Е. Я. СОКОЛОВ и Н. М. ЗИНГЕР

621
С 594

СТРУЙНЫЕ АППАРАТЫ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА 1960 ЛЕНИНГРАД

ОБЯЗАТЕЛЬНЫЙ ЭКЗ.

ЭТ 5-3

621.52
621.6

В книге изложены теория и методика расчета струйных аппаратов. Основные расчетные уравнения иллюстрируются примерами. Разработана классификация струйных аппаратов. Приведены результаты экспериментальных исследований по определению опытных коэффициентов и для обоснования расчетных зависимостей. Приведены расчет и описание конструкций струйных аппаратов с несжимаемыми и сжимаемыми средами.

Книга предназначена служить пособием для инженерного персонала проектных и эксплуатационных организаций, а также для студентов высших учебных заведений.

814598

Сервисная Государственная Публичная Библиотека им. М. Горького

Авторы *Ефим Яковлевич Соколов, Николай Михайлович Зингер*

СТРУЙНЫЕ АППАРАТЫ

* * *

Редактор *Т. А. Колач* Техн. редактор *Г. Е. Ларионов*

Сдано в пр-во 1/I 1960 г. Подписано к печати 22/IV 1960 г.
Формат бумаги 70×108 1/16 20,4 уч.-изд. л. 17,81 п. л.+1 вклейка
Т-05328 Тираж 5 000 Цена 10 р. 70 к. Зак. 2002

Типография Госэнергоиздата, Москва, Шлюзовая наб., 10.

ПРЕДИСЛОВИЕ

В книге излагаются теория и методика расчета струйных аппаратов.

При составлении книги авторы стремились сохранить единый подход при построении теории и методики расчета аппаратов различного типа и назначения.

Наряду с расчетными зависимостями для определения оптимальных параметров и основных размеров аппаратов приводятся уравнения характеристик, описывающие работу струйных аппаратов при переменном режиме. Знание характеристик особенно важно для выбора системы регулирования и рационального режима использования струйных аппаратов.

В книге рассмотрены все основные типы струйных аппаратов, применяемых на практике.

Книга предназначается в качестве пособия для инженерного персонала проектных и эксплуатационных организаций, а также для студентов высших учебных заведений.

Авторы уделили основное внимание составлению расчетных зависимостей, позволяющих производить инженерный расчет струйных аппаратов. Меньше места в книге отведено трактовке существа внутренних процессов.

Материал книги базируется на теоретических и экспериментальных исследованиях и практических работах, проведенных за последние 12—15 лет под руководством авторов во Всесоюзном теплотехническом институте имени Дзержинского. В книге также использованы основные работы в этой области, опубликованные в советской и иностранной печати.

Большое участие в проведении экспериментального исследования струйных аппаратов, материалы которого использованы в настоящей работе, приняли сотрудники Лаборатории теплофикации Всесоюзного теплотехнического института имени Дзержинского Р. П. Сазонов, К. С. Андреева, Р. Х. Жарова, В. Б. Павлонский и С. З. Пруслина.

Авторы выражают глубокую благодарность доктору техн. наук Л. Д. Берману за ценные замечания при рецензировании рукописи.

Кроме того, авторы считают необходимым отметить работу, проведенную канд. техн. наук Т. А. Колач при редактировании книги.

Гл. 1, 2, 4—6 и 8 написал Е. Я. Соколов, гл. 3, 7, 9 и 10 — Н. М. Зингер.

Авторы

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие 3

Глава первая. **Общие вопросы расчета и проектирования струйных аппаратов** 5

1-1. Принципиальная схема струйного аппарата 5
1-2. Развитие теории струйных аппаратов 6
1-3. Классификация струйных аппаратов 9
1-4. Газодинамические функции . . . 12
1-5. Схемы струйных установок . . . 14

Глава вторая. **Газоструйные компрессоры** 16

2-1. Уравнения для предварительного расчета коэффициента инжекции 16
2-2. Зависимость максимального коэффициента инжекции от температур взаимодействующих потоков 29
2-3. Расчет геометрических размеров газоструйных компрессоров . . . 30
2-4. Характеристики газоструйного компрессора 39
2-5. Влияние основных геометрических параметров аппарата на его характеристику 44
2-6. Влияние температур смешиваемых потоков на работу струйного аппарата 44
2-7. Предельные режимы газоструйных компрессоров 46
2-8. Регулирование работы газоструйных аппаратов 58
2-9. Экспериментальное исследование струйных компрессоров 62
2-10. Промышленная струйно-компрессионная установка 71

Глава третья. **Газоструйные эжекторы** 72

3-1. Основные расчетные уравнения . . 72
3-2. Режимы работы и характеристики многоступенчатых пароструйных эжекторов 80
3-3. Экспериментальное исследование пароструйных эжекторов конденсационных установок 92
3-4. Исследование работы пароэжекторных холодильных установок . . . 105

Глава четвертая. **Газоструйные инжекторы** 110

4-1. Вывод расчетных уравнений . . . 111
4-2. Расчет размеров газоструйного инжектора 114
4-3. Характеристики струйного инжектора 115
4-4. Экспериментальное исследование газоструйных инжекторов 119

Глава пятая. **Струйные насосы** . . 120

5-1. Вывод расчетных уравнений . . . 120
5-2. Расчет размеров струйного насоса 123
5-3. Характеристики струйного насоса 125
5-4. Кавитационные режимы струйных насосов 133
5-5. Экспериментальное исследование струйных насосов 138

Глава шестая. **Струйные аппараты для пневмотранспорта** . . . 144

6-1. Вывод расчетных уравнений . . . 144
6-2. Экспериментальная проверка . . . 150

Глава седьмая. **Водовоздушные эжекторы** 152

7-1. Визуальные наблюдения работы эжектора и замеры давления по длине проточной части 152
7-2. Основные расчетные уравнения . . 154
7-3. Экспериментальное исследование водовоздушного эжектора 160

Глава восьмая. **Струйные аппараты для гидротранспорта** 165

8-1. Методика расчета 165

Глава девятая. **Пароводяные инжекторы** 168

9-1. Вывод основных уравнений и расчетное исследование режимов работы инжектора 168
9-2. Экспериментальное исследование инжектора и проверка расчетных уравнений 178

Глава десятая. **Смешивающие струйные подогреватели** 184

10-1. Экспериментальный стенд; методика проведения испытаний . . . 184
10-2. Влияние конструктивных факторов 186
10-3. Влияние режимных факторов . . 195

Приложения 200
Литература 206

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ СТРУЙНЫХ АППАРАТОВ

1-1. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА СТРУЙНОГО АППАРАТА

Струйными аппаратами называются аппараты, в которых происходит смешение двух потоков разных давлений с образованием смешанного потока со средним давлением *.

Смешиваемые потоки находятся в газовой (паровой) или жидкой фазе или представляют собой смесь газа (пара), жидкости и твердых тел. Среда, находящаяся перед аппаратом при более высоком давлении, называется рабочей.

Рабочим потоком называется поток рабочей среды. Рабочий поток выходит из сопла в приемную камеру струйного аппарата с большой скоростью и увлекает за собой среду, имеющую перед аппаратом более низкое давление. Увлеченный поток называется инжектируемым. Как правило, в струйных аппаратах происходит сначала преобразование потенциальной или тепловой энергии рабочего потока в кинетическую энергию. Кинетическая энергия рабочего потока частично передается инжектируемому потоку. При протекании по струйному аппарату происходит выравнивание скоростей смешиваемых потоков и обратное преобразование кинетической энергии смешанного потока в потенциальную или тепловую энергию.

Принципиальная схема струйного аппарата показана на рис. 1-1. Основные элементы аппарата: рабочее сопло, приемная камера, камера смешения, диффузор.

Потоки рабочей и инжектируемой сред поступают в камеру смешения, где происходит выравнивание скоростей, сопровождающееся, как правило, повышением давления. Из камеры смешения поток поступает в диффузор, где происходит дальнейший рост давления.

Давление смешанного потока на выходе из диффузора выше давления инжектируемого потока, поступающего в приемную камеру.

Повышение давления инжектируемого потока без непосредственной затраты механической энергии является основным, принципиальным качеством струйных аппаратов.

Благодаря этому качеству использование струйных аппаратов во многих отраслях техники позволяет получать более простые и надежные технические решения по сравнению с применением механических нагнетателей (компрессоры, насосы, газодувки, вентиляторы и др.).

Простота схем использования струйных аппаратов наряду с исключительной простотой их конструкции, а также несложность их изготовления обеспечили широкую область использования этих аппаратов в технике. Нет, пожалуй, в настоящее время такой отрасли техники, где бы не применялись струйные аппараты.

В энергетике и близких к ней отраслях техники можно назвать следую-

* В пароводяных инжекторах давление смешаного потока может превышать давление рабочего потока.

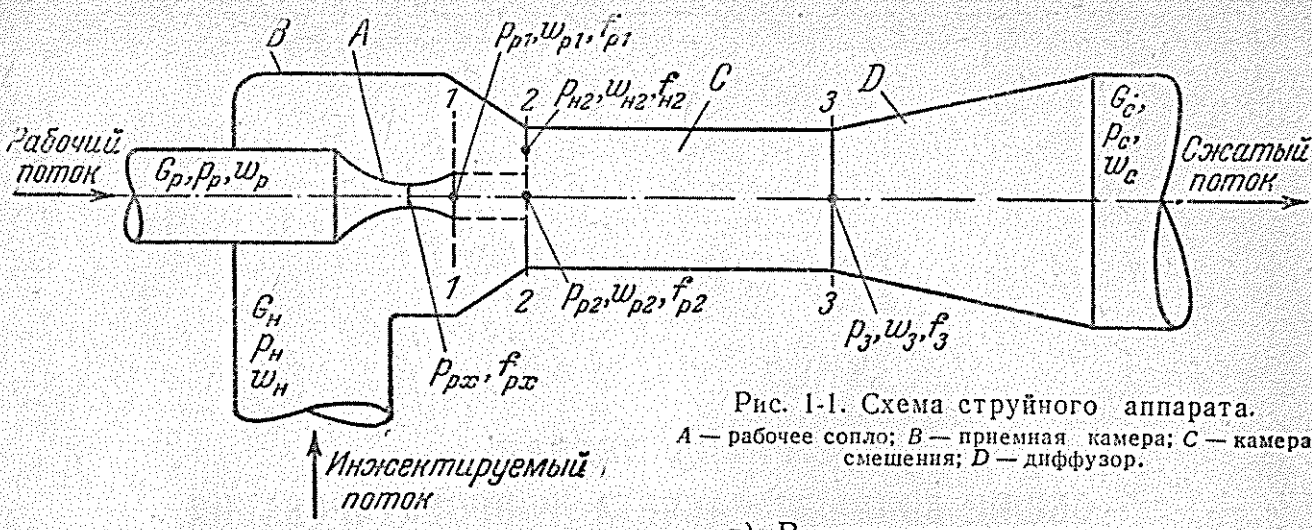


Рис. 1-1. Схема струйного аппарата.
A — рабочее сопло; *B* — приемная камера; *C* — камера смешения; *D* — диффузор.

щие области использования струйных аппаратов:

а) На электростанциях — в устройствах топливосжигания (газовые инжекционные горелки); в системе питания паровых котлов (противокавитационные водоструйные насосы); в системе регулирования паровых турбин (масляные эжекторы); для повышения давления пара из отборов турбин (пароструйные компрессоры); для отсоса воздуха из конденсаторов (пароструйные и водоструйные эжекторы); в системах регенеративного подогрева (струйные подогреватели); для транспорта золы (гидрозолоудаление); в системах воздушного охлаждения электрических генераторов (эжекционные холодильные установки).

б) В теплофикационных установках — в качестве смесителей на отопительных абонентских вводах (водоструйные элеваторы); для повышения давления отработавшего пара производственных агрегатов (пароструйные компрессоры); в системах сбора и возврата конденсата; для отвода воды из каналов и камер подземных теплопроводов (пароструйные и водоструйные инжекторы); для подачи тепловой изоляции в каналы при восстановлении подземных теплопроводов (струйные аппараты для пневмотранспорта).

в) В холодильной технике — в качестве основных и вспомогательных агрегатов эжекционных холодильных установок.

г) В промышленной теплотехнике — в системах топливоподачи, горения и воздухоснабжения печей, масляных системах многих современных машин, стендовых установках для испытания двигателей.

д) В вентиляционных установках — для создания непрерывного тока воздуха через каналы и помещения.

е) В водопроводных установках — для подъема воды из глубоких колодцев и скважин.

ж) Для транспорта твердых сыпучих материалов и жидкостей.

1-2. РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ СТРУЙНЫХ АППАРАТОВ

Явление инжекции было известно уже в XVI в. С начала XIX в. процесс инжекции получил широкое промышленное использование для усиления тяги в дымовой трубе паровоза [Л. 75].

Успешное использование паровых струйных приборов для усиления тяги на паровозах явилось стимулом для применения таких аппаратов во многих других отраслях техники, а также для разработки их теории.

Законы работы струйных дымовытяжных паровозных аппаратов были впервые достаточно полно изучены Цейнером (Zeuner) и изложены в его работе, опубликованной в 70-х годах прошлого столетия [Л. 99].

В дальнейшем Цейнером и Рэнкиным (Rankin) была разработана основа теории струйных аппаратов [Л. 88, 100 и 101].

По теории Цейнера-Рэнкина рабочая и инжектируемая среды, поступающие в камеру смешения, рассматриваются как два раздельных потока. Смешение этих потоков, сопровождающееся выравниванием их скоростей, описывается законом импульсов.

Эта теория используется в большинстве последующих работ. Расчетные зависимости, построенные на ба-

зе этой теории, подтверждаются опытом.

Однако эта теория не может дать полного решения задачи расчета струйных аппаратов. Такие вопросы, как выбор рационального профиля и определение продольных (осевых) размеров аппарата, не могут быть решены на основе теории Цейнера — Рэнкина.

Более широкие возможности для создания теории струйных аппаратов могут быть получены на базе детального изучения гидродинамических явлений, имеющих место в струйном аппарате. Принципиальный интерес с этих позиций представляет работа В. Н. Гончарова [Л. 18], опубликованная около 30 лет назад.

В ряде работ, опубликованных в последующие годы [Л. 1, 3 и 14], на основе общего гидродинамического анализа процесса были рассмотрены задачи расчета осевых размеров и выбора профиля проточной части аппарата.

В течение весьма длительного периода теория струйных аппаратов развивалась главным образом как исследование и разработка методов расчета аппаратов определенного назначения.

Создание общей теории и методики расчета струйных аппаратов затруднялось из-за недостаточного уровня базовых наук, в первую очередь гидромеханики и газовой динамики.

Прогресс, достигнутый этими науками за последние 10—15 лет, позволяет поставить на современном этапе такую задачу.

Развитие техники теплоснабжения и вентиляции явилось стимулом для разработки конструкций и теории расчета струйных насосов (элеваторов) и газоструйных аппаратов с малой степенью расширения и малой степенью сжатия.

В период 1931—1940 гг. в ЦАГИ под руководством К. К. Баулина [Л. 6—8], во ВТИ под руководством Л. Д. Бермана [Л. 9—11], а также в Теплосети Мосэнерго, Гидроэнергетическом институте и других организациях были проведены исследования, в результате которых была разработана методика расчета и созданы достаточно совершенные конструкции струйных аппаратов указанного типа.

На основе проведенных работ был создан метод определения основных размеров этих струйных аппаратов и выведены уравнения характеристик, описывающие работу струйных аппаратов при переменном режиме.

Развитие промышленной теплофикации и рационализации теплового хозяйства промышленных предприятий выдвинуло задачу создания пароструйных аппаратов с большой степенью расширения и умеренной степенью сжатия (пароструйных компрессоров).

В период 1935—1948 гг. в ЦКТИ под руководством А. Н. Ложкина было проведено исследование пароструйных компрессоров и разработана их конструкция [Л. 42].

Результаты этих работ представляют главным образом практический интерес. На основе полученных данных были запроектированы и внедрены в промышленность первые пароструйно-компрессионные установки.

Развитию теории паро- и газоструйных компрессоров значительно способствовали работы по исследованию и разработке методики расчета этих аппаратов, выполненные в период 1944—1948 гг. в ЦАГИ и АН СССР под руководством С. А. Христиановича [Л. 42, 65 и 66].

В этих работах впервые учтена особенность работы струйных аппаратов со сверхкритическим расширением рабочего потока, проявляющаяся в существовании различных статических давлений рабочего и инжектируемого потоков во входном сечении камеры смешения, дано физическое объяснение предельных режимов струйных аппаратов исследованного типа и выведено уравнение для расчета одного из возможных предельных режимов (второго предельного режима).

В совершенствовании методов расчета струйных аппаратов, физическом объяснении процесса, протекающего в приемной камере аппарата, и разработке инженерных расчетных зависимостей для выбора рациональных осевых размеров струйного аппарата большая роль принадлежит теории свободной струи, представленной в наиболее полном и систематизирован-

ном виде в работах Г. Н. Абрамовича [Л. 1 и 2].

Для трактовки существа внутренних процессов, протекающих в газоструйных аппаратах с большой степенью расширения и большой или умеренной степенью сжатия (газоструйные эжекторы и компрессоры), представляют интерес исследования, проведенные в период 1950—1958 гг. в Московском энергетическом институте под руководством М. Е. Дейча [Л. 20—23].

За последние 15—20 лет были проведены в СССР и за рубежом экспериментальные и теоретические исследования паро- и газоструйных эжекторов (аппаратов с большой степенью расширения и большой степенью сжатия).

Стимулом для развития этих работ является широкое применение пароструйных эжекторов в конденсационных установках паровых турбин, а также широкое использование пароэжекторных холодильных установок в системах кондиционирования воздуха.

Из советских исследований в этой области наибольший интерес представляют работы, выполненные во Всесоюзном Теплотехническом институте [Л. 12—16]. В этих работах впервые дан подробный качественный анализ характеристик пароструйных эжекторов конденсационных установок.

За последние 20 лет в СССР и за рубежом был опубликован ряд работ, посвященных систематизации методов расчета струйных аппаратов.

Целевым назначением этих работ, как правило, является вывод формул для расчета основных размеров струйного аппарата рассматриваемого типа для заданных расчетных условий.

Из советских работ к ним относятся книги Г. А. Аронса [Л. 4], П. Н. Каменева [Л. 37], С. Ю. Келлера [Л. 36], Н. А. Ржаницына [Л. 49], П. С. Ярина [Л. 75] и др.

Представляют также интерес работы иностранных авторов: Виганда (J. Wiegand) [Л. 97 и 98], Флюгеля (T. Flügel) [Л. 81], Кинана, Неймана и Люстверка (Keenan, Neumann, Lustwerk) [Л. 84 и 85], Иоганесена (N. Johanesen) [Л. 82] и др.

Значительно меньше было опубликовано работ, посвященных исследованию характеристик струйных аппаратов, т. е. условиям работы струйных аппаратов при переменном режиме.

В советской и иностранной периодической печати большое внимание уделялось усовершенствованию с помощью струйных аппаратов различного рода технологических схем, а также использованию струйных аппаратов для решения технически важных, но частных задач.

Эти статьи не приведены в перечне литературы и не рассматриваются в настоящей работе, поскольку они, как правило, имеют весьма отдаленное отношение к основной задаче настоящей книги — разработке методики расчета струйных аппаратов.

За последние 12—15 лет во ВТИ под руководством авторов было проведено теоретическое и экспериментальное исследование большинства типов струйных аппаратов, применяющихся на практике.

Целью этих работ являлись разработка методики расчета основных размеров струйных аппаратов и вывод уравнений характеристик, описывающих работу струйных аппаратов при переменном режиме.

Проведенные исследования показали, что уравнения, базирующиеся на теоретическом фундаменте, приводят к результатам, хорошо совпадающим с экспериментальными данными.

Основные результаты проведенных исследований были опубликованы в разное время в периодической печати [Л. 24—32 и 51—60], а также в сборниках различных научных конференций.

Полученные результаты показывают, что на базе современной гидромеханики и газовой динамики может быть поставлена задача разработки общей методики расчета струйных аппаратов. Решению этой задачи способствует использование газодинамических функций, широко применяемых в современной газовой динамике [Л. 19].

Авторами сделана попытка решить эту весьма сложную задачу, хотя бы в первом приближении.

1-3. КЛАССИФИКАЦИЯ СТРУЙНЫХ АППАРАТОВ

В настоящее время отсутствует общепринятая классификация струйных аппаратов.

В литературе струйные аппараты одного и того же типа встречаются под самыми различными названиями, например: инжекторы, компрессоры, эжекторы, элеваторы, насосы и др.

В настоящей книге сделана попытка установить классификацию струйных аппаратов исходя из существа происходящих в аппарате процессов.

Процессы, происходящие во всех без исключения струйных аппаратах, описываются тремя законами:

а) сохранения энергии[1]

$$i_р + u i_н = (1 + u) i_с, \qquad (1\text{-}1)$$

где $i_р$, $i_н$, $i_с$ — энтальпии рабочего и инжектируемого потоков до аппарата и смешанного потока после аппарата, *ккал/кг*;

$u = \frac{G_н}{G_р}$ — коэффициент инжекции[2], т. е. отношение весового расхода инжектируемого потока к весозому расходу рабочего потока;

б) сохранения массы

$$G_с = G_р + G_н, \qquad (1\text{-}2)$$

где $G_р$, $G_н$, $G_с$ — весовые расходы рабочего, инжектируемого и смешанного потоков, *кг/сек*;

в) импульсов, который для цилиндрической камеры смешения и условно принятой схемы двух раздельных потоков, поступающих в эту камеру, записывается так:

$$\frac{G_р}{g} w_{р2} + \frac{G_н}{g} w_{н2} - \frac{G_р + G_н}{g} w_з = p_з f_з - (p_{р2} f_{р2} + p_{н2} f_{н2}),$$

где $w_{р2}$, $w_{н2}$, $w_з$ — скорости рабочего и инжектируемого потоков во входном сечении цилиндрической камеры смешения и смешанного потока в выходном сечении этой камеры, *м/сек*;

$p_{р2}$, $p_{н2}$, $p_з$ — статические давления рабочего и инжектируемого потоков во входном сечении цилиндрической камеры смешения и смешанного потока в выходном сечении этой камеры, *кГ/м²*;

$f_{р2}$, $f_{н2}$, $f_з$ — сечения рабочего и инжектируемого потоков при входе в камеру смешения и смешанного потока на выходе из камеры смешения, *м²*.

При цилиндрической камере смешения

$$f_{р2} + f_{н2} = f_з.$$

Здесь и в дальнейшем приняты следующие обозначения и индексы:

Обозначения

G — расход; p — давление; v — удельный объем; i — энтальпия; w — скорость; a — критическая скорость; f — сечение.

Простые нижние индексы

x — критическое сечение; 1 — выходное сечение рабочего сопла; 2 — входное сечение камеры смешения; 3 — выходное сечение камеры смешения; р — рабочий поток перед соплом струйного аппарата; н — инжектируемый поток перед приемной камерой струйного аппарата; с — смешанный (сжатый) поток после диффузора струйного аппарата.

Сложные нижние индексы

Первый знак индекса обозначает поток, второй — сечение:

рx — рабочий поток в критическом сечении сопла;

р$_1$ — рабочий поток в выходном сечении сопла;

р$_2$ — рабочий поток во входном сечении камеры смешения;

н$_2$ — инжектируемый поток во входном сечении камеры смешения.

---

[1] Кинетической энергией рабочего и инжектируемого потоков перед аппаратом и сжатого потока после аппарата пренебрегаем.

[2] Для удобства и общности изложения название «коэффициент инжекции» принято в книге для всех типов струйных аппаратов: инжекторов, эжекторов, струйных насосов и т. п.

В зависимости от свойств и условий взаимодействия рабочего и инжектируемого потоков в струйных аппаратах возникает ряд дополнительных процессов, которые специфичны только для аппаратов определенного типа. Эти процессы существенно отражаются на работе аппаратов данного типа и должны учитываться при их расчете.

Процессы, происходящие в струйных аппаратах, зависят в первую очередь от фазового состояния взаимодействующих сред.

С этих позиций можно все струйные аппараты разбить на следующие три группы:

1. Аппараты, в которых фазовое состояние рабочей и инжектируемой сред одинаково.

2. Аппараты, в которых рабочий и инжектируемый потоки находятся в разных фазах, не изменяющихся в процессе смешения этих потоков.

3. Аппараты с изменяющейся фазностью. В этих аппаратах рабочий и инжектируемые потоки до смешения находятся в разных фазах, а после смешения — в одной фазе, т. е. в процессе смешения изменяется фазность одного из потоков.

К первой группе относятся газо-(паро)струйные компрессоры, эжекторы и инжекторы, а также струйные насосы.

Ко второй группе относятся струйные аппараты для пневмотранспорта, водовоздушные эжекторы и струйные аппараты для гидротранспорта.

К третьей группе относятся пароводяные инжекторы и струйные подогреватели.

Условия работы струйных аппаратов зависят также от упругих свойств взаимодействующих сред.

Под упругими свойствами или сжимаемостью понимается значительное изменение удельного объема среды при изменении ее давления.

На практике применяются струйные аппараты, в которых:

а) обе среды (рабочая и инжектируемая) упруги; б) одна из сред упруга; в) обе среды неупруги.

Работа равнофазных аппаратов с упругими средами зависит в значительной мере от степени сжатия инжектируемой среды, а также от степени расширения рабочей среды.

Под степенью сжатия понимается отношение давления сжатой среды к давлению инжектируемой среды $\left(\frac{p_с}{p_н}\right)$. Под степенью расширения понимается отношение давления рабочей среды к давлению инжектируемой среды $\left(\frac{p_р}{p_н}\right)$.

По этому признаку равнофазные струйные аппараты для упругих сред можно классифицировать следующим образом:

1. Аппараты с большой степенью расширения и умеренной степенью сжатия. Такие аппараты в дальнейшем будем называть газоструйными или пароструйными компрессорами. Рабочей и инжектируемой средами в этих аппаратах являются пар или газ.

Степень расширения рабочего потока в компрессорах велика. Отношение давлений рабочего и инжектируемого потоков перед компрессором во много раз больше критического отношения давлений.

Степень сжатия, развиваемая такими аппаратами, находится в пределах $4 \geqslant \frac{p_с}{p_н} \geqslant 1{,}2$. К ним относятся аппараты для повышения давления отработавшего пара, для повышения давления газа в сети и др.

2. Аппараты с большой степенью расширения и большой степенью сжатия. Такие аппараты обычно применяются в установках, где требуется поддерживать глубокий вакуум. В дальнейшем будем их называть газоструйными или пароструйными эжекторами.

Степень расширения рабочего потока в эжекторах также весьма значительна. Отношение давлений рабочего и инжектируемого потоков перед эжектором $p_р/p_н$ также во много раз больше критического отношения давлений. Степень сжатия, создаваемая такими аппаратами,

$$\frac{p_с}{p_н} \geqslant 4{,}0.$$

3. Аппараты с большой степенью расширения и малой степенью сжатия.

Такие аппараты в дальнейшем будем называть газоструйными или пароструйными инжекторами.

Рабочей и инжектируемой средами в этих аппаратах является пар или газ.

Степень расширения рабочего потока в инжекторах значительна и превышает обычно критическое отношение давлений, но степень сжатия мала:

$$\frac{p_с}{p_н} \leqslant 1{,}2.$$

Поскольку степень сжатия мала, постольку упругие свойства инжектируемого и смешанного потоков проявляются слабо. Поэтому при расчете таких аппаратов в основных расчетных уравнениях могут не учитываться свойства сжимаемости инжектируемого и смешанного потоков. К таким аппаратам относятся: паровоздушные дутьевые инжекторы котлов, воздушные обдувочные инжекторы, газовые инжекционные горелки и др.

На практике применяются также равнофазные струйные аппараты, в которых свойства сжимаемости рабочего и инжектируемого потоков не проявляются. Такие аппараты в дальнейшем будем называть струйными насосами.

Рабочей и инжектируемой средами в этих аппаратах в большинстве случаев является жидкость. К таким аппаратам относятся: водоструйные насосы для откачки воды из скважин и колодцев; элеваторы, широко используемые в теплофикационных системах для присоединения отопительных установок к водяным тепловым сетям, и др.

Рабочей и инжектируемой средами в струйных насосах может быть также газ или пар, но в этом случае степень расширения рабочего тела должна быть значительно меньше критического отношения давлений; должна быть мала также и степень сжатия $\frac{p_с}{p_н} \leqslant 1{,}2$.

Разнофазные струйные аппараты в зависимости от упругих свойств взаимодействующих сред можно разделить на три типа:

1. Аппараты с упругой рабочей и неупругой инжектируемой средами. Сюда относятся пневмотранспортные струйные аппараты (газ инжектирует сыпучее твердое тело или жидкость, пар — твердое тело).

2. Аппараты с неупругой рабочей и упругой инжектируемой средами. Сюда относятся жидкостно-газовые эжекторы, например водовоздушные эжекторы.

3. Аппараты, в которых обе среды неупруги. Сюда относятся аппараты для гидротранспорта твердых сыпучих тел, в которых жидкость инжектирует сыпучее твердое тело.

