Delta p_4 = (\omega_q^2/2) \rho_q \quad (\text{XXI},54)$$

Общее сопротивление при пневмотранспорте равно

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_4 \quad (\text{XXI},55)$$

В большинстве случаев составляющая общего сопротивления Δp_1 является основной величиной. С увеличением концентрации твердого материала в пневмостове $\sigma = 1 - \varepsilon$ возрастает сопротивление трубопровода и требуется большее давление в нижней части пневмостова.

Вместе с тем уменьшается расход транспортирующего агента, его скорость, снижается износ пневмостова и т. п. Эти обстоятельства должны приниматься во внимание (наряду с технологическими требованиями процесса) при расчете систем пневмотранспорта.

ХИМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ

Глава XXII

Основы теории химических процессов

При осуществлении химических процессов в нефтепереработке, таких, как пиролиз, каталитический крекинг, каталитический риформинг, алкилирование и другие, необходимо располагать данными о протекании химического процесса во времени, чтобы иметь возможность рассчитать требуемые параметры процесса и размеры аппаратуры для его проведения. Эти вопросы рассматривает так называемая макрокинетика (изучение химических реакций в больших объемах). Проведение реакции в аппарате значительного объема требует учета ряда факторов, которые обычно химическую кинетику не интересуют.

В этой связи при макрокинетических исследованиях изучают взаимосвязь основных параметров процесса, включая размеры (объем) реактора, зачастую не интересуясь подробным раскрытием механизмов отдельных реакций.

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Классификация химических реакций. Различают гомогенные (однофазные) и гетерогенные (многофазные) реакции. Примером гомогенных реакций являются пиролиз газообразных углеводородов, алкилирование. Реакции, проводимые на твердых катализаторах, являются гетерогенными.

По механизму реакции делят на простые и сложные. Простые реакции протекают в одном направлении, включая один химиче-

ский акт (стадию). Сложные реакции включают несколько стадий и подразделяются на следующие виды: а) обратимые; б) параллельные; в) последовательные; г) комбинированные. Большинство реакций процессов в нефтепереработке являются комбинированными.

По тепловому эффекту различают реакции эндотермические, идущие с поглощением тепла, и экзотермические, протекающие с выделением тепла. Так, реакции крекинга, пиролиза, каталитического риформинга являются эндотермическими, а гидрогенизации, алкилирования, полимеризации и др. — экзотермическими. Это требует и соответствующего конструктивного оформления аппарата, чтобы обеспечить подвод тепла в случае эндотермической реакции и отвод тепла в случае экзотермической реакции.

Промышленные реакторы могут быть периодического и непрерывного действия. Реакторы непрерывного действия подразделяют на аппараты: идеального вытеснения, идеального смешения и промежуточного типа.

В реакторах идеального вытеснения все элементы потока движутся с одинаковой скоростью. К аппаратам этого типа близки трубчатые реакторы, колонные реакторы с насадкой.

В реакторах идеального смешения создается интенсивная внутренняя циркуляция потоков, приводящая к выравниванию концентраций в реакционном объеме. Время пребывания частиц в реакторе неодинаково и не совпадает со средним временем пребывания реакционной смеси. К аппаратам этого типа можно отнести реакторы с псевдооживленным слоем катализатора, реакторы с мешалками и т. п. Большинство промышленных реакторов относится к аппаратам промежуточного типа со сложной структурой потоков контактирующих фаз.

Для расчетов промышленных реакторов используют экспериментальные данные, полученные на опытных установках.

Скорость химической реакции. Под скоростью химической реакции понимают изменение числа молей компонента в единицу времени в единице объема

$$r = -(1/V) (dN/d\tau) \quad (\text{XXII},1)$$

где V — объем реагирующих компонентов; N — число молей расходуемого компонента; τ — время контакта.

Если $V = \text{const}$, то $N = cV$, где c — концентрация данного (расходуемого) компонента к моменту времени τ .

В этом случае

$$r = -[d(N/V)/d\tau] = -(dc/d\tau) \quad (\text{XXII},2)$$

Скорость реакции можно отнести также к объему реактора V_R

$$r = -(1/V_R) (dN/d\tau) \quad (\text{XXII},3)$$

а для двухфазных систем — к поверхности контакта фаз F

$$r = -(1/F) (dN/d\tau) \quad (\text{XXII},4)$$

Исходя из представлений о кинетике реакции, можно записать следующее кинетическое уравнение:

$$-dC/d\tau = KC_A^a C_B^b \quad (\text{XXII},5)$$

где K — константа скорости реакции; a и b — порядки реакции по компонентам A и B .

Общий порядок реакции z равен сумме порядков для отдельных компонентов

$$z = a + b + \dots \quad (\text{XXII},6)$$

Степень превращения. Эта характеристика, обозначаемая x , равна отношению числа прореагировавших молей компонентов к первоначальному их числу

$$x = (N_0 - N)/N_0 = 1 - N/N_0 \quad (\text{XXII},7)$$

где N_0 , N — число молей в исходном потоке и в продуктах реакции.

Для реакций, протекающих при постоянном объеме

$$x = (c_0 - c)/c_0 = 1 - c/c_0 \quad (\text{XXII},8)$$

Для реакции первого порядка, например, степень превращения x связана со временем реагирования компонентов τ уравнением

$$\tau K = \ln C_0/(C_0 - x) \quad (\text{XXII},9)$$

Выход продукта — отношение массы продукта, полученного в результате химического процесса, к массе исходных материалов, поступивших на переработку. Если протекающий химический процесс описывается стехиометрическим уравнением, то выход продукта находят как отношение массы полученного продукта к теоретически возможному.

Время пребывания (реагирования) компонентов. Этот показатель непосредственно связан со степенью превращения и выходом продукта и определяет необходимые размеры реактора. Обычно данные о продолжительности реакции получают на опытных или опытно-промышленных установках. При заданной производительности реагирующих веществ V объем реакционного пространства V_R определяется из выражения

$$V_R = V\tau/\varepsilon \quad (\text{XXII},10)$$

где ε — доля свободного объема реакционного пространства.

Поскольку нахождение объема реагирующих веществ встречается зачастую трудности при расчете V_R , пользуются также определяемой экспериментально величиной производительности единицы реакционного объема. Для жидкого сырья объемную скорость v определяют как объем холодного сырья V_c , подаваемого в единицу времени на единицу объема реакционной зоны

$$v = V_c/V_R \quad (\text{XXII},11)$$

Для газообразного сырья V_c берут при нормальных условиях. Величина, обратная объемной скорости, пропорциональна длительности реакции и называется *фиктивным временем реакции*.

Массовая скорость v_g определяется как отношение массовой производительности по сырью к массе катализатора, находящегося в реакционном объеме.

2. ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ НА СКОРОСТЬ ХИМИЧЕСКИХ РЕАКЦИЙ

Зависимость константы скорости химической реакции от температуры достаточно точно описывается уравнением Аррениуса

$$K = K_0 e^{-E/RT} \quad (\text{XXII}, 12)$$

где K_0 — постоянная (предэкспоненциальный множитель); E — энергия активации; R — универсальная газовая постоянная; T — температура.

Энергия активации характеризует избыточную энергию реагирующих молекул над средней величиной энергии всех молекул системы при данной температуре. Чем больше энергия активации, тем меньше скорость химической реакции.

Применение положительных катализаторов приводит к уменьшению энергии активации и повышению скорости химической реакции или к возможности проведения процесса при более низкой температуре. Если при температуре T_1 константа скорости реакции равна K_1 , а при T_2 равна K_2 , то из уравнения (XXII, 12) получим

$$\ln(K_1/K_2) = (E/R)(1/T_2 - 1/T_1) \quad (\text{XXII}, 13)$$

Для обратимых реакций степень превращения связана с температурой по-разному, в зависимости от теплового эффекта реакции (рис. XXII-1).

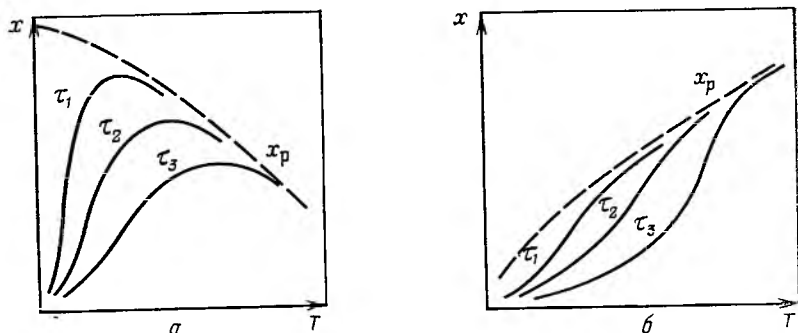


Рис. XXII-1. Зависимость степени превращения от температуры для обратимой экзотермической (а) и эндотермической (б) реакции при разном времени ее протекания τ ($\tau_1 > \tau_2 > \tau_3$; x_p — равновесный выход).

В случае экзотермической реакции повышение температуры сперва приводит к увеличению степени превращения, а затем к ее уменьшению. Поэтому при данном времени реакции τ степень превращения для экзотермической реакции достигает максимума (рис. XXII-1, а). Для эндотермической реакции степень превращения возрастает с повышением температуры. Поэтому для проведения таких реакций следует принимать максимальную температуру, определяемую технологическими и иными ограничениями (стойкостью продуктов реакции и исходных веществ, экономическими соображениями и т. п.).

3. ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТ РЕАКЦИИ

Большинство химических реакций протекает с выделением или поглощением тепла. Тепловой эффект химической реакции может быть найден экспериментально или вычислен по закону Гесса как разность сумм теплот образования продуктов реакции и исходных веществ из элементов, а также как разность сумм теплот сгорания исходных веществ и продуктов реакции.

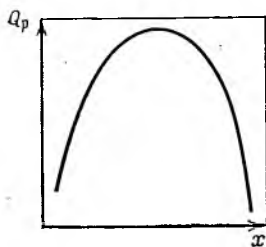
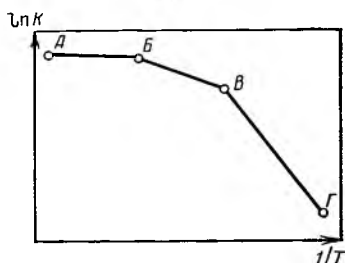


Рис. XXII-2. Зависимость теплового эффекта сложной химической реакции от степени превращения сырья.

Рис. XXII-3. Зависимость константы скорости реакции от температуры при определении лимитирующей стадии процесса.



Тепловой эффект химической реакции Q_p и константа равновесия химической реакции K_p связаны уравнением

$$d \ln K_p / dT = -Q_p / (RT^2) \quad (\text{XXII}, 14)$$

Это уравнение может быть проинтегрировано, если известна зависимость константы равновесия K_p от температуры T .

Изменение давления обычно мало влияет на тепловой эффект химической реакции и в технических расчетах может не учитываться. При высоких давлениях изменение давления нужно учитывать.

В ряде случаев величина теплового эффекта реакции определяется протеканием нескольких реакций, имеющих тепловые эффекты разных знаков. В этом случае тепловой эффект химической реакции зависит от степени превращения сырья (рис. XXII-2). Тепловые эффекты некоторых процессов нефтепереработки приведены ниже (в кДж/кг):

Термический крекинг газойлей	300—100
Пиролиз керосиновых фракций	1700—2000
Каталитический крекинг	200—550
Дегидрирование бутана	2000
Гидроформинг	750
Алкилирование	1000

4. РЕЖИМЫ ГЕТЕРОГЕННЫХ ХИМИЧЕСКИХ РЕАКЦИЙ

Химические реакции, проводимые в присутствии твердых пористых катализаторов (каталитический крекинг, дегидрирование, гидроочистка и др.), характеризуются следующими основными стадиями, определяемыми такими процессами, как химическое превращение и диффузия компонентов к поверхности и в порах

катализатора. В этом случае реагирующие молекулы в результате внешней диффузии приближаются к поверхности гранул катализатора и затем диффундируют через поры к активным центрам катализатора (внутренняя диффузия). Затем совершается собственно акт химической реакции, после этого продукты реакции должны продиффундировать за пределы гранул. Скорость всего процесса определяется наиболее медленной стадией. Если диффузия компонентов идет с большой скоростью, а определяет скорость процесса его химическая стадия, то говорят, что реакция протекает в кинетической области. Если определяющей стадией является скорость перемещения реагирующих веществ, то говорят, что реакция идет в диффузионной области. В переходной области скорости обоих процессов соизмеримы.