Струйные аппараты, в которых полностью изменяется агрегатное состояние одного из взаимодействующих потоков, можно разделить на два типа. К первому типу относятся аппараты, в которых рабочей средой является пар, а инжектируемой—жидкость. Сюда относятся парожидкостные инжекторы. Ко второму типу относятся аппараты, в которых рабочей средой является жидкость, а инжектируемой—пар. Сюда относятся струйные подогреватели.

Предлагаемая классификация струйных аппаратов приведена в табл. 1-1. В названии струйного аппарата вначале, как правило, указывается рабочая среда. В этих названиях в значительной мере учтена установившаяся терминология.

Каждый из указанных типов струйных аппаратов имеет свои характерные особенности, которые должны учитываться при его расчете.

В то же время все струйные аппараты имеют много общего, поскольку процесс их работы описывается тремя уравнениями: (1-1) — (1-3).

В настоящей книге по чисто методическим соображениям детально рассмотрены процессы и выведены все расчетные уравнения только для одного типа струйных аппаратов — газоструйных компрессоров.

Путем введения в эти расчетные уравнения ряда дополнительных условий получены уравнения для расчета других типов струйных аппаратов.

Для расчета аппаратов, которые в настоящее время хорошо изучены (сюда относятся все аппараты, кроме жидкостно-газовых эжекторов и струйных подогревателей), в книге приведены теоретические уравнения, базирующиеся на основных законах механики. Опытными величинами в этих уравнениях являются только коэффициенты скорости проточной части аппарата. Для расчета аппаратов,

Таблица 1-1

Классификация струйных аппаратов

Состояние взаимодействующих сред	Название группы аппаратов	Свойства взаимодействующих сред	Степень сжатия, создаваемая аппаратом, $p_c/p_н$	Название аппаратов
Фазовое состояние рабочей и инжектируемой сред одинаково	Равнофазные	Упругие среды	1,2—4	Газо(паро)струйные компрессоры
			>4	Газо(паро)струйные эжекторы
			<1,2	Газо(паро)струйные инжекторы
		Неупругие среды	Любая	Струйные насосы
Фазовое состояние рабочей и инжектируемой сред неодинаково	Разнофазные	Рабочая—упругая, инжектируемая—неупругая	»	Струйные аппараты для пневмотранспорта
		Рабочая—неупругая, инжектируемая—упругая	»	Водовоздушные эжекторы
		Рабочая и инжектируемая—неупругие	»	Струйные аппараты для гидротранспорта
Фазовое состояние одной из сред изменяется	Изменяющейся фазности	Рабочая—упругая, инжектируемая—неупругая	»	Пароводяные инжекторы
		Рабочая—неупругая, инжектируемая—упругая	»	Пароводяные смешивающие подогреватели

которые менее изучены, приходится применять уравнения, частично построенные на эмпирических закономерностях.

1-4. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ФУНКЦИИ

При расчете газоструйных и пароструйных аппаратов удобно использовать газодинамические функции, связывающие приведенную адиабатную скорость газа с его термодинамическими параметрами [Л. 19]. Применение газодинамических функций значительно упрощает инженерные расчеты аппаратов.

Под приведенной адиабатной скоростью понимается отношение скорости газа при его адиабатном течении к критической скорости:

$$\lambda = \frac{w_a}{a_x}, \qquad (1\text{-}4)$$

где w_a — адиабатная скорость, *м/сек*;
a_x — критическая скорость, *м/сек*.

Критическая скорость газа

$$a_x = \sqrt{2g\frac{k}{k+1}}\sqrt{RT_0} = \sqrt{2g\frac{k}{k+1}}\sqrt{p_0 v_0}\ м/сек, \qquad (1\text{-}5)$$

где p_0 ($кГ/м^2$), v_0 ($м^3/кг$) и T_0 (°К) — давление, удельный объем и абсолютная температура газа в адиабатно заторможенном (неподвижном) состоянии;

$k = \frac{c_p}{c_v}$ — показатель адиабаты;

R — газовая постоянная, $кГм/кг \cdot °К$;

$g = 9{,}81\ м/сек^2$ — ускорение свободно падающего тела.

Параметр λ может изменяться в пределах от $\lambda = 0$, что соответствует

неподвижному потоку, до $\lambda_{макс} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}$, что соответствует истечению потока в абсолютную пустоту [см. формулу (1-7)].

Для двухатомных газов

$$k = 1{,}4;\ \sqrt{2g\frac{k}{k+1}} = 3{,}38;$$

$$\lambda_{макс} = 2{,}45;$$

для перегретого водяного пара

$$k = 1{,}3;\ \sqrt{2g\frac{k}{k+1}} = 3{,}33;$$

$$\lambda_{макс} = 2{,}75;$$

для сухого насыщенного водяного пара

$$k = 1{,}13;\ \sqrt{2g\frac{k}{k+1}} = 3{,}22;$$

$$\lambda_{макс} = 4{,}05.$$

Наиболее часто используются следующие газодинамические функции:

Функция $\tau(\lambda)$—относительная температура, т. е. отношение абсолютной температуры T движущегося газа в данном сечении к абсолютной температуре торможения:

$$\tau = \frac{T}{T_0} = 1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2. \qquad (1\text{-}6)$$

Функция $\Pi(\lambda)$—относительное давление, т. е. отношение статического давления p движущегося газа в данном сечении к давлению торможения p_0:

$$\Pi = \frac{p}{p_0} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}}. \qquad (1\text{-}7)$$

Функция $\varepsilon(\lambda)$—относительный удельный вес, т. е. отношение удельного веса γ движущегося потока в данном сечении к удельному весу γ_0 заторможенного потока:

$$\varepsilon = \frac{\gamma}{\gamma_0} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}. \qquad (1\text{-}8)$$

Функция $\beta(\lambda)$—относительный удельный объем, т. е. отношение удельного объема v движущегося потока в данном сечении к удельному объему v_0 заторможенного потока:

$$\beta = \frac{v}{v_0} = \frac{1}{\left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}}. \qquad (1\text{-}9)$$

Под параметрами торможения T_0, p_0, γ_0, v_0 понимаются абсолютная температура, давление, удельный вес и удельный объем газа при адиабатном снижении его скорости до нуля.

В приложении 1 показана взаимосвязь основных газодинамических функций.

При адиабатной скорости газа, равной критической, т. е. при $\lambda = 1$, рассмотренные газодинамические функции имеют следующие значения:

$$\tau_x = \frac{T_x}{T_0} = \frac{2}{k+1}; \qquad (1\text{-}10)$$

$$\Pi_x = \frac{p_x}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}; \qquad (1\text{-}11)$$

$$\varepsilon_x = \frac{\gamma_x}{\gamma_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}; \qquad (1\text{-}12)$$

$$\beta_x = \frac{v_x}{v_0} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}}, \qquad (1\text{-}13)$$

где T_x, p_x, γ_x, v_x — абсолютная температура, статическое давление, удельный вес и удельный объем адиабатно движущегося газа при критической скорости.

В приложении 2 приведены числовые величины $\lambda_{макс}$ и основных газодинамических функций при $\lambda = 1$ для четырех значений показателя адиабаты газа.

В приложениях 3—5 приведены значения функций $\tau(\lambda)$, $\Pi(\lambda)$, $\varepsilon(\lambda)$, $q(\lambda)$ для трех значений показателя адиабаты: 1,4; 1,3; 1,13, а в приложении 6 (вкладка) показано графическое протекание функций $\tau(\lambda)$, $\Pi(\lambda)$, $\varepsilon(\lambda)$, $q(\lambda)$.

Из более сложных газодинамических функций при расчете струйных аппаратов весьма часто используется функция $q(\lambda)$, представляющая собой относительную плотность тока, т. е. отношение весовой плотности $w\gamma$ *кг/м²·сек* адиабатно движущегося потока в данном сечении к весовой

плотности этого потока $a_x\gamma_x$ *кг/м²·сек* в критическом сечении:

$$q=\frac{w\gamma}{a_x\gamma_x}=\frac{w}{a_x}\cdot\frac{\gamma}{\gamma_0}\cdot\frac{\gamma_0}{\gamma_x}=\frac{\lambda\varepsilon}{\varepsilon_x}. \quad (1\text{-}14)$$

Из смысла определения следует, что функция q равна отношению критического сечения потока к данному сечению:

$$q=\frac{f_x}{f}. \quad (1\text{-}15)$$

Для критического сечения $f=f_x$, $\varepsilon=\varepsilon_x$, $\lambda=\lambda_x$ и

$$q_x=\lambda_x=1. \quad (1\text{-}16)$$

В различных модификациях функцию $q(\lambda)$ можно записать так:

$$q=\frac{f_x}{f}=\frac{\varepsilon\lambda}{\varepsilon_x}=\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}}\times$$

$$\times\lambda\left(1-\frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}=$$

$$=\lambda_{\text{макс}}\left(\frac{\Pi}{\Pi_x}\right)^{\frac{1}{k}}\sqrt{1-\Pi^{\frac{k-1}{k}}}=$$

$$=\lambda_{\text{макс}}\frac{\varepsilon}{\varepsilon_x}\sqrt{1-\varepsilon^{k-1}}. \quad (1\text{-}17)$$

Значения функции $q(\lambda)$ приведены в приложениях 1—5, а протекание функции $q(\lambda)$ показано в приложении 6 (вкладка).

При $\lambda=0$ $q=0$;
при $\lambda=1$ $q=1$;
при $\lambda=\lambda_{\text{макс}}$ $q=0$.

Влияние показателя адиабаты на значение функции q сказывается заметно только в сверхкритической области при $\lambda>1$.

В докритической области влияние показателя адиабаты на значение функции $q(\lambda)$ незначительно.

Значение $q=1$ соответствует $\lambda=1$.

Как видно из уравнения (1-17), значению $q=0$ или $\lambda\left(1-\frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}=0$ соответствуют два значения λ. Одно из них $\lambda=0$, т. е. скорость потока равна нулю. Второе

$$\left(1-\frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}=0,$$

или

$$\lambda=\sqrt{\frac{k+1}{k-1}}=\lambda_{\text{макс}},$$

что соответствует истечению потока в абсолютный вакуум. Как видно из таблицы приложения 1,

$$\lambda=\sqrt{\frac{k+1}{k-1}}=\lambda_{\text{макс}} \text{ при } \Pi=0.$$

При истечении в абсолютный вакуум приведенная скорость потока $\lambda=\lambda_{\text{макс}}$, но относительный удельный вес потока $\varepsilon=0$, так как $\Pi=0$; поэтому $q=\frac{\lambda\varepsilon}{\varepsilon_x}=0$.

1-5. СХЕМЫ СТРУЙНЫХ УСТАНОВОК

Струйные установки могут выполняться как в виде одного, так и в виде группы струйных аппаратов, включенных последовательно или параллельно.

При последовательной схеме включения струйных аппаратов полный перепад давлений $(p_c-p_н^{I})$ или полная степень сжатия $\left(\frac{p_c}{p_н^{I}}\right)$ осуществляются в нескольких последовательно включенных аппаратах (ступенях). Здесь $p_н^{I}$ — давление всасывания первой ступени; p_c — давление сжатия последней ступени. Каждый из последовательно включенных аппаратов создает часть полного перепада давлений (или степени сжатия).

При последовательной схеме включения давления сжатия (нагнетания) первой ступени p_c^{I} практически равно[1] давлению всасывания второй ступени $p_н^{II}$, т. е. $p_c^{I}=p_н^{II}$.

Аналогично давление сжатия второй ступени равно давлению всасывания третьей ступени: $p_c^{II}=p_н^{III}$ и т. д. Суммарный коэффициент инжекции многоступенчатой струйной установки определяется как отношение расхода инжектируемой среды первой (нижней) ступени к суммарному расходу рабочей среды во всех ступенях установки:

$$u=\frac{G_н^{I}}{\Sigma G_р}. \quad (1\text{-}18а)$$

[1] Если пренебречь потерей давления в соединительной линии.

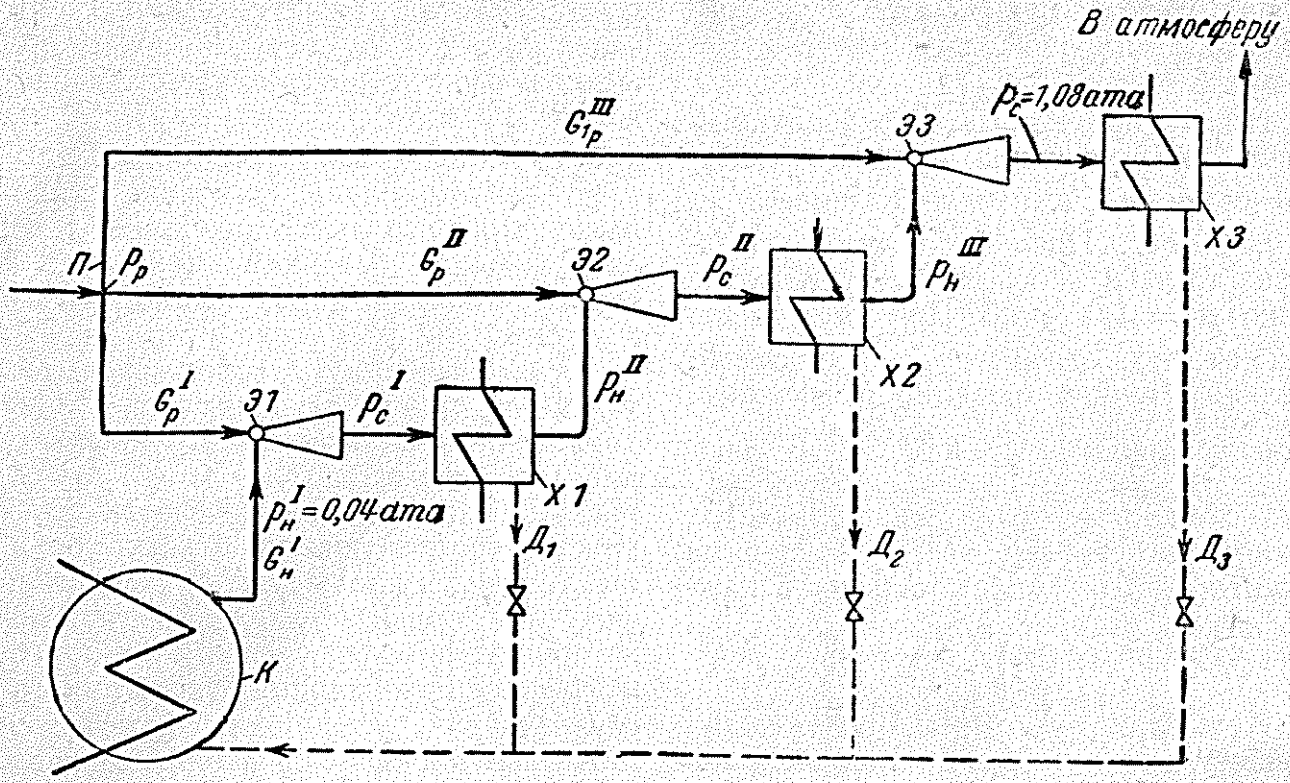


Рис. 1-2. Принципиальная схема трехступенчатой паровоздушной эжекторной установки.
Э1, Э2, Э3—эжекторы первой, второй и третьей ступеней; *Х1, Х2, Х3*—холодильники первой, второй и третьей ступеней; *К*—конденсатор, из которого отсасывается паровоздушная смесь; *П*—коллектор рабочего пара; *Д1, Д2, Д3*—дренажи конденсата из холодильников первой, второй и третьей ступеней.

При двухступенчатой схеме

$$u = \frac{G_н^I}{G_p^I + G_p^I}. \qquad (1\text{-}18б)$$

При трехступенчатой схеме

$$u = \frac{G_н^I}{G_p^I + G_p^{II} + G_p^{III}}, \qquad (1\text{-}18в)$$

где $G_н^I$ — расход инжектируемой среды в первой ступени;

G_p^I, G_p^{II}, G_p^{III} — расходы рабочей (инжектирующей среды) в первой, второй и третьей ступенях.

При заданных давлениях инжектируемой среды в первой ступени $p_н^I$, сжатой среды после струйной установки p_c и рабочей среды перед струйной установкой p_p энергетическая эффективность струйной установки характеризуется суммарным коэффициентом инжекции u.

Чем больше суммарный коэффициент инжекции u, тем меньше расходуется рабочей среды ΣG_p на повышение давления заданного количества инжектируемой среды $G_н^I$ от давления $p_н^I$ до давления p_c.

Если в промежутке между ступенями из установки выводится значительное количество смешанной среды, вследствие чего расход инжектируемой среды через каждую последующую ступень меньше, чем расход смешанной среды после предыдущей ступени, то суммарный коэффициент инжекции многоступенчатой установки, как правило, получается бо́льшим, чем коэффициент инжекции одноступенчатой установки. В этих условиях применение многоступенчатых струйных установок вместо одноступенчатых оправдывается энергетически. Такие условия имеют место в пароэжекторных установках конденсаторов паровых турбин, воздушных эжекторах эжекционных холодильных установок, установках струйных насосов, подающих воду с одного горизонта в линии, находящиеся под различными давлениями, и т. п.

На рис. 1-2 показана принципиальная схема трехступенчатой паровоздушной эжекторной установки для

отвода паровоздушной смеси из конденсатора паровой турбины в атмосферу.

Инжектируемая паровоздушная смесь, поступающая в эжектор первой ступени *Э1*, имеет давление $p_н^I = 0{,}04$ *ата*. После диффузора эжектора третьей ступени *Э3* давление равно $p_с = 1{,}08$ *ата*. При этом давлении воздух отводится в атмосферу. Полная степень сжатия, развиваемая этой установкой, $\frac{p_с}{p_н^I} = 27$. Если полная степень сжатия распределяется равномерно между тремя ступенями эжектора, то степень сжатия в каждой ступени равна $\sqrt[3]{\frac{p_с}{p_н^I}} = 3$.

Как видно из схемы, после каждой ступени эжектора установлен холодильник *X*, в котором паровоздушная смесь, выходящая из эжектора, охлаждается холодной водой.

В холодильнике конденсируется значительное количество пара, содержащегося в паровоздушной смеси после эжектора, и конденсат выводится из установки, благодаря чему сокращается расход эжектируемой среды через последующую ступень эжектора, а это в свою очередь приводит к снижению расхода рабочего пара $G_р$ на работу эжекционной установки.

В данном случае наличие холодильников позволяет еще, кроме того, сохранить на станции конденсат и тепло рабочего пара, используемого в эжекторной установке.

Если отсутствует отвод среды из установки между ступенями, то последовательное включение струйных аппаратов невыгодно. В этом случае расход инжектируемой среды через каждую последующую ступень больше, чем через предыдущую, вследствие чего, как правило, увеличивается также расход рабочей среды. Суммарный коэффициент инжекции такой многоступенчатой установки получается ниже, чем одноступенчатой установки, рассчитанной на ту же полную степень сжатия, что и многоступенчатая.

Суммарный коэффициент инжекции многоступенчатой установки без промежуточного отвода среды из установки может быть выражен через коэффициенты инжекции отдельных ступеней установки.

ГЛАВА ВТОРАЯ

ГАЗОСТРУЙНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

2-1. УРАВНЕНИЯ ДЛЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТА ИНЖЕКЦИИ

Наиболее общим случаем расчета струйных аппаратов, в которых не происходит изменения агрегатного состояния, является расчет однофазных струйных аппаратов с большой степенью расширения и умеренной степенью сжатия. Такие газоструйные аппараты обычно называются струйными компрессорами.

К выводу уравнения для расчета таких аппаратов мы сейчас и приступим.

На рис. 2-1 представлена принципиальная схема струйного компрессора; под ней показано изменение статических давлений. Рабочий газ с давлением $p_р$ и скоростью $w_р$ подводится к рабочему соплу[1]. Последнее имеет расширяющуюся форму, поскольку степень расширения газа в сопле $\frac{p_р}{p_н} > \frac{1}{\Pi_x}$.

В результате расширения давление газа в сопле падает от $p_р$ до $p_{р1} = p_н$, а скорость увеличивается от $w_р$ до $w_{р1}$. Скорость газа $w_{р1}$ в сечении $f_{р1}$ на выходе из сопла больше критической скорости $a_{рx}$, которой газ достигает в критическом сечении сопла $f_{рx}$. Рабочий газ, выходящий из

[1] Поскольку скорость газа $w_р$ в подводящем трубопроводе, как правило, невелика, то давление газа $p_р$ практически равно давлению торможения, т. е. давлению, которое газ имеет в неподвижном состоянии.

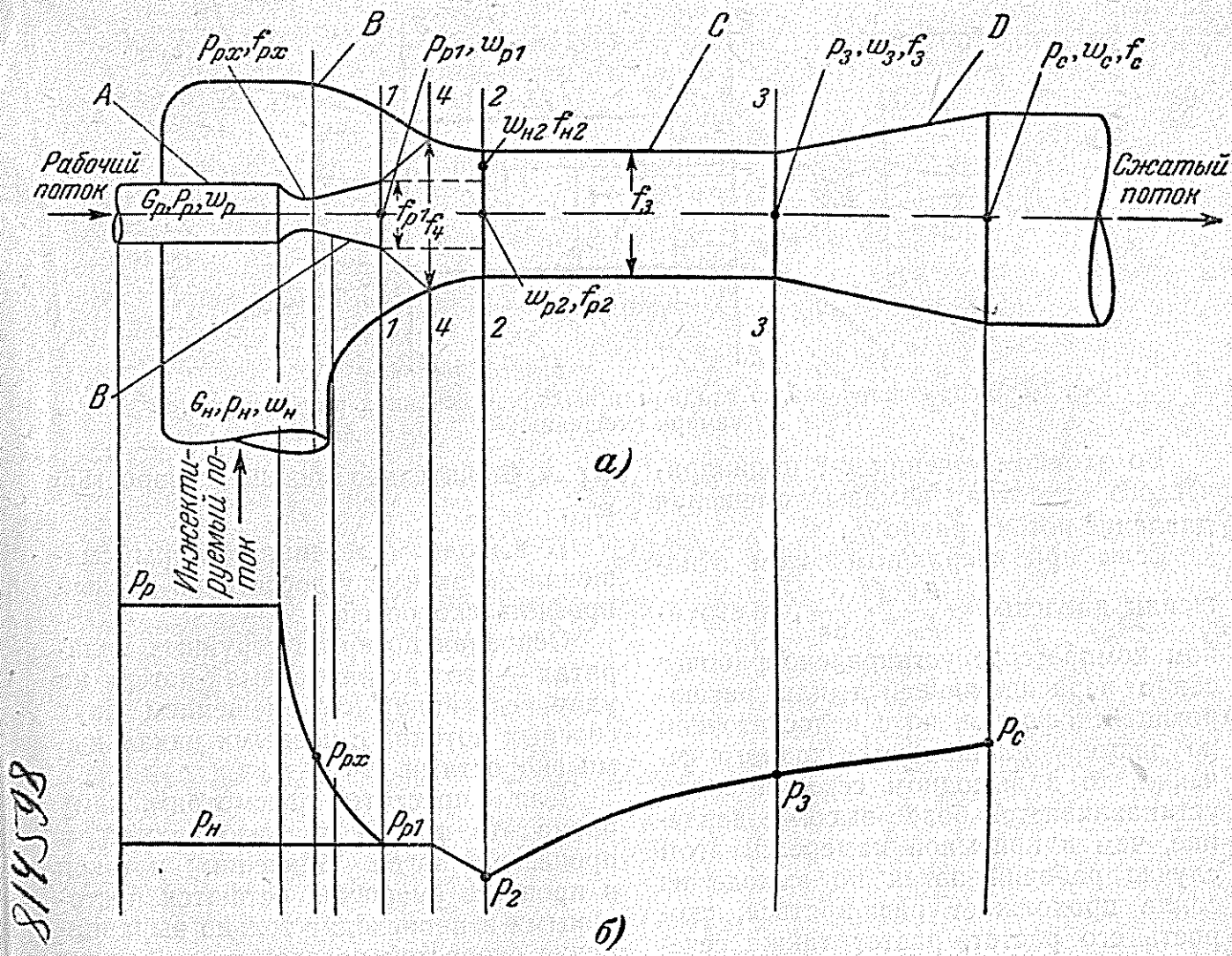


Рис. 2-1. Схема струйного компрессора.

а — схема струйного аппарата; *б* — изменение давлений вдоль струйного аппарата; *A* — рабочее сопло; *B* — приемная камера; *C* — камера смешения; *D* — диффузор.

сопла в приемную камеру со скоростью $w_{р1}$, подсасывает из приемной камеры газ, который подводится в приемную камеру с давлением $p_н$.

По мере удаления от сопла весовой расход движущегося потока непрерывно увеличивается за счет инжектируемой среды, а поперечное сечение движущегося потока непрерывно растет. На некотором расстоянии от выходного сечения сопла поток, движущийся по направлению к камере смешения, заполняет все сечение f_4 приемной камеры.

Весовой расход движущегося потока достигает в этом сечении величины

$$G_р + G_н,$$

где $G_р$ — расход рабочего газа, *кг/сек*;

$G_н$ — расход инжектируемого газа, *кг/сек*.

Профиль скоростей в этом сечении имеет большую неравномерность по радиусу. На границе струи скорость мала. На оси струи скорость потока близка к скорости истечения рабочего потока из сопла $w_{р1}$.

Сечение, занимаемое потоком, при дальнейшем движении определяется профилем струйного аппарата, так как любое сечение струйного аппарата правее сечения f_4 заполнено движущимся потоком.

Сечение f_4 является конечным сечением приемной камеры и начальным сечением камеры смешения.

В большинстве случаев, когда основная часть камеры смешения имеет цилиндрическую форму с сечением $f_3 < f_4$ и движущийся поток проходит через входной участок камеры смешения, на котором его сечение уменьшается от f_4 до f_3, скорость потока на этом участке растет, а давление падает.

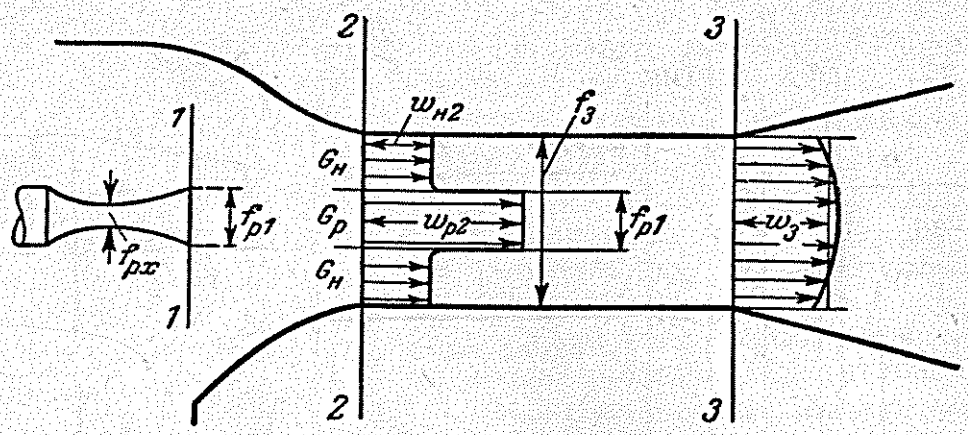


Рис. 2-2. Эпюры скоростей во входном и выходном сечениях цилиндрической камеры смешения.

Во входном сечении *2-2* цилиндрического участка камеры смешения давление потока равно p_2.

Если при сверхкритическом отношении давлений $\frac{p_р}{p_н} > \frac{1}{\Pi^x}$, в струйном компрессоре установлено рабочее сопло нерасширяющейся или расширяющейся формы, но с недостаточной по размеру площадью выходного сечения, то в выходном сечении сопла устанавливается более высокое давление, чем в приемной камере. В этом случае рабочий поток по выходе из сопла продолжает расширяться, скорость его растет, растет также сечение, занимаемое этим потоком, т. е. рабочий поток на некоторой длине пути по выходе из сопла ведет себя так же, как и в расширяющейся части сопла.

По мере удаления от сопла давления рабочего и инжектируемого потоков выравниваются и на некотором расстоянии от сопла делаются одинаковыми.

На рис. 2-2 схематически показан профиль скоростей в двух крайних сечениях цилиндрической камеры смешения: входном и выходном.

Во входном сечении камеры смешения профиль скоростей весьма неравномерен. Можно условно представить себе поток во входном сечении, состоящим из двух соосных потоков [1]: центрального с весовым расходом $G_р$ и большой средней скоростью $w_{р2}$ и периферийного с весовым расходом $G_н$ и значительно меньшей скоростью $w_{н2}$.

В выходном сечении камеры смешения поток имеет достаточно ровный профиль скоростей.

Основная потеря в струйных аппаратах — это так называемая потеря на удар, связанная со смешением двух соосных потоков с разными начальными скоростями.

Для простоты рассмотрим, чему равна эта потеря при изобарическом процессе, когда давления потоков в процессе смешения остаются постоянными и происходит только выравнивание скоростей потоков.

В действительности в камере смешения происходит более сложный процесс, сопровождающийся изменением давления в процессе выравнивания скоростей потоков.