Лимитирующую стадию процесса можно выявить, имея зависимость константы скорости реакции от температуры (рис. XXII-3). Для реакции, протекающей в диффузионной области (участок *АВ*), температура незначительно влияет на скорость процесса, так как скорость диффузии незначительно изменяется с температурой. Поэтому повышения скорости реакции в этой области можно достигнуть, используя гидродинамические факторы (увеличение скорости потока, интенсивное перемешивание и т. п.) или уменьшая размеры гранул катализатора.

При проведении реакции в кинетической области (участок *ВГ*) повышение температуры приводит к значительному ускорению химической реакции. В этом случае другие факторы оказывают незначительное влияние на общую скорость процесса.

Участок *БВ* характеризует переходную область, в которой скорости химической и диффузионной стадий процесса соизмеримы.

В соответствии с уравнением Аррениуса, тангенс угла наклона прямой к оси абсцисс характеризует энергию активации. Для диффузионной области тангенс угла наклона, т. е. и энергия активации, мал, тогда как в кинетической области энергия активации составляет значительную величину.

Реакторные устройства

1. КОНСТРУКТИВНОЕ ОФОРМЛЕНИЕ РЕАКЦИОННЫХ АППАРАТОВ

Общие сведения. Конструкция реакционного аппарата определяется типом проводимого химического процесса и применяемым катализатором. Вместе с тем однотипные по конструкции аппараты могут применяться для различных процессов (например, реакторы с псевдоожиженным слоем катализатора).

Существенное влияние на конструкцию аппарата оказывают условия проведения процесса (в газовой или жидкой фазах), тепловой эффект реакции, способы поддержания заданного рабочего режима в зоне реакции и т. д.

Обычно реакционный аппарат представляет собой цилиндрический сосуд одинакового или разного диаметра, закрытый по концам днищами (крышками). Внутри корпуса размещены опорные решетки для катализатора, распределительные, направляющие и сборные устройства, теплообменные устройства, сепараторы, перемешивающие устройства и т. п.

Обычно стараются реакционные аппараты проектировать по их основному функциональному назначению, разделяя реакционную зону и зону регенерации катализатора, так как в этом случае непрерывность процесса можно обеспечить организацией циркуляции катализатора между реактором и регенератором (например, каталитический крекинг).

В тех случаях, когда циркуляцию катализатора осуществить не удастся, приходится в одном аппарате осуществлять и основную реакцию и регенерацию катализатора или его замену. Для обеспечения непрерывности процесса необходимо иметь несколько аппаратов (например, при платформинге).

При необходимости интенсивного перемешивания контактирующих сред реактор снабжают перемешивающим устройством специальной конструкции (например, реактор алкилирования). Иногда реактор выполняют пустотелым в виде змеевика (трубчатая печь для пиролиза углеводородов) или цилиндрического пустотелого сосуда (для коксования).

Поверхность теплообмена может быть выполнена или в виде встроенных в реактор трубных поверхностей, или в виде рубашки

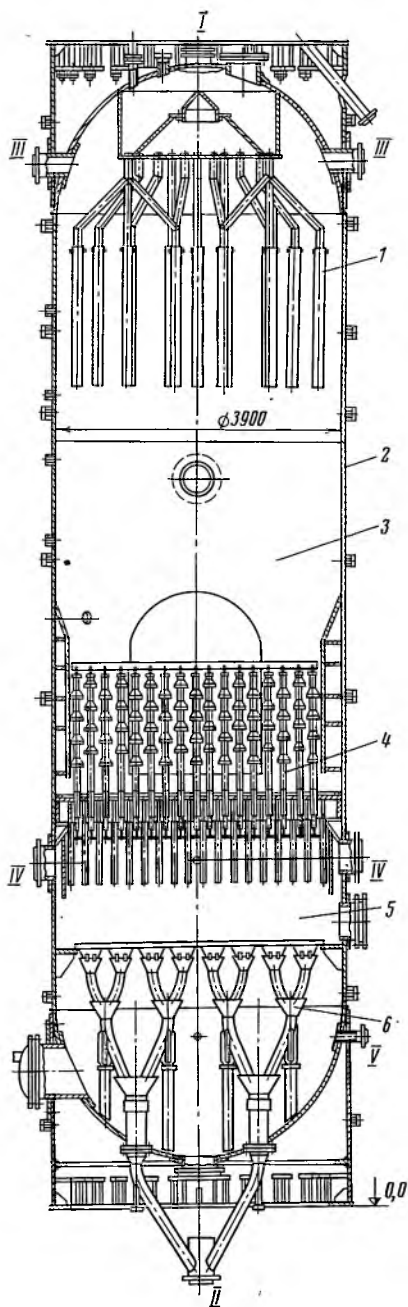
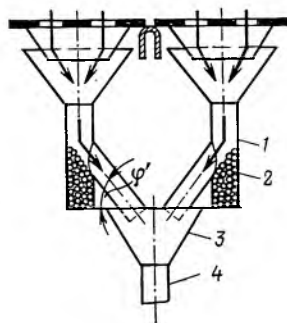


Рис. XXIII-1. Реактор каталитического крекинга с шариковым катализатором:

I — ввод катализатора; *II* — вывод катализатора; *III* — ввод сырья; *IV* — вывод паров; *V* — ввод водяного пара; *1* — верхнее распределительное устройство; *2* — корпус; *3* — реакционная зона; *4* — separating устройство; *5* — зона отпарки; *6* — нижнее сборно-выравнивающее устройство.

Рис. XXIII-2. Схема узла сборно-выравнивающего устройства с прямыми трубами:

1 — карман; *2* — катализатор; *3* — воронка; *4* — переточная труба.



на наружной поверхности аппарата. В ряде случаев для подвода или отвода тепла используют смешение сырья с катализаторами или инертными теплоносителями, испарение в реакционной зоне компонентов сырья и т. д.

Рассмотрим некоторые типы реакционных аппаратов, применяемых в процессах переработки углеводородного сырья.

Реактор установки каталитического крекинга с движущимся шариковым катализатором. В реакторе происходит крекинг газойлей при 450—500 °С и давлении 0,1 МПа в присутствии гранулированного алюмосиликатного катализатора.

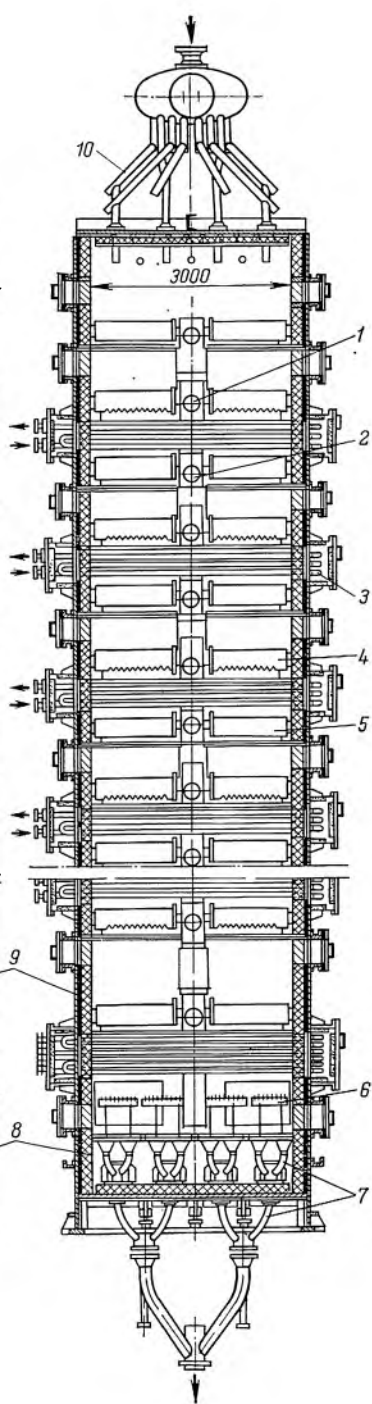
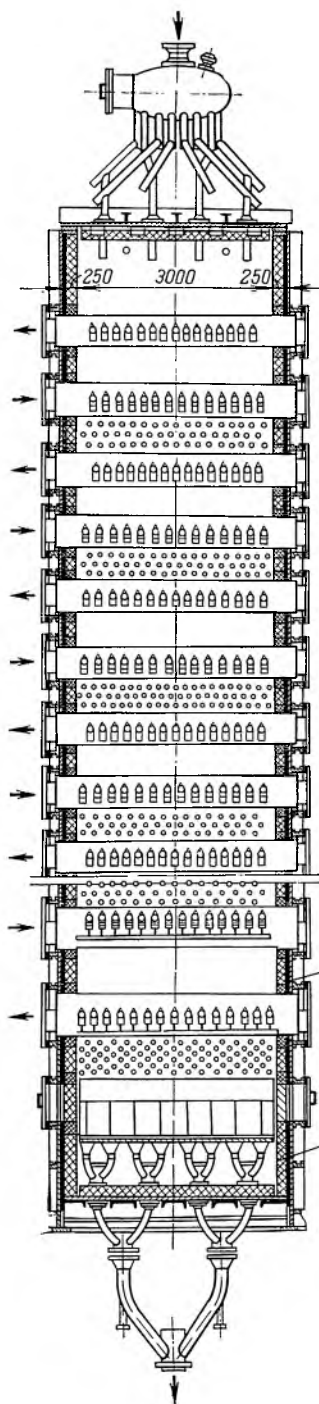
Внутренний диаметр корпуса реактора составляет 3,9 м, высота около 16 м (рис. XXIII-1) Внутри корпуса 2 размещены верхнее распределительное устройство 1, реакционная зона 3, сепарационное устройство 4, зона отпарки 5 и нижнее сборно-выравнивающее устройство 6.

Верхнее распределительное устройство предназначено для равномерного распределения катализатора по сечению аппарата. Оно представляет собой цилиндрическую обечайку с коническим днищем, по окружности которого закреплены распределительные трубы. Объем реакционной зоны можно изменять, увеличивая или уменьшая длину распределительных труб. В плоскости нижних концов распределительных труб устанавливается верхний уровень слоя катализатора. Сырье поступает в пространство над слоем катализатора.

В нижней части реакционной зоны находится сепарационное устройство, служащее для отделения паров продуктов реакции от катализатора. Это устройство представляет собой тарелку с переточными для катализатора и сборными для паров трубами. Тарелка сепарационного устройства свободно лежит на опорном кольце, что дает возможность свободного расширения при нагревании. По периферии тарелка имеет уплотнение из асбестового шнура, исключаящее попадание катализатора в пространство под тарелкой, минуя переточные трубы.

Из труб сепарационного устройства катализатор выходит в зону отпарки, куда подается также водяной пар, который способствует удалению легколетучих углеводородов, адсорбированных катализатором. Часть водяного пара уходит вместе с катализатором через нижнее сборно-выравнивающее устройство, образуя гидрозатвор. Для сбора катализатора и вывода его из реактора равномерно по всему сечению в нижней части реактора имеется сборно-выравнивающее устройство, которое состоит из трех ярусов воронок. Верхний ярус имеет 60 воронок, которые собирают катализатор в 16 воронок среднего яруса. Затем катализатор перетекает в 4 воронки нижнего яруса, соединенные с выводным штуцером.

Выравнивающее устройство выполняют из гнутых (рис. XXIII-1) или прямых (рис. XXIII-2) труб. В последнем случае уменьшается износ труб, так как при изменении направления



движения потока катализатора он скользит по слою катализатора, находящемуся в карманах переточных труб. Однако в случае применения гнутых труб исключаются заторы и уменьшается износ катализатора. Угол наклона труб в верхнем и нижнем распределительном устройстве ϕ' должен быть больше угла естественного откоса.

Температуру в реакторе можно поддерживать на заданном уровне, изменяя следующие три величины: температуру регенерированного катализатора, температуру сырья и кратность (скорость) циркуляции катализатора.

Регенератор установки каталитического крекинга с движущимся гранулированным катализатором. Регенератор (рис. XXIII-3) предназначен для выжига кокса из катализатора для восстановления его активности. Он представляет собой вертикальный аппарат квадратного сечения $3,5 \times 3,5$ м высотой 24,4 м. По высоте аппарата имеется несколько зон (до 9), каждая из которых включает устройство для ввода воздуха и вывода газов; кроме того, имеются охлаждающие змеевики. В верхней части регенератора расположено трубчатое распределительное устройство, а в нижней части — сборно-выравнивающее устройство, аналогичное по конструкции сборно-выравнивающему устройству реактора.

Температура внутри корпуса аппарата может достигать 700°C . Поэтому для защиты корпуса аппарата изнутри его снабжают футеровкой из огнеупорного кирпича толщиной 250 мм и изоляцией из листового асбеста. Это обеспечивает сравнительно невысокую температуру стенки корпуса около 100°C . Кладка по высоте аппарата выполнена ярусами. Каждый ярус кирпичной кладки опирается на полки, приваренные к корпусу.

Устройства для ввода воздуха и вывода газов выполнены разборными и состоят из центрального коллектора и отходящих от него коробов. Короба для ввода воздуха имеют треугольные прорезы по нижним кромкам для обеспечения более равномерного распределения воздуха. Охлаждающие змеевики размещены под устройствами для ввода воздуха. Через охлаждающие змеевики циркулирует пароводяная смесь.

Температурный режим регенератора можно регулировать изменением подачи воды в змеевики водяного охлаждения и воздуха на сжигание кокса.

На современных установках, работающих с высокой кратностью циркуляции катализатора по отношению к сырью (до 6 : 1), применяют регенераторы, с меньшим числом зон (2—3).

Совмещенный реактор-регенератор. На установках каталитического крекинга с однократным подъемом катализатора

Рис. XXIII-3. Регенератор каталитического крекинга с шариковым катализатором:
1 — воздушный коллектор; 2 — коллектор вывода отходящих газов; 3 — охлаждающий змеевик; 4 — воздухораспределительный короб; 5 — газосборный крест; 6 — колосниковая решетка; 7 — сборное выравнивающее устройство; 8 — футеровка; 9 — корпус; 10 — верхнее распределительное устройство.

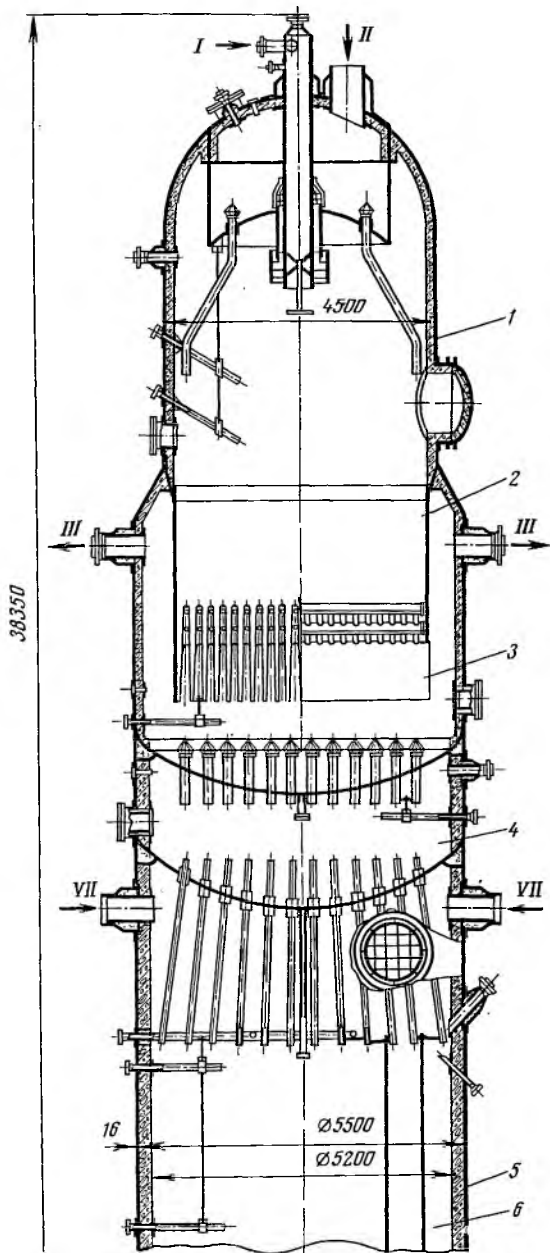
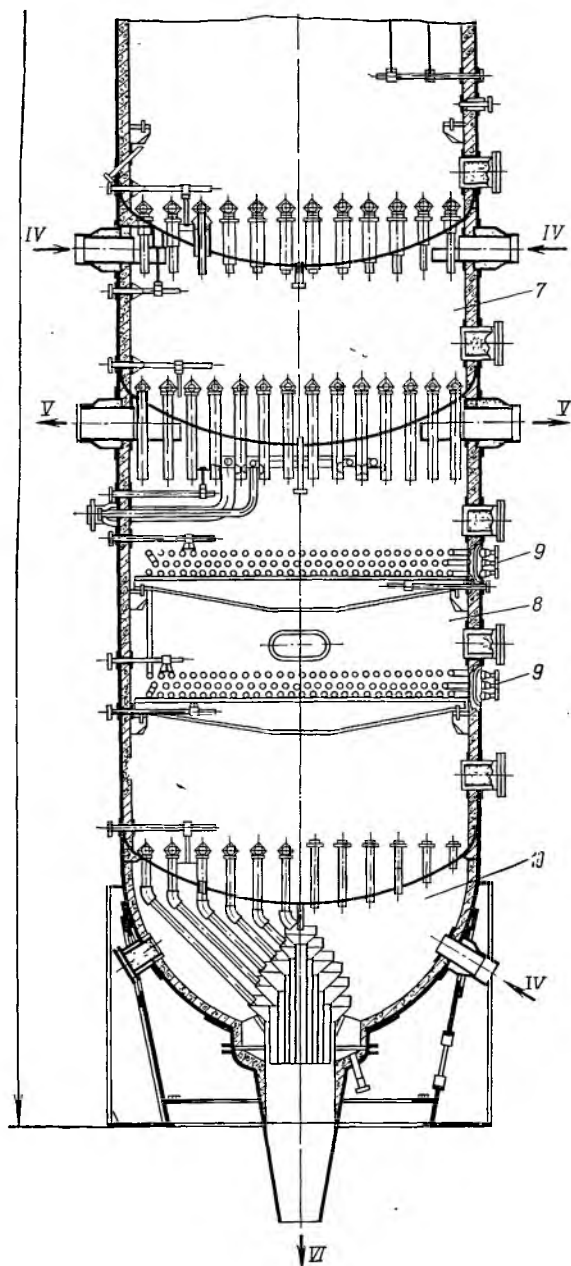
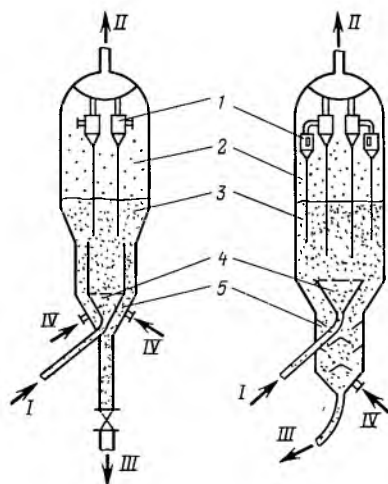


Рис. XXIII-4. Совмещенный реактор-регенератор каталитического крекинга:

I — ввод сырья; *II* — ввод катализатора; *III* — вывод продуктов реакции; *IV* — ввод воздуха; *V* — вывод газов; *VI* — вывод катализатора; *VII* — ввод водяного пара; *1* — реактор; *2* — реакционная зона; *3* — зона отпарки; *5* — регенератор; *6, 7, 8* — зоны выжига; *9* — охлаждающие змеевики; *10* — сборно-выравнивающее устройство.



реактор и регенератор выполняют в виде одного аппарата (рис. XXIII-4). Реакционная часть диаметром 4,5 м размещена сверху. Катализатор поступает в шлюзовую камеру, находящуюся в верхней части аппарата. Отсюда катализатор перетекает по трубам на периферию и по кольцевому каналу в центре в реакционную зону. Для распределения парожидкостного сырья предусмотрен центробежный завихритель.



центробежный завихритель.

Сепарационное устройство состоит из трех рядов горизонтальных коробов, которые соединены вертикальными трубами. В трубах под коробами имеются отверстия для прохода паров. Пары собираются в нижнем ряду коробов и поступают в кольцевое пространство, откуда выводятся из аппарата.

Рис. XXIII-5. Схемы реакторов с псевдоожженным слоем катализатора:

I — ввод сырья; *II* — вывод продуктов реакции; *III* — вывод катализатора; *IV* — ввод водяного пара. 1 — циклон; 2 — отстойная зона; 3 — реакционная зона; 4 — зона распределения сырья и катализатора; 5 — зона отпарки.

Пройдя между коробами сепарационного устройства, катализатор поступает в зону отпарки, в которую подается водяной пар. Водяной пар направляется вверх и вниз по переточным трубам, обеспечивая гидрозатвор между реактором и регенератором и отпарку катализатора. Через систему переточных труб катализатор поступает в регенератор. Регенератор состоит из трех зон: верхней и нижней, в которых катализатор и воздух движутся противотоком, и средней, где осуществляется прямоточное движение. Воздух вводится в соответствующую зону и распределяется по поперечному сечению аппарата через систему патрубков, закрепленных в промежуточных днищах.

Сборно-выравнивающее устройство для катализатора состоит из системы переточных труб, по которым катализатор поступает в коаксиальные воронки, расположенные над выводным штуцером. Трубы газосборных, воздухораспределительных и сборно-выравнивающего устройств имеют защитные сетки, которые предохраняют трубы от забивки спекшимися кусками катализатора. Для отвода тепла в нижней зоне регенератора установлены два трехрядных змеевика.

Корпус аппарата изнутри облицован слоем торкрет-бетона толщиной от 100 до 200 мм, который обеспечивает температуру стенки аппарата около 150 °С.

Рабочее давление в аппарате определяется с учетом сопротивления слоя катализатора потоку паров сырья и газов. В реакторе давление равно 0,07 МПа, в регенераторе 0,05 МПа.

Реактор каталитического крекинга с псевдооживленным слоем катализатора. В зависимости от схемы установки реактор может выполняться в виде отдельного аппарата или заодно с регенератором. На рис. XXIII-5 приведены два варианта выполнения реактора.

Реактор имеет цилиндрический корпус с верхним полушаровым и нижним коническим днищами. В зависимости от производительности диаметр аппарата может достигать 12 м при высоте цилиндрической части корпуса 10—16 м. Изнутри в ряде случаев корпус покрывают теплозащитной футеровкой. Реактор имеет следующие основные зоны: зону ввода и распределения сырья и катализатора, реакционную зону, отстойную зону, зону размещения циклонов и зону отпарки.

Смесь сырья и катализатора поступает в реактор под распределительное устройство — решетку с отверстиями диаметром до 50 мм, равномерно распределенными по ее площади. Относительная площадь отверстий обычно равна 2—5% площади решетки.

Реакционная зона обычно не имеет каких-либо внутренних устройств. В отдельных случаях по высоте слоя устанавливают решетки с большим свободным сечением, которые уменьшают перемешивание катализатора по высоте слоя и обеспечивают более равномерное пребывание реагентов в зоне реакции. В отстойной зоне оседают частицы катализатора, вынесенные из слоя. Высота отстойной зоны обычно не менее 4,5 м.

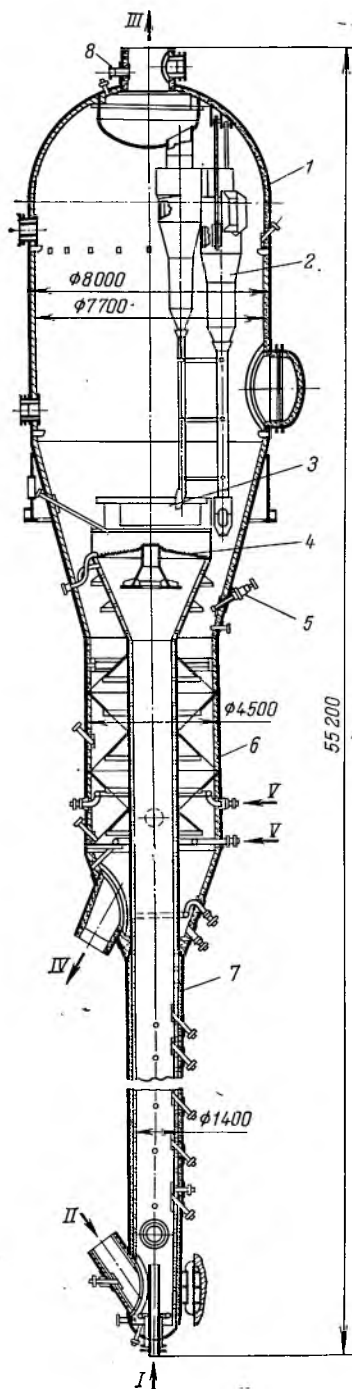
В верхней части аппарата установлены одно- или двухступенчатые циклоны, в которых улавливаются мелкие частицы катализатора. Уловленные в циклонах частицы по стоякам, погруженным в кипящий слой, вновь возвращаются в нижнюю часть кипящего слоя.