При изобарическом смешении количество движения смеси равно сумме количеств движения смешиваемых потоков:

$$\frac{G_р + G_н}{g} w_з = \frac{G_р}{g} w_{р2} + \frac{G_н}{g} w_{н2} \; кг, \quad (2\text{-}1)$$

откуда

$$w_з = \frac{G_р w_{р2} + G_н w_{н2}}{G_р + G_н} \; м/сек.$$

Кинетическая энергия потоков до смешения равна:

рабочего потока

$$E_{р2} = \frac{G_р}{2g} w_{р2}^2 \; кГ \cdot м/сек; \quad (2\text{-}2)$$

инжектируемого потока

$$E_{н2} = \frac{G_н}{2g} w_{н2}^2 \; кГ \cdot м/сек. \quad (2\text{-}3)$$

[1] Такой профиль скоростей будет иметь место, если выходное сечение рабочего сопла $f_{р1}$ совместить с входным сечением цилиндрической камеры смешения *2-2*.

Кинетическая энергия потока после смешения

$$E_з = \frac{G_р + G_н}{2g} w_з^2 =$$

$$= \frac{1}{2g} \cdot \frac{(G_р w_{р2} + G_н w_{н2})^2}{(G_р + G_н)} \quad кГ \cdot м/сек. \quad (2\text{-}4)$$

Потеря на удар при смешении равная разности кинетических энергий потоков до и после смешения:

$$\Delta E = E_{р2} + E_{н2} - E_з =$$

$$= \frac{1}{2g} \cdot \frac{G_р G_н}{G_р + G_н} (w_{р2} - w_{н2})^2 \quad кГ \cdot м/сек. \quad (2\text{-}5)$$

Удельная потеря на удар, отнесенная к единице расхода смеси,

$$\delta E = \frac{\Delta E}{G_р + G_н} = \frac{1}{2g} \times$$

$$\times \frac{u}{(1+u)^2} (w_{р2} - w_{н2})^2 \quad кГ \cdot м/кг, \quad (2\text{-}6)$$

где

$$u = \frac{G_н}{G_р}.$$

Как видно из формулы (2-6), потеря на удар пропорциональна квадрату разности скоростей потоков в начале смешения. Поэтому увеличение скорости инжектируемого потока $w_{н2}$ при входе в камеру смешения снижает потерю на удар.

При постоянном по сечению значении скоростей рабочего и инжектируемого потоков в начале смешения удельная потеря на удар зависит от коэффициента инжекции аппарата. Максимум удельной потери на удар имеет место при $u=1$.

Удельная потеря на удар равна нулю при значении коэффициента инжекции $u=0$.

Процесс выравнивания скоростей в камере смешения струйных аппаратов сопровождается изменением давления. Теоретические методы выбора оптимальной формы камеры смешения пока не разработаны. Экспериментально установлено, что цилиндрическая камера смешения дает бо́льшую степень восстановления давления по сравнению с камерами другого профиля. Поэтому цилиндрическая форма камеры смешения получила

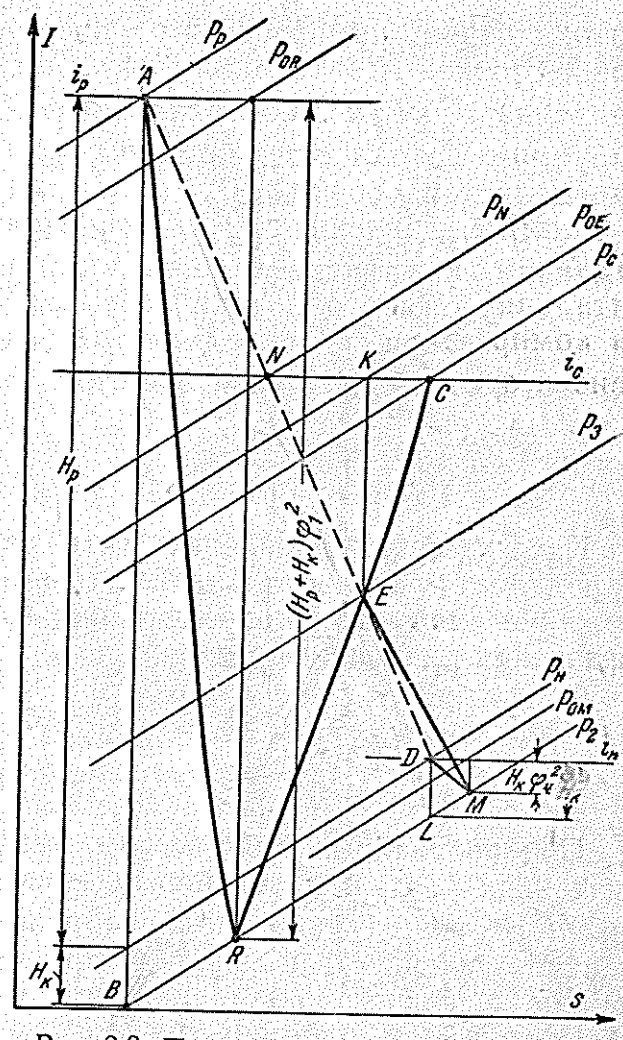


Рис. 2-3. Процесс струйного компрессора в *is*-диаграмме.

в струйных аппаратах основное применение.

Только при больших степенях сжатия, что обычно имеет место в газоструйных эжекторах, когда в цилиндрической камере смешения наступают предельные режимы, от этой формы камеры смешения приходится отказываться (этот вопрос рассмотрен подробно в гл. 3).

В цилиндрической камере смешения процесс выравнивания скоростей сопровождается ростом давления. Давление в цилиндрической камере смешения растет от p_2 на входе до $p_з$ на выходе из камеры смешения. Далее поток поступает в диффузор, где давление его растет от $p_з$ до $p_с$, а скорость падает от $w_з$ до $w_с$. При давлении $p_с$ со скоростью $w_с$ смешанный поток выходит из струйного аппарата.

На рис. 2-3 представлен процесс работы газоструйного компрессора в *Is*-диаграмме. Состояние рабочего

потока перед компрессором определяется точкой A: энтальпия $i_р$ *ккал/кг*, давление $p_р$ *кГ/м²*. Состояние инжектируемого потока перед компрессором определяется точкой D: энтальпия $i_н$ *ккал/кг*, давление $p_н$ *кГ/м²*. При заданном коэффициенте инжекции u энтальпия сжатого потока на выходе из компрессора $i_с$ определяется на основе закона сохранения энергии:

$$i_с = \frac{i_р + u i_н}{1 + u}.$$

Как известно, давление газа не определяется его энтальпией. Это положение следует непосредственно из уравнения энергии

$$i = c_р T = \frac{1}{427} \cdot \frac{k}{k-1} RT = \frac{1}{427} \cdot \frac{k}{k-1} pv. \qquad (2\text{-}7)$$

При постоянных для данного газа значениях k, $c_р$ и R заданному значению i соответствуют вполне определенное значение T и вполне определенное значение произведения pv.

Однако при одном и том же значении произведения pv значения сомножителей p и v могут быть самыми различными. Чем меньше потерь в струйном аппарате, тем выше давление сжатого газа $p_с$ после аппарата и соответственно меньше его удельный объем $v_с$.

В идеальном струйном аппарате без потерь состояние сжатого потока в is-диаграмме определяется точкой N пересечения прямой AD с линией $i_с = \text{const}$. Давление сжатого потока после аппарата в идеальном случае было бы равно p_N.

Это следует из того, что при идеальном процессе изменение энтропии системы равно нулю. Поэтому энтропия сжатого потока в этом случае определится по формуле

$$s = \frac{s_р + u s_н}{1 + u}, \qquad (2\text{-}8)$$

где $s_р$ и $s_н$ — энтропии рабочего и инжектируемого потоков перед аппаратом.

Так как действительный процесс струйной компрессии происходит с потерями, то значение энтропии сжатого потока после струйного компрессора больше величины s_N, определяемой по формуле (2-8), а давление сжатого потока ниже величины p_N. Чем меньше потери в аппарате, тем ближе к p_N давление сжатого потока.

Рабочий поток, поступающий в компрессор, расширяется в сопле и на входном участке камеры смешения от давления $p_р$ до давления p_2.

Состояние рабочего потока в конце этого расширения определяется точкой R.

В результате превращения $(H_р + H_к)\varphi_1^2$ *ккал/кг* тепловой энергии в кинетическую скорость рабочего потока во входном сечении цилиндрической камеры смешения достигает $w_{р2}$ *м/сек*. Коэффициент скорости φ_1 учитывает потери при расширении рабочего потока.

Инжектируемый газ расширяется на входном участке камеры смешения от давления $p_н$ до давления p_2.

Состояние инжектируемого потока в конце этого расширения определяется точкой M. В результате превращения $H_к \varphi_4^2$ *ккал/кг* тепловой энергии в кинетическую скорость инжектируемого потока во входном сечении цилиндрической камеры смешения достигает $w_{н2}$ *м/сек*. Коэффициентом скорости φ_4 учитываются потери при расширении инжектируемого потока.

В камере смешения происходит выравнивание скоростей и повышение давления перемешиваемых потоков. Состояние потока в конце камеры смешения определяется точкой E. Поток имеет среднюю скорость w_3 и статическое давление p_3.

Далее поток поступает в диффузор. В последнем происходит преобразование кинетической энергии в потенциальную и тепловую. Состояние потока после диффузора определяется точкой C. Статическое давление потока равно $p_с$ и энтальпия его равна $i_с$.

Несовершенство процессов, происходящих в отдельных элементах компрессора и в компрессоре в целом, характеризуется падением полного

давления движущегося потока. Чем больше величина падения полного давления, тем менее совершенен процесс.

Под полным давлением поднимается давление, которое может быть получено при изоэнтропическом торможении потока, т. е. превращении без потерь всей кинетической энергии потока в потенциальную и тепловую.

Поскольку скорость рабочего потока перед компрессором мала, полное давление рабочего потока перед компрессором практически равно $p_р = p_{0р}$.

Во входном сечении *2-2* цилиндрической камеры смешения состояние рабочего потока определяется точкой R, а полное давление потока равно p_{0R}. Падение полного давления рабочего потока на этом участке равно $(p_{0р} - p_{0R})$.

При идеальном процессе расширения рабочего потока состояние потока во входном сечении камеры смешения определяется точкой B, а полное давление потока остается неизменным.

Полное давление инжектируемого потока перед компрессором $p_{0н} = p_н$. Падение полного давления инжектируемого потока на входном участке камеры смешения равно $p_{0н} - p_{0м}$. Падение полного давления смешанного потока в диффузоре равно $p_{0Е} - p_с$. Падение полного давления в компрессоре в целом равно $p_N - p_с$.

Составим уравнение импульсов для цилиндрического участка камеры смешения между сечениями *2-2* и *3-3* (рис. 2-1). Изменение количества движения равно импульсу силы.

Считая при расчетном режиме статические давления p_2 и p_3 постоянными по сечению, можно уравнение импульсов записать так:

$$\varphi_2\left[\frac{G_р}{g}w_{р2} + \frac{G_н}{g}w_{н2}\right] - \frac{G_р + G_н}{g}w_3 = (p_3 - p_2)f_3. \quad (2\text{-}9)$$

Здесь и в дальнейшем:

$G_р$, $G_н$ — расходы рабочего и инжектируемого газов, *кг/сек*;

$w_{р2}$, $w_{н2}$, w_3 — скорости рабочего и инжектируемого потоков во входном сечении и смешанного потока в выходном сечении цилиндрической камеры смешения, *м/сек*;

p_2, p_3 — статические давления во входном и выходном сечениях цилиндрической камеры смешения, *кГ/м²*;

f_3 — сечение цилиндрической камеры, *м²*;

$g = 9{,}81$ *м/сек²* — ускорение силы тяжести;

φ_2 — коэффициент скорости камеры смешения.

Введением в первый член уравнения множителя $\varphi_2 < 1$ учитывается потеря количества движения в камере смешения из-за трения.

Уравнение (2-9) является приближенным. Как показывают экспериментальные исследования в газоструйных аппаратах с большой степенью расширения рабочего потока, когда рабочий поток поступает в камеру смешения со сверхкритической скоростью, а инжектируемый поток с докритической скоростью, статическое давление рабочего потока во входном сечении камеры смешения $p_{р2}$ может отличаться от статического давления инжектируемого потока $p_{н2}$ в этом сечении.

Поэтому для струйных аппаратов со сверхкритическим расширением рабочего газа расчетные формулы, полученные на основе уравнения (2-9), должны рассматриваться только как приближенные.

Точный расчет таких аппаратов проводится по уравнению характеристики, которое учитывает действительные давления рабочего и инжектируемого потоков во входном сечении камеры смешения. Уравнение характеристики струйных аппаратов приведено ниже.

Наличие разных давлений ($p_{р2} \neq p_{н2}$) во входном сечении камеры смешения впервые было учтено в методике расчета струйных аппаратов, разработанной акад. С. А. Христиановичем и его сотрудниками [Л. 65 и 66].

На основе закона сохранения массы

$$G_р + G_н = G_с, \qquad (2\text{-}10)$$

или

$$G_с = G_р (1 + u),$$

где $G_с$ — расход смешанного потока, *кг/сек*;

$u = \frac{G_н}{G_р}$ — коэффициент инжекции.

Коэффициент инжекции является одним из основных показателей эффективности работы струйных аппаратов.

Сечение камеры смешения может быть определено по формуле

$$f_з = \frac{G_р (1+u) v_з}{w_з}, \qquad (2\text{-}11)$$

где $v_з$ — удельный объем смешанного потока в выходном сечении камеры смешения, *м³/кг*.

Из совместного решения уравнений (2-9) — (2-11) находим:

$$u = \frac{\varphi_2 w_{р2} - w_з \left[1 + \frac{(p_з - p_2) v_з g}{w_з^2}\right]}{w_з \left[1 + \frac{(p_з - p_2) v_з g}{w_з^2}\right] - \varphi_2 w_{н2}}. \qquad (2\text{-}12)$$

Принимая условно для упрощения выводов, что до сечения *2-2* газы текут, не смешиваясь, и поступают в камеру смешения в виде двух соосных потоков по схеме, приведенной на рис. 2-2 (рабочий поток — через центральное сопло и инжектируемый поток — через периферийное кольцо между соплом и стенками камеры смешения), можно написать раздельные выражения для скоростей истечения рассматриваемых потоков.

Пренебрегая начальными скоростями $w_р$ и $w_н$ рабочего и инжектируемого потоков в подводящих трубопроводах из-за малости этих скоростей по сравнению со скоростями этих потоков в камере смешения и вводя с помощью коэффициентов скорости поправку на неизоэнтропичность расширения, на основе формулы (1-4) и приложения 1 скорость рабочего потока во входном сечении камеры смешения с учетом потерь определяется выражением

$$w_{р2} = \varphi_1 a_{рх} \lambda_{р2} = \varphi_1 a_{рх} \times \sqrt{\frac{k_р + 1}{k_р - 1}\left[1 - П_{р2}^{\frac{k_р - 1}{k_р}}\right]}; \qquad (2\text{-}13)$$

скорость инжектируемого потока во входном сечении камеры смешения

$$w_{н2} = \varphi_4 a_{нх} \lambda_{н2} = \varphi_4 a_{нх} \times \sqrt{\frac{k_н + 1}{k_н - 1}\left[1 - П_{н2}^{\frac{k_н - 1}{k_н}}\right]}. \qquad (2\text{-}14)$$

Аналогично, пренебрегая скоростью потока на выходе из диффузора $w_с$, можно написать выражение для скорости в конце камеры смешения:

$$w_з = \frac{a_{сх}}{\varphi_з} \lambda_{сз} = \frac{a_{сх}}{\varphi_з} \times \sqrt{\frac{k_с + 1}{k_с - 1}\left[1 - П_{сз}^{\frac{k_с - 1}{k_с}}\right]}. \qquad (2\text{-}15)$$

В уравнениях (2-13) — (2-15)

φ_1, $\varphi_з$, φ_4 — коэффициенты скорости рабочего сопла, диффузора, входного участка камеры смешения;

$a_{рх}$, $a_{нх}$, $a_{сх}$ — критические скорости рабочего, инжектируемого и сжатого потоков, *м/сек*;

$k_р$, $k_н$, $k_с$ — показатели адиабаты рабочего, инжектируемого и сжатого потоков;

$П_{р2}$, $П_{н2}$, $П_{сз}$ — относительные давления рабочего и инжектируемого потоков во входном сечении и сжатого потока в выходном сечении камеры смешения;

$$a_{рх} = \sqrt{2g \frac{k_р + 1}{k_р}} \sqrt{p_р v_р};$$

$$a_{нх} = \sqrt{2g \frac{k_н + 1}{k_н}} \sqrt{p_н v_н};$$

$$a_{сх} = \sqrt{2g \frac{k_с + 1}{k_с}} \sqrt{p_с v_с};$$

$$П_{р2} = \frac{p_2}{p_р}; \quad П_{н2} = \frac{p_2}{p_н}; \quad П_{сз} = \frac{p_з}{p_с}.$$

Подставив в уравнение (2-12) значения скоростей из уравнений (2-13)—(2-15) и заменив

$$v_з \text{ через } \left(\frac{p_с}{p_з}\right)^{\frac{1}{k}} v_с, \qquad (2\text{-}16)$$

получим после соответствующих преобразований следующее уравнение для коэффициента инжекции газоструйного компрессора:

$$u = \frac{K_1 a_{рх} \lambda_{р2} - K_з a_{сх} \lambda_{с2}}{K_з a_{сх} \lambda_{с2} - K_2 a_{нх} \lambda_{н2}}. \qquad (2\text{-}17а)$$

Это же уравнение может быть записано через относительные давления:

$$u = \frac{K_1 a_{рх} \sqrt{1 - \Pi_{р2}^{\frac{k_р - 1}{k_р}}} - K_з a_{сх} \sqrt{1 - \Pi_{с2}^{\frac{k_с - 1}{k_с}}}}{K_з a_{сх} \sqrt{1 - \Pi_{с2}^{\frac{k_с - 1}{k_с}}} - K_2 a_{нх} \sqrt{1 - \Pi_{н2}^{\frac{k_н - 1}{k_н}}}}, \qquad (2\text{-}17б)$$

где $\Pi_{с2} = \frac{p_2}{p_с}$.

В том случае, когда заданы параметры рабочего и инжектируемого потоков и коэффициент инжекции, а искомой величиной является давление сжатия, уравнение (2-17) удобнее применить в другой модификации:

$$K_з \lambda_{с2} = \frac{K_1 a_{рх} \lambda_{р2} + u K_2 a_{нх} \lambda_{н2}}{a_{сх} (1 + u)}. \qquad (2\text{-}18)$$

По найденному значению $\lambda_{с2}$ находится $\Pi_{с2}$, а по нему—давление сжатия $p_с$.

Следует указать, что по известным значениям $a_{рх}$, $a_{нх}$ и u легко определить критическую скорость сжатого потока на выходе из аппарата.

В самом деле, при одинаковой теплоемкости рабочего и инжектируемого потоков

$$T_с = \frac{T_р + u T_н}{1 + u}. \qquad (2\text{-}19)$$

С другой стороны, на основе уравнения (1-5)

$$\frac{T_н}{T_р} = \left(\frac{a_{нх}}{a_{рх}}\right)^2.$$

Из совместного решения находим

$$a_{сх} = \sqrt{\frac{a_{рх}^2 + u a_{нх}^2}{1 + u}}. \qquad (2\text{-}20)$$

В уравнениях (2-17) и (2-18) $\lambda_{р2}$, $\lambda_{с2}$, $\lambda_{н2}$ — приведенные адиабатные скорости рабочего, сжатого и инжектируемого потоков при расширении этих потоков от давлений торможения $p_р$, $p_с$, $p_н$ до давления p_2 во входном сечении *2-2* цилиндрической камеры смешения.

Величины $\lambda_{р2}$, $\lambda_{с2}$, $\lambda_{н2}$ находятся по газодинамическим таблицам (см. приложения 2—5) и графику (приложение 6) по известным значениям

$$\Pi_{р2} = \frac{p_2}{p_р}, \quad \Pi_{с2} = \frac{p_2}{p_с}, \quad \Pi_{н2} = \frac{p_2}{p_н}.$$

K_1 — коэффициент скорости рабочего потока;

K_2 — коэффициент скорости инжектируемого потока;

$K_з$ — коэффициент, зависящий от распределения работы сжатия между камерой смешения и диффузором;

$$K_1 = \varphi_1 \varphi_2 \varphi_3; \qquad (2\text{-}21)$$

$$K_2 = \varphi_2 \varphi_3 \varphi_4. \qquad (2\text{-}22)$$

На основе экспериментальных исследований рекомендуется принимать

$$\varphi_1 = 0{,}95; \ \varphi_2 = 0{,}975; \ \varphi_з = 0{,}9;$$

$$\varphi_4 = 0{,}925;$$

соответственно

$$K_1 = 0{,}834 \text{ и } K_2 = 0{,}812.$$

Значение коэффициента $K_з$ определяется по формуле

$$K_з = \sqrt{\frac{1 - \tau_{с3}}{1 - \tau_{с2}} + \varphi_з^2 \frac{k_с - 1}{2k_с}} \times$$

$$\times \frac{\Pi_{с3} - \Pi_{с2}}{\varepsilon_{с3} \sqrt{1 - \tau_{с2}} \sqrt{1 - \tau_{с3}}}, \qquad (2\text{-}23)$$

где $\tau_{с2} = \Pi_{с2}^{\frac{k_с - 1}{k_с}}$;

$$\tau_{c3} = \Pi_{c3}^{\frac{k_c - 1}{k_c}};$$

$$\varepsilon_{c3} = \Pi_{c3}^{\frac{1}{k_c}}.$$

Наивыгоднейшее распределение работы сжатия между камерой смешения и диффузором соответствует минимальному значению коэффициента $K_з$, так как согласно уравнению (2-17) при заданных значениях $p_р$, $p_н$, $p_с$, p_2 коэффициент инжекции струйного аппарата растет при уменьшении $K_з$. Как видно из уравнения (2-23), при заданных значениях $p_с$ и p_2 коэффициент $K_з$ является только функцией давления в конце камеры смешения.

Из условия минимума $\frac{dK_з}{dp_з} = 0$ получается уравнение для определения оптимального распределения сжатия между камерой смешения и диффузором струйного аппарата:

$$(\Pi_{c3})_{опт} = \left[\frac{\frac{k_c}{\varphi_3^2} - (k_c - 1) - \frac{\Pi_{c2}}{\Pi_{c3}}}{\frac{k_c}{\varphi_3^2} - \frac{k_c - 1}{2} - \frac{k_c + 1}{2} \cdot \frac{\Pi_{c2}}{\Pi_{c3}}} \right]^{\frac{k_c}{k_c - 1}}. \quad (2\text{-}24)$$

При $\varphi_з = 1$

$$(\Pi_{c3})_{опт} = \left(\frac{p_з}{p_с}\right)_{опт} = \left(\frac{2}{k_c + 1}\right)^{\frac{k_c}{k_c - 1}} = \Pi_{cx}.$$

При коэффициенте скорости диффузора $\varphi_з = 0$ оптимальная степень сжатия в диффузоре равна единице:

$$(\Pi_{c3})_{опт} = \left(\frac{p_з}{p_с}\right)_{опт} = 1.$$

В этом случае сжатие в диффузоре не должно осуществляться и все сжатие выгодно осуществить в камере смешения. Так как в действительности всегда $0 < \varphi_з < 1$, то оптимальное отношение давлений

$$1 > \left(\frac{p_з}{p_с}\right)_{опт} > \Pi_x.$$

Оптимальная степень сжатия в камере смешения равна полной степени сжатия, осуществляемой в камере смешения и диффузоре, деленной на оптимальную степень сжатия диффузора:

$$\left(\frac{p_з}{p_2}\right)_{опт} = \left(\frac{p_с}{p_2}\right) : \left(\frac{p_с}{p_з}\right)_{опт}. \quad (2\text{-}25)$$

На рис. 2-4 приведена зависимость $(\Pi_{c3})_{опт} = f(\Pi_{c2}, \varphi_з)$ при четырех значениях показателя адиабаты $k_с$ сжатого потока.

Практическое значение для расчета струйных аппаратов представляет только область полных степеней сжатия $\frac{p_с}{p_2} \geqslant 1$, или, что то же, $\Pi_{c2} \leqslant 1$. При значениях полной степени сжатия $\frac{p_с}{p_2} < 1$ камера смешения и диффузор струйного аппарата должны производить уже не сжатие, а расширение смешиваемых потоков, т. е. выполнять функции сопла.

Из уравнения (2-24) легко установить, что при всех значениях $0 < \varphi_з < 1$ относительному давлению $\Pi_{c2} = 1$ соответствует $(\Pi_{c3})_{опт} = 1$. Это значит, что все кривые на рис. 2-4, описывающие зависимость $(\Pi_{c3})_{опт} = f(\Pi_{c2})$, должны пересекаться в точке с координатами *1-1*.

Зная оптимальное отношение Π_{c3}, можно определить по формуле (2-23) значение оптимального коэффициента $K_з$, соответствующего максимальному коэффициенту инжекции струйного аппарата.

На рис. 2-5 приведена подсчитанная по формуле (2-23) зависимость

$$(K_з)_{опт} = f(\Pi_{c2}).$$

Для определения коэффициента инжекции газоструйного компрессора по формуле (2-17) необходимо еще знать оптимальное давление p_2 в начале камеры смешения.

Под оптимальным давлением $(p_2)_{опт}$ в начале цилиндрической камеры смешения понимается такое давление, при котором при заданных давлениях рабочего, инжектируемого и сжатого потоков $p_р$, $p_н$, $p_с$ струйный аппарат развивает максимальный коэффициент инжекции или же при заданных давлениях $p_р$, $p_н$ и коэффициенте инжек-

ции u струйный аппарат создает максимальное давление сжатия p_c.

Оптимальное значение p_2 при расчете газоструйных компрессоров находится методом вариантов. Для этой цели задаются рядом значений $p_2 \leqslant p_н$, для каждого из них по формулам (2-24) и (2-23) находится оптимальное значение $K_з$, а затем по уравнению (2-17) или (2-18) определяется коэффициент инжекции u или давление сжатия p_c.

Оптимальное давление p_2 соответствует максимальным значениям u или p_c.

Так как при расчете коэффициента инжекции указанным методом критическая скорость сжатого потока заранее неизвестна, то задача решается методом последовательных приближений.

Задаются предварительно коэффициентом инжекции и определяют критическую скорость сжатого потока a_{cx} по формуле (2-20), а затем проверяют предварительно выбранное значение a_{cx} по найденному значению u.

Строго говоря, формула (2-20) применима только для идеальных газов. Ею также можно надежно пользоваться при расчете компрессоров, работающих на перегретом паре. При расчете компрессоров на насыщенном паре поступают несколько по-другому. Задаются предварительно коэффициентом инжекции компрессора u и определяют энтальпию сжатого потока по формуле

$$i_c = \frac{i_р + u i_н}{1 + u}, \qquad (2\text{-}26)$$

где $i_р$, $i_н$, i_c — энтальпии рабочего, инжекти-

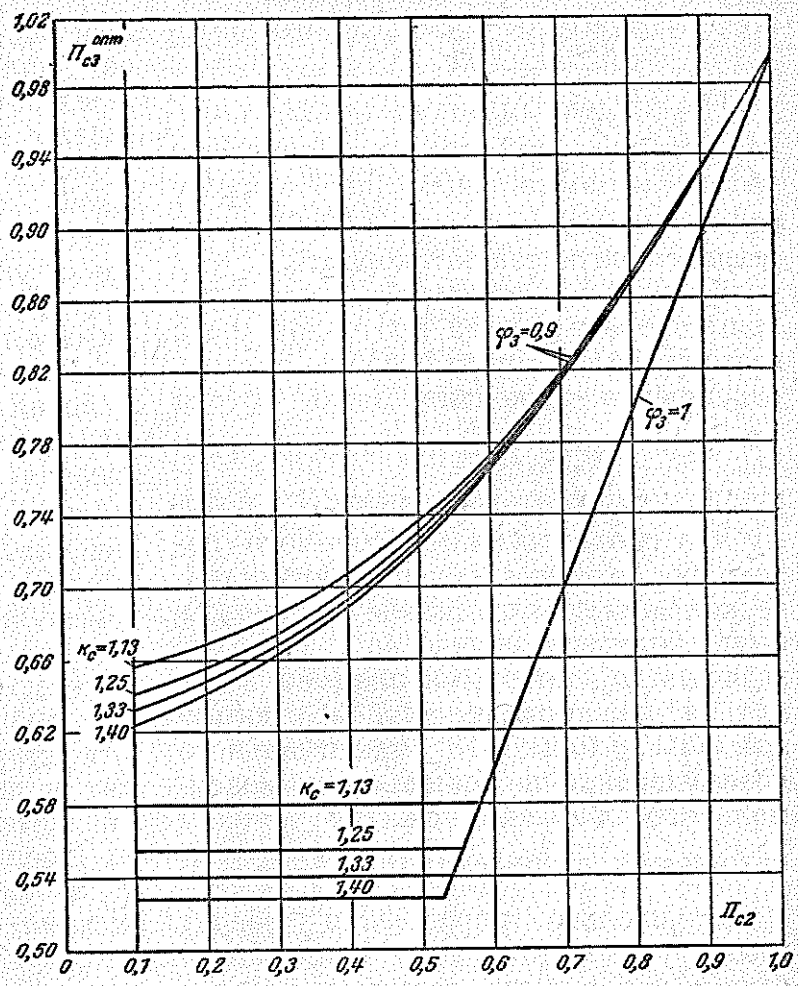


Рис. 2-4. Зависимость $(\Pi_{c3})_{опт} = f(\Pi_{c2})$.