Нижние концы стояков снабжены клапанами-захлопками, которые открываются под давлением слоя катализатора в стояке и предотвращают прорыв паров в циклон. Внутреннюю поверхность циклонов для защиты от эрозии покрывают слоем износостойкого бетона.

В отпарной зоне устанавливают несколько рядов каскадных тарелок, на которых обеспечивается контакт отработанного катализатора с водяным паром.

Применение высокоактивных цеолитных катализаторов позволило значительно сократить время реакции, что привело и к видоизменению конструкции реактора.

Диаметр верхней части реактора (рис. XXIII-6) равен 8,0 м, средней (десорбера) 4,5 м и нижней (ствола) 1,4 м. Общая высота аппарата равна 55 м. Корпус изнутри футерован слоем жаростойкого торкрет-бетона.



Сырье и катализатор поступают в нижнюю часть ствола. Здесь же вводится водяной пар для частичной аэрации катализатора. Смесь катализатора, сырья и водяного пара движется вверх по стволу и поступает под газораспределительную решетку. Отсюда катализатор и частично прореагировавшее сырье попадает в зону форсированного кипящего слоя. В верхней части аппарата установлены четыре блока двухступенчатых циклонов диаметром 1,4 м. Изнутри циклоны футерованы слоем бетона для защиты от эрозии. Уловленный в циклонах катализатор по стоякам возвращается в псевдоожиженный слой. Из зоны псевдоожиженного слоя катализатор попадает в десорбер, где катализатор отпаривается водяным паром. Десорбер имеет семь каскадных перфорированных конусов, обеспечивающих контакт катализатора с водяным паром. В десорбер через форсунки вводится также шлам — остаток из ректификационной колонны, содержащий унесенный вместе с продуктами реакции катализатор.

Регенератор установки каталитического крекинга с пылевидным катализатором. Регенератор представляет собой цилиндрический аппарат с верхним полушаровым и нижним коническим днищами (рис. XXIII-7). Диаметр верхней (сепарационной) зоны равен 11 м, нижней (зоны выжига) 9 м. Общая высота аппарата равна 27 м. Изнутри корпус аппарата имеет тепловую изоляцию из слоя торкрет-бетона толщиной

Рис. XXIII-6. Реактор каталитического крекинга с пылевидным катализатором:

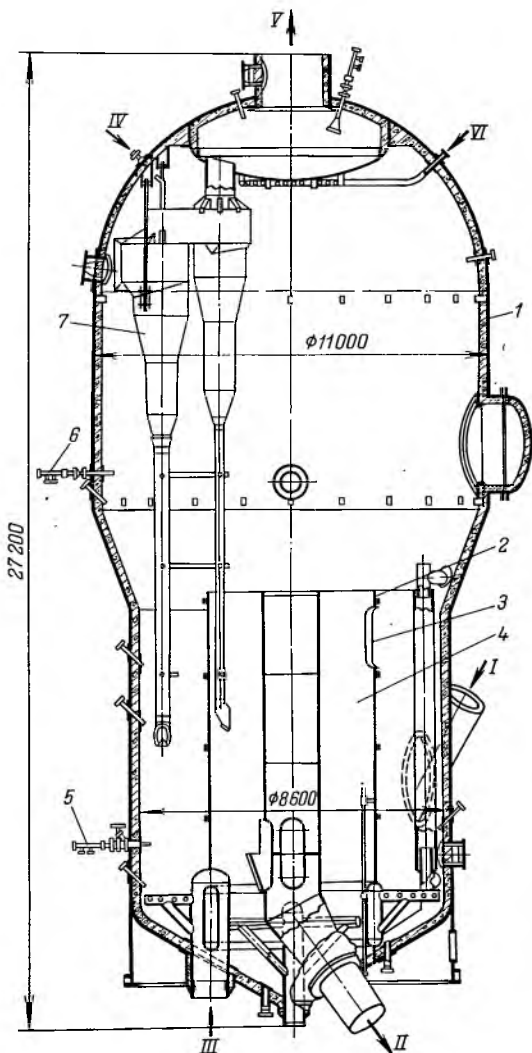
I — ввод сырья; II — ввод катализатора; III — вывод продуктов реакции; IV — вывод катализатора; V — ввод водяного пара; 1 — корпус; 2 — циклоны; 3 — стояки циклонов; 4 — распределительная решетка; 5 — форсунки для шлама; 6 — десорбер; 7 — ствол.

200 мм. Зона выжига кокса разделена цилиндрической перегородкой на две части: центральную и кольцевую.

Закоксованный катализатор поступает в кольцевую зону регенерации по наклонному трубопроводу диаметром 1 м. Катализатор движется по кольцу и через два переточных окна в верхней части цилиндрической перегородки попадает в центральную зону.

Рис. XXIII-7. Регенератор каталитического крекинга с пылевидным катализатором

I — ввод закоксованного катализатора; *II* — вывод регенерированного катализатора; *III* — ввод воздуха; *IV*; *VI* — ввод водяного пара; *V* — вывод отходящих газов; *1* — корпус; *2* — цилиндрическая перегородка; *3* — переточное окно; *4* — радиальная перегородка; *5* — топливная форсунка; *6* — форсунки для конденсата; *7* — циклоны.



Отсюда регенерированный катализатор выводится по наклонному трубопроводу в реактор.

Воздух, необходимый для выжига кокса и создания псевдооживленного слоя катализатора, вводится по двум коллекторам в цен-

тральную и периферийную зоны выжига. Газы из кипящего слоя поступают в зону сепарации, а затем в циклоны. Циклоны скомпонованы в шесть групп по две ступени в каждой. Циклоны первой ступени имеют диаметр 1,6 м, второй — 1,4 м. Внутренняя поверхность циклонов защищена от эрозии слоем бетона.

Для предотвращения догорания оксида углерода на выходе из регенератора предусмотрен впрыск конденсата через форсунки в сепарационную зону и в сборную камеру, а также ввод водяного пара в верхнюю часть сепарационной зоны и в циклоны первой ступени.

Для разогрева слоя катализатора при пуске аппарата служат шесть топливных форсунок, расположенных по окружности кольцевой зоны кипящего слоя.

Реакторы каталитического риформинга и гидроочистки. Реакторы для осуществления указанных процессов представляют собой цилиндрические вертикальные аппараты с эллиптическими или полусферовыми днищами, заполненные катализатором. Внутренний диаметр аппаратов достигает 4,5 м, высота слоя катализатора от одного до трех диаметров аппарата. Реакторы каталитического риформинга работают при температуре до 550 °С и давлении до 5 МПа, реакторы гидроочистки — при температуре до 450 °С и давлении до 7 МПа. Их изготавливают либо с внутренней футеровкой торкрет-бетоном, либо без нее. В первом случае температура стенки корпуса не превышает обычно 200 °С, во втором случае она равна температуре процесса.

По схеме движения сырья через реакционную зону различают реакторы с аксиальным и радиальным направлениями движения. Реакторы с радиальным направлением движения применяют для однофазного сырья. В этом случае уменьшается сопротивление прохождению сырья через слой катализатора.

Реактор каталитического риформинга с радиальным движением сырья (рис. XXIII-8) изолирован изнутри слоем торкрет-бетона толщиной 100 мм. Бетонное покрытие защищено стаканом от непосредственного воздействия потока сырья. По окружности стакана размещены вертикальные короба, стенки которых, обращенные к катализатору, перфорированы. Через короба сырье вводится в слой катализатора.

По оси аппарата установлена перфорированная труба, служащая сборником продуктов реакции. Для предотвращения уноса катализатора в сборник продуктов реакции последний снаружи имеет слой мелкой и крупной сетки. Сырье вводится через распределитель сверху и распределяется по коробам. Из коробов сырье поступает в слой катализатора и, двигаясь в радиальном направлении через слой катализатора, претерпевает химические превращения. Продукты реакции поступают в сборник и выводятся снизу. Снизу к распределительной тарелке прикреплен цилиндрический стакан, который в случае оседания слоя катализатора предотвращает проскок паров в сборник, минуя слой катализатора.

Для контроля температуры процесса служат три многозонные термопары, а для контроля температуры стенки предусмотрено 22 наружные поверхностные термопары.

Реактор гидроочистки дизельного топлива (рис. XXIII-9) представляет собой цилиндрический сосуд внутренним диаметром 3560 мм с двумя полушаровыми днищами. Высота аппарата 12 м. Корпус аппарата имеет внешнюю тепловую изоляцию. Внутри

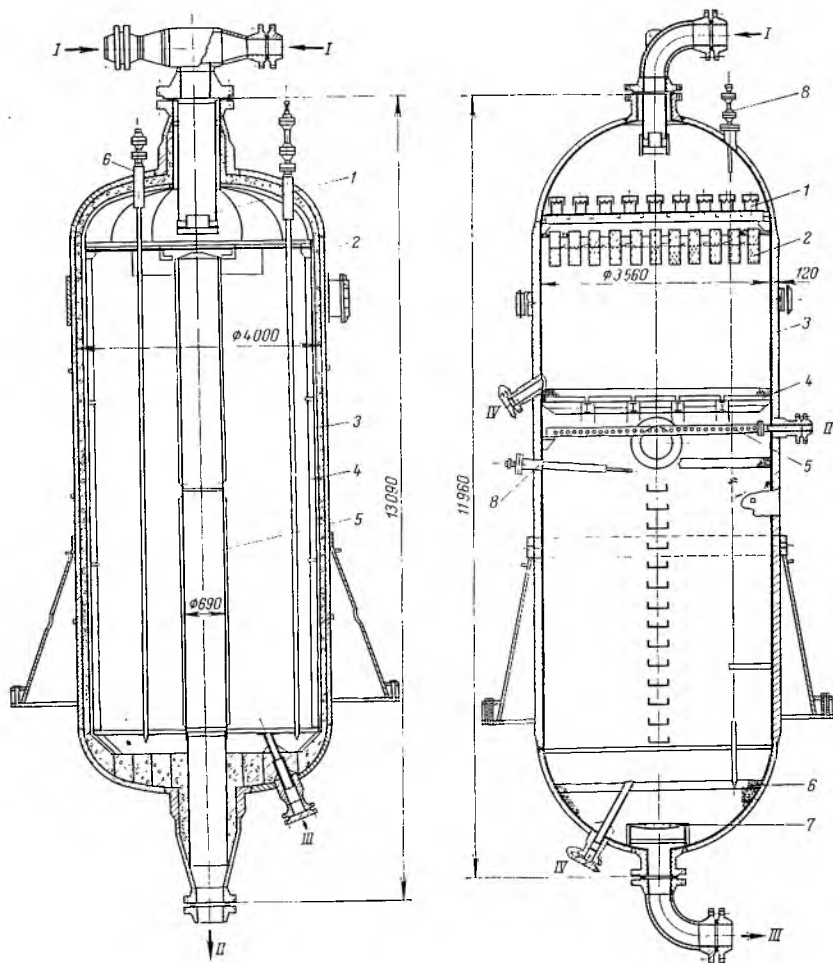


Рис. XXIII-8. Реактор каталитического риформинга:

I — ввод сырья; II — вывод продуктов реакции; III — выгрузка катализатора; 1 — распределитель сырья; 2 — корпус; 3 — стакан защитный; 4 — коробка; 5 — сборник продуктов реакции; 6 — термометры.

Рис. XXIII-9. Реактор гидроочистки:

I — ввод сырья; II — ввод паров; III — вывод продуктов реакции; IV — разгрузка катализатора; 1 — распределительная тарелка; 2 — фильтрующее устройство; 3 — корпус; 4 — опорная решетка; 5 — коллектор для ввода паров; 6 — слой фарфоровых шаров; 7 — сборник; 8 — термопары.

аппарата находится слой катализатора, разделенный на две секции: верхнюю высотой 2,6 м и нижнюю высотой 4,7 м. Каждая секция катализатора имеет внизу слой фарфоровых шаров диаметром 12 мм, обеспечивающих равномерное распределение паров по сечению реактора. Сверху каждая секция катализатора защищена от динамического воздействия паров слоем фарфоровых шаров диаметром 24 мм. Верхний слой катализатора поддерживается колосниковой решеткой, на которую уложены два слоя сетки и слой фарфоровых шаров.

Сырье проходит через аппарат сверху вниз, продукты реакции

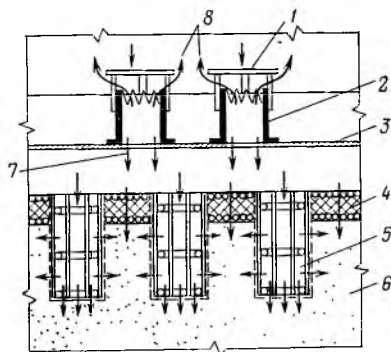


Рис. XXIII-10. Узел распределительного и фильтрующего устройства:

1 — отражатель; 2 — патрубок; 3 — тарелка; 4 — фарфоровые шары; 5 — корзина; 6 — катализатор; 7 — жидкая фаза; 8 — парогазовый поток.

выводятся через нижний штуцер. В пространстве между верхней и нижней секциями катализатора размещен коллектор для ввода паров. Над верхней секцией катализатора установлена распределительная тарелка, под которой размещается фильтрующее устройство (рис. XXIII-10). Оно представляет собой систему цилиндрических корзин из прутка, обтянутых сбоку и снизу сеткой. Корзины погружены в слой катализатора. Опорой для корзин служит слой катализатора. В корзинах и в верхней части слоя катализатора около корзин задерживаются механические примеси и продукты коррозии.

Слой фарфоровых шаров, засыпанных в нижнее днище реактора обеспечивает равномерный вывод продуктов реакции в сборник. Сборник состоит из обечайки, имеющей прорези и вогнутую перфорированную решетку, которые обтянуты сеткой.

Катализатор выгружают через наклонные штуцера в стенке корпуса и в нижнем днище. Для контроля температуры в аппарате на верхнем днище установлены три многозонных термомпары, проходящие по всей высоте реактора; кроме того, имеется термомпара в верхней части нижней секции слоя катализатора.

Реактор гидрокрекинга. Реактор гидрокрекинга служит для переработки тяжелых нефтяных дистиллятов в стационарном слое катализатора в присутствии водорода. Давление в режиме реакции равно 15 МПа и температура 450 °С, в режиме регенерации катализатора давление 4 МПа и температура 560 °С. Реактор (рис. XXIII-11) — вертикальный цилиндрический аппарат внутренним диаметром 3 м и высотой около 38 м. Аппарат по высоте имеет шесть зон: верхнюю фильтрующую и пять реакционных.

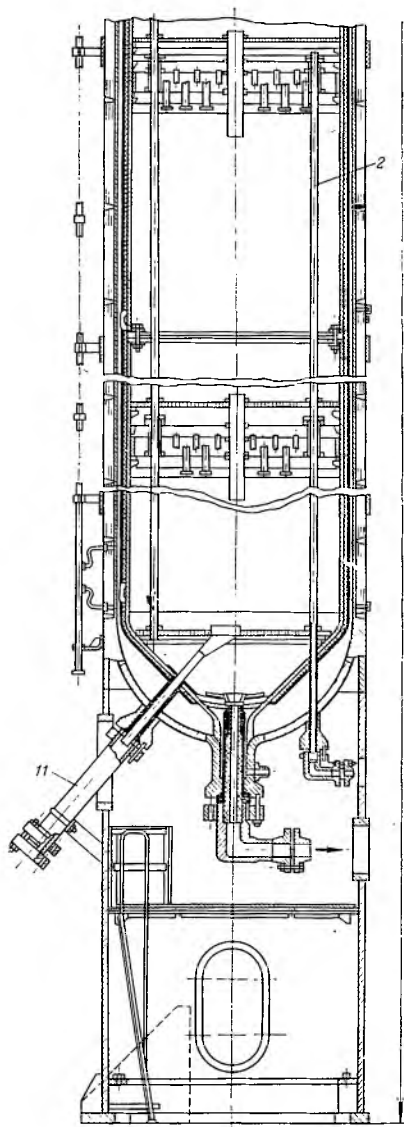
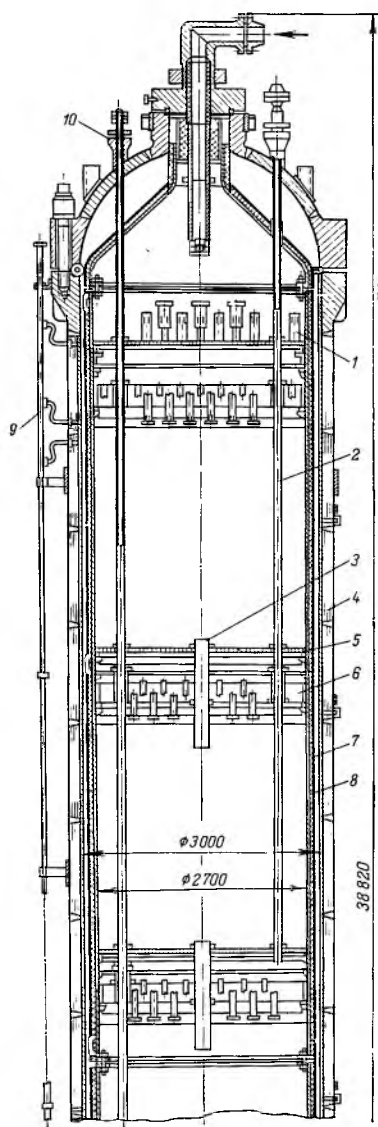


Рис. XXIII-11. Реактор гидрокрекинга:

1 — фильтрующее устройство; 2 — труба подвода водорода; 3 — труба для перетока катализатора; 4 — корпус; 5 — колосниковая решетка; 6 — контактно-распределительное устройство; 7 — стакан; 8 — торкрет-бетон; 9 — контрольная система; 10 — контрольная термопара; 11 — патрубок для выгрузки катализатора.

Смесь сырья с водородсодержащим газом поступает через верхний штуцер в зону фильтрации, где задерживаются механические примеси и продукты коррозии. Узел фильтрации (рис. XXIII-12) представляет собой систему патрубков с прорезями, снаружи которых имеется слой сетки. Патрубки опираются на колосниковую решетку, на которую сверху уложен слой сетки. На сетку за-

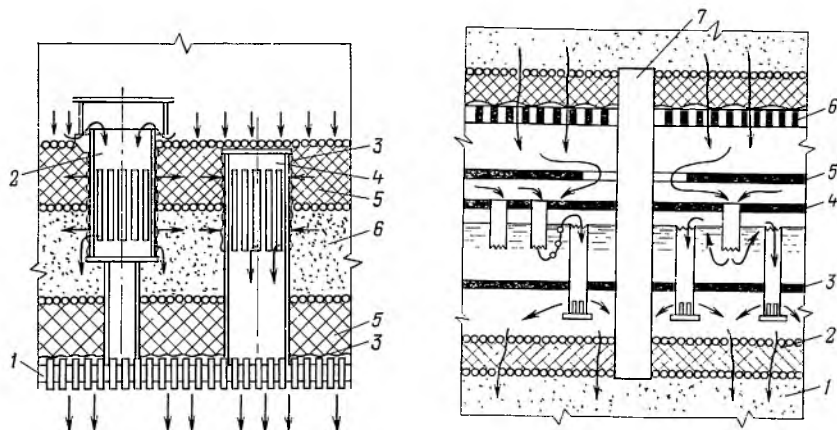


Рис. XXIII-12. Узел фильтрации:

1 — колосниковая решетка; 2 — стакан; 3 — сетка; 4 — стакан погружной; 5 — фарфоровые шары; 6 — катализатор.

Рис. XXIII-13. Узел контактно-распределительного устройства:

1 — катализатор; 2 — фарфоровые шары; 3 — тарелка распределительная; 4 — тарелка сливная; 5 — смеситель диафрагмовый; 6 — колосниковая решетка; 7 — труба переточная.

сыпан слой фарфоровых шаров, затем слой отработанного катализатора и сверху снова слой фарфоровых шаров. Такая конструкция фильтрующего устройства обеспечивает движение паров и жидкости в горизонтальном и вертикальном направлениях. После зоны фильтрации реакционная смесь проходит последовательно пять реакционных зон и выводится через нижний штуцер.

В верхней части каждой реакционной зоны установлено контактно-распределительное устройство, которое обеспечивает контакт парогазовой и жидкой фаз и их равномерное распределение по поперечному сечению аппарата. Контактно-распределительное устройство (рис. XXIII-13) состоит из двух тарелок — сливной и распределительной, имеющих систему патрубков.

Слой катализатора в реакционной зоне поддерживается колосниковой решеткой. На колосниковой решетке уложена сетка и затем засыпан слой фарфоровых шаров. Сверху слоя катализатора также имеется слой фарфоровых шаров. В каждую реакционную зону подается холодный водород через штуцера в верхнем и нижнем днищах и вертикальные трубы, проходящие сквозь слой ката-

лизатора. Для выгрузки катализатора служат переточные трубы, расположенные по оси аппарата в каждой реакционной зоне.

Внутри корпуса аппарата имеется стакан, в котором размещаются внутренние устройства и катализатор. Корпус аппарата многослойный рулонированный. В пространство между корпусом и стаканом снизу подается холодный водород. Корпус может иметь внутреннюю гильзу из стали 1Х18Н10Т. С целью контроля и продувки пространства между гильзой и стенкой корпуса имеется контрольная система. Контроль температур в реакционных зонах осуществляется тремя многозонными термодарами, а стенки корпуса — наружными термодарами.

Реакторы сернокислотного алкилирования. Реакторы этого типа предназначены для проведения реакции алкилирования изобутана бутиленом в присутствии серной кислоты. Реакторы сернокислотного алкилирования могут быть вертикальными, горизонтальными и каскадными. Вертикальный и горизонтальный реакторы аналогичны по конструкции, выполняются односекционными, для отвода

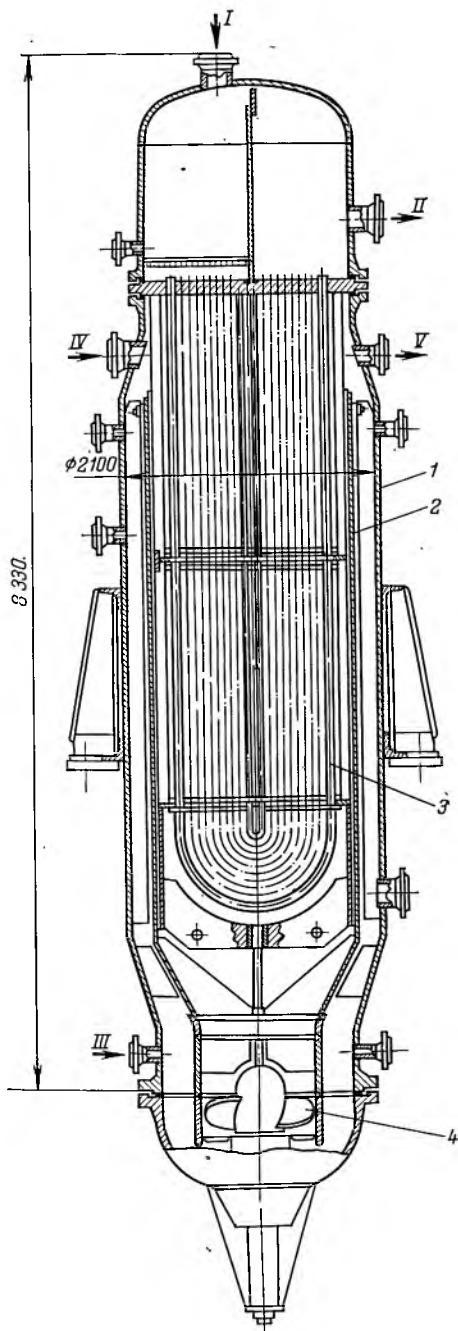


Рис. XXIII-14. Реактор сернокислотного алкилирования:

I — ввод хладагента; II — вывод хладагента; III — ввод сырья; IV — ввод кислоты; V — вывод продуктов реакции; 1 — корпус; 2 — циркуляционный кожух; 3 — трубный пучок; 4 — пропеллерный насос.

тепла реакции служат трубные пучки, по которым циркулирует хладагент — испаряющиеся аммиак или очищенные от серной кислоты продукты реакции. Трубные пучки выполнены в виде коаксиальных труб (труб Филда) или в виде U-образных труб, которые проще по конструкции.

Вертикальный реактор сернокислотного алкилирования (рис. XXIII-14) представляет собой цилиндрический аппарат, в корпусе которого установлены циркуляционный кожух, про-

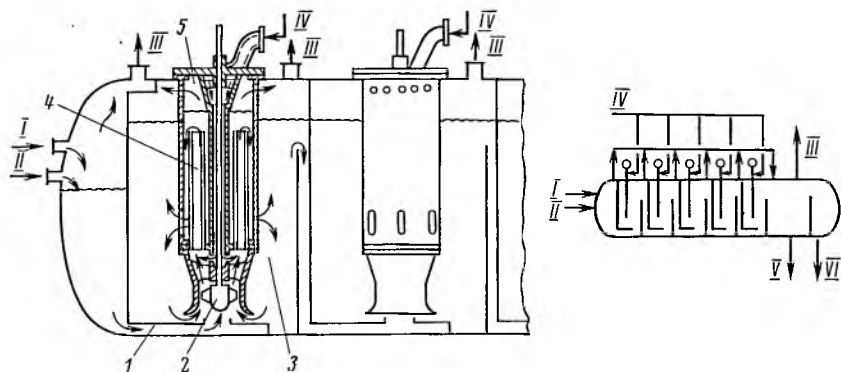


Рис. XXIII-15. Горизонтальный каскадный реактор сернокислотного алкилирования
 I — ввод кислоты и циркулирующего изобутана; II — ввод охлаждающего изобутана;
 III — вывод паров; IV — ввод сырья; V — вывод циркулирующих кислоты и изобутана;
 VI — вывод продуктов реакции; I — перегородка; 2 — пропеллерный насос; 3 — от-
 стойная зона; 4 — труба реакционная; 5 — сепарационная зона.