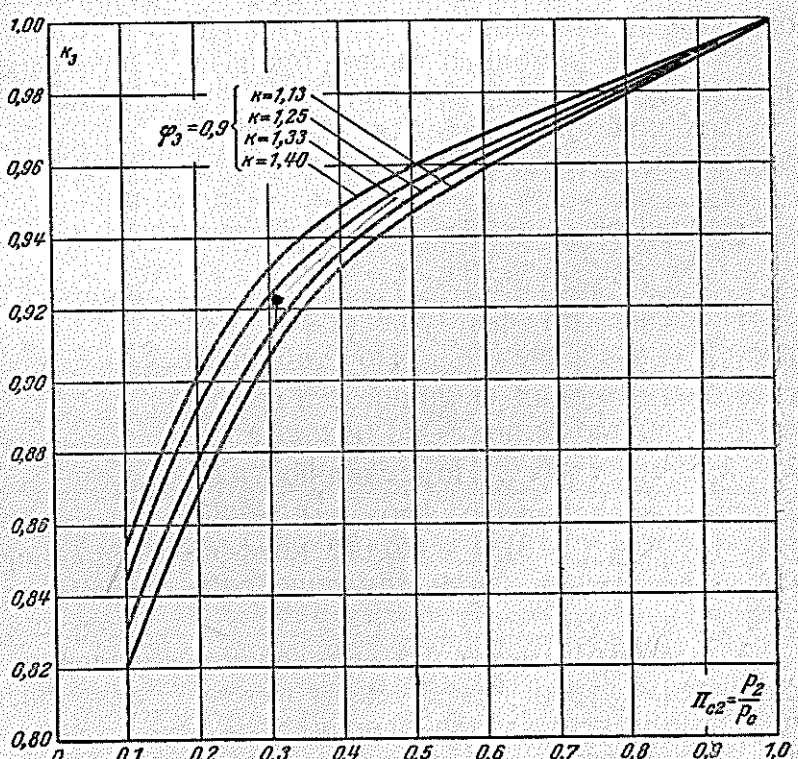


Рис. 2-5. Зависимость $(K_з)_{опт} = f(\Pi_{c2})$.

руемого и смешанного потоков, *ккал/кг*.

По найденным значениям $i_с$ определяют удельный объем смешанного потока $v_с$ по таблицам или диаграммам, а затем по формуле (1-5) определяют критическую скорость.

Необходимо отметить, что при применяемых формах проточной части газоструйных компрессоров степень расширения инжектируемого потока $\frac{p_2}{p_н}$ на входном участке камеры смешения не может быть ниже $П_x$, потому что скорость инжектируемого потока во входном сечении цилиндрической камеры смешения не может быть больше критической. Поэтому значения p_2, которыми следует задаваться при определении по формулам (2-17) или (2-18) максимального коэффициента инжекции или максимального давления сжатия должны находиться в пределах $1 \geqslant \frac{p_2}{p_н} \geqslant П_x$.

Значительно упрощается расчет газоструйных аппаратов при пользовании таблицами газодинамических функций.

В этом случае отпадают многочисленные алгебраические действия, связанные с возведением в степень отношений давлений.

Расчет с помощью таблиц производится следующим образом.

Для каждого значения p_2 вычисляют относительные давления:

$$П_{р2} = \frac{p_2}{p_р}; \quad П_{н2} = \frac{p_2}{p_н}; \quad П_{с2} = \frac{p_2}{p_с}.$$

Находят по формуле (2-24) или рис. 2-4 значение $П_{с3}$. По таблицам газодинамических функций или графику (см. приложения 3—6) находят $\lambda_{р2}$, $\lambda_{с2}$, $\lambda_{н2}$, $\tau_{с2}$, $\tau_{с3}$, $\varepsilon_{с3}$. Подставляют найденные значения в формулы (2-23) и (2-17) или (2-18) и находят коэффициент инжекции u или давление сжатия $p_с$.

Указанными методами определяются максимальный коэффициент инжекции или максимальное давление сжатия струйного компрессора, которые могут быть получены в наиболее благоприятных условиях, когда в проточной части аппарата отсутствуют скачки уплотнений, работа сжатия распределяется наивыгоднейшим образом между камерой смешения и диффузором и во входном сечении цилиндрической камеры смешения устанавливается наивыгоднейшее и постоянное по сечению статическое давление, соответствующее минимальным необратимым потерям в аппарате.

Перечисленные наивыгоднейшие условия могут быть созданы только при сравнительно невысоких степенях сжатия $p_с/p_н < 1{,}5$—2. При более высоких степенях сжатия эти наивыгоднейшие условия не удается создать, в связи с чем максимальный коэффициент инжекции или максимальное давление сжатия, найденные по уравнениям (2-17) и (2-18), не всегда могут быть реализованы. Поэтому расчет струйных компрессоров производят в два этапа: предварительный и окончательный.

Предварительный этап включает:

а) определение коэффициента инжекции или давления сжатия, соответствующих наивыгоднейшим соотношениям скоростей рабочего и инжектируемого потоков на входе в камеру смешения и наивыгоднейшему распределению степени сжатия между камерой смешения и диффузором;

б) определение основных геометрических параметров аппарата, т. е. отношения сечений

$$f_3/f_{рx}$$

и

$$f_1/f_{рx},$$

где $f_{рx}$ — критическое сечение рабочего сопла;

f_1 — выходное сечение рабочего сопла;

f_3 — сечение цилиндрической камеры смешения.

Окончательный этап заключается в построении характеристики струйного аппарата, уточнении значений геометрических параметров аппарата, определении всех основных геометрических размеров аппарата.

Характеристика показывает, какие коэффициенты инжекции или давления сжатия будет развивать аппарат при различных режимах его работы.

На основе уравнения характеристики можно также установить, как отразится на работе аппарата изменение его основных геометрических параметров.

На рис. 2-6 приведена построенная по уравнению (2-17) зависимость максимального коэффициента инжекции газоструйного компрессора от располагаемой степени расширения и расчетной степени сжатия $u = f\left(\frac{p_р}{p_н}, \frac{p_с}{p_н}\right)$ для трех сред: двухатомного газа, перегретого водяного пара и сухого насыщенного водяного пара.

Возможность реализации этих коэффициентов инжекции и степеней сжатия должна в каждом отдельном случае прове-

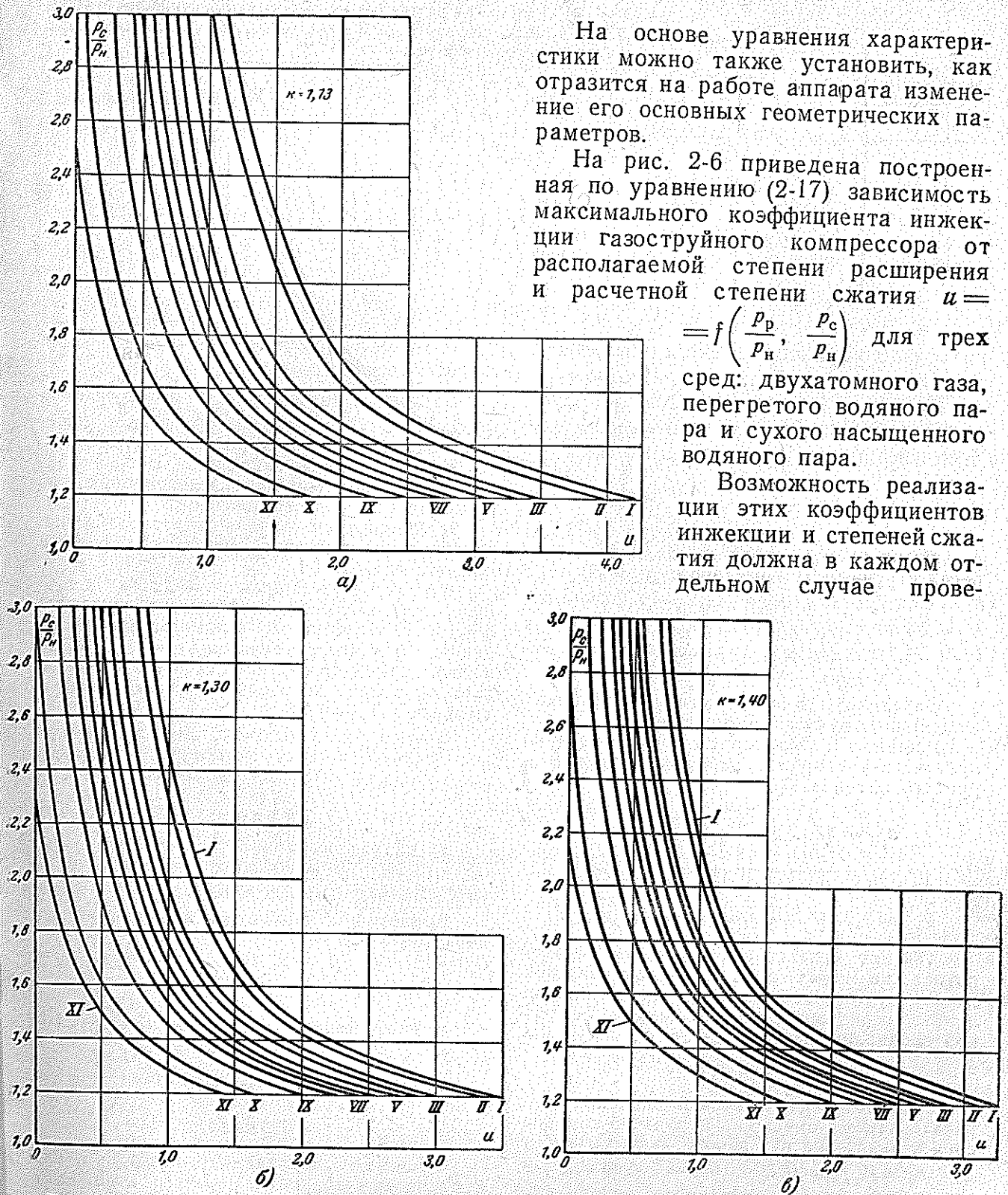


Рис. 2-6. Зависимость максимального коэффициента инжекции струйного компрессора от степени расширения рабочего потока $p_р/p_н$ и степени сжатия инжектируемого потока $p_с/p_н$. $(T_р = T_н)$

$p_р$ — давление рабочего потока перед аппаратом; $p_н$ — давление инжектируемого потока перед аппаратом; $p_с$ — давление сжатого потока после аппарата; u — коэффициент инжекции.

№ кривых	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI
$p_р/p_н$	75	50	25	20	15	12	10	8	6	4	3,2

а — показатель адиабаты $k = 1{,}13$; *б* — показатель адиабаты $k = 1{,}30$; *в* — показатель адиабаты $k = 1{,}40$.

Давление в начале камеры смешения, $кГ/м^2$	Газодинамические функции						K_3
	Π_{p2}	$\Pi_{н2}$	Π_{c2}	λ_{p2}	$\lambda_{н2}$	λ_{c2}	
30 000	0,1000	1,000	0,500	1,753	0	1,056	0,955
26 000	0,0870	0,870	0,435	1,791	0,490	1,148	0,947
22 000	0,0735	0,735	0,368	1,835	0,720	1,245	0,938
18 000	0,0600	0,600	0,300	1,888	0,916	1,350	0,924
16 200	0,0540	0,540	0,270	1,907	1,000	1,400	0,920

ряться по характеристике, построенной для аппарата выбранных размеров.

При построении рис. 2-6 температуры рабочего и инжектируемого потоков принимались одинаковыми: $T_р = T_н$.

Пример 2-1. Заданы параметры рабочего и инжектируемого потоков водяного пара перед струйным компрессором: $p_р = 30$ *ата*; $t_р = 400°$ С; $v_р = 0{,}1014$ $м^3/кг$; $i_р = 772$ *ккал/кг*; $p_н = 3$ *ата*; $t_н = 180°$ С; $v_н = 0{,}628$ $м^3/кг$; $i_н = 674{,}5$ *ккал/кг*; требуемое давление сжатия $p_с = 6$ *ата*.

Определить максимальный коэффициент инжекции струйного компрессора.

Решение [1]. Определяем по формуле (1-5) критические скорости рабочего и инжектируемого потоков:

$$a_{рх} = \sqrt{2g\frac{k}{k+1}}\sqrt{p_р v_р} =$$

$$= 3{,}33\sqrt{300\,000 \cdot 0{,}101} = 580 \text{ м/сек};$$

$$a_{нх} = 3{,}33\sqrt{30\,000 \cdot 0{,}698} = 482 \text{ м/сек}.$$

Так как критическая скорость сжатого потока не может быть вычислена заранее, поскольку неизвестен коэффициент инжекции, то предварительно принимаем ее равной среднеарифметической от $a_{рх}$ и $a_{нх}$, т.е.

$$a_{сх} = 530 \text{ м/сек}.$$

Задаемся рядом значений давления p_2 в начале камеры смешения струйного компрессора в диапазоне от $p_2 = p_н = 30\,000$ $кГ/м^2$ до $p_2 = \Pi_x p_н = 0{,}54 \cdot 30\,000 = 16\,200$ $кГ/м^2$.

Для каждого из значений p_2 определяем: а) Π_{p_2}, $\Pi_{н_2}$, Π_{c_2}; б) затем по газодинамическим таблицам λ_{p_2}, $\lambda_{н_2}$, λ_{c_2} и в) по формуле (2-23) или рис. 2-5 значение коэффициента K_3.

Полученные данные подставляем в формулу (2-17) и находим коэффициент инжекции u.

Из найденных значений коэффициентов инжекции u выбираем максимальное и ближайшие к нему.

[1] Расчет произведен по газодинамическим таблицам при $k = 1{,}33$ [Л. 19].

Находим по уравнению (2-20) критическую скорость сжатого потока $a'_{сх}$.

Найденные значения $a'_{сх}$ подставляем в формулу (2-17), и находим уточненные значения максимального коэффициента инжекции u'.

Если уточненные значения u' сильно отличаются от полученного предварительно, то проводится вторичное уточнение.

В большинстве случаев бывает достаточно одного лишь уточнения. Результаты расчета сведены в табл. 2-1.

Как видно из данных, приведенных в таблице, максимальный коэффициент инжекции $u = 0{,}745$ соответствует оптимальному давлению в начале камеры смешения $p_2 = 18\,000$ $кГ/м^2$ и оптимальной приведенной скорости инжектируемого потока во входном сечении камеры смешения $\lambda_{н2} = 0{,}916$.

Пример 2-2. Определить, какое максимальное давление сжатия может быть получено с помощью пароструйного компрессора.

Заданы:

а) расход и параметры рабочего пара: $G_р = 10$ *т/ч*; $p_р = 20$ *ата*; $t_р = 300°$ С; $v_р = 0{,}13$ $м^3/кг$; $i_р = 722$ *ккал/кг*;

б) расход и параметры инжектируемого пара: $G_н = 12$ *т/ч*; $p_н = 2$ *ата*; $t_н = 150°$ С; $v_н = 1$ $м^3/кг$; $i_н = 661$ *ккал/кг*;

в) коэффициент инжекции $u = \frac{12}{10} = 1{,}2$;

г) энтальпия сжатого пара $i_с = \frac{i_р + u i_н}{1+u} = \frac{722 + 1{,}2 \cdot 661}{2{,}2} = 690$ *ккал/кг*.

Решение [1]. Определяем по формуле (1-5) критические скорости рабочего и инжектируемого потоков:

$$a_{рх} = \sqrt{2g\frac{k}{k+1}}\sqrt{p_р v_р} =$$

$$= 3{,}33\sqrt{200\,000 \cdot 0{,}13} = 537 \text{ м/сек};$$

$$a_{нх} = 3{,}33\sqrt{20\,000 \cdot 1} = 470 \text{ м/сек}.$$

[1] Расчет производился по газодинамическим таблицам при $k = 1{,}33$ [Л. 19].

Таблица 2-1

инжекции струйного аппарата

u	i'_c	v_c	a'_{cx}	u'	i''_c	v''_c	a''_{cx}	u''
0,592	736	0,452	550	0,525	740	0,458	551	0,522
0,796	731	0,443	544	0,684	734	0,448	544	0,684
0,802	730	0,441	541	0,724	732	0,444	542	0,719
0,836	729	0,438	540	0,746	731	0,443	541	0,745
0,836	729	0,438	540	0,739	732	0,444	542	0,738

На основе уравнения (2-20) критическая скорость сжатого потока

$$a_{cx} = \sqrt{\frac{537^2 + 1{,}2 \cdot 470^2}{2{,}2}} = 500 \text{ м/сек}.$$

Задаемся рядом значений давления p_2 в начале камеры смешения струйного компрессора в диапазоне от $p_2 = p_н = 20\,000$ кГ/м² до $p_2 = \Pi_x p_н = 0{,}54 \cdot 20\,000 = 10\,800$ кГ/м². Для каждого из значений p_2 определяем Π_{p2} и $\Pi_{н2}$; затем по газодинамическим таблицам находим λ_{p2} и $\lambda_{н2}$; далее, по формуле (2-18) определяем $K_3\lambda_{c2}$; по формулам (2-24) и (2-23) или рис. 2-5 определяем K_3 и находим λ_{c2}; зная λ_{c2}, находим по газодинамическим таблицам Π_{c2} и, наконец, определяем $p_c = \frac{p_2}{\Pi_{c2}}$.

Из найденных значений p_c выбираем максимальное.

Результаты расчета сведены в табл. 2-2.

Как видно из данных, приведенных в таблице, максимальное давление сжатия пароструйного компрессора $p_c = 31\,200$ кГ/м². Соответствующее этому давлению сжатия оптимальное давление в начале камеры смешения $p_2 = 12\,000$ кГ/м².

2-2. ЗАВИСИМОСТЬ МАКСИМАЛЬНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ИНЖЕКЦИИ ОТ ТЕМПЕРАТУР ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩИХ ПОТОКОВ

Интересно установить, как влияют на величину максимального коэффициента инжекции струйного аппарата температуры рабочего и инжектируемого потоков $T_р$ и $T_н$. Для решения этой задачи выразим в уравнении (2-17а) критические скорости a_{px}, a_{cx} и $a_{нx}$ через температуры торможения на основании зависимости (1-5).

При одинаковой теплоемкости рабочего и инжектируемого потоков, т. е. когда $c_р = c_н = c_c$, равны также показатели адиабат этих потоков и их газовые постоянные, т. е.

$$k_р = k_н = k_c$$

и

$$R_р = R_н = R_c.$$

Таблица 2-2

Расчет максимального давления сжатия пароструйного компрессора

Давление в начале камеры смешения, кГ/м²	Газодинамические функции				$K_3\lambda_{c2}$	Π_{c2}	Давление сжатия p_c, кГ/м²
	Π_{p2}	$\Pi_{н2}$	λ_{p2}	$\lambda_{н2}$			
20 000	0,100	1,00	1,753	0	0,710	0,730	27 400
16 000	0,080	0,80	1,813	0,616	0,991	0,520	30 700
12 000	0,060	0,60	1,883	0,916	1,143	0,385	31 200
10 800	0,054	0,54	1,907	1,000	1,187	0,350	30 900

Для этого случая уравнение (2-17а) приводится к виду

$$u = \frac{K_1\lambda_{p2}\sqrt{T_р} - K_3\lambda_{c2}\sqrt{T_c}}{K_3\lambda_{c2}\sqrt{T_c} - K_2\lambda_{н2}\sqrt{T_н}}. \quad (2\text{-}27)$$

Температура смешанного потока

$$T_c = \frac{T_р + uT_н}{1+u}, \quad (2\text{-}28)$$

или

$$\frac{T_c}{T_р} = \frac{1+u\theta}{1+u},$$

где

$$\theta = \frac{T_н}{T_р}.$$

С учетом формулы (2-28) уравнение (2-27) можно представить в следующем виде:

$$u = \frac{K_1\lambda_{р2} - K_3\lambda_{с2}\sqrt{\frac{1+u\theta}{1+u}}}{K_3\lambda_{с2}\sqrt{\frac{1+u\theta}{1+u}} - K_2\lambda_{н2}\sqrt{\theta}}, \quad (2\text{-}29)$$

или

$$K_3\lambda_{с2}\sqrt{(1+u\theta)(1+u)} = K_1\lambda_{р2} + uK_2\lambda_{н2}\sqrt{\theta}. \quad (2\text{-}30)$$

Как показал Г. Н. Абрамович [Л. 1], можно во всем практически важном диапазоне значений θ применять с погрешностью, не превосходящей 2,5%, следующее равенство:

$$\sqrt{(1+u\theta)(1+u)} = 1 + u\sqrt{\theta}. \quad (2\text{-}31)$$

После подстановки в уравнение (2-30) равенства (2-31) находим

$$u = \frac{K_1\lambda_{р2} - K_3\lambda_{с2}}{K_3\lambda_{с2} - K_2\lambda_{н2}}\sqrt{\frac{T_р}{T_н}}. \quad (2\text{-}32)$$

Уравнение (2-32) показывает, что коэффициент инжекции газоструйного аппарата пропорционален корню квадратному из отношения абсолютных температур рабочего и инжектируемого потоков.

Следует подчеркнуть, что величины $\lambda_{р2}$, $\lambda_{н2}$, $\lambda_{с2}$, K_1, K_2 и K_3, входящие в уравнение (2-32), не зависят от температур $T_р$ и $T_н$.

Поэтому уравнение (2-32) может быть также записано в таком виде:

$$u = \text{const}\sqrt{\frac{T_р}{T_н}}. \quad (2\text{-}33)$$

2-3. РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ ГАЗОСТРУЙНЫХ КОМПРЕССОРОВ

В рабочем сопле аппарата при расчетном режиме происходит расширение рабочего потока от давления $p_р$ перед соплом до давления $p_н$ в приемной камере.

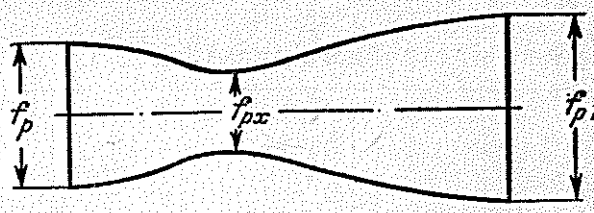


Рис. 2-7. Расширяющееся сопло.

В газоструйных аппаратах с большой степенью расширения рабочего потока, когда отношение давлений $\frac{p_н}{p_р} < \Pi_x$, рабочее сопло аппарата должно, как правило, иметь расширяющуюся форму (рис. 2-7).

Если в этих условиях рабочее сопло аппарата выполнить коническим, то в выходном сечении сопла установится критическое давление $p_{рх} > p_н$ и дальнейшее расширение рабочего потока от давления $p_{рх}$ до давления $p_н$ будет происходить за соплом с повышенными потерями.

Размер критического сечения $f_{рх}$ расширяющегося сопла находится из уравнения расхода.

При удельном весе газа в критическом сечении $\gamma_{рх}$ кг/м³ и скорости в этом сечении $a_{рх}$ м/сек расход газа равен

$$G_р = f_{рх}\gamma_{рх}a_{рх} \text{ кг/сек},$$

откуда

$$f_{рх} = \frac{G_р}{\gamma_{рх}a_{рх}} \text{ м}^2. \quad (2\text{-}34а)$$

Из совместного решения уравнений (2-34а), (1-5), (1-11) и (1-12) находим

$$f_{рх} = \frac{G_р a_{рх}}{k_р g \Pi_{рх} p_р} \text{ м}^2. \quad (2\text{-}34б)$$

Для определения расхода через расширяющееся сопло уравнение (2-34б) удобно записать в таком виде:

$$G_р = \frac{k_р g \Pi_{рх} p_р f_{рх}}{a_{рх}} \text{ кг/сек}. \quad (2\text{-}35)$$

Если в уравнении (2-35) заменить

$a_{рх}$ через $\sqrt{2g\frac{k_р}{k_р+1}}\sqrt{RT_р}$,

то оно приводится к виду

$$G_{\text{р}}=cf_{px}p_{\text{р}}\sqrt{\frac{1}{RT_{\text{р}}}}, \qquad (2\text{-}36\text{а})$$

где

$$c=\sqrt{gk_{\text{р}}\left(\frac{2}{k_{\text{р}}+1}\right)^{\frac{k_{\text{р}}+1}{k_{\text{р}}-1}}}. \qquad (2\text{-}37)$$

Значение коэффициента c приводится ниже.

Уравнение (2-36а) показывает, что при постоянной температуре газа перед соплом ($T_{\text{р}}=\text{const}$) расход газа через сопло при сверхкритической степени расширения, т. е. при $\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{р}}}<\Pi_x$, прямо пропорционален давлению газа перед соплом.

С другой стороны, при постоянном давлении и переменной температуре газа перед соплом расход газа через сопло обратно пропорционален корню квадратному из абсолютной температуры газа.

Другая модификация уравнения (2-36):

$$G_{\text{р}}=cf_{px}\sqrt{p_{\text{р}}\gamma_{\text{р}}}=cf_{px}\sqrt{\frac{p_{\text{р}}}{v_{\text{р}}}}\ кг/сек, \qquad (2\text{-}36\text{б})$$

или

$$f_{\text{р}}=\frac{G_{\text{р}}}{c}\sqrt{\frac{1}{p_{\text{р}}\gamma_{\text{р}}}}=\frac{G_{\text{р}}}{c}\sqrt{\frac{v_{\text{р}}}{p_{\text{р}}}}\ м^2, \qquad (2\text{-}36\text{в})$$

где $v_{\text{р}}=\frac{1}{\gamma_{\text{р}}}$ — удельный объем газа перед соплом.

Размер выходного сечения рабочего сопла f_1 определяется на основе уравнения сплошности

$$f_{\text{р}1}w_1\gamma_1=f_{px}a_{px}\gamma_{px}, \qquad (2\text{-}38\text{а})$$

где w_1 $м/сек$ и γ_1 $кг/м^3$ — скорость и удельный вес рабочего потока в выходном сечении сопла;

a_{px} $м/сек$ и γ_{px} $кг/м^3$ — те же параметры в критическом сечении сопла, откуда находим

$$\frac{f_{\text{р}1}}{f_{px}}=\frac{a_{px}}{w_1}\cdot\frac{\gamma_{px}}{\gamma_{\text{р}}}\cdot\frac{\gamma_{\text{р}}}{\gamma_1}=\frac{\varepsilon_{px}}{\lambda_{\text{р}1}\varepsilon_{\text{р}1}}=\frac{1}{q_{\text{р}1}}. \qquad (2\text{-}38\text{б})$$

Значение относительной плотности $q_{\text{р}1}$ рабочего потока в выходном сечении сопла находится по газодинамическим таблицам или графику (см. приложения 3 — 6) по известному при расчете значению относительного давления $\Pi_{\text{р}1}=\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{р}}}$ рабочего потока в этом сечении.

Из совместного решения уравнений (2-38б) и (2-14) легко получить зависимость отношения сечения $f_{\text{р}1}/f_{px}$ от отношения давлений $\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{р}}}$.

$$\frac{f_{\text{р}1}}{f_{px}}=e\frac{1}{\left(\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{р}}}\right)^{\frac{1}{k_{\text{р}}}}\sqrt{1-\left(\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{р}}}\right)^{\frac{k_{\text{р}}-1}{k_{\text{р}}}}}}, \qquad (2\text{-}39)$$

где

$$e=\sqrt{\frac{k_{\text{р}}-1}{2}\left(\frac{2}{k_{\text{р}}+1}\right)^{\frac{k_{\text{р}}+1}{k_{\text{р}}-1}}}. \qquad (2\text{-}40)$$

Значение коэффициента e приводится ниже.

Входное сечение сопла $f_{\text{р}}$ обычно определяется по скорости $w_{\text{р}}$ в подводящем трубопроводе:

$$f_{\text{р}}=\frac{G_{\text{р}}v_{\text{р}}}{w_{\text{р}}}. \qquad (2\text{-}41)$$

Расчет поперечного сечения камеры смешения производится исходя из следующих условий, определяющих оптимальный режим работы струйного компрессора:

а) Во входном сечении камеры смешения f_2 поддерживается постоянное по сечению оптимальное статическое давление потока p_2. При условно принятом профиле скоростей, показанном на рис. 2-2, скорость рабочего потока $w_{\text{р}2}$ значительно превышает скорость инжектируемого потока $w_{\text{н}2}$.

б) В выходном сечении камеры смешения f_3 поддерживается оптимальное статическое давление p_3. Средняя скорость смешанного потока должна быть достаточной для повышения давления в диффузоре от p_3 в конце каме-

ры смешения до p_c на выходе из диффузора.

Если по расчету сечения f_2 и f_3 совпадают, то это означает, что в цилиндрической камере смешения могут быть выполнены оптимальные условия, найденные при расчете максимального коэффициента инжекции. В этом случае максимальный коэффициент инжекции может быть реализован.