пеллерный насос, трубный пучок холодильника. Пропеллерный насос приводится во вращение от паровой турбины через редуктор с угловой скоростью 500 об/мин. Вывод вала из корпуса имеет двойное торцовое уплотнение. Корпус аппарата имеет внутренний диаметр 2100 мм, а циркуляционный кожух 1600 мм.

Жидкий хладагент поступает сверху через штуцер, проходит по трубкам холодильника и, испарившись, выходит из аппарата. Сырье вводится в нижнюю часть аппарата, а серная кислота — в верхнюю. Для интенсивного перемешивания углеводородов с кислотой и улучшения теплосъема служит пропеллерный насос производительностью 10 000 м³/ч. Циркуляция осуществляется сверху вниз по межтрубному пространству холодильника через насос и затем снизу вверх по кольцевому пространству между корпусом аппарата и циркуляционным кожухом. Последний имеет продольные ребра, предотвращающие вращательное движение жидкости в кольцевом пространстве.

Схема каскадного реактора приведена на рис. XXIII-15. Пространство внутри корпуса аппарата разделено L-образными перегородками на несколько секций, в каждой из которых установлен цилиндрический контактор с пропеллерным насосом. Циркули-

рующие изобутан и серная кислота поступают слева и последовательно проходят все секции.

Охлаждение осуществляется за счет испарения части углеводородов, которые выводятся из аппарата сверху и после сжатия и охлаждения вновь поступают в аппарат и смешиваются с основным потоком. Сырье поступает несколькими параллельными потоками в каждый контактор, где смешивается с основным циркулирующим потоком. Из последней секции поток выводится в отстойную зону, из которой выводятся продукты реакции и поток циркулирующей серной кислоты и изобутана. Этот поток возвращается в аппарат, смешиваясь с сырьем.

Реакционная камера установки коксования. Камера для коксования представляет собой пустотелый цилиндрический аппарат внутренним диаметром 7 м и более с верхним полушаровым и нижним коническим днищами. На верхнем днище имеется горловина, через которую в камеру вводится оборудование для разбуривания кокса. Горловина имеет штуцера, через которые осуществляется вывод паров в ректификационную колонну во время коксования и для подачи паров из другой камеры в период разогрева. В верхней части корпуса имеются четыре форсунки для впрыскивания антипенной присадки. В нижнем коническом днище находится люк для выгрузки кокса.

Камера коксования работает периодически по следующему циклу: разогрев, реакция, пропаривание, охлаждение, выгрузка кокса. Длительность цикла около 48 ч. Во время реакции коксования камера примерно на $\frac{3}{4}$ высоты заполняется нагретым до 460—510 °С сырьем. Рабочее давление составляет 0,4—0,6 МПа. В конце реакции коксования для снижения содержания летучих продуктов в коксе предусмотрена циркуляция через камеру газойля, нагретого в печи до 530 °С.

Пары нефтепродуктов удаляют из кокса пропаркой водяным паром. Кокс охлаждают, подавая в камеру воду.

Над камерой, смонтированной на постаменте высотой 20 м, находится установка для гидравлической резки кокса. При удалении кокса из камеры ее вскрывают, разбуривают гидравлически центральную скважину и затем гидравлически режут слой кокса, выгружая куски его через центральную скважину и нижний люк.

2. ОСНОВЫ РАСЧЕТА РЕАКЦИОННЫХ УСТРОЙСТВ

В зависимости от проводимого в реакторе химического процесса приходится учитывать соответствующие особенности процесса при выборе рабочих параметров, скоростей движения фаз, способов подвода и отвода тепла, выборе материалов, конструктивных особенностей аппарата и т. п. Однако для любого реакционного аппарата необходимо выполнить ряд следующих основных расчетов:

1. Термодинамический расчет, в результате которого определяют наиболее выгодные условия (давление, температуру и др.) его протекания и степень превращения сырья.

2. Кинетический расчет для определения величины реакционного объема аппарата.

3. Тепловой расчет, необходимый для нахождения величины теплоотвода или теплоподвода, расхода теплоносителя, величины поверхности теплообмена.

4. Гидравлический расчет аппарата, определяющий затраты энергии на перемещение потоков и размеры отдельных узлов.

5. Механический расчет аппарата и его узлов с их конструктивной проработкой.

В зависимости от типа реакционного процесса, конструкции аппарата объем и детализация расчетов каждого вида существенно различаются. Большую роль при этом играет наличие достаточно полных экспериментальных данных по основным характеристикам процесса, а также их аналитического представления. Последнее имеет большое значение в связи с широким внедрением в практику расчетов цифровых электронно-вычислительных машин (ЭВМ). Это обстоятельство позволило существенно упростить решение многовариантных задач, характерных для реакционных аппаратов, и учитывать достаточно сложные взаимосвязи различных створ рассчитываемого химического процесса.

ОБЩАЯ

- Адельсон С. В. Процессы и аппараты нефтепереработки и нефтехимии. М., Гостоптехиздат, 1963. 310 с.
- Бурдун Г. Д. Справочник по международной системе единиц. Изд. 2-е. М., Изд-во стандартов, 1977. 232 с.
- Кузнецов А. А., Кагерманов С. М., Судakov Е. Н. Расчеты процессов и аппаратов нефтеперерабатывающей промышленности. Л., Химия, 1974. 344 с.
- Плановский А. Н., Рамм В. М., Каган С. З. Процессы и аппараты химической технологии. М., Химия, 1967. 847 с.
- Рабинович Г. Г. и др. Расчеты основных процессов и аппаратов нефтепереработки. М., Химия, 1979. 600 с.
- Скобло А. И., Трегубова И. А., Егоров Н. Н. Процессы и аппараты нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности. М., Гостоптехиздат, 1962. 652 с.
- Эмирджанов Р. Т. Основы технологических расчетов в нефтепереработке. М.—Л. Химия, 1965. 544 с.

К РАЗДЕЛУ ПЕРВОМУ «ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ»

- Абдурашитов С. А. и др. Насосы и компрессоры. М., Недра, 1974. 296 с.
- Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим расчетам. М., Машиностроение, 1975. 559 с.
- Котелевский Ю. М. и др. Современные конструкции трубопроводной арматуры для нефти и газа. М., Недра, 1976. 496 с.
- Рабинович Е. З. Гидравлика. М., Наука, 1974. 296 с.
- Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М. Энергия, 1977. 424 с.

К РАЗДЕЛАМ ВТОРОМУ «ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ» И ТРЕТЬЕМУ «ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ»

- Литвин А. М. Основы теплоэнергетики. М., Энергия, 1973. 169 с.
- Михеев М. А., Михеева И. М. Краткий курс теплопередачи. М.—Л., Госэнергоиздат, 1960. 208 с.
- Черняк О. В. Основы теплотехники и гидравлики. М., Высшая школа, 1974. 287 с.

К РАЗДЕЛУ ЧЕТВЕРТОМУ «МАССООБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ»

- Александров И. А. Ректификационные и абсорбционные аппараты. М., Химия, 1971. 296 с.
- Багатуров С. А. Основы теории и расчета перегонки и ректификации. М., Химия, 1974. 440 с.

- Кафаров В. В.* Основы массопередачи. М., Высшая школа, 1962. 655 с.
Кельцев Н. В. Основы адсорбционной техники. М., Химия, 1976. 512 с.
Молоканов Ю. К. и др. Разделение смесей кремнийорганических соединений. М., Химия, 1974. 296 с.
Рамм В. М. Абсорбция газов. М., Химия, 1976. 656 с.
Танатаров М. А. и др. Проектирование установок первичной переработки нефти. М., Химия, 1975. 200 с.

К РАЗДЕЛУ ПЯТОМУ «ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ»

- Гельперин Н. И.* и др. Основы техники псевдоожижения. М., Химия, 1967. 664 с.
Разумов И. М. Псевдоожижение и пневмотранспорт сыпучих материалов. М., Химия, 1972. 240 с.
Романков П. Г., Курочкина М. И. Гидромеханические процессы химической технологии. Л., Химия, 1974. 288 с.
Ужов В. Н., Вальдберг А. Ю. Подготовка промышленных газов к очистке. М., Химия, 1975. 216 с.

К РАЗДЕЛУ ШЕСТОМУ «ХИМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ»

- Брайнес Я. М.* Введение в теорию и расчеты химических и нефтехимических реакторов. М., Химия, 1976. 232 с.
Вихман Г. Л., Круглов С. А. Основы конструирования аппаратов и машин нефтеперерабатывающих заводов. М., Машиностроение, 1978. 328 с.
Казанская А. С., Скобло В. А. Расчеты химических равновесий. М., Высшая школа, 1974. 288 с.
Магарил Р. З. Теоретические основы химических процессов переработки нефти. М., Химия, 1976. 312 с.
Смидович Е. В. Технология переработки нефти и газа. Ч. II. Деструктивная переработка нефти и газа. М., Химия, 1968. 375 с.

Предметный указатель

- Абсолютно белое тело 150, 166
Абсолютно черное тело 150, 166, 203
Абсорбент 296, 297
Абсорбер 296, 301 сл.
Абсорбционный фактор 297, 299
Абсорбция 13, 216, 295 сл.
 материальный баланс 296
 уравнение массопередачи 296
 число теоретических тарелок 298 сл.
Адиабатические процессы 107
Адсорбенты 315
Адсорбер 319
Адсорбция 13, 217, 315 сл.
Азеотропы 236
Альциуля уравнение 52
Антуана уравнение 235
Аппараты
 классификация 13 сл.
 внешние потоки 17 сл.
 внутренние потоки 18 сл.
 моделирование 23
Аррениуса уравнение 374
Арматура 66 сл.
 запорная 67
 приводная 66
 самодействующая 66
Архимеда закон 33
Архимеда критерий (число) 49, 163
Архимедова сила 33, 321
Ашворта уравнение 236

Байпас 81
Бакланова уравнение 213
Бернулли уравнение 55, 60, 74—76, 95
Бинарные смеси 242 сл., 254
Блазиуса уравнение 52
Бункера 359

Вакуум 32
Вебера критерий 28
Вентили 68 сл.