Если по расчету эти сечения не совпадают, т. е. $f_2 \neq f_3$, то это означает, что в цилиндрической камере смешения не могут быть созданы оптимальные условия, найденные при расчете максимального коэффициента инжекции, и, следовательно, максимальный коэффициент не может быть реализован. В этом случае при предварительном расчете струйных компрессоров величина сечения камеры смешения принимается обычно равной f_3 — выходному сечению камеры смешения.

Уточнение величины коэффициента инжекции струйного компрессора, которая получается при этом значении f_3, точно так же как и окончательный выбор величины сечения камеры смешения, проводится на основе характеристики струйного компрессора.

Метод построения характеристики газоструйных компрессоров приводится ниже.

Отношение выходного сечения камеры смешения к критическому сечению рабочего сопла определяется по уравнению расхода

$$G_c = (1+u)\,G_p,$$

или

$$f_3 w_3 \gamma_3 = (1+u) f_{px} a_{px} \gamma_{px}, \quad (2\text{-}42)$$

где w_3 *м/сек* и γ_3 *кг/м*^{3} — средняя скорость и удельный объем смешанного газа в выходном сечении f_3 камеры смешения;

a_{px} *м/сек* и γ_{px} *кг/м*^{3} — те же параметры рабочего газа в критическом сечении рабочего сопла,

откуда находим

$$\frac{f_3}{f_{px}} = (1+u)\frac{a_{px}}{w_3}\cdot\frac{\gamma_{px}}{\gamma_3} =$$

$$= (1+u)\frac{a_{px}}{a_{cx}}\cdot\frac{a_{cx}}{w_3}\cdot\frac{\gamma_{px}}{\gamma_p}\cdot\frac{\gamma_p}{\gamma_c}\cdot\frac{\gamma_c}{\gamma_3} =$$

$$= \frac{\dfrac{k_p}{k_p+1}}{\dfrac{k_c}{k_c+1}}(1+u)\frac{a_{cx}}{a_{px}}\cdot\frac{p_p}{p_c}\cdot\frac{\varepsilon_{px}}{\lambda_{c3}\varepsilon_{c3}} =$$

$$= \frac{\dfrac{k_p}{k_p+1}}{\dfrac{k_c}{k_c+1}}(1+u)\frac{a_{cx}}{a_{px}}\cdot\frac{\varepsilon_{px}}{\varepsilon_{cx}}\cdot\frac{p_p}{p_c}\cdot\frac{1}{q_{c3}}. \quad (2\text{-}43)$$

В том случае, когда показатели адиабаты рабочего и смешанного потоков равны, т. е $k_p = k_c$, уравнение (2-43) упрощается и принимает вид

$$\frac{f_3}{f_{px}} = (1+u)\frac{a_{cx}}{a_{px}}\frac{p_p}{p_c}\frac{1}{q_{c3}}. \quad (2\text{-}44а)$$

В том случае, когда температуры рабочего и инжектируемого потоков перед аппаратом равны, т. е.

$$T_p = T_н = T_c,$$

или

$$a_{px} = a_{нx} = a_{cx},$$

уравнение (2-44а) принимает вид

$$\frac{f_3}{f_{px}} = (1+u)\frac{p_p}{p_c}\cdot\frac{1}{q_{c3}}. \quad (2\text{-}44б)$$

Значение относительной плотности смешанного потока в выходном сечении камеры смешения q_{c3} находится по газодинамическим таблицам или графику (см. приложения 3—6) по известному из предварительного расчета коэффициента инжекции относительному давлению $\Pi_{c3} = \frac{p_3}{p_c}$ в выходном сечении камеры смешения компрессора.

По газодинамическим таблицам также находят значение ε_{px}, соответствующее приведенной критической скорости рабочего потока $\lambda_{px} = 1$ и значение ε_{cx}, соответствующее приведенной критической скорости сжатого потока $\lambda_{cx} = 1$.

Если в уравнении (2-43) выразить газодинамические функции через отношения давлений, то получится

уравнение, связывающее отношение сечений с отношением давлений:

$$\frac{f_3}{f_{px}}=\frac{k_p}{k_p+1}\cdot\frac{k_c+1}{k_c}\times$$

$$\times\left(\frac{2}{k_p+1}\right)^{\frac{1}{k_p-1}}\sqrt{\frac{k_c-1}{k_c+1}}\cdot(1+u)\frac{a_{cx}}{a_{px}}\times$$

$$\times\frac{p_p}{p_c}\cdot\frac{1}{\left(\frac{p_3}{p_c}\right)^{\frac{1}{k_c}}\sqrt{1-\left(\frac{p_3}{p_c}\right)^{\frac{k_c-1}{k_c}}}}. \qquad (2\text{-}45а)$$

В том случае, когда показатели адиабаты рабочего и смешанного потоков одинаковы, т. е. $k_p=k_c=k$, уравнение (2-45а) принимает более простой вид:

$$\frac{f_3}{f_{px}}=e(1+u)\frac{a_{cx}}{a_{px}}\times$$

$$\times\frac{p_p}{p_c}\cdot\frac{1}{\left(\frac{p_3}{p_c}\right)^{\frac{1}{k}}\sqrt{1-\left(\frac{p_3}{p_c}\right)^{\frac{k-1}{k}}}}, \qquad (2\text{-}45б)$$

где $e=\sqrt{\frac{k-1}{2}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$.

Значение коэффициента e приводится ниже.

Входное сечение камеры смешения

$$f_2=f_{p2}+f_{н2}, \qquad (2\text{-}46)$$

где f_{p2} — площадь, занимаемая в сечении *2-2* рабочим потоком;

$f_{н2}$ — площадь, занимаемая в сечении *2-2* инжектируемым потоком.

На основе уравнения расхода

$$f_{p2}=\frac{G_p}{\gamma_{p2}\omega_{p2}}; \qquad (2\text{-}47)$$

$$f_{н2}=\frac{uG_p}{\gamma_{н2}\omega_{н2}}. \qquad (2\text{-}48)$$

Расход рабочего газа

$$G_p=f_{px}a_{px}\gamma_{px}. \qquad (2\text{-}49)$$

Из совместного решения уравнений (2-46) — (2-49) находим

$$\frac{f_2}{f_{px}}=\frac{\varepsilon_{px}}{\lambda_{p2}\varepsilon_{p2}}+\frac{\frac{k_p}{k_p+1}}{\frac{k_н}{k_н+1}}u\frac{a_{нx}}{a_{px}}\times$$

$$\times\frac{p_p}{p_н}\frac{\varepsilon_{px}}{\lambda_{н2}\varepsilon_{н2}},$$

или

$$\frac{f_2}{f_{px}}=\frac{1}{q_{p2}}+\frac{\frac{k_p}{k_p+1}}{\frac{k_н}{k_н+1}}u\frac{a_{нx}}{a_{px}}\times$$

$$\times\frac{\varepsilon_{px}}{\varepsilon_{нx}}\cdot\frac{p_p}{p_н}\cdot\frac{1}{q_{н2}}. \qquad (2\text{-}50а)$$

При $k_p=k_н=k$

$$\frac{f_2}{f_{px}}=\frac{1}{q_{p2}}+u\frac{a_{нx}}{a_{px}}\cdot\frac{p_p}{p_н}\cdot\frac{1}{q_{н2}}. \qquad (2\text{-}50б)$$

Значения относительной плотности рабочего и инжектируемого потоков q_{p2} и $q_{н2}$ во входном сечении камеры смешения находят по газодинамическим таблицам или графику (см. приложения 3 — 6) по известным из расчета коэффициента инжекции значениям относительных давлений рабочего и инжектируемого потоков:

$$\Pi_{p2}=\frac{p_2}{p_p}\quad\text{и}\quad\Pi_{н2}=\frac{p_2}{p_н}.$$

Значения ε_{px} и $\varepsilon_{нx}$, соответствующие приведенным скоростям $\lambda_{px}=1$ и $\lambda_{нx}=1$, также находятся по газодинамическим таблицам.

Отношения площадей f_2/f_{px} также легко выразить через отношения давлений $\frac{p_2}{p_p}$ и $\frac{p_2}{p_н}$, если через отношения давлений выразить газодинамические функции, входящие в уравнения (2-50).

В этом случае уравнение принимает вид

$$\frac{f_2}{f_{px}} = \left(\frac{2}{k_р + 1}\right)^{\frac{1}{k_р - 1}} \times \left[\frac{1}{\sqrt{\frac{k_р + 1}{k_р - 1}\left(\frac{p_2}{p_р}\right)^{\frac{1}{k_р}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{p_р}\right)^{\frac{k_р - 1}{k_р}}}}} + \frac{k_р}{k_р + 1} \cdot \frac{k_н + 1}{k_н} u \frac{a_{нx}}{a_{px}} \times \right.$$

$$\left. \times \frac{p_р}{p_н} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{k_н + 1}{k_н - 1}\left(\frac{p_2}{p_н}\right)^{\frac{1}{k_н}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{p_н}\right)^{\frac{k_н - 1}{k_н}}}}} \right]. \qquad (2\text{-}50в)$$

При $k_р = k_н = k$

$$\frac{f_2}{f_{px}} = e \left[\frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_р}\right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{p_р}\right)^{\frac{k-1}{k}}}} + \right.$$

$$\left. + u \frac{a_{нx}}{a_{px}} \cdot \frac{p_р}{p_н} \cdot \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_н}\right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{p_н}\right)^{\frac{k-1}{k}}}} \right]. \qquad (2\text{-}50г)$$

Выражение для e было приведено выше.

Для двухатомных газов: $k = 1{,}4$; $\frac{1}{k} = 0{,}714$; $\frac{k-1}{k} = 0{,}286$; $c = 2{,}14$; $e = 0{,}258$.

Для перегретого водяного пара: $k = 1{,}3$; $\frac{1}{k} = 0{,}77$; $\frac{k-1}{k} = 0{,}23$; $c = 2{,}09$; $e = 0{,}226$.

Для сухого насыщенного водяного пара: $k = 1{,}13$; $\frac{1}{k} = 0{,}885$; $\frac{k-1}{k} = 0{,}115$; $c = 1{,}99$; $e = 0{,}151$.

Сечениями f_{px}, f_1, f_2 и f_3 определяются все основные поперечные размеры струйного компрессора.

Перейдем к расчету осевых размеров аппарата.

На рис. 2-8 показаны схема дозвуковой свободной струи в безграничном пространстве и поле скоростей для нескольких ее сечений. В выходном сечении рабочего сопла струя имеет равномерное поле скоростей. При течении через пространство, заполненное средой с теми же физическими свойствами, что и у струи, происходит увеличение струей частиц жидкости или газа из этого пространства. Частицы рабочей струи, вытекающей из сопла вместе с частицами увлеченной (инжектируемой) среды, образуют пограничный турбулентный слой, толщина которого растет в направлении течения.

С внешней стороны пограничный слой свободной струи, текущей в безграничном пространстве, соприкасает-

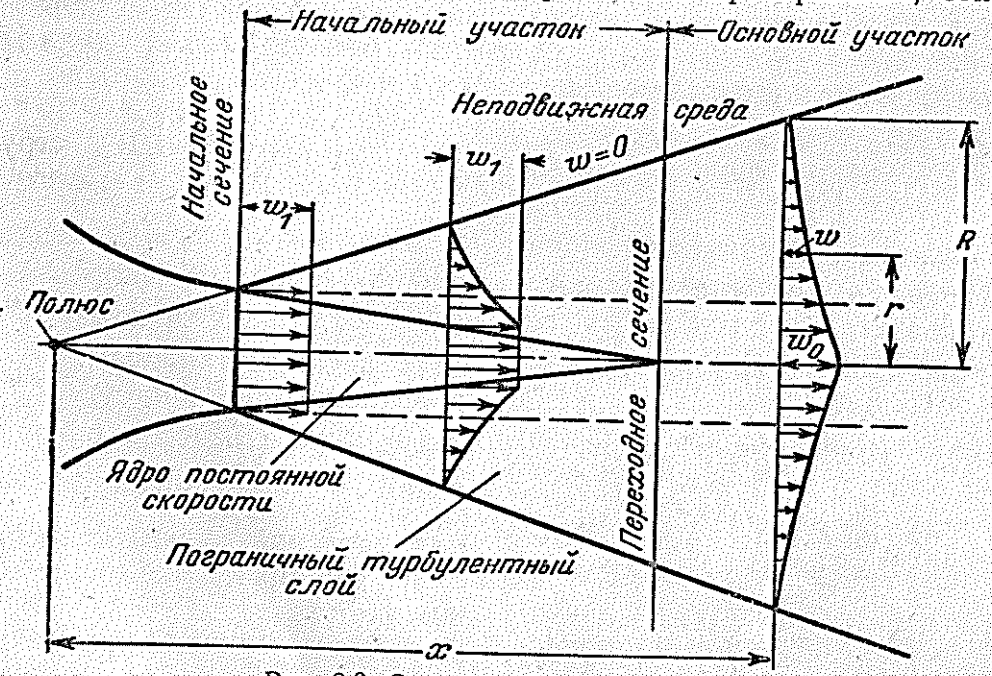


Рис. 2-8. Схема свободной струи.

ся со средой, скорость которой равна нулю. С внутренней стороны пограничный слой переходит в ядро постоянных скоростей, осевая скорость которого равна скорости истечения рабочего потока из сопла.

По мере удаления от сопла сечение ядра постоянной скорости уменьшается. На некотором расстоянии от сопла ядро постоянной скорости исчезает.

На последующем участке струи расширение внешних границ струи сопровождается падением скорости на ее оси. Сечение струи, в котором сечение ядра постоянной скорости делается равным нулю, называется переходным. Струю можно условно разделить на два участка: начальный и основной. Участок струи между выходным сечением сопла и переходным сечением струи называется начальным. Последующий участок струи, за переходным сечением, называется основным.

Течение свободной струи происходит при постоянном давлении как вдоль струи, так и в ее поперечных сечениях.

Как для основного участка струи, так и для пограничного слоя начального участка отношение скорости в любой точке струи к осевой скорости струи в этом же сечении является однозначной функцией отношения расстояния данной точки от оси струи к радиусу границы струи:

$$\frac{w}{w_0} = f\left(\frac{r}{R}\right),$$

причем граничный радиус любого сечения струи

$$R = ax,$$

где x — расстояние данного сечения от полюса струи;

a — опытная константа свободной струи.

Для упругих сред $a = 0{,}07 - 0{,}09$.

Как показывают экспериментальные исследования, основные закономерности, полученные для дозвуковой свободной струи в безграничном пространстве, могут быть также использованы с достаточной для практических целей точностью для расчета осевых размеров струйных аппаратов

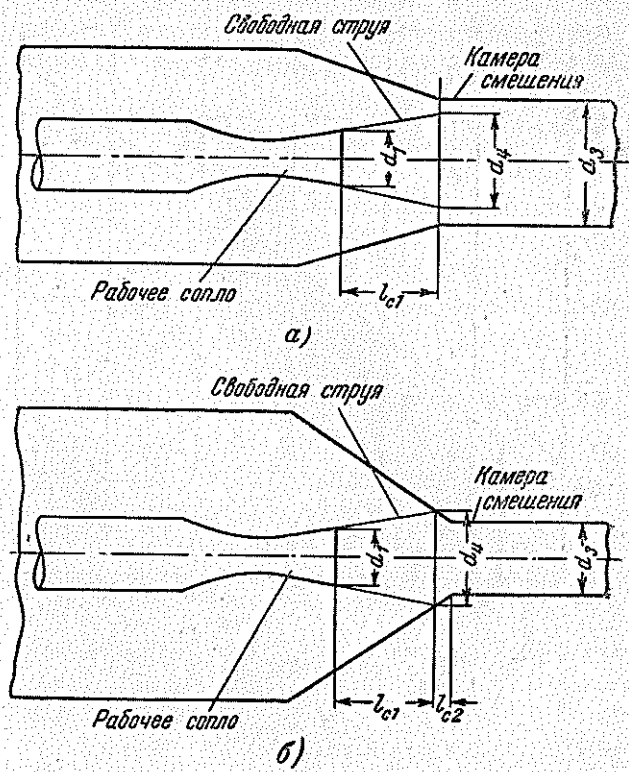


Рис. 2-9. К расчету расстояния сопла l_{c1} от камеры смешения.

со сверхкритической скоростью рабочей струи.

При расчете струйных компрессоров оптимальное расстояние сопла от камеры смешения определяется из условия, что при расчетном коэффициенте инжекции конечное сечение свободной струи равно входному сечению камеры смешения. Для того чтобы правильно выбрать положение рабочего сопла, необходимо подсчитать два размера свободной струи (рис. 2-9):

а) длину свободной струи l_{c1};

б) диаметр свободной струи d_4 на расстоянии l_{c1} от выходного сечения сопла:

Длина свободной струи l_{c1} определяется по следующим приближенным формулам:

При коэффициенте инжекции $u \leqslant 0{,}5$, т. е. когда свободная струя не выходит за пределы начального участка,

$$l_{c1} = [\sqrt{0{,}083 + 0{,}76u} - 0{,}29]\,\frac{d_1}{2a}. \qquad (2\text{-}51)$$

При коэффициенте инжекции $u \geqslant 0{,}5$, т. е. когда свободная струя

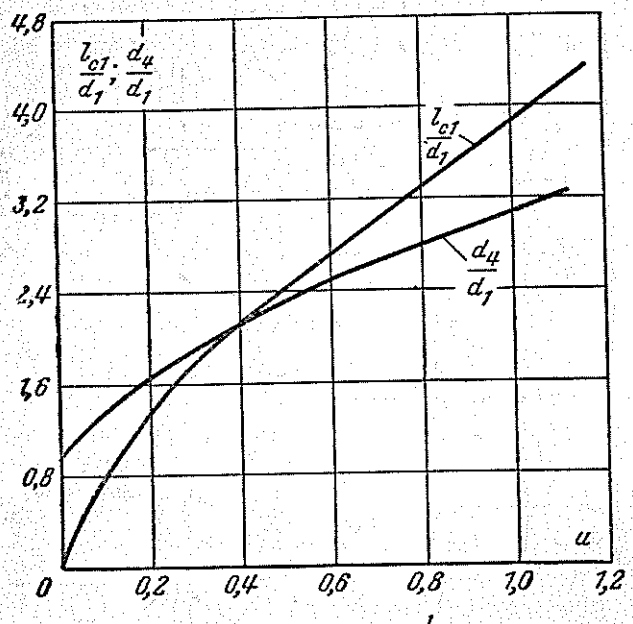


Рис. 2-10. Зависимости $\frac{l_{c1}}{d_1} = f(u)$ и $\frac{d_4}{d_1} = f(u)$.

включает не только начальный, но и основной участок,

$$l_{c1} = \frac{0{,}37 + u}{4{,}4a} d_1, \qquad (2\text{-}52)$$

где d_1 — выходной диаметр рабочего сопла;

a — опытная константа, лежащая для упругих сред в пределах 0,07 — 0,09.

При малых коэффициентах инжекции ($u < 0{,}2$) рекомендуется принимать меньшее значение опытной константы, при больших коэффициентах инжекции — большее ее значение.

Диаметр свободной струи d_4 на расстоянии l_{c1} от выходного сечения сопла определяется по формулам:

при коэффициенте инжекции $u \geqslant 0{,}5$

$$d_4 = 1{,}55(1 + u) d_1; \qquad (2\text{-}53)$$

при коэффициенте инжекции $u \leqslant 0{,}5$

$$d_4 = 3{,}4\sqrt{0{,}083 + 0{,}76u}\, d_1. \qquad (2\text{-}54)$$

На рис. 2-10 приведены расчетные зависимости $l_{c1}/d_1 = f(u)$ и $\frac{d_4}{d_1} = f(u)$, построенные по уравнениям (2-51) и (2-54).

Если диаметр камеры смешения $d_3 > d_4$ (рис. 2-9,*а*), то расстояние выходного сечения сопла от входного сечения цилиндрической камеры смешения должно приниматься равным $l_c = l_{c1}$, причем в этом случае немного более близкая установка сопла $l_c < l_{c1}$ не влияет существенно на работу аппарата. Длина свободной струи, равная расстоянию от выходного сечения сопла f_1 до сечения струи, равного f_3, остается при этом неизменной. Приближение сопла к камере смешения приводит в этом случае к уменьшению рабочей длины цилиндрической камеры смешения, так как конечное сечение свободной струи перемещается ближе к диффузору компрессора.

Удаление сопла от камеры смешения, т. е. установление $l_c > l_{c1}$, существенно ухудшает работу аппарата. Это приводит к увеличению длины свободной струи. Конечное сечение свободной струи увеличивается, так как она вписывается уже во входной участок камеры смешения, диаметр которого больше диаметра цилиндрической камеры. В этих условиях свободная струя вносит в камеру смешения больше газа, чем может пропустить компрессор, поэтому часть газа должна вытекать обратно из камеры смешения в приемную камеру. Возникают обратные токи во входном участке камеры смешения и связанные с ними дополнительные потери в аппарате.

Если диаметр камеры смешения $d_3 < d_4$ (рис. 2-9,*б*), то расстояние выходного сечения рабочего сопла от входного сечения цилиндрической камеры смешения должно приниматься равным

$$l_c = l_{c1} + l_{c2}, \qquad (2\text{-}55)$$

где l_{c2} — длина входного участка камеры смешения, на которой диаметр меняется от d_4 до d_3.

Это расстояние рекомендуется принимать равным

$$l_{c2} = \frac{d_4 - d_3}{2}.$$

При установлении расстояния между соплом и камерой смешения, меньшего, чем по расчету, свободная струя увлекает количество инжектируемой среды, меньшее расчетного.

Приближение сопла к камере смешения, так же как и удаление его от нее, по сравнению с расчетом ухудшает работу аппарата.

Проведенные ВТИ экспериментальные исследования пароструйных компрессоров показывают достаточно хорошую сходимость формул (2-51)—(2-54) с опытом при $a=0{,}07—0{,}09$.

Рассмотрим, как влияет форма входного участка камеры смешения на величину расчетного коэффициента смешения струйного компрессора.

В уравнении (2-17) влияние формы камеры смешения струйного компрессора учитывается коэффициентом скорости инжектируемого потока K_2, представляющим собой произведение трех коэффициентов скорости: камеры смешения, диффузора и входного участка:

$$K_2 = \varphi_2\varphi_3\varphi_4.$$

Форма входного участка камеры смешения сказывается на величине коэффициента скорости φ_4. При уменьшении коэффициента скорости входного участка φ_4 уменьшается значение K_2 и падает расчетный коэффициент инжекции или при заданном коэффициенте инжекции уменьшается расчетная степень сжатия струйного аппарата.

Уравнение (2-18) показывает, что влияние K_2 на расчетную степень сжатия струйного аппарата возрастает с увеличением коэффициента инжекции и входной скорости нжектируемого потока $\lambda_{н2}$.

При уменьшении коэффициента инжекции влияние формы входного участка на степень сжатия ослабляется.

Проведенное ВТИ экспериментальное исследование струйных компрессоров с различными формами входных участков камеры смешения показывает, что конический входной участок обеспечивает достаточно высокое значение коэффициента скорости: $\varphi_4=0{,}925$.

Нельзя ожидать значительного повышения эффективности струйного аппарата при замене конического входного участка более удачным профилем, так как даже при идеальном входном участке ($\varphi_4=1$) значение коэффициента скорости инжектируемого потока K_2 повысится с 0,812 до 0,875, что не может сильно улучшить расчетный коэффициент инжекции. Это не значит, конечно, что профиль входного участка камеры смешения вообще не имеет значения.

Установкой вместо конического входного участка другого участка с менее совершенным профилем, имеющим коэффициент скорости ниже $\varphi_4=0{,}925$, можно значительно снизить величину коэффициента скорости инжектируемого потока и тем резко ухудшить работу аппарата.

Конический входной участок камеры смешения имеет достаточно высокий коэффициент скорости, вследствие чего этот профиль входного участка рекомендуется, как правило, принимать при конструировании струйных компрессоров.

Такая форма входного участка, в частности, принята в конструкции пароструйных компрессоров, разработанных ВТИ (рис. 2-11).

Основное назначение камеры смешения заключается в выравнивании поля скоростей смешанного потока до его поступления в диффузор.

Опыт показывает, что при поступлении в диффузор потока с выравненным профилем скоростей процесс преобразования кинетической энергии в потенциальную происходит с наименьшими потерями.

По данным И. Е. Идельчика [Л. 33], при увеличении отношения осевой скорости к средней во входном сечении диффузора с 1 до 4,8 к. п. д. диффузора снижается с 0,9 до 0,35.

Выравнивание поля скоростей смешанного потока обеспечивается соответствующей длиной камеры смешения струйного аппарата.

На основе опытных данных длина цилиндрической камеры смешения струйных аппаратов выбирается обычно в пределах 6—10 диаметров камеры смешения:

$$l_к = (6 \div 10)\, d_з. \qquad (2\text{-}56а)$$

Длина цилиндрической камеры смешения струйного аппарата может быть также определена по формуле Г. Н. Абрамовича и А. Я. Черкеза

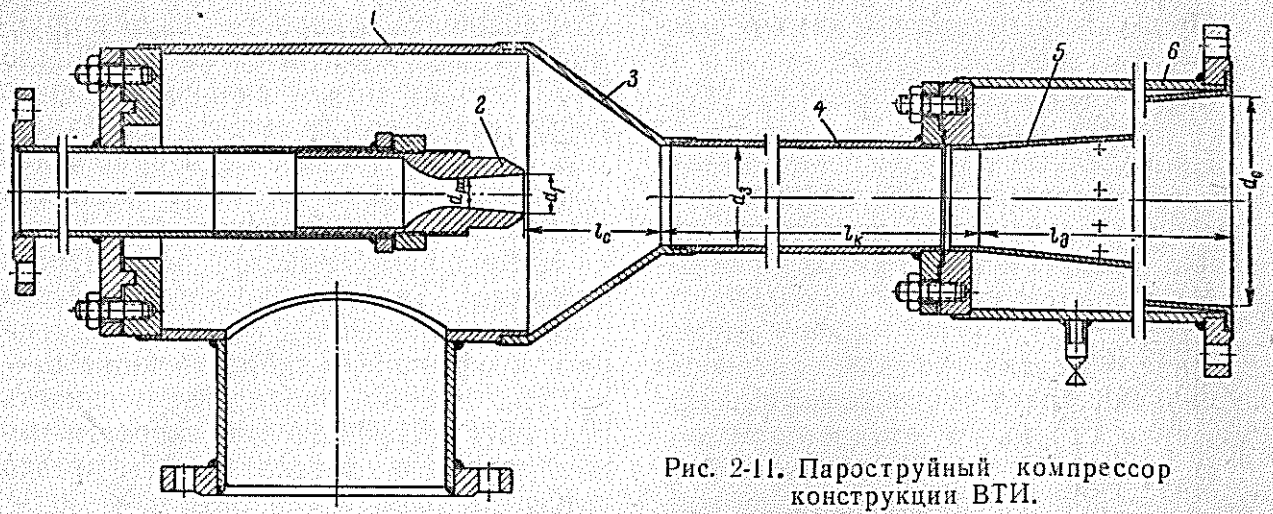


Рис. 2-11. Пароструйный компрессор конструкции ВТИ.

1 — цилиндрический корпус приемной камеры; *2* — рабочее сопло; *3* — конический переход от приемной камеры к камере смешения; *4* — корпус камеры смешения; *5* — разгруженная коническая вставка диффузора; *6* — цилиндрический корпус диффузора.

[Л. 1], которая после введенных нами упрощений может быть записана так:

$$l_к = \frac{d_3}{2a}\left\{1 - \sqrt{\frac{f_{p1}}{f_3}} \times \right.$$

$$\left. \times \left[\frac{0{,}12u}{\left(\frac{f_3}{f_{p1}} - 1\right) + \frac{u^2}{\left(\frac{f_3}{f_{p1}} - 1\right)}} + 0{,}29\right]\right\} - l_c. \qquad (2\text{-}56б)$$

Формула (2-56) дает удовлетворительное совпадение с опытом при значении константы $a = 0{,}05$.

l_c — расстояние от выходного сечения рабочего сопла до входного сечения камеры смешения.

Длина диффузора определяется исходя из угла раствора $8 - 10°$ по формуле

$$l_д = (6 \div 7)(d_c - d_3), \qquad (2\text{-}57)$$

где d_c — диаметр выходного сечения диффузора.

Выходное сечение диффузора определяется по формуле

$$f_c = \frac{G_p(1+u)}{\gamma_c w_c}, \qquad (2\text{-}58)$$

где γ_c *кг/м*³ и w_c *м/сек* — удельный вес и скорость сжатого потока на выходе из диффузора.

Пример 2-3. Определить предварительно основные геометрические параметры (f_3/f_{px} и f_{p1}/f_{px}) пароструйного компрессора, расчет коэффициента инжекции которого приведен в примере 2-1.

Параметры рабочего, инжектируемого и сжатого потоков:

$p_p = 30$ *ата*; $t_p = 400°$ С; $v_p = 0{,}1014$ *м*³/*кг*; $i_p = 772$ *ккал/кг*; $p_н = 3$ *ата*; $t_н = 180°$ С; $v_н = 0{,}698$ *м*³/*кг*; $i_н = 674{,}5$ *ккал/кг*; $p_c = 6$ *ата*; $t_c = 300°$ С; $v_c = 0{,}443$ *м*³/*кг*; $i_c = 731$ *ккал/кг*.