Вентиляторы 115 сл.
 осевые 155
 работа в сети 116
 центробежные 115
Вентури расходомер 60
Витание частиц 363, 367
Водоподготовка 131
Водослив 55, 59
Водяной эквивалент 153
Воздуховоды 126
Воздухоподогреватели 126, 133, 210
Воздушные колпаки 97
Высота единицы переноса 226
Вязкость 29
 динамическая 29, 163, 183
 единицы измерения 30
 кинематическая 29, 163, 183

Газоочистительные аппараты 349 сл.
 инерционные пылеуловители 350
 пылеосадительные камеры 349
 рукавные фильтры 351
 циклоны 350
 электрофильтры 352
Газораспределительные устройства 364 сл.
Газоходы 126
Газы
 движение в сыпучем материале 355 сл.
 запыленность 367
 идеальные 27, 230
 лучеиспускание 168
 местный пробой 353
 объем 28
 очистка 348 сл.
 плотность 28
 продукты сгорания 197 сл.
 реальные 28, 233
 сжатие 106 сл., 110 сл.
 скорость в трубопроводах 62
 сопротивление 214

Галилея критерий 49, 163
Генри закон 236
 Геометрический напор 42
Гесса закон 375
 Гетерогенные системы 229, 371
Гиббса правило фаз 230, 252
 Гидравлика 25 сл.
 понятия и определения 25 сл.
 сыпучих материалов 355 сл.
 Гидравлическая мощность 100
 Гидравлические машины см. Насосы
 процессы 13, 25 сл.
 Гидравлический к. п. д. 100
 радиус (диаметр) 38
 удар 63
 уклон 43
 Гидродинамика 25
 движение жидкости в трубопроводах 62 сл.
 истечение жидкости 55 сл.
 линейные сопротивления 45 сл.
 местные сопротивления 45 сл., 54 сл.
 режимы движения жидкости 45 сл.
 распределение скоростей в потоке 52 сл.
 расход жидкости 38 сл.
 сопротивление при движении жидкости 43 сл.
 средняя скорость 38 сл.
 теория подобия 46 сл.
 уравнение Бернулли 40, 42, 43
 — неразрывности потока 38 сл.
 элементы трубопроводов 65 сл.
 Гидромеханические процессы 13, 320 сл.
 гидравлика сыпучих материалов 355 сл.
 разделение систем 320 сл.
 Гидроочистка 16
 Гидростатика 25, 30 сл.
 давление 30 сл., 33—35
 равновесие тела 32
 Гидростатическое давление 30
 Гомогенные системы 229, 371
 Горелки 194 сл.
 Горение 118
 продукты сгорания 122
 расход кислорода и воздуха 121 сл.
 состав продуктов 197
 температура продуктов сгорания 198
 топлива 194
 энтальпия продуктов сгорания 197
 Гранулометрический состав 356
Грасгофа критерий 163
 Давление 50
 абсолютное 32
 гидростатическое 30
 избыточное 32

Давление
 индикаторное 99
 на криволинейную стенку 33, 35
 насыщенных паров 233, 238
 парциальное 231
 на плоскую стенку 33
 в ректификационной колонне 276
 центр давления 34
Дальтона закон 231, 237, 252
Дарси—Вейсбаха уравнение 51
 Двигатели внутреннего сгорания 139 сл.
 с внешним смесеобразованием 139 сл.
 с внутренним смесеобразованием 141
 диаграммы pV и Ts 143 сл.
 термодинамические циклы 141 сл.
 Двигатели паровые 134 сл.
 конденсационные устройства 138
 циклы 134 сл.
 Двойники 193
 Десорбер 305, 318, 386
 Десорбция 13, 295 сл., 302 сл.
 Диаграммы pV 143, 146
 для расчета числа тарелок 267
 треугольные 307, 308 сл.
 Ts 143 сл., 146
 энтальпийная 240
 Диафрагма 60
 Дизели 139 сл.
 Динамический напор 116
 Дисперсность 320
 Дистиллят 255
 Дистилляция см. Перегонка
 Диффузия 13, 376
 конвективная 220, 222
 молекулярная 220 сл.
 Диффузор 73, 113
 Дозаторы 368
 Дозирование 13, 16
 Дымовая труба 215
 Дымовые газы 122, 197 сл., 320
 Единицы измерения 19 сл.
 механические 21
 производные 20
 тепловые 22
 Жаровая труба 128
 Жесткость воды 131
 Живое сечение потока 38
 Жидкости 25 сл.
 вязкость 29
 газообразные 25
 движение двумерное (плоское) 39
 — одномерное 39
 — в сыпучем материале 355 сл.
 — трехмерное (пространственное) 39

Жидкости

- в трубопроводах 62 сл.
- идеальные 26, 36, 56
- истечение 55 сл.
- капельные 25
- плотность 26
- поверхностное натяжение 30
- расход 38, 63, 77
- режимы движения 45 сл.
- сжимаемость 28
- температурное расширение 28
- удельная энергия 42
- удельный вес 27
- физические свойства 26 сл.

Жуковского уравнение 64

Задвижки 68, 69

Закон(ы)

- аддитивности 223, 231
- Архимеда 33
- Генри 236
- Гесса 375
- Дальтона 231, 237, 252
- идеальных газов 230
- Кармана 54
- Кирхгофа 167, 168
- Ламберта 167
- Ньютона 47, 151, 321
- осаждения частиц 321
- Паскаля 32
- подобия 48, 78
- распределения скоростей 39, 53
- Рауля 237
- Рауля—Дальтона 237 сл., 252
- реальных газов 233
- Стефана—Больцмана 166, 202
- Стокса 322
- термодинамики равновесных систем 229
- Фурье 150, 156, 159

Затвердевание 13

Захватывающие устройства 368

Захлебывание колонны 284

Змеевик 192, 212 сл.

Золотудаление 131

Излучение 202

- виды 165
- законы 166 сл.
- тепловое 150
- частота 165
- энергия 165

Измельчение 16

Изобары 239

Изоляция 170, 173

Изотермические процессы 106

Изотермы 250, 251, 316

Индекс противоточности 155

Индикаторная диаграмма 97 сл., 108 сл. мощность 97 сл.

Индикаторное давление 99

Индикаторный к. п. д. 100

Исаева уравнение 52

Испарение 13, 175, 242 сл.

Испарители 175

Истечение жидкости 55, 57 сл.

Кавитация 77

Калоризатор 141

Камера конвекции 208 сл. радиации 200 сл.

Карбюратор 139

Кармана закон 54

Карно цикл 134, 147

Кипятильники 175

Киреева уравнение 235

Кирхгофа закон 167, 168

Клапаны 69

Кожухотрубчатые теплообменники жесткого типа 176

с линзовым компенсатором 176

с плавающей головкой 177

Кольбрука—Уайта уравнение 52

Компрессоры 70, 106 сл.

виды 106

индикаторная диаграмма 109

многоступенчатое сжатие газов 110

подача 110

поршневые 108 сл.

производительность 110 сл.

сжатие газа 106 сл.

центробежные 113 сл.

Кориолиса коэффициент 43 сл.

Конвекция 149, 161 сл., 169, 203, 208 сл.

Конденсаторы 138, 175, 186 сл.

Конденсационные устройства 69, 138

Конденсация 13, 175, 242 сл.

Конода 308

Контактно-распределительное устрой- ство 392

Котельные установки 125 сл.

водогрейные 125

вспомогательные устройства 131 сл.

маркировка 127

паровые 125, 127

тепловой баланс 130

Котлы 127

водотрубные 128

газотрубные 128

дымогарные 128

жаротрубные 128

комбинированные 128

паровые 126

прямоточные 129

Котлы-утилизаторы 133

Коэффициент

активности 233—234

Коэффициент

- быстроходности 79
- взвеси 368
- вязкости 29
- диффузии 221
- закручивания потока 114
- избытка воздуха 122, 130, 200, 205
- извлечения 301, 304
- излучения 168
- кавитации 77
- Кориолиса 43 сл.
- массопередачи 222
- местного сопротивления 54
- наполнения 91
- объемного расширения 163
- относительной летучести 237, 242
- поглощения 168
- подачи 110
- полезного действия 77, 100, 107, 135 сл., 143, 197
- распределения компонентов 306
- скоростей 59
- расхода 57, 59
- сжимаемости 28, 64, 232
- скольжения 368
- сопротивления 50, 52, 56, 61, 351
- температурного расширения 28
- температуропроводности 163
- теплоотдачи 151, 162, 165, 182 сл., 203, 207
- теплопередачи 151, 161, 170, 182, 185, 208
- теплопроводности 151, 156, 173
- трения 50, 51, 370
- холодильный 145

Краны 68—69

Кремсера уравнение 299

Кристаллизаторы 175

Кристаллизация 13

Критерий

- Архимеда 49, 163
- Вебера 48
- Галилея 49, 163
- Грасгофа 163
- Нуссельта 162 сл.
- подобия 47
- Прандтля 163 сл., 183
- Рейнольдса 46, 48, 51, 61, 163 сл., 183, 322
- Стантона 162 сл.
- Фруда 48
- Эйлера 49

Ламберта закон 167

Ламинарный режим 45 сл., 52, 322

Лапласа уравнение 30

Летучесть 237, 242

Линзовые уплотнения 65

Линейные сопротивления 45

Линия кипения 240

конденсации 240

сырья 263

Лучеиспускание 165, 168, 169, 202

Лэнгмюра уравнение 316

Макрокинетика 371

Манометрический напор 77, 106

Массообменные процессы 13, 216 сл.

абсорбция 216

адсорбция 217

высота единицы переноса 226

движущая сила 224

законы 220

материальный баланс 225

перегонка 216

ректификация 216

состав фаз 217

сушка 217

уравнения 222—223

число единиц переноса 226

— теоретических тарелок 227

экстракция 217

Массопередача 216 сл.

Материальный баланс 16 сл., 225, 245, 256, 296

Мельпольтера—Хиддингтона уравнение 242

Менделеева уравнение 26

Менделеева—Клапейрона уравнение (уравнение состояния) 27, 231

Местные сопротивления 45, 54, 57

Мешалки лопастные 343

пропеллерные 343

рамные 343

турбинные 344

якорные 343

Механический к. п. д.

Многокомпонентные смеси 242 сл.

Моделирование процессов и аппаратов 23 сл.

гидравлическое 23

математическое 24

физическое 23

Модуль упругости 28, 64

Молекулярные сита 315

Монодисперсность 321

Мощность гидравлическая (полезная) 100

насоса 77

печи 196

турбомашин 115

электростанций 125

Нагреватели 175

Накипь 131

Напор геометрический 42

действительный 75, 114

динамический 116

манометрический 77, 100

Напор

- общая потеря 54
- полный 42
- потери 50, 51, 54, 95, 369
- пьезометрический 42
- теоретический 75, 114
- скоростной 42
- статический 79, 116, 369

Напряжение внутреннего трения 29

Насадки 55, 280 сл.

Насадочные колонны 283—285

Насосы 70 сл.

- винтовые 104
- водокольцевые 105
- вихревые 70
- гуммированные 88
- диагональные 79
- динамические 70
- дифференциальные 92
- керамические для кислот и щелочей 88 сл.
- коэффициент полезного действия 77
- лопастные 70
- маркировка 71, 88
- мощность 77
- для нефтепродуктов 72, 83 сл., 101 сл.
- объемные 70
- осевые (пропеллерные) 70, 79
- пароструйные 138
- пластмассовые 89
- подача 91, 93, 94 сл., 103
- поршневые см. Поршневые насосы 70
- прямодействующие паровые 101
- расчет 76 сл., 95 сл.
- ротационные 70
- роторные 102
- специальные 102 сл.
- струйные 70
- для углеводородных газов 84
- центробежные см. Центробежные насосы
- шестеренчатые 103 сл.

Насыщенный пар 233

Ненасыщенный пар 233 сл.

Неоднородные системы 320 сл.

Непрерывные процессы 16

Нефтеотделитель 326

Нормальные условия, понятие 28

Нуссельта критерий 162 сл.

Нутч-фильтр 331

Ньютона закон 47, 151, 321

Ньютона уравнение 161

Обмуровка 194

Орошение 270 сл.

Отстаивание 13, 321 сл.

Отстойники 323

Очистка газов 321, 348 сл.

Паровое число 260, 269

Паровые машины 134 сл.

Пароперегреватель 126, 211

Паросиловые установки 125 сл.

Парциальное давление 231

Пары

давление 238

движение в сыпучем материале 355 сл.

насыщенные 233

ненасыщенные 233

перегретые 235

скорость в трубопроводах 63

Паскаля закон 32

Пена 320

Перегонка 13, 216, 229 сл., 252

Перегретый пар 235

Перемешивание 16

барботажное 345

гидравлическое 346

механическое 342 сл.

расход энергии 344 сл.

Петролатум 337

Печи трубчатые 189 сл.

вертикальные 192

гарнитура 193

классификация 189 сл.

конвекционные 190

конструкции 192 сл.

коробчатые 192

нагревательные 192

с наклонным сводом 192

обмуровка 194

радиантно-конвекционные 190

радиантные 190

реакционные 192

цилиндрические 19

Пито—Прандтля трубка 61

Планка постоянная 165

Плотность 26, 173

насыпная 357

относительная 26

Пневмотранспорт 367 сл.

Поверхностное натяжение 30

Подвески для труб 193

Подобие, элементы теории 46 сл.

Подогреватели 179

Подшипники 82—83

Полидисперсность 321

Политропические процессы 107 сл.

Помпаж 115

Порозность (пористость) слоя 356

Поршневые насосы 70, 89 сл.

вертикальные 90

горизонтальные 90

двойного действия 90—94

диафрагмовые 91

- Поршневые насосы
 дифференциальные 91—92
 индикаторная диаграмма 97 сл.
 — мощность 97 сл.
 классификация 89 сл.
 многократного действия 91, 93
 для нефтепродуктов 101 сл.
 одинарного действия 91, 93
 плунжерные 91
 полный (манометрический напор)
 100
 приводные 90
 принцип действия 89 сл.
 расчет 95 сл.
 тройного действия 91—94
 четверного действия 91, 93, 95
 эксплуатация 101
 Правило фаз Гиббса 229, 252
Прандтля критерий 163, 183
 Прокладки 65, 67
 Процессы гидравлические 13, 25 сл.
 гидромеханические см. Гидроме-
 ханические процессы
 горения 118 сл., 121
 классификация 13 сл.
 массообменные см. Массообмен-
 ные процессы
 механические 16
 моделирование 23 сл.
 непрерывные 16
 периодические 16
 сжатие газа 106 сл.
 скорость 13, 16
 тепловые 13, 149 сл.
 установившееся состояние 16
 химические см. Химические про-
 цессы
 Псевдоожигенные системы 360 сл.
 Псевдоожигенный (кипящий) слой
 355 сл.
 критические скорости 363
 сопротивление 362
 структура 361
 унос материала 366 сл.
 Пылеуловитель жалюзийный 349
 инерционный 350
 камерный 349
 Пыль 320
 Пьезометрический напор 42
 уклон 42
 Рабочая линия 298
 Равновесные системы 236 сл.
 законы 229 сл.
 изобарные температурные кри-
 вые 239
 изотермы 250, 251
 кривые равновесия 241
 нефтяных фракций 251
 Радиантные трубы 201, 207
 Разрежение 32
 Рассев 16
 Растворители 337
 Растворы идеальные 236, 237
 неидеальные 236
 нормальные 236
 Расход воздуха 121
 жидкости 38, 57, 60, 77
 кислорода 121
 топлива 200
 Расходомер Вентури 60
Рауля закон 237
Рауля—Дальтона закон 237, 252
 Реактор-генератор 381—384
 Реакторы 372
 гидрокрекинга 390—391
 гидроочистки 388—389
 каталитического крекинга 378—
 379, 385—386
 — риформинга 388—389
 конструкции 377 сл.
 с псевдоожигенным слоем 384
 расчет 395
 сернокислотного алкилирования
 393
 Реакции химические
 время реагирования компонен-
 тов 373
 выход продукта 373
 гетерогенные 371, 375
 гомогенные 371
 скорость 372, 374
 степень превращения 373
 тепловой эффект 374—375
 фиктивное время 373
 экзотермические 372
 эндотермические 372
 Реакционная камера для коксования
 395
 Регенератор 381, 386—387
 Резьбовые соединения 64 сл.
Рейнольдса критерий (число) 46, 48,
 51, 61, 163 сл., 183, 322
 Ректификат 255, 277
 Ректификационные колонны
 давление 276 сл.
 конструкция 254
 материальный баланс 256
 насадочные 280 сл.
 орошение 270 сл.
 отвод тепла 270—272
 подвод тепла 273 сл.
 расчет 277
 тарельчатые 286 сл.
 температурный режим 275 сл.
 тепловой баланс 256
 типы 279 сл.
 уравнение рабочей линии
 258 сл.

- Ректификационные колонны
 - число теоретических тарелок 261
- Ректификация 13, 216, 254 сл.
- Ренкина цикл 135
- Решетки распределительные 281, 364, 385
- Рибойлеры 179
- Ротаметр 61
- Сальники 72, 82—85
- Сепарационное устройство 379, 384
- Сжатие газов 112
 - адиабатическое 107
 - изотермическое 106
 - многоступенчатое 110
 - политропическое 107
 - предел 110
- Сжимаемость 28
- СИ (международная система единиц) 19 сл.
- Сил(ы) давления 26, 50
 - объемные 26
 - поверхностного натяжения 26
 - поверхностные 26
 - подъемная (архимедова) 33, 321
 - реакции стенок сосуда 26
 - трения 50
 - тяжести 26, 50
 - центробежная 26
- Скоростной напор 42
- Скорость витания частицы 367
 - истечения жидкости 56
 - процесса 13 сл.
 - псевдооживления 363
 - распространения ударной волны 64
 - расхода жидкости 38, 60
 - скольжения 368
 - химической реакции 372, 374
- Смесители 342 сл.
 - диафрагмовые 346
 - инжекторные 347
 - циркуляционные 347
- Смешивание 16
- Смоченный периметр 38
- Сопротивление(я) 186
 - газовое 214
 - линейные 45
 - местные 45, 54, 57
 - при пневмотранспорте 369
 - псевдооживленного слоя 362
 - при равномерном движении жидкости 49 сл.
 - слоя сыпучего материала 358
 - тарелки 292
- Стантона критерий 162
- Статический напор 79, 116
- Степень черноты тела 166, 169
- Стефана—Больцмана закон 166, 202
- Стокса закон 322
- Суперцентрифуга 338
- Суспензия 320
- Сушка 13, 217
- Сыпучие материалы 355 сл.
 - гранулометрический состав 356
 - порозность (пористость) слоя 356
 - сопротивление слоя 358
 - эквивалентный диаметр частиц 356 сл.
- Тарелки 254, 298, 379, 385
 - аналитический расчет 264 сл.
 - графический расчет 261
 - коэффициент полезного действия 294
 - с переливными устройствами 289
 - провальные 293
 - расчет сопротивления 292
 - теоретическая 254
 - теоретическое число 227, 261, 264 сл.
 - типы 287, 293
- Тарельчатые колонны 286 сл.
- Температурное расширение 28
- Тепло отбросное 132
- Тепловой баланс 16 сл.
 - абсорбера 301 сл.
 - десорбера 305
 - конденсатора 138
 - котельной установки 130
 - ректификационной колонны 256
 - теплообменников 171, 181
 - трубчатой печи 198 сл.
- Тепловой эффект реакции 374—375
- Тепловое напряжение зеркала горения 124
- Тепловое напряжение топочного пространства 123
- Тепловые процессы 13, 149 сл.
 - закономерности 149 сл.
 - излучение 150 сл.
 - изоляция 170
 - конвекция 149
 - передача тепла 150 сл., 161 сл.
 - потери тепла 170
 - потоки 152 сл.
 - температура 152 сл.
 - теплопроводность 149
- Теплонапряженность поверхности нагрева 196
 - радиантных труб 201 сл., 207
 - топочного пространства 197
- Теплоносители 175
- Теплообмен 150, 167, 182, 202
- Теплообменные аппараты 171, 175 сл.
 - воздушного охлаждения 180
 - гидравлический расчет 186 сл.
 - кожухотрубчатые см. Кожухотрубчатые теплообменники

- Теплообменные аппараты
 поверхностные 176
 регенеративные 175
 смещения 176
 тепловой баланс 181
 — расчет 181 сл.
 «труба в трубе» 178 сл.
 Теплоотдача 151
 Теплопередача 149, 151 сл.
 конвекцией 161 сл., 169
 критериальные уравнения 162 сл.
 лучеиспусканием 165 сл., 169
 через стенку 156 сл.
 теплопроводностью 156 сл.
 Теплопотери 172, 200
 Теплопроводность 149, 151, 156 сл., 173
 Теплота сгорания топлива 120
 Теплотехника, основы 118 сл.
 Теплоэнергетика 125
 Термодинамика равновесных систем
 229 сл.
 Термодинамические циклы 141—143
 Тодеса уравнение 363
 Топки 118 сл., 122, 123, 126
 Топливо 118 сл.
 виды 118
 естественное 119
 искусственное 119
 приборы для сжигания 194
 продукты сгорания 197 сл.
 расход 200
 состав 119
 способы сжигания 122 сл.
 теплота сгорания 120 сл.
 технологическое 118
 факел 200
 энергетическое 118
 Торичелли уравнение 56
 Торцовые уплотнения 85 сл.
 Транспортирование 13, 16
 Треугольные диаграммы 307, 308 сл.
 Трубка Пито—Прандтля 61
 Трубопроводы
 гидравлический удар 63
 приведенная длина 55
 расчет 62
 скорость среды 62, 63
 сопротивление 49 сл.
 для сыпучих материалов 359
 и центробежные насосы 79
 элементы 65 сл.
 трубчатые печи 194, 196, 198 сл.
 Туман 320
 Турбины 134, 136 сл.
 Турбогазодувки 113
 Турбокомпрессоры 113
 Турбомашины 113 сл.
 Турбулентный режим 45 сл., 52, 322
 Тягодутьевые устройства 132, 214
- Ударная волна 64
 Удельный вес 27—28
 Удельный объем 27, 28
 Умягчение воды 131
 Уплотнения торцовые 85 сл.
 Уравнение(я)
 Альтшуля 52
 Антуана 235
 Аррениуса 374
 Ашворта 236
 Бакланова 213
 Бернулли 40—43, 55, 60, 74,
 76, 95
 Блазиуса 52
 гидростатики 31
 Дарси—Вейсбаха 51
 Жуковского 64
 изотермы 250, 251, 316
 Исаева 52
 Киреева 235
 Кольбрука—Уайта 52
 Кремсера 299
 критериальные 162 сл.
 Лапласа 30
 линии сырья 263
 Лэнгмюра 316
 массопередачи 222, 223, 296
 Мельпольдера—Хиддингтона 242
 Менделеева 26
 Менделеева—Клапейрона 27, 231
 напряжения трения 50
 неразрывности потока 38 сл.
 Ньютона 161
 потерь напора 50
 рабочей линии 258, 298
 равновесия фаз 242
 скорости истечения 56
 состояния 231, 233
 теплоотдачи 151
 теплопередачи 170, 172
 Тодеса 363
 Торичелли 56
 Фенске 266
 Фурье 159
 центробежного насоса 73 сл.
 Эргуна 359
- Фаза(ы) 217, 229
 дисперсионная 320
 дисперсная 320
 равновесие 220
 сопротивление массопереносу 223
 Факел топлива 200
 Фактор абсорбции 297, 299
 десорбции 304
 разделения 339
 формы 206
 Фенске уравнение 266
 Фильтрат 327

Фильтрование 16, 321, 327
 при постоянной скорости 330
 при постоянном перепаде давле-
 ния 329
 промывка осадка 330
 расчет 328
Фильтры 321, 327
 барабанные 331 сл.
 под давлением 334 сл.
 камерные 336
 нутч-фильтры 331 сл.
 пластинчатые 336
 рамные 334 сл.
 рукавные 351
 фильтр-пресс 334 сл.
Фитинги 65
Фланцевые соединения 65
Флегма 255
Флегмовое число 258, 269
Фонтанирующий слой 355
Форсунки 194 сл.
Фруда закон подобия 48
Фруда критерий 48
Фурье закон 150, 156, 159
Фурье уравнение 159

Химические процессы 16, 371 сл.
Хладоагенты 175
Холодильные установки 145 сл., 175,
 186 сл.
 абсорбционные 147
 диаграммы pV и Ts 146
 компрессионные 145 сл.
 пароэжекторные 148
Хранение 13

Центрифуги отстойные 336
 производительность 340 сл.
 фильтрующие 336
 суперцентрифуга 338
Центрифугирование 16, 321, 336 сл.
Центробежные насосы, 70, 72 сл.
 конструкция 81
 для нефтегазообработки 83 сл.

Центробежные насосы
 нормальный ряд 82
 параллельное соединение 80
 подача 81
 последовательное соединение 80
 принцип действия 72
 рабочая характеристика 78
 расчетные параметры 76 сл.
 и трубопроводы 79
 уравнение 73 сл.
 эксплуатация 82
Цеолиты 315
Циклоны 350, 385

Число единиц переноса 226
 паровое 260, 269
 псевдоожигения 361, 365
 степеней свободы 230
 теоретических тарелок 227, 261,
 298 сл.
 флегмовое 258, 269

Шероховатость поверхности 51, 52
Шлакоудаление 131

Эжектор 138
Эйлера критерий 49
Эквивалентный диаметр 356 сл.
Экономайзер 126
Экстракторы 308, 313 сл.
Экстракция 13, 217, 306 сл.
 методы 307 сл.
 многократная 311
 однократная 309
 противоточная 312
Электродегидратор 324 сл.
Электроочистка газов 321
Электрофильтры 352
Эмульсия 320, 324
Энергия активации 374
 излучения 165
Энтальпия 240
Эргуна уравнение 359

ЮРИЙ КОНСТАНТИНОВИЧ МОЛОКАНОВ

6

Процессы
и аппараты
нефтегазо-
переработки

Редактор Л. В. Швыркова
Художественный редактор Н. В. Носов
Технический редактор В. В. Лебедева
Корректор Т. А. Коченова

ИБ № 481

Сдано в набор 11.01.80. Подп. к печ. 22.09.80.
Т-16198. Формат бумаги 60×90^{1/16}. Бумага тип. № 1.
Гарн. литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 25,5.
Уч.-изд. л. 24,61. Тираж 7800 экз. Зак. 38. Цена 1 р.
Изд. № 1404.

Ордена «Знак Почета» издательство «Химия».
107076, Москва, Стромынка, 13.

Ленинградская типография № 6 Ленинградского производ-
ственного объединения «Техническая книга» Союзполиграф-
прома при Государственном комитете СССР по делам изда-
тельства, полиграфии и книжной торговли.
193144, г. Ленинград, ул. Мойсеенко, 10.