Коэффициент инжекции $u = 0{,}745$; $p_2 = 1{,}8$ *ата*.

Интересующие нас газодинамические функции:

$\Pi_{p2} = 0{,}06$; $\Pi_{н2} = 0{,}6$; $\Pi_{c2} = 0{,}3$; $\lambda_{p2} = 1{,}883$; $\lambda_{н2} = 0{,}916$; $\lambda_{c2} = 1{,}35$.

Критические скорости потоков:

$a_{px} = 580$ *м/сек*; $a_{нx} = 482$ *м/сек*; $a_{cx} = 541$ *м/сек*.

Решение. Отношение выходного сечения рабочего сопла к критическому определяется по формуле (2-38 б).

Относительное давление в выходном сечении сопла

$$\Pi_{p1} = \frac{p_н}{p_p} = \frac{3}{30} = 0{,}1.$$

По газодинамическим таблицам[1] находим: при $\Pi_{p1} = 0{,}1$ $q_{p1} = 0{,}494$.

Следовательно, $\frac{f_{p1}}{f_{px}} = \frac{1}{q_{p1}} = \frac{1}{0{,}494} = 2{,}02$.

Отношение выходного сечения камеры смешения к критическому сечению сопла определяется по формуле (2-44 а).

По формуле (2-24) или рис. 2-4 находим:

при $\Pi_{c2} = 0{,}3$ $\Pi_{c3} = 0{,}669$.

[1] Расчет произведен при $k = 1{,}33$ [Л. 19].

По газодинамическим таблицам при $\Pi_{c3} = 0{,}669$ $q_{c3} = 0{,}961$.

Следовательно,

$$\frac{f_3}{f_{px}} = (1+u)\frac{a_{cx}}{a_{px}}\cdot\frac{p_p}{p_c}\cdot\frac{1}{q_{c3}} = 1{,}745\frac{541}{580}\cdot\frac{30}{6}\cdot\frac{1}{0{,}961} = 8{,}46.$$

Отношение входного сечения камеры смешения к критическому сечению сопла определяется по формуле (2-50 б).

По газодинамическим таблицам находим:

при $\lambda_{p2}=1{,}883$ $q_{p2}=0{,}361$;

при $\lambda_{н2}=0{,}916$ $q_{н2}=0{,}992$.

Следовательно,

$$\frac{f_2}{f_{px}} = \frac{1}{q_{p2}} + u\frac{a_{нx}}{a_{px}}\cdot\frac{p_p}{p_н}\cdot\frac{1}{q_{н2}} = \frac{1}{0{,}361} + 0{,}745\frac{482}{580}\cdot\frac{30}{3}\cdot\frac{1}{0{,}992} = 9{,}02.$$

Как видно из приведенного расчета, $\frac{f_2}{f_{px}} \neq \frac{f_3}{f_{px}}$; это значит, что оптимальные условия, соответствующие расчетному коэффициенту инжекции, не могут быть реализованы.

Каков будет действительный коэффициент инжекции компрессора как при расчетном режиме, так и при других режимах, можно установить только по характеристике компрессора.

2-4. ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОСТРУЙНОГО КОМПРЕССОРА

Под характеристикой понимается уравнение, описывающее для струйного аппарата заданных геометрических размеров зависимость коэффициента инжекции или производительности от внешних параметров взаимодействующих потоков.

Характеристика показывает, как работает газоструйный аппарат заданных геометрических размеров не только в расчетных условиях, но и в условиях, отличных от расчетных, т. е. при переменном режиме, когда в аппарате возникают дополнительные потери.

Максимальные коэффициенты инжекции, описываемые уравнением (2-17) и представленные на рис. 2-6, могут быть получены только в том случае, когда в цилиндрической камере смешения могут быть реализованы оптимальные условия работы аппарата, принятые при выводе этого уравнения.

Если оптимальные условия работы не могут быть реализованы, то в аппарате возникают дополнительные потери, не учитываемые уравнением (2-17), и зависимость степени сжатия от коэффициента инжекции $\frac{p_c}{p_н} = f(u)$ не совпадает с результатами расчета по уравнению (2-17).

Для аппарата неизменных геометрических размеров, какими являются все струйные аппараты, применяемые на практике, оптимальные условия могут иметь место только при одном режиме, который является расчетным для данного аппарата.

При переменном режиме работа аппарата проходит в условиях, отличных от оптимальных, и поэтому зависимость $\frac{p_c}{p_н} = f(u)$ существенно отличается от зависимости, показанной на рис. 2-6.

Для иллюстрации на рис. 2-12 пунктиром показана расчетная зависимость $\frac{p_c}{p_н} = f(u)$ для перегретого водяного пара ($k=1{,}3$) при $\frac{p_p}{p_н} = 6$, построенная по уравнению (2-17). Сплошными линиями нанесены экспериментальные характеристики $\frac{p_c}{p_н} = f(u)$ паростуйных компрессоров трех различных геометрических параметров:

$$f_3/f_{px} = 7{,}6;\ 14{,}2 \text{ и } 21{,}6.$$

Как видно из рис. 2-12, характеристика пароструйного компрессора данных размеров протекает иначе, чем построенная по формуле (2-17) расчетная зависимость $\frac{p_c}{p_н} = f(u)$.

При тех режимах, для которых геометрические размеры струйных компрессоров являются оптимальными, в аппаратах отсутствуют дополнительные потери и экспериментальные точки характеристики ложатся близко к расчетной кривой максимальных коэффициентов инжекции, построенной по формуле (2-17).

По сближению экспериментальных характеристик с расчетной зависимостью (пунктирной кривой) могут

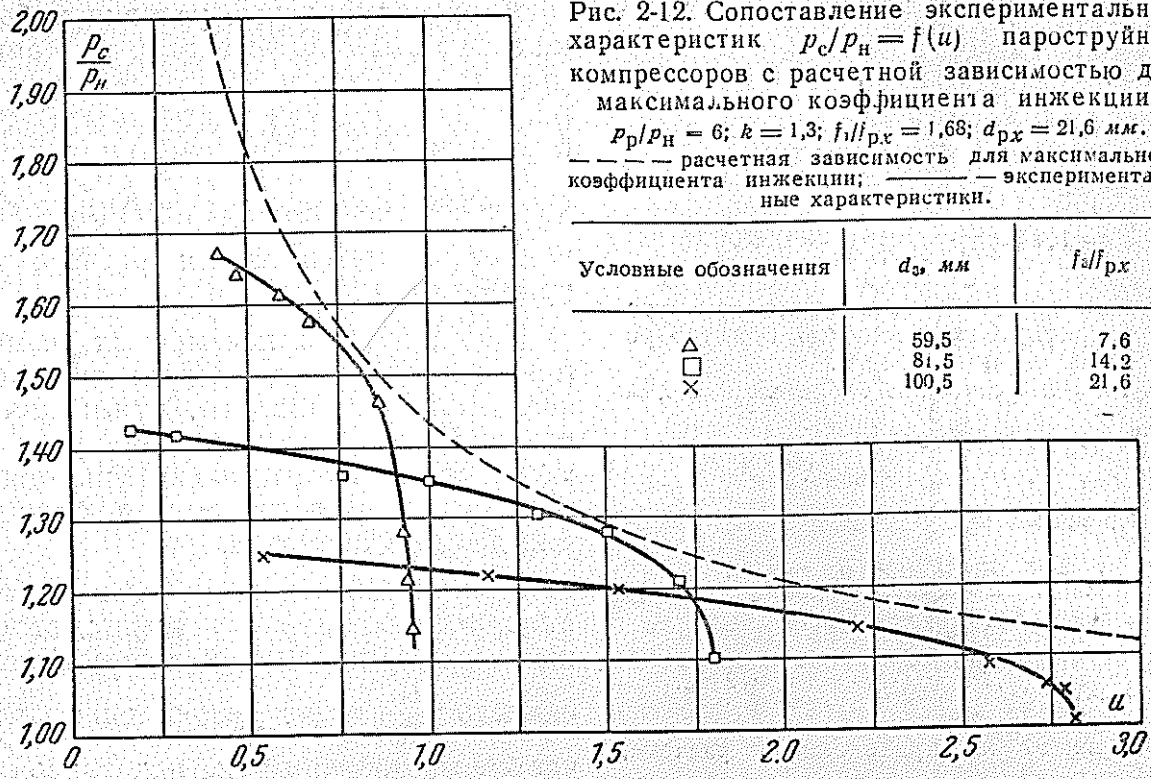


Рис. 2-12. Сопоставление экспериментальных характеристик $p_c/p_н = f(u)$ пароструйных компрессоров с расчетной зависимостью для максимального коэффициента инжекции.

$p_р/p_н = 6$; $k = 1{,}3$; $f_1/f_{р.х} = 1{,}68$; $d_{р.х} = 21{,}6$ *мм*.

— — — — расчетная зависимость для максимального коэффициента инжекции; ——— — экспериментальные характеристики.

Условные обозначения	$d_э$, *мм*	$f_э/f_{р.х}$
△	59,5	7,6
□	81,5	14,2
×	100,5	21,6

быть определены расчетные параметры газоструйного аппарата заданных геометрических размеров.

Как видно из рис. 2-12, в области повышенных степеней сжатия $\left(\frac{p_c}{p_н}\right)$ характеристика газоструйных компрессоров проходит ниже кривой максимальных коэффициентов инжекции; при снижении степени сжатия характеристика аппарата приближается к кривой максимальных коэффициентов инжекции; при дальнейшем снижении степени сжатия характеристика отклоняется вниз от кривой максимальных коэффициентов инжекции и затем переходит в вертикальную прямую.

На последнем участке газоструйный компрессор работает на предельном режиме; при этом режиме понижение степени сжатия не приводит к росту коэффициентов инжекции.

Причины возникновения предельных режимов и методы расчета этих режимов описаны ниже.

Сравнение характеристик пароструйных компрессоров с зависимостью для максимальных коэффициентов инжекции показывает, что расчетная зависимость $\frac{p_c}{p_н} = f(u)$, построенная по уравнению (2-17), является огибающей для всех характеристик [Л. 51 и 53].

Такой характер взаимного протекания кривой максимальных коэффициентов инжекции и характеристик является типичным для всех струйных аппаратов.

Перейдем к выводу уравнения характеристики газоструйных компрессоров с цилиндрической камерой смешения. Как и при выводе выражения (2-17), исходным в данном случае является уравнение импульсов.

Принципиальное различие заключается в том, что при выводе уравнения (2-17) находились условия, определяющие максимальный коэффициент инжекции. Геометрические размеры аппарата при этом не учитывались. Поэтому коэффициенты инжекции по уравнению (2-17) могут быть реализованы только для тех режимов, для которых геометрические размеры струйного аппарата являются оптимальными.

В уравнении характеристики учитываются основные геометрические размеры струйного аппарата. Это уравнение описывает работу струйного аппарата заданных геометрических размеров.

Считая условно изолированными течения рабочего и инжектируемого потоков до поступления в цилиндрическую камеру смешения или, что практически то же, считая условно выход-

ное сечение рабочего сопла установленным в плоскости входного сечения цилиндрической камеры смешения, можно уравнение импульсов для камеры смешения записать следующим образом:

$$p_{р2}f_{р2}+p_{н2}f_{н2}-p_{з}f_{з}+\varphi_{2}\frac{G_{р}}{g}w_{р2}+$$
$$+\varphi_{2}\frac{G_{н}}{g}w_{н2}-\frac{G_{р}+G_{н}}{g}w_{с3}=0, \quad (2\text{-}59)$$

причем

$$p_{р2}=p_{р1};\ f_{р2}=f_{р1};\ w_{р2}=w_{р1};$$
$$f_{р2}+f_{н2}=f_{з}=f_{з};$$
$$f_{н2}=f_{з}-f_{р1};$$
$$G_{н}=uG_{р};\ G_{р}+G_{н}=(1+u)G_{р}.$$

При поступлении рабочего потока в камеру смешения со скоростью больше критической ($w_{р2}>a_{рx}$), что имеет место в струйных компрессорах, давление рабочего потока во входном сечении камеры смешения может отличаться от давления инжектируемого потока ($p_{р2}\neq p_{н2}$). В этом случае давления рабочего и инжектируемого потоков выравниваются в процессе их движения через камеру смешения.

Скорости потоков в характерных сечениях струйного аппарата можно выразить через приведенные адиабатные скорости. С учетом потерь на трение выражения для этих скоростей могут быть записаны так:

$$\left.\begin{aligned} w_{р2}&=\varphi_{1}a_{рx}\lambda_{р2};\\ w_{н2}&=\varphi_{4}a_{нx}\lambda_{н2};\\ w_{с3}&=\frac{a_{сx}\lambda_{с3}}{\varphi_{з}}. \end{aligned}\right\} \quad (2\text{-}60)$$

С помощью газодинамических функций можно также выразить статические давления в характерных сечениях струйного аппарата через давления потоков перед аппаратом, равные практически давлениям торможения:

$$\left.\begin{aligned} p_{р2}&=\Pi_{р2}p_{р};\\ p_{н2}&=\Pi_{н2}p_{н};\\ p_{з}&=\Pi_{с3}p_{с}. \end{aligned}\right\} \quad (2\text{-}61)$$

После подстановки в уравнение импульсов (2-59) выражений для скоростей по уравнениям (2-60), выражений для давлений по уравнениям (2-61) и выражения для расхода по уравнению (2-35) и соответствующих преобразований выводится уравнение характеристики газоструйного компрессора [Л. 51, 53 и 56]:

$$\frac{p_{с}}{p_{н}}=\frac{1}{\Pi_{с3}}\left\{\Pi_{р2}\frac{p_{р}}{p_{н}}\cdot\frac{f_{р2}}{f_{з}}+\right.$$
$$+\Pi_{н2}\frac{f_{н2}}{f_{з}}+\frac{k_{р}\Pi_{рx}}{\varphi_{з}}\cdot\frac{f_{рx}}{f_{з}}\cdot\frac{p_{р}}{p_{н}}\times$$
$$\times\left[K_{1}\lambda_{р2}+K_{2}u\frac{a_{нx}}{a_{рx}}\lambda_{н2}-\right.$$
$$\left.\left.-(1+u)\frac{a_{сx}}{a_{рx}}\lambda_{с3}\right]\right\}. \quad (2\text{-}62а)$$

Если выразить критические скорости потоков по уравнению (1-5), то уравнение характеристики примет следующий вид:

$$\frac{p_{с}}{p_{н}}=\frac{1}{\Pi_{с3}}\left\{\Pi_{р2}\frac{p_{р}}{p_{н}}\cdot\frac{f_{р2}}{f_{з}}+\Pi_{н2}\frac{f_{н2}}{f_{з}}+\right.$$
$$+\frac{k_{р}\Pi_{рx}}{\varphi_{з}}\cdot\frac{f_{рx}}{f_{з}}\cdot\frac{p_{р}}{p_{н}}\left[K_{1}\lambda_{р2}+\right.$$
$$+K_{2}u\lambda_{н2}\sqrt{\frac{k_{н}}{k_{н}+1}\cdot\frac{k_{р}+1}{k_{р}}}\sqrt{\frac{p_{н}v_{н}}{p_{р}v_{р}}}-$$
$$\left.\left.-(1+u)\lambda_{с3}\sqrt{\frac{k_{с}}{k_{с}+1}\cdot\frac{k_{р}+1}{k_{р}}}\sqrt{\frac{p_{с}v_{с}}{p_{р}v_{р}}}\right]\right\}. \quad (2\text{-}62б)$$

При $k_{р}=k_{н}=k_{с}=k$

$$\frac{p_{с}}{p_{н}}=\frac{1}{\Pi_{с3}}\left\{\Pi_{р2}\frac{p_{р}}{p_{н}}\cdot\frac{f_{р2}}{f_{з}}+\Pi_{н2}\frac{f_{н2}}{f_{з}}+\right.$$
$$+\frac{k\Pi_{рx}}{\varphi_{з}}\cdot\frac{f_{рx}}{f_{з}}\cdot\frac{p_{р}}{p_{н}}\left[K_{1}\lambda_{р2}+\right.$$
$$+K_{2}u\lambda_{н2}\sqrt{\frac{p_{н}v_{н}}{p_{р}v_{р}}}-$$
$$\left.\left.-(1+u)\lambda_{с3}\sqrt{\frac{p_{с}v_{с}}{p_{р}v_{р}}}\right]\right\}. \quad (2\text{-}62в)$$

В том случае, когда струйный аппарат работает при переменном давлении $p_{н}$, а давления $p_{р}$ и $p_{с}$ поддерживаются постоянными, уравнение характеристики удобнее использовать в следующей модификации:

$$\frac{p_н}{p_с}=\frac{\Pi_{с3}}{\Pi_{р2}\frac{p_р}{p_н}\cdot\frac{f_{р2}}{f_з}+\Pi_{н2}\frac{f_{н2}}{f_з}+\frac{k_р\Pi_{рх}}{\varphi_з}\cdot\frac{f_{рх}}{f_з}\cdot\frac{p_р}{p_н}\left[K_1\lambda_{р2}+K_2u\frac{a_{нх}}{a_{рх}}\lambda_{н2}-(1+u)\frac{a_{сх}}{a_{рх}}\lambda_{с3}\right]}. \quad (2\text{-}62г)$$

Уравнение (2-62) является универсальным. Оно может быть применено для построения характеристики любого равнофазного струйного аппарата с цилиндрической камерой смешения.

При введении в уравнение (2-62) дополнительных условий из него выводятся частные уравнения характеристик, действительные для определенных групп аппаратов.

Для получения уравнения характеристики газоструйных аппаратов с рабочими соплами конической, а не расширяющейся формы надо принять в уравнении (2-62) $f_{р2}=f_{рх}$ и $\Pi_{р2}=\Pi_{рх}$.

Для построения характеристики необходимо знать два основных геометрических параметра аппарата: отношение сечений $f_{р1}/f_{рх}$ и $f_з/f_{рх}$ и внешние параметры двух потоков: рабочего и инжектируемого ($p_р$, $v_р$ и $p_н$, $v_н$ или $p_р$, $T_р$ и $p_н$, $T_н$) или рабочего и сжатого ($p_р$, $v_р$ и $p_с$, $v_с$ или $p_рT_р$ и $p_с$, $T_с$).

Следует иметь в виду, что для цилиндрической камеры смешения при принятом выше упрощающем предположении, что $f_{р2}=f_{р1}$,

$$f_{н2}=f_з-f_{р2}=f_з-f_{р1};$$

$$\frac{f_{р2}}{f_з}=\frac{f_{р1}}{f_з};\quad \frac{f_{н2}}{f_з}=\frac{f_з-f_{р1}}{f_з}=1-\frac{f_{р1}}{f_з}.$$

Расчет характеристики заключается в нахождении неизвестных внешних параметров ($p_с$, $v_с$ или $p_н$, $v_н$) для ряда значений коэффициента инжекции струйного аппарата.

Задача решается следующим образом. Задаются предварительно ожидаемым давлением ($p_с$ или $p_н$) при данном коэффициенте инжекции u.

Определяют значения относительной плотности рабочего, инжектируемого и сжатого потоков ($q_{р2}$, $q_{н2}$, $q_{с3}$) во входном и выходном сечениях цилиндрической камеры смешения. По найденным значениям газодинамических функций $q_{р2}$, $q_{н2}$, $q_{с3}$ находят по газодинамическим таблицам или графику функции $\lambda_{р2}$, $\lambda_{н2}$, $\lambda_{с3}$, $\Pi_{р2}$, $\Pi_{н2}$, $\Pi_{с3}$.

Подставляют найденные значения функций в уравнение (2-62) и находят искомую степень сжатия $\frac{p_с}{p_н}$ при данном коэффициенте инжекции u.

Если найденное таким образом значение $p_с$ или $p_н$ не совпадает с предварительно принятым значением, то задаются новым значением искомого давления $p_с$ или $p_н$, уточняют значения функций $q_{н2}$ или $q_{с3}$ и затем определяют новое, более точное значение искомого параметра. Формулы для расчета относительной плотности рабочего ($q_{р2}$) и инжектируемого ($q_{н2}$) потоков во входном сечении цилиндрической камеры смешения и сжатого потока ($q_{с3}$) в выходном сечении цилиндрической камеры смешения выводятся на основе уравнений (1-14) и (1-15):

$$\left.\begin{aligned} q_{р2}&=\frac{f_{рх}}{f_{р2}}=\frac{f_{рх}}{f_{р1}};\\ q_{н2}&=\frac{f_{нх}}{f_{н2}}=\frac{k_р}{k_н}\cdot\frac{a_{нх}}{a_{рх}}\cdot\frac{\Pi_{рх}}{\Pi_{нх}}\cdot\frac{p_р}{p_н}\cdot\frac{f_{рх}}{f_{н2}}u;\\ q_{с3}&=\frac{f_{сх}}{f_з}=\frac{k_р}{k_с}\cdot\frac{a_{сх}}{a_{рх}}\cdot\frac{\Pi_{рх}}{\Pi_{сх}}\times\\ &\quad\times\frac{p_р}{p_с}\cdot\frac{f_{рх}}{f_з}(1+u). \end{aligned}\right\} \quad (2\text{-}63а)$$

При $k_р=k_н=k_с=k$

$$\left.\begin{aligned} q_{н2}&=\frac{p_р}{p_н}\cdot\frac{f_{рх}}{f_{н2}}\cdot\frac{a_{нх}}{a_{рх}}u;\\ q_{с3}&=\frac{p_р}{p_с}\cdot\frac{f_{рх}}{f_з}\cdot\frac{a_{сх}}{a_{рх}}(1+u). \end{aligned}\right\} \quad (2\text{-}63б)$$

Как видно из графика (приложение 6), каждому значению функции q соответствуют два значения λ: одно из них — в докритической области ($\lambda<1$), другое — в сверхкритической ($\lambda>1$). Только значению $q=1$ соответ-

ствует одно значение: $\lambda = 1$. Поэтому при определении по значению q значения λ надо знать, в какой области находится скорость потока в данном сечении — докритической или сверхкритической.

В струйных компрессорах, как правило, степень расширения рабочего потока в сопле $\frac{p_р}{p_н} \geqslant \frac{1}{\Pi_{px}}$ и $\lambda_{р2} \geqslant 1$. Поэтому отсчет значения $\lambda_{р2}$ по данному значению $q_{р2}$ производится по правой ветви кривой $q = f(\lambda)$ (приложение 6). Приведенные скорости инжектируемого потока во входном сечении цилиндрической камеры смешения $\lambda_{н2}$ и сжатого потока в выходном сечении камеры смешения $\lambda_{с3}$ всегда меньше единицы. Поэтому отсчет значений $\lambda_{н2}$ по $q_{н2}$ и $\lambda_{с3}$ по $q_{с3}$ производится по левой ветви кривой $q = f(\lambda)$ (приложение 6, вкладка).

Уравнение (2-62) показывает, что характеристика газоструйного аппарата зависит не от его абсолютных геометрических размеров, а от отношения сечений $f_з/f_{px}$ и f_{p1}/f_{px}. Отношения сечений $f_з/f_{px}$ и f_{p1}/f_{px} являются геометрическими параметрами подобия газоструйных аппаратов.

Аппараты, имеющие различные абсолютные размеры, но одинаковое отношение сечений, имеют при работе на одних и тех же средах одинаковые характеристики $\frac{p_с}{p_н} = f\left(u, \frac{p_р}{p_н}\right)$ при условии, что струи, вытекающие из сопел этих аппаратов, находятся в одной и той же автомодельной области критерия Re.

Это обстоятельство значительно облегчает проведение экспериментальных исследований струйных аппаратов и испытание опытных образцов.

Вместо испытания натурных промышленных аппаратов можно проводить испытание подобных им моделей небольших размеров.

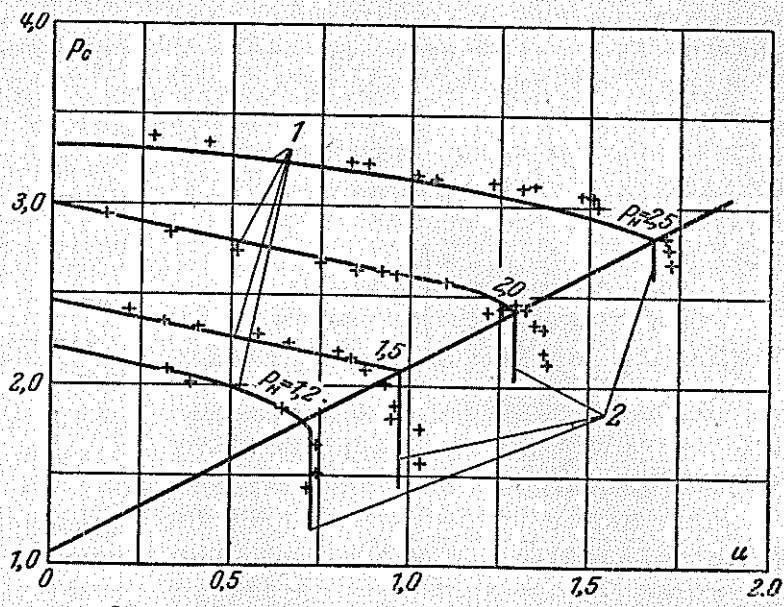


Рис. 2-13. Сопоставление экспериментальной и расчетной характеристик пароструйного компрессора.
$p_р = 8$ *ата*; $t_р = 210°$ С; $t_н = 140°$ С; $d_з = 59{,}5$ *мм*; $d_{px} = 21{,}6$ *мм*; $f_{p1}/f_{p\,x} = 1$; $f_з/f_{px} = 7{,}6$.
——— — расчетная характеристика;
+ + + — опытные точки.

Многочисленные экспериментальные исследования показывают, что уравнение (2-62) весьма точно описывает работу газоструйных аппаратов.

Для иллюстрации на рис. 2-13 приведено сопоставление расчетной характеристики пароструйного компрессора с экспериментальными данными. Компрессор имел следующие основные размеры: $d_з = 59{,}5$ *мм*; $d_{p1} = d_{px} = 21{,}6$ *мм*; $f_з/f_{px} = 7{,}6$; $f_{p1}/f_{px} = 1$. Параметры рабочего пара перед компрессором: $p_р = 8$ *ата*; $t_р = 210°$ С.

Опыты проводились при следующих значениях давления инжектируемого пара перед аппаратом: $p_н = 1{,}2$; 1,5; 2,0 и 2,5 *ата*. Сплошными линиями нанесены характеристики компрессора, рассчитанные по уравнению (2-62). Крестиками показаны опытные точки.

Знание характеристики струйных аппаратов является необходимым условиям их грамотного проектирования и эксплуатации.

Характеристика позволяет заранее установить возможный диапазон использования аппарата заданных размеров и режим работы его при изменении параметров рабочей, инжектируемой или сжатой среды.

Характеристика струйного аппарата может быть использована как эталон при оценке результатов испытаний работающих аппаратов.

Несовпадение действительной характеристики струйного аппарата с расчетной свидетельствует о дефектности аппарата. По характеру отклонения действительной характеристики от расчетной можно расшифровать существо дефекта.

2-5. ВЛИЯНИЕ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ АППАРАТА НА ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКУ

Основное значение для характеристики газоструйного аппарата имеет отношение $f_з/f_{рх}$.

При малом значении отношения $f_з/f_{рх}$ аппараты являются высоконапорными. Такие аппараты развивают высокую степень сжатия, но отличаются низкими значениями коэффициентов инжекции.

При увеличении отношения $f_з/f_{рх}$ снижается степень сжатия аппарата и растет коэффициент инжекции.

Уравнение (2-62) устанавливает зависимость между коэффициентом инжекции и степенью сжатия для пологого участка характеристики струйного компрессора.

В пределах этого участка изменение степени сжатия вызывает монотонное изменение коэффициента инжекции. Увеличение степени сжатия $p_с/p_н$ приводит к уменьшению коэффициента инжекции. При некотором значении степени сжатия коэффициент инжекции становится равным нулю. В этой точке характеристика пересекает ось ординат. Дальнейшее повышение степени сжатия приводит уже к отрицательным коэффициентам инжекции, т. е. часть рабочего потока поступает из приемной камеры в линию инжектируемой среды.

При уменьшении степени сжатия имеет место обратная картина. Коэффициент инжекции аппарата растет, но лишь до определенного предела $u_{пр}$. При дальнейшем снижении степени сжатия струйный аппарат переходит на предельный режим. При работе на предельном режиме коэффициент инжекции газоструйного компрессора остается постоянным ($u = u_{пр}$). При этом режиме аппарат развивает максимальную производительность для данных начальных параметров рабочего и инжектируемого (или сжатого) потоков.

Методика определения $u_{пр}$ приводится ниже. Второй геометрический параметр $f_{р1}/f_{рх}$ оказывает заметное влияние на характеристику газоструйного аппарата только при очень больших степенях расширения рабочего потока ($p_р/p_н > 20 - 30$).

При умеренных степенях расширения рабочего потока параметр $f_{р1}/f_{рх}$ оказывает небольшое влияние на характеристику аппарата.

Это положение можно установить непосредственным расчетом по уравнению характеристики. Оно также подтверждается опытом.

2-6. ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУР СМЕШИВАЕМЫХ ПОТОКОВ НА РАБОТУ СТРУЙНОГО АППАРАТА

Раньше мы проследили, как влияют на величину максимального коэффициента инжекции температуры рабочего и инжектируемого потоков. Теперь посмотрим, какое влияние оказывают эти температуры на характеристику газоструйного аппарата.

Для этой цели выразим уравнение характеристики струйного компрессора через отношения сечений, давлений и температур.

При одинаковых показателях адиабаты смешиваемых потоков, когда $k_р = k_н = k$, отношение критических скоростей может быть выражено через отношение температур смешиваемых потоков:

$$\left.\begin{aligned} \frac{a_{нх}}{a_{рх}} &= \sqrt{\frac{T_н}{T_р}} = \sqrt{\theta}; \\ \frac{a_{сх}}{a_{рх}} &= \sqrt{\frac{T_с}{T_р}} = \sqrt{\frac{1+u\theta}{1+u}} = \\ &= \frac{1}{1+u}(1+u\sqrt{\theta}), \end{aligned}\right\} \quad (2\text{-}64)$$

где $\theta = \frac{T_н}{T_р}$.

С учетом зависимости (2-64) уравнение характеристики (2-62а) может быть представлено в следующем виде:

$$\frac{p_с}{p_н} = \frac{1}{\Pi_{с3}}\left\{\Pi_{р2}\frac{p_р}{p_н}\cdot\frac{f_{р2}}{f_з} + \Pi_{н2}\frac{f_{н2}}{f_з} + \right.$$

$$+\frac{k\Pi_{px}}{\varphi_3}\cdot\frac{f_{px}}{f_3}\cdot\frac{p_p}{p_н}[K_1\lambda_{p2}+K_2\lambda_{н2}u\sqrt{\theta}-$$

$$-\lambda_{c3}(1+u\sqrt{\theta})]\Big\}. \qquad (2\text{-}65)$$

Как видно из уравнения (2-65), в струйном компрессоре заданных геометрических размеров постоянству отношений внешних давлений $\frac{p_p}{p_н}$ и $\frac{p_c}{p_н}$ соответствует постоянное значение произведения $u\sqrt{\theta}=\text{const}$:

$$u=\text{const}_1\sqrt{\frac{1}{\theta}}=\text{const}_1\sqrt{\frac{T_p}{T_н}}. \qquad (2\text{-}66)$$

Это значит, что при заданном режиме внешних давлений коэффициент инжекции газоструйного аппарата пропорционален корню квадратному из отношения абсолютных температур рабочего и инжектируемого потоков.

Коэффициент инжекции растет при повышении температуры рабочего потока и падает при повышении температуры инжектируемого потока. Напомним, что такая же зависимость от абсолютных температур смешиваемых потоков была установлена и для максимального коэффициента инжекции струйного аппарата [см. уравнение (2-32)].

Легко показать, что для струйного аппарата заданных размеров постоянным значениям внешних давлений p_p, $p_н$, p_c и произведения $u\sqrt{\theta}$ соответствуют постоянные значения всех газодинамических функций, входящих в уравнение (2-65). В самом деле, значения газодинамических функций рабочего потока λ_{p2} и Π_{p2} определяются однозначно по газодинамической функции q_{p2}, которая как показывает уравнение (2-63а), равна отношению сечений f_{px}/f_{p1}.

Значения газодинамических функций инжектируемого потока $\lambda_{н2}$ и $\Pi_{н2}$ определяются однозначно по газодинамической функции $q_{н2}$, которая определяется уравнением (2-63б) и для интересующей нас задачи может быть записана в следующей модификации:

$$q_{н2}=\frac{p_p}{p_н}\cdot\frac{f_{px}}{f_{н2}}\cdot\frac{a_{нx}}{a_{px}}\,u=\frac{p_p}{p_н}\cdot\frac{f_{px}}{f_{н2}}u\sqrt{\theta}.$$

Как видно из последнего выражения, при $\frac{p_p}{p_н}=\text{const}$, $\frac{f_{px}}{f_{н2}}=\text{const}$ и $u\sqrt{\theta}=\text{const}$ получим $q_{н2}=\text{const}$, следовательно значения $\lambda_{н2}$ и $\Pi_{н2}$ также остаются постоянными.

Значения газодинамических функций сжатого потока λ_{c3} и Π_{c3} определяются однозначно по газодинамической функции q_{c3}, которая определяется уравнением (2-63б) и для интересующей нас задачи может быть записана в следующей модификации:

$$q_{c3}=\frac{p_p}{p_c}\cdot\frac{f_{px}}{f_3}\cdot\frac{a_{cx}}{a_{px}}(1+u)=$$

$$=\frac{p_p}{p_c}\cdot\frac{f_{px}}{f_3}(1+u\sqrt{\theta}).$$

При $\frac{p_p}{p_c}=\text{const}$, $\frac{f_{px}}{f_3}=\text{const}$ и $u\sqrt{\theta}=\text{const}$ $q_{c3}=\text{const}$, а следовательно, постоянны также значения λ_{c3} и Π_{c3}.

Рассмотрим, как отражаются на расходах рабочего и инжектируемого потоков через струйный аппарат (G_p и $G_н$) изменения начальных температур этих потоков (T_p и $T_н$).

На основе уравнения (2-36а) расход рабочего потока

$$G_p=cp_p f_{px}\frac{1}{\sqrt{RT_p}}=\frac{\text{const}_2}{\sqrt{T_p}}. \qquad (2\text{-}67)$$

На основе уравнений (2-66) и (2-67) можно записать расход инжектируемого потока:

$$G_н=uG_p=\text{const}_1\sqrt{\frac{T_p}{T_н}}\cdot\frac{\text{const}_2}{\sqrt{T_p}}=$$

$$=\frac{\text{const}}{\sqrt{T_н}}. \qquad (2\text{-}68)$$

Уравнения (2-67) и (2-68) показывают, что в газоструйных компрессорах изменение начальной температуры одного из потоков, рабочего или инжектируемого, влияет только на расход этого потока и не влияет на расход второго, смешиваемого с ним потока, причем расход каждого из смешиваемых потоков изменяется обратно пропорционально корню квадратному аб-

солютной температуры его перед аппаратом.

Это интересное свойство газоструйных аппаратов со сверхкритической степенью расширения рабочего потока $\left(\frac{p_р}{p_н} > \frac{1}{\Pi_x}\right)$ было установлено Г. Н. Абрамовичем [Л. 1].

2-7. ПРЕДЕЛЬНЫЕ РЕЖИМЫ ГАЗОСТРУЙНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Как видно из рис. 2-13, характеристика струйного аппарата состоит из двух участков: *1*—пологого, на котором уменьшение давления сжатия сопровождается плавным увеличением коэффициента инжекции, и 2—вертикального, на котором при уменьшении давления сжатия коэффициент инжекции остается постоянным.

Пологий участок характеристики струйного аппарата описывается уравнением (2-62).

Рассмотрим вертикальный участок характеристики компрессора.

При работе на вертикальном участке характеристики компрессор развивает максимальную, так называемую предельную производительность для данных начальных параметров рабочего и инжектируемого потоков.

Предельный режим газоструйного аппарата со сверхкритической степенью расширения рабочего потока в сопле $\left(\frac{p_н}{p_р} < \Pi_x;\ w_{р2} > a_{рx}\right)$ наступает тогда, когда в каком-либо сечении камеры смешения аппарата скорость инжектируемого или смешанного потока достигает критического значения.

Предельный режим аппарата в общем случае может иметь место при одном из следующих условий:

1) скорость инжектируемого потока достигла критического значения во входном сечении цилиндрической камеры смешения;

2) скорость инжектируемого потока достигла критического значения в камере смешения, на некотором расстоянии от входного сечения;

3) скорость смешанного потока в камере смешения достигла критического значения.

Как показано ниже, при цилиндрической камере смешения второе условие наступает раньше первого, и поэтому первое условие практически не может быть реализовано.

Выведем уравнения для расчета предельных коэффициентов инжекции при указанных трех условиях.

При выводе уравнений будем исходить из схемы компрессора, приведенной на рис. 1-1, т. е. будем считать течения рабочего и инжектируемого потоков до поступления в цилиндрическую камеру смешения изолированными друг от друга.

Первый предельный режим

Во входном сечении цилиндрической камеры смешения скорость инжектируемого потока достигла критического значения, т. е. $\lambda_{н2} = 1$; $f_{н2} = f_{нx}$.

Согласно уравнению (2-35) предельный расход инжектируемой среды

$$(G_н)_{пр1} = \frac{k_н g \Pi_{нx} p_н f_{н2}}{a_{нx}}. \qquad (2\text{-}69)$$

Расход рабочей среды

$$G_р = \frac{k_р g \Pi_{рx} p_р f_{рx}}{a_{рx}}.$$

Следовательно, коэффициент инжекции газоструйного аппарата при первом предельном режиме

$$(u_{пр})_1 = \frac{(G_н)_{пр1}}{G_р} =$$

$$= \frac{k_н}{k_р} \cdot \frac{\Pi_{нx}}{\Pi_{рx}} \cdot \frac{p_н}{p_р} \cdot \frac{a_{рx}}{a_{нx}} \cdot \frac{f_{н2}}{f_{рx}}. \qquad (2\text{-}70а)$$

При $k_р = k_н$

$$(u_{пр})_1 = \frac{p_н}{p_р} \cdot \frac{a_{рx}}{a_{нx}} \cdot \frac{f_{н2}}{f_{рx}} =$$

$$= \frac{f_{н2}}{f_{рx}} \sqrt{\frac{p_н v_р}{p_р v_н}}. \qquad (2\text{-}70б)$$

В частном случае, при $a_{рx} = a_{нx}$,

$$(u_{пр})_1 = \frac{p_н}{p_р} \cdot \frac{f_{н2}}{f_{рx}}. \qquad (2\text{-}70в)$$

Как видно из уравнений (2-70), коэффициент инжекции при первом предельном режиме растет с увеличением отношения $\frac{f_{н2}}{f_{рx}}$ и уменьшением

степени расширения рабочего потока $\frac{p_р}{p_н}$.

Напомним, что при рассматриваемой нами схеме процесса инжекции в цилиндрической камере смешения

$$f_{н2}=f_2-f_{р1}=f_з-f_{р1}.$$

Второй предельный режим

При выводе расчетного уравнения для второго предельного режима примем условно упрощенную схему процесса, не учитывающую взаимного перемешивания потоков на начальном участке камеры смешения, т. е. будем считать, что в цилиндрическую камеру смешения поступают два потока: рабочий и инжектируемый, которые продолжают расширяться на начальном участке камеры смешения.

В процессе расширения статическое давление в обоих потоках падает. При этом сечение рабочего потока, текущего со сверхзвуковой скоростью, растет, а сечение инжектируемого потока, текущего с дозвуковой скоростью, уменьшается. Суммарное сечение обоих потоков равно сечению камеры смешения.

Как только статическое давление обоих потоков в некотором сечении s-s достигнет величины $p_{нx}=\Pi_{нx}p_н$, дальнейшее их расширение станет невозможным, так как камера смешения цилиндрическая, а при расширении потоков, текущих со сверхзвуковой скоростью, их сечение непрерывно возрастает.

Условие возникновения второго предельного режима, очевидно, можно записать так:

$$f_з=f_{рs}+f_{нs}=f_{рs}+f_{нx}, \quad (2\text{-}71а)$$

где $f_{рs}$ — сечение рабочего потока при статическом давлении $p_{нx}$;

$f_{нs}$ — сечение инжектируемого потока при статическом давлении $p_{нx}$.

Но $f_{нs}=f_{нx}$, так как скорость инжектируемого потока равна критической. С учетом уравнения (1-17) выражение (2-71а) может быть записано в таком виде:

$$f_з=\frac{f_{рx}}{q_{рs}}+\frac{f_{нx}}{q_{нx}}. \quad (2\text{-}71б)$$

Поскольку в сечении s-s статическое давление равно $p_{нx}$, то $\lambda_{нs}=\lambda_{нx}=1$; $q_{нs}=q_{нx}=1$;

$$f_{нx}=\frac{(G_н)_{пр2}a_{нx}}{k_н g\Pi_{нx}p_н}=\frac{(u_{пр})_2 G_р a_{нx}}{k_н g\Pi_{нx}p_н}.$$

Так как

$$G_р=\frac{k_р g\Pi_{рx}p_р f_{рx}}{a_{рx}},$$

то

$$f_{нx}=\frac{k_р}{k_н}\cdot\frac{\Pi_{рx}}{\Pi_{нx}}\cdot\frac{a_{нx}}{a_{рx}}\cdot\frac{p_р}{p_н}f_{рx}(u_{пр})_2. \quad (2\text{-}72)$$

Из совместного решения уравнений (2-71б) и (2-72) выводится выражение для определения коэффициента инжекции при втором предельном режиме:

$$(u_{пр})_2=\left(\frac{f_з}{f_{рx}}-\frac{1}{q_{рs}}\right)\frac{k_н}{k_р}\cdot\frac{\Pi_{нx}}{\Pi_{рx}}\cdot\frac{a_{рx}}{a_{нx}}\cdot\frac{p_н}{p_р}. \quad (2\text{-}73а)$$

При $k_р=k_н=k$

$$(u_{пр})_2=\left(\frac{f_з}{f_{рx}}-\frac{1}{q_{рs}}\right)\frac{a_{рx}}{a_{нx}}\cdot\frac{p_н}{p_р}. \quad (2\text{-}73б)^*$$

При одинаковых критических скоростях рабочего и инжектируемого потоков ($a_{рx}=a_{нx}$)

$$(u_{пр})_2=\left(\frac{f_з}{f_{рx}}-\frac{1}{q_{рs}}\right)\frac{p_н}{p_р}. \quad (2\text{-}73в)$$

Как видно из уравнения (2-73), коэффициент инжекции при втором предельном режиме растет с увеличением отношения $f_з/f_{рx}$ и падает с ростом степени расширения рабочего потока $p_р/p_н$.

При расчете $(u_{пр})_2$ по уравнению (2-73) значение газодинамической функции $q_{рs}$ находится по газодинамическим таблицам по известному значению относительного давления рабочего потока в сечении s-s:

$$\Pi_{рs}=\Pi_{нx}\frac{p_н}{p_р}.$$

---

* Аналогичное уравнение в несколько другой модификации было выведено М. Д. Миллионщиковым и Г. М. Рябинковым.

Значение газодинамической функции q_{ps} может быть также найдено по формуле

$$q_{ps}=\sqrt{\frac{k_р+1}{k_р-1}}\left(\frac{\Pi_{нx}p_н}{\Pi_{рx}p_р}\right)^{\frac{1}{k_р}}\times$$

$$\times\sqrt{1-\left(\frac{\Pi_{нx}p_н}{p_р}\right)^{\frac{k_р-1}{k_р}}}. \quad (2\text{-}74а)$$

При $k_р=k_н=k$

$$q_{ps}=\sqrt{\frac{k+1}{k-1}}\left(\frac{p_н}{p_р}\right)^{\frac{1}{k}}\times$$

$$\times\sqrt{1-\left(\frac{\Pi_{нx}p_н}{p_р}\right)^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (2\text{-}74б)$$

Третий предельный режим

Третий предельный режим наступает тогда, когда скорость смешанного потока в камере смешения достигает критической, т. е. $\lambda_{сз}=1$.

Этот предельный режим был детально исследован Л. Д. Берманом [Л. 12 и 14].

Согласно уравнению (2-35) предельный расход сжатого потока

$$(G_с)_{пр}=G_р[1+(u_{пр})_з]=\frac{k_с g\Pi_{сx}p_с f_з}{a_{сx}}. \quad (2\text{-}75)$$

Расход рабочего потока через сопло

$$G_р=\frac{k_р g\Pi_{рx}p_р f_{рx}}{a_{рx}}. \quad (2\text{-}76)$$

Из совместного решения уравнений (2-75) и (2-76) выводится выражение для расчета коэффициента инжекции при третьем предельном режиме:

$$(u_{пр})_з=\frac{k_с}{k_р}\cdot\frac{\Pi_{сx}}{\Pi_{рx}}\cdot\frac{a_{рx}}{a_{сx}}\cdot\frac{p_с}{p_р}\cdot\frac{f_з}{f_{рx}}-1. \quad (2\text{-}77а)$$

При $k_р=k_н=k_с=k$

$$(u_{пр})_з=\frac{a_{рx}}{a_{сx}}\cdot\frac{p_с}{p_р}\cdot\frac{f_з}{f_{рx}}-1. \quad (2\text{-}77б)$$

При $a_{рx}=a_{сx}$

$$(u_{пр})_з=\frac{p_с}{p_р}\cdot\frac{f_з}{f_{рx}}-1. \quad (2\text{-}77в)$$

Как видно из уравнения (2-77), величина коэффициента инжекции при третьем предельном режиме растет с увеличением отношения сечений $f_з/f_{рx}$ и отношения давлений $\frac{p_с}{p_р}$.

Уравнения (2-70), (2-73) и (2-77) позволяют определить коэффициенты инжекции при трех предельных режимах. Эти уравнения показывают, что значения предельных коэффициентов инжекции, так же как и значение коэффициента инжекции при работе аппарата на пологой части характеристики, зависят не от абсолютных размеров, а от отношений сечений $f_з/f_{рx}$ и $\frac{f_{р2}}{f_{рx}}=\frac{f_{р1}}{f_{рx}}$, являющихся геометрическими параметрами аппарата.

Для построения характеристики струйного аппарата заданных размеров должны быть определены коэффициенты инжекции при всех возможных предельных режимах.

Производительность компрессора будет ограничиваться всегда тем предельным режимом, который наступает при наименьшем коэффициенте инжекции.

При обычно применяемом в струйных компрессорах профиле камеры смешения, состоящем из конического входного участка и развитой цилиндрической части, первый предельный режим практически не может быть получен, так как всегда

$$(u_{пр})_2<(u_{пр})_1.$$

Это объясняется тем, что $(u_{пр})_1$ соответствует расходу инжектируемого потока при критической скорости в сечении $f_{н2}=f_з-f_{р1}$, в то время как $(u_{пр})_2$ соответствует расходу инжектируемого потока с той же критической скоростью в сечении $f_{нs}=f_з-f_{ps}$.

Но $f_{ps}>f_{р1}$, так как рабочий поток движется со сверхкритической скоростью и сечение рабочего потока в камере смешения растет по мере

снижения его статического давления от $p_{p1} = p_н$ до $p_{ps} = p_{нх}$.

В сечении f_{p1} давление рабочего потока равно $p_н$. Это давление выше, чем давление в сечении f_{ps}, равное $p_{нх} = \Pi_{нх} p_н$.

Поскольку $f_{нs} < f_{н2}$, то и $(u_{пр})_2 < (u_{пр})_1$. Поэтому при расчете газоструйных компрессоров с цилиндрической камерой смешения необходимо только определять коэффициенты инжекции при двух предельных режимах: $(u_{пр})_2$ и $(u_{пр})_3$.

При построении характеристики струйного аппарата переход аппарата на предельный режим определяется по точке пересечения пологой части характеристики с линией предельного режима.

В том случае, когда предельный коэффициент инжекции определяется постоянными внешними параметрами потоков, величина предельного коэффициента инжекции не зависит от протекания пологой части характеристики. Точка пересечения пологой части характеристики с линией $u_{пр} = \text{const}$ определяет в этом случае давление ($p_с$ или $p_н$) при переходе аппарата на предельный режим.

Если же предельный коэффициент инжекции определяется переменными внешними параметрами потоков, то по точке пересечения пологой части характеристики с линией предельного режима $\frac{p_с}{p_н} = f(u_{пр})$ определяются как величина предельного коэффициента инжекции, так и давление ($p_с$ или $p_н$) при переходе аппарата на предельный режим. Так, например, при постоянных значениях $p_р$, $a_{рх}$, $p_н$, $a_{нх}$ и переменном значении $p_с$ коэффициенты инжекции $(u_{пр})_1$ и $(u_{пр})_2$ определяются однозначно независимо от значения $p_с$. Что же касается $(u_{пр})_3$, то он определяется пересечением пологой части характеристики и линии предельного режима $p_с = f(u_{пр})_3$.

Для иллюстрации на рис. 2-14 и 2-15 нанесены характеристики и линии предельных режимов газоструйного

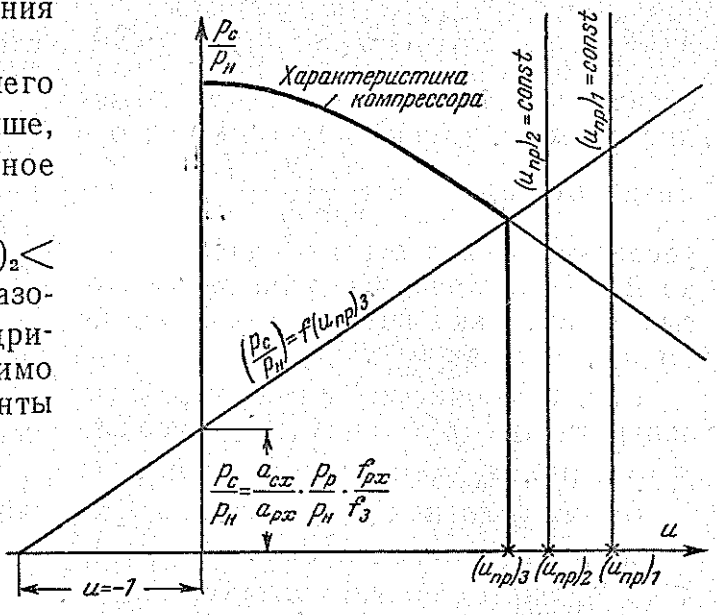


Рис. 2-14. Характеристика и линии предельных режимов струйного компрессора при $p_р = \text{const}$, $a_{рх} = \text{const}$, $p_н = \text{const}$, $a_{нх} = \text{const}$ и $p_с = \text{var}$.

компрессора при двух режимах его работы.

Рис. 2-14 описывает режим работы аппарата при $p_р = \text{const}$, $a_{рх} = \text{const}$, $p_н = \text{const}$, $a_{нх} = \text{const}$ и $p_с = \text{var}$.

В этих условиях $(u_{пр})_1 = \text{const}$, $(u_{пр})_2 = \text{const}$, что же касается величины $(u_{пр})_3$, то она определяется пересечением линии $p_с/p_н = f(u_{пр})_3$ и характеристики аппарата.

Как видно из формулы (2-77), линия $\frac{p_с}{p_н} = f(u_{пр})_3$, описываемая уравне-

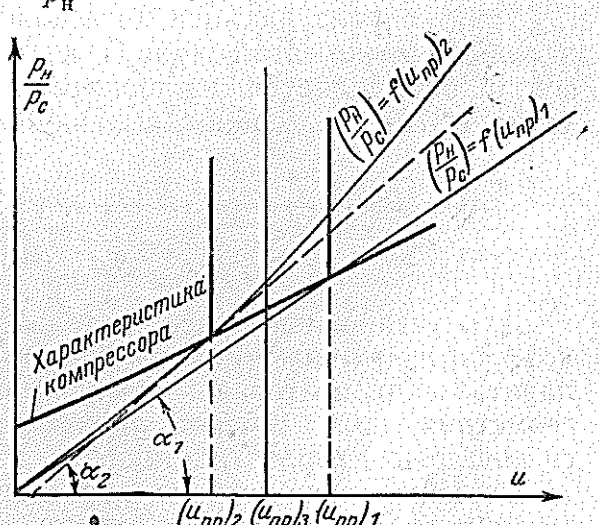


Рис. 2-15. Характеристика и линии предельных режимов струйного компрессора при $p_р = \text{const}$, $a_{рх} = \text{const}$, $p_с = \text{const}$, $a_{нх} = \text{const}$, $p_н = \text{var}$.

нием $\left(\frac{p_c}{p_н}\right)_{пр} = (1+u)\frac{a_{cx}}{a_{px}}\cdot\frac{p_р}{p_н}\cdot\frac{f_{px}}{f_з}$ представляет собой в первом приближении прямую, отсекающую на оси ординат отрезок $\frac{p_c}{p_н} = \frac{a_{cx}}{a_{px}}\cdot\frac{p_р}{p_н}\cdot\frac{f_{px}}{f_з}$ и пересекающуюся с осью абсцисс в точке $u = -1$. Кривизна этой линии вызывается только переменным значением a_{cx}, так как $a_{cx} = f(u)$.

Рис. 2-15 описывает режим работы аппарата при $p_р = \text{const}$, $a_{px} = \text{const}$, $p_c = \text{const}$, $a_{нx} = \text{const}$ и $p_н = \text{var}$.

В этих условиях $(u_{пр})_1 = \text{var}$, $(u_{пр})_2 = \text{var}$ и $(u_{пр})_3 = \text{const}$. Значения $(u_{пр})_1$ и $(u_{пр})_2$ определяются точками пересечения линий $\frac{p_н}{p_c} = f(u_{пр})_1$ и $\frac{p_н}{p_c} = f(u_{пр})_2$ с характеристикой аппарата.

Линия $\frac{p_н}{p_c} = f(u_{пр})_1$ представляет собой прямую, проходящую через начало координат. Тангенс угла наклона этой линии к оси абсцисс определяется на основе формулы (2-70) выражением

$$\operatorname{tg}\alpha_1 = \frac{a_{нx}}{a_{px}}\cdot\frac{f_{px}}{f_{н2}}\cdot\frac{p_р}{p_c}. \qquad (2\text{-}78)$$

Линия $(u_{пр})_2 = f\left(\frac{p_н}{p_c}\right)$ представляет собой кривую, проходящую через начало координат.

Тангенс угла наклона касательной в любой точке этой кривой к горизонту определяется на основе формулы (2-73) следующим выражением:

$$\operatorname{tg}\alpha_2 = \frac{a_{нx}}{a_{px}}\cdot\frac{p_р}{p_c}\cdot\frac{1}{\frac{f_з}{f_{px}} - \frac{1}{q_{ps}}}. \qquad (2\text{-}79)$$

Для установления действительного коэффициента инжекции струйного аппарата и окончательного выбора его геометрических размеров производится построение характеристики.

Первоначально строят характеристику аппарата по геометрическим параметрам, найденным на основе предварительного расчета. Если при этом получаются по сравнению с предварительным расчетом заниженные значения коэффициента инжекции u или степени сжатия $p_c/p_н$ для рабочей области аппарата, то следует проверить возможность улучшения работы аппарата за счет некоторого изменения геометрического параметра $f_з/f_{px}$ в бóльшую или меньшую сторону по сравнению с предварительным расчетом.

Для проведения такой проверки производится построение характеристики аппарата для нескольких значений отношения $f_з/f_{px}$.

После окончательного выбора отношения $f_з/f_{px}$ производится расчет всех геометрических размеров аппарата.

Для окончательно выбранного отношения сечений можно провести расчет характеристики для нескольких значений параметров рабочей, инжектируемой и сжатой сред и построить поле возможных режимов данного аппарата, что весьма полезно для установления экономичных режимов использования струйного аппарата при переменных параметрах рабочей, инжектируемой и сжатой сред или переменных расходах, а также для решения вопросов рациональной эксплуатации параллельно работающих струйных аппаратов.

Вследствие возникновения в струйных компрессорах предельных режимов, а также из-за невозможности реализации во всех случаях оптимальных условий работы действительные коэффициенты инжекции струйных компрессоров при повышенных значениях степеней сжатия существенно отличаются от максимальных, определяемых по формуле (2-17).

Для иллюстрации на рис. 2-16 сплошными линиями нанесена для $k = 1{,}4$ уточненная зависимость $u = f(p_c/p_н)$ струйных компрессоров с цилиндрической камерой смешения с учетом реальных размеров аппаратов, а пунктиром показана зависимость $u = f(p_c/p_н)$ по уравнению (2-17). Из рис. 2-16 легко установить, что при степенях сжатия $\frac{p_c}{p_н} > 1{,}5-2$ достижимые коэффициенты инжекции значительно ниже максимальных, определяемых по формуле (2-17).

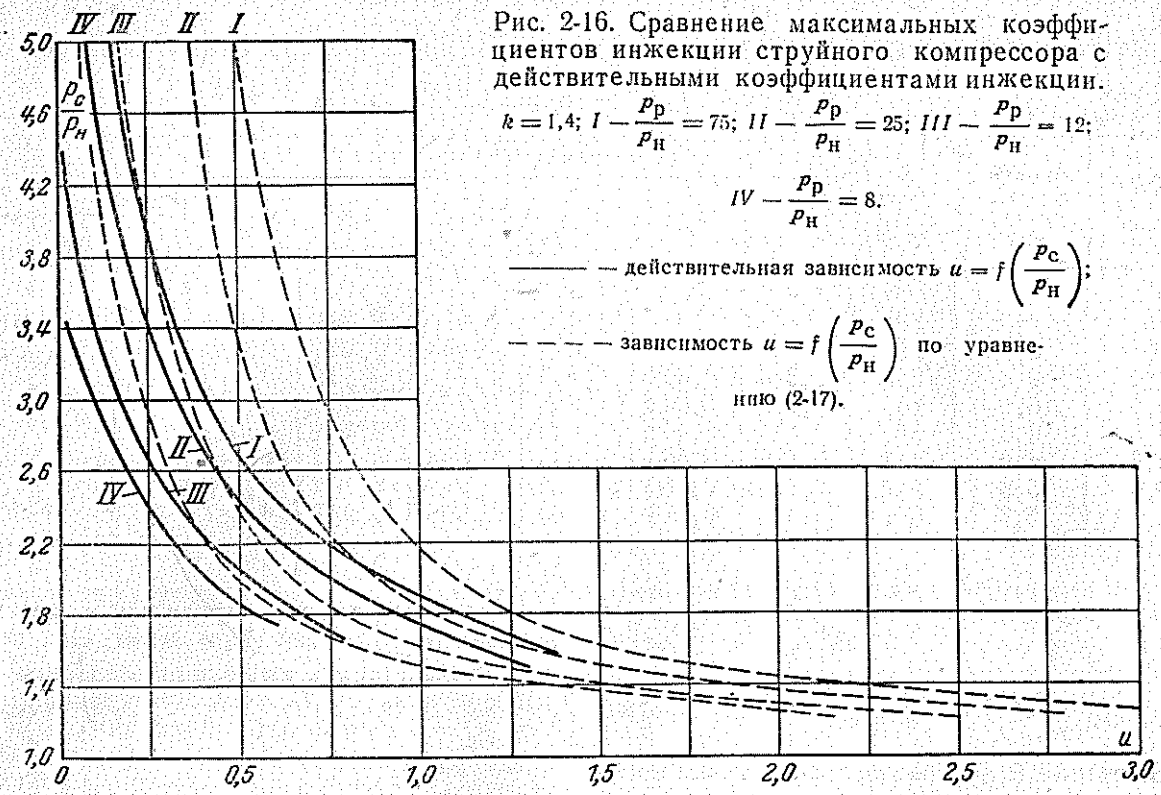


Рис. 2-16. Сравнение максимальных коэффициентов инжекции струйного компрессора с действительными коэффициентами инжекции.

$k = 1{,}4$; $I - \frac{p_р}{p_н} = 75$; $II - \frac{p_р}{p_н} = 25$; $III - \frac{p_р}{p_н} = 12$;

$IV - \frac{p_р}{p_н} = 8$.

——— — действительная зависимость $u = f\left(\frac{p_с}{p_н}\right)$;

— — — — зависимость $u = f\left(\frac{p_с}{p_н}\right)$ по уравнению (2-17).

Пример 2-4. Определить действительный коэффициент инжекции, рассчитать все основные размеры, построить характеристику и поле режимов для пароструйного компрессора, предварительный расчет которого приведен в примерах 2-1 и 2-3.

Напомним основные расчетные данные этого компрессора.

Рабочие и инжектируемые среды — водяной пар.

$p_р = 30$ *ата*; $t_р = 400°$ С; $a_{рх} = 580$ *м/сек*;

$p_н = 3$ *ата*; $t_н = 180°$ С; $a_{нх} = 482$ *м/сек*;

$$p_с = 6 \text{ ата}.$$

Расход сжатого пара

$$G_с = 35 \text{ т/ч}.$$

На основе предварительного расчета было найдено:

$$u = 0{,}745; \quad f_з/f_{рх} = 8{,}46; \quad f_{р1}/f_{рх} = 2{,}02.$$

Решение. Построим сначала характеристику $p_с = f(u)$ для найденного из предварительного расчета отношения сечений.

Пологая часть характеристики строится по уравнению (2-62а). Значения $q_{н2}$ и $q_{с3}$ подсчитываются по формулам (2-63б). Значение $a_{сх}$ определяется по формуле (2-20). При составлении расчетной таблицы следует иметь в виду, что возможны только такие режимы, при которых $q_{н2} \leqslant 1$ и $q_{с3} \leqslant 1$, так как максимальное значение функции q равно 1. Результаты расчета приведены в табл. 2-3 и на рис. 2-17.

Коэффициент инжекции при втором предельном режиме определяется по формуле (2-73б):

$$(u_{пр})_2 = \left(\frac{f_з}{f_{рх}} - \frac{1}{q_{рs}}\right)\frac{a_{рх}}{a_{нх}} \cdot \frac{p_н}{p_р} =$$

$$= (8{,}46 - 2{,}96)\frac{580}{482} \cdot \frac{3}{30} = 0{,}66;$$

$$\Pi_{рs} = \Pi_{нх}\frac{p_н}{p_р} = 0{,}54\frac{3}{30} = 0{,}054.$$

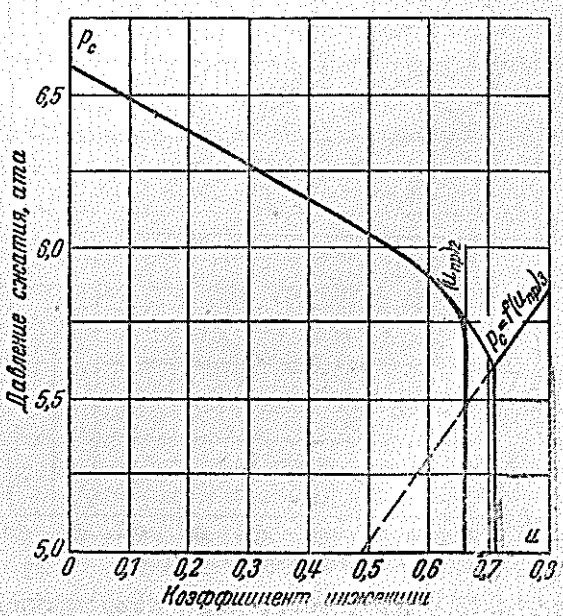


Рис. 2-17. Характеристика пароструйного компрессора.

$p_р = 30$ *ата*; $a_{рх} = 580$ *м/сек*; $p_н = 3$ *ата*; $a_{нх} = 482$ *м/сек*; $f_з/f_{рх} = 8{,}46$; $f_{р1}/f_{рх} = 2{,}02$.

Таблица 2-3

Расчет характеристики $p_c = f(u)$ пароструйного компрессора для следующих условий:

$p_р = 30$ *ата*; $p_н = 3$ *ата*; $f_з/f_{рх} = 8{,}46$; $f_{р1}/f_{рх} = 2{,}02$

Коэффициент инжекции	p_c, *ата* (предварительное)	$a_{сх}$, *м/сек*	Газодинамические функции						p'_c, *ата*	$(p_c)_{пр3}$, *ата*
			$q_{н2}$	$\lambda_{н2}$	$\Pi_{н2}$	$q_{с3}$	$\lambda_{с3}$	$\Pi_{с3}$		
0	6,5	580	0	0	1,000	0,550	0,366	0,926	6,70	3,54
0	6,7	580	0	0	1,000	0,535	0,356	0,930	6,60	3,54
0,4	6,4	555	0,516	0,342	0,935	0,745	0,531	0,849	6,17	4,75
0,4	6,2	555	0,516	0,342	0,935	0,769	0,554	0,836	6,15	4,75
0,5	6,1	551	0,645	0,442	0,893	0,835	0,624	0,835	6,05	5,05
0,6	6,0	547	0,775	0,560	0,833	0,898	0,706	0,744	5,86	5,34
0,6	5,9	547	0,775	0,560	0,833	0,914	0,730	0,729	5,90	5,34
0,7	5,7	541	0,903	0,713	0,740	0,995	0,935	0,587	5,65	5,65

По газодинамическим таблицам находим:

$$q_{ps} = 0{,}337; \quad \frac{1}{q_{ps}} = 2{,}96.$$

Значение $(u_{пр})_з$ находится по точке пересечения характеристики компрессора и линии $p_c = f(u_{пр})_з$. Линия $p_c = f(u_{пр})_з$ строится по формуле (2-77б):

$$p_c = p_н \frac{a_{сх}}{a_{рх}} \cdot \frac{p_р}{p_н} \cdot \frac{f_{рх}}{f_з} (1 + u).$$

На рис. 2-17 нанесены линии $(u_{пр})_2$ и $p_c = f(u_{пр})_з$. Как видно из рис. 2-17, $(u_{пр})_з = 0{,}71$. Поскольку $(u_{пр})_2 < (u_{пр})_з$, максимальный коэффициент инжекции компрессора определяется вторым предельным режимом и равен $(u_{пр})_2 = 0{,}66$. При этом максимальном коэффициенте инжекции давление сжатия составляет 5,75 *ата*. При давлении сжатия $p_c = 6$ *ата* коэффициент инжекции компрессора $u = 0{,}54$, что значительно меньше величины $u = 0{,}745$, полученной при предварительном расчете.

Действительный коэффициент инжекции компрессора при расчетном режиме $p_c = 6$ *ата* значительно ниже найденного при предварительном расчете, поэтому следует проверить возможность улучшения работы компрессора за счет изменения отношения сечений $f_з/f_{рх}$.

Построим характеристики компрессора при двух значениях $f_з/f_{рх} = 9{,}0$ и 8,0. Одно из этих значений больше, а другое меньше значения $f_з/f_{рх}$, найденного при предварительном расчете.

В табл. 2-4 приводится расчет характеристики компрессора при $f_з/f_{рх} = 9$, а в табл. 2-5 — при $f_з/f_{рх} = 8$.

Подсчитанные по формуле (2-73б) коэффициенты инжекции при втором предельном режиме составляют: для компрессора с $f_з/f_{рх}=9$ $(u_{пр})_2 = 0{,}727$, а для компрессора с $f_з/f_{рх}=8$ $(u_{пр})_2 = 0{,}61$.

На рис. 2-18 приведены характеристики компрессора при трех значениях отношения $f_з/f_{рх}$. Из рассмотрения этих характеристик легко установить, что при $f_з/f_{рх} = 9$ предельный коэффициент инжекции компрессора равен 0,73, но при этом коэффициенте инжекции давление сжатия составляет только 5,6 *ата*, т. е. ниже требуемого давления сжатия $p_c = 6$ *ата*.

При давлении сжатия $p_c = 6$ *ата* коэффициент инжекции этого компрессора составит только $u = 0{,}4$, т. е. меньше, чем при $f_з/f_{рх} = 8{,}46$.

Если выбрать $f_з/f_{рх} = 8$, то предельный коэффициент инжекции компрессора составит 0,61 и при этом коэффициенте инжекции давление сжатия будет равно $p_c = 5{,}96$ *ата*,

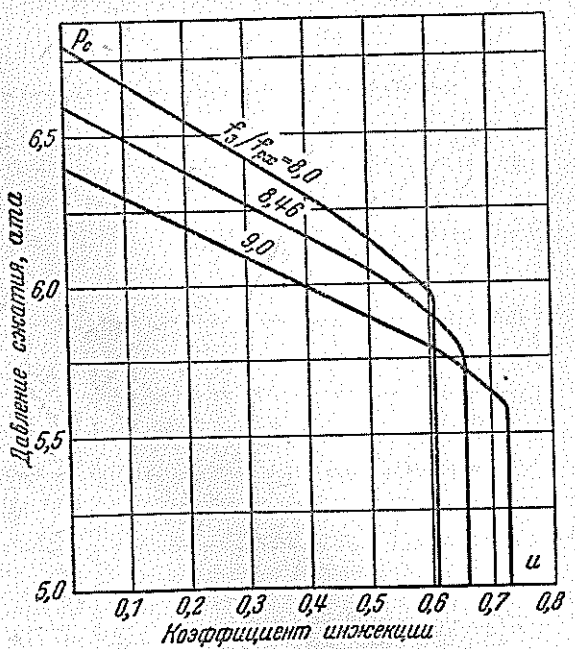


Рис. 2-18. Характеристики пароструйного компрессора с различными геометрическими параметрами $f_з/f_{рх}$.

$p_р = 30$ *ата*; $a_{рх} = 580$ *м/сек*; $p_н = 3$ *ата*; $a_{нх} = 482$ *м/сек*; $f_{р1}/f_{рх} = 2{,}02$.

Таблица 2-4

Расчет характеристики $p_c = f(u)$ пароструйного компрессора для следующих условий:

$p_р = 30$ *ата*; $p_н = 3$ *ата*; $f_з/f_{рх} = 9{,}0$; $f_{р1}/f_{рх} = 2{,}02$

Коэффициент инжекции	$a_{сх}$, *м/сек*	p_c, *ата* (предварительное)	Газодинамические функции						p'_c, *ата*	$(p_c)_{пр3}$, *ата*
			$q_{н2}$	$\lambda_{н2}$	$\Pi_{н2}$	$q_{с3}$	$\lambda_{с3}$	$\Pi_{с3}$		
0	580	6,40	0	0	1,000	0,520	0,345	0,934	6,4	3,33
0,40	555	6,30	0,476	0,313	0,945	0,698	0,487	0,871	6,05	3,94
0,40	555	6,05	0,476	0,313	0,945	0,726	0,513	0,858	6,02	3,94
0,50	551	5,95	0,595	0,403	0,911	0,800	0,586	0,818	5,90	4,74
0,60	547	5,80	0,715	0,505	0,859	0,870	0,670	0,762	5,80	5,03
0,70	541	5,70	0,834	0,623	0,796	0,929	0,754	0,713	5,63	5,29
0,75	540	5,55	0,884	0,686	0,757	0,980	0,870	0,633	5,50	5,42

Таблица 2-5

Расчет характеристики $p_c = f(u)$ пароструйного компрессора для следующих условий

$p_р = 30$ *ата*; $p_н = 3$ *ата*; $f_з/f_{рх} = 8{,}0$; $f_{р1}/f_{рх} = 2{,}02$

Коэффициент инжекции	$a_{сх}$, *м/сек*	p_c, *ата* (предварительное)	Газодинамические функции						p'_c, *ата*	$(p_c)_{пр3}$, *ата*
			$q_{н2}$	$\lambda_{н2}$	$\Pi_{н2}$	$q_{с3}$	$\lambda_{с3}$	$\Pi_{с3}$		
0	580	6,80	0	0	1,000	0,551	0,368	0,925	6,80	3,75
0,40	555	6,30	0,554	0,370	0,924	0,797	0,582	0,820	6,30	5,00
0,50	551	6,15	0,692	0,482	0,874	0,870	0,667	0,769	6,15	5,35
0,60	547	6,00	0,830	0,504	0,863	0,943	0,780	0,695	5,98	5,66
0,65	544	5,90	0,902	0,711	0,741	0,984	0,883	0,624	5,86	5,80

т. е. весьма близко к требуемому давлению сжатия 6 *ата*.

При давлении сжатия 6 *ата* этот компрессор создает коэффициент инжекции $u = 0{,}6$, т. е. больше, чем при $f_з/f_{рх} = 8{,}46$, и значительно больше, чем при $f_з/f_{рх} = 9{,}0$. Поскольку требуемым давлением сжатия является в нашем случае 6 *ата*, наиболее целесообразным геометрическим параметром для рассчитываемого компрессора является $f_з/f_{рх} = 8{,}0$.

Следует отметить, что если принять для компрессора новое значение $f_з/f_{рх} < 8$, то это уже не приведет к увеличению коэффициента инжекции, так как у такого компрессора $u_{пр}$ будет меньше 0,6.

Теперь перейдем к расчету[1] всех основных размеров компрессора с отношением сечений

$$f_з/f_{рх} = 8{,}0 \quad \text{и} \quad f_{р1}/f_{рх} = 2{,}02.$$

Коэффициент инжекции аппарата при $p_c = 6$ *ата* $u = 0{,}6$.

Расчетный расход рабочего пара

$$G_р = \frac{G_c}{1+u} = \frac{35}{1{,}6} = 21{,}9 \ т/ч = 6{,}08 \ кг/сек.$$

Расчетный расход инжектируемого пара $G_н = uG_р = 0{,}6 \cdot 21{,}9 = 13{,}1 \ т/ч = 3{,}54 \ кг/сек$.

Критическое сечение рабочего сопла определяется по формуле (2-34б):

$$f_{рх} = \frac{G_р a_{рх}}{k_р g \Pi_{рх} p_р} = \frac{6{,}08 \cdot 580}{1{,}3 \cdot 9{,}8 \cdot 0{,}54 \cdot 300\,000} =$$

$$= 0{,}001705 \ м^2 = 1\,705 \ мм^2.$$

Диаметр критического сечения сопла

$$d_{рх} = 1{,}13\sqrt{f_{рх}} = 0{,}0466 \ м = 46{,}6 \ мм.$$

Выходное сечение рабочего сопла

$$f_{р1} = 2{,}02 f_{рх} = 2{,}02 \cdot 0{,}001705 =$$

$$= 0{,}003445 \ м^2 = 3\,445 \ мм^2.$$

Диаметр выходного сечения рабочего сопла

$$d_1 = 1{,}13\sqrt{f_{р1}} = 1{,}13\sqrt{0{,}003445} =$$

$$= 0{,}0662 \ м = 66{,}2 \ мм.$$

Сечение камеры смешения

$$f_з = 8 f_{рх} = 8 \cdot 0{,}001705 = 0{,}01365 \ м^2 =$$

$$= 13\,650 \ мм^2.$$

[1] Расчет проведен по газодинамическим таблицам при $k = 1{,}33$ [Л. 19].

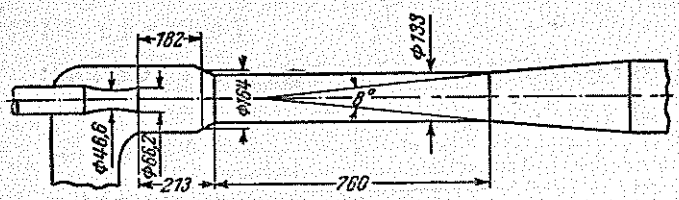


Рис. 2-19. Общий вид пароструйного компрессора.

$p_р = 30$ *ата*; $t_р = 400°$ С; $p_н = 3$ *ата*; $t_н = 180°$ С; $p_с = 6$ *ата*; $G_с = 35$ *т/ч*; $u = 0{,}6$.

Диаметр камеры смешения

$$d_з = 1{,}13\sqrt{f_з} = 1{,}13\sqrt{0{,}01365} = 0{,}133\ м = 133\ мм.$$

Перейдем к расчету осевых размеров аппарата.

Длина свободной струи определяется по формуле (2-52):

$$l_{с1} = \frac{0{,}37 + u}{4{,}4a} d_1 = \frac{0{,}37 + 0{,}6}{4{,}4 \cdot 0{,}08} 66{,}2 = 182\ мм.$$

Диаметр свободной струи на расстоянии 182 *мм* от выходного сечения рабочего сопла определяется по формуле (2-53):

$$d_4 = 1{,}55\,(1 + u)\,d_1 = 1{,}55 \cdot 1{,}6 \cdot 66{,}2 = 164\ мм.$$

Так как диаметр камеры смешения $d_з = 133 < 164$ *мм*, то входной участок камеры смешения должен быть выполнен в виде конического перехода, на котором диаметр меняется от 164 до 133 *мм*. При угле раствора конуса 90° длина входного участка камеры смешения $l_{с2} = 31$ *мм*.

Расстояние от выходного сечения сопла до входного сечения цилиндрической камеры смешения

$$l_с = l_{с1} + l_{с2} = 182 + 31 = 213\ мм.$$

Длина цилиндрической камеры смешения определяется по формуле (2-56):

$$l_к = \frac{d_з}{2a}\left\{1 - \sqrt{\frac{f_{р1}}{f_з}} \times \left[\frac{0{,}12u}{(f_з/f_{р1} - 1) + \frac{u^2}{(f_з/f_{р1} - 1)^2}} + 0{,}29\right]\right\} - l_с =$$

$$= \frac{133}{2 \cdot 0{,}05}\left\{1 - \sqrt{\frac{2{,}02}{8{,}0}} \times \left[\frac{0{,}12 \cdot 0{,}6}{\left(\frac{8{,}0}{2{,}02} - 1\right) + \frac{0{,}6^2}{\left(\frac{8{,}0}{2{,}02} - 1\right)^2}} + 0{,}29\right]\right\} -$$

$$- 213 = 760\ мм.$$

Общий вид рассчитанного пароструйного компрессора с основными размерами показан на рис. 2-19.

Построим поле режимов запроектированного пароструйного компрессора.

Для этой цели построим характеристики пароструйного компрессора при нескольких значениях $p_р$ и $p_н$ в интересующем нас рабочем интервале.

В табл. 2-6 и на рис. 2-20 приведены результаты расчета характеристики компрессора при $f_з/f_{рх} = 8$, $f_{р1}/f_{рх} = 2{,}02$ и $p_н = 3$ *ата* для ряда значений $p_р$ в интервале 30 — 24 *ата*. Так как изменение давления рабочего пара $p_р$ перед соплом производится дросселированием, то при расчете критическая скорость рабочего пара принята постоянной: $a_{рх} = 580$ *м/сек*.

Как видно из рис. 2-20, давление рабочего пара весьма сильно влияет на коэффициент инжекции и давление сжатия. Так, при постоянном давлении сжатия $p_с = 6$ *ата* снижение давления рабочего пара с 30 до 26 *ата* уменьшает коэффициент инжекции с 0,6 до 0,2, т. е. в 3 раза. При давлении рабочего пара 24 *ата* компрессор не может развить давление сжатия $p_с = 6$ *ата* даже при коэффициенте инжекции, равном нулю.

Таким образом, снижение давления рабочего пара перед компрессором при постоянном давлении сжатия приводит к уменьшению коэффициента инжекции компрессора. С другой стороны, при понижении давления рабочего пара увеличивается предельный коэффициент инжекции компрессора, но снижается давление сжатия, при котором наступает предельный режим.

Так, при $p_р = 30$ *ата* $u_{пр} = 0{,}61$ — предельный режим наступает при давлении сжатия 5,96 *ата*, а при $p_р = 24$ *ата* $u_{пр} = 0{,}815$, но предельный режим наступает при давлении сжатия 5,08 *ата*.

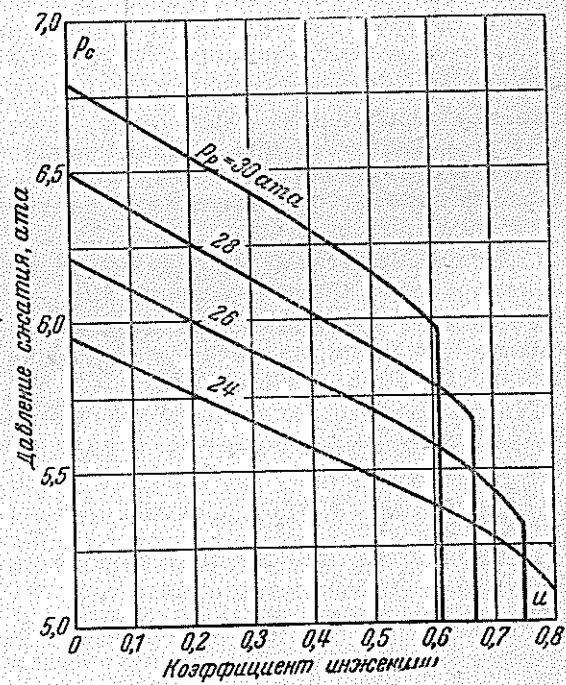


Рис. 2-20. Характеристика пароструйного компрессора при различных давлениях рабочего пара.

$f_з/f_{рх} = 8{,}0$; $f_{р1}/f_{рх} = 2{,}02$; $p_н = 3$ *ата*.

Таблица 2-6

Расчет характеристики $p_c = f(u)$ пароструйного компрессора для следующих условий: $f_3/f_{px} = 8{,}0$; $f_{p1}/f_{px} = 2{,}02$; $p_н = 3$ *ата*

Давление рабочего пара, *ата*	Коэффициент инжекции	a_{cx}, *м/сек*	p_c, *ата* (предварительное)	Газодинамические функции						p'_c, *ата*	$(p_c)_{пр_3}$, *ата*	$(u_{пр})_2$
				$q_{н2}$	$\lambda_{н2}$	$\Pi_{н2}$	q_{c3}	λ_{c3}	Π_{c3}			
30	0	580	6,80	0	0	1,000	0,551	0,368	0,925	6,80	3,75	0,610
	0,40	555	6,30	0,554	0,370	0,924	0,797	0,582	0,820	6,30	5,00	
	0,50	551	6,15	0,692	0,482	0,874	0,870	0,667	0,769	6,15	5,35	
	0,60	547	6,00	0,830	0,504	0,863	0,943	0,780	0,695	6,00	5,66	
	0,65	544	5,90	0,902	0,711	0,741	0,984	0,883	0,624	5,86	5,80	
28	0	580	6,50	0	0	1,000	0,538	0,358	0,929	6,50	3,50	0,665
	0,4	555	6,00	0,518	0,343	0,934	0,779	0,564	0,831	6,05	4,68	
	0,5	551	5,95	0,647	0,444	0,892	0,840	0,630	0,792	5,92	5,00	
	0,6	547	5,80	0,777	0,562	0,832	0,914	0,730	0,729	5,80	5,30	
	0,7	541	5,65	0,908	0,720	0,735	0,980	0,869	0,634	5,56	5,55	
	0,7	541	5,60	0,908	0,720	0,735	0,990	0,908	0,606	5,55		
26	0	580	6,20	0	0	1,000	0,526	0,349	0,932	6,22	3,25	0,735
	0,40	555	5,80	0,48	0,315	0,944	0,750	0,535	0,846	5,81	4,35	
	0,50	551	5,70	0,60	0,406	0,909	0,812	0,598	0,811	5,71	4,62	
	0,60	547	5,60	0,72	0,507	0,861	0,876	0,675	0,764	5,60	4,90	
	0,70	541	5,45	0,84	0,630	0,792	0,948	0,790	0,689	5,44	5,15	
	0,75	540	5,35	0,90	0,708	0,743	0,990	0,908	0,606	5,29	5,30	
	0,75	540	5,30	0,90	0,708	0,743	1,000	1,000	0,540	5,30	5,30	
24	0	580	5,90	0	0	1,000	0,510	0,337	0,937	5,96	3,00	0,815
	0,4	555	5,60	0,444	0,290	0,953	0,719	0,506	0,862	5,58	4,02	
	0,5	551	5,50	0,555	0,371	0,924	0,780	0,565	0,830	5,49	4,27	
	0,6	547	5,40	0,666	0,460	0,885	0,840	0,630	0,792	5,40	4,53	
	0,7	541	5,30	0,777	0,562	0,832	0,897	0,704	0,746	5,28	4,77	
	0,8	538	5,15	0,888	0,694	0,746	0,990	0,910	0,595	5,10	5,00	

На основе рис. 2-20 можно построить поле режимов, показывающее зависимость производительности компрессора G_c от давления рабочего пара $p_р$ и давления сжатия p_c [Л. 26]. Поле режимов $G_c = f(p_р, p_c)$ приведено на рис. 2-21. При построении поля режимов производительность определяется по формуле $G_c = G_р(1 + u)$. Величина $G_р = f(p_р)$ определяется по формуле (2-35).

Рассмотрим поле режимов. Оно ограничено двумя вертикальными ординатами, определяющими диапазон давлений рабочего пара $p_р$, для которых оно построено, и двумя наклонными линиями.

Верхняя граничная линия соответствует $u = u_{пр}$ и определяет предельную (максимальную) производительность компрессора $(G_c)_{пр}$. Производительность компрессора не может быть больше $(G_c)_{пр}$. При $p_р = \text{const}$ снижение давления сжатия p_c не может

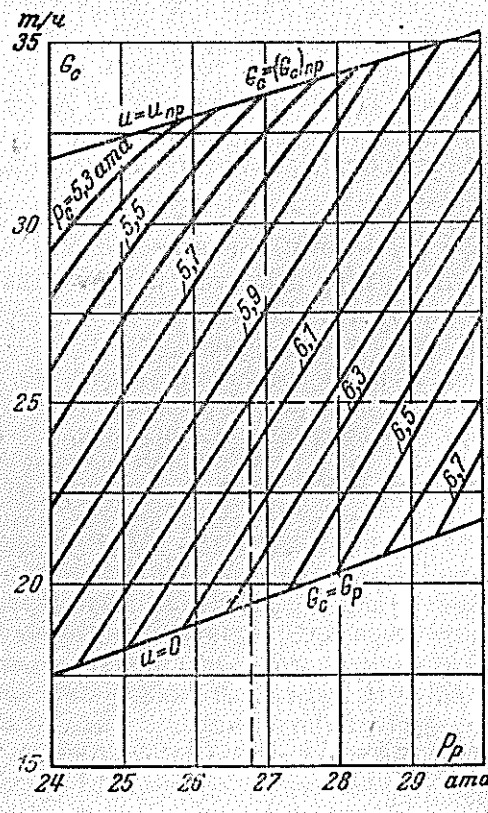


Рис. 2-21. Поле режимов пароструйного компрессора.
$G_c = f(p_р, p_c)$; $f_3/f_{px} = 8{,}0$; $f_{p1}/f_{px} = 2{,}02$; $p_н = 3{,}0$ *ата*.

привести к росту $(G_c)_{пр}$. Предельная производительность $(G_c)_{пр}$ зависит от давления рабочего пара $p_р$. Она несколько растет при повышении давления $p_р$.

Это объясняется тем, что $(G_c)_{пр} = (1 + u_{пр}) G_р$. При повышении $p_р$ расход рабочего пара $G_р$ растет, а предельный коэффициент инжекции $u_{пр}$ падает; но $G_р$ растет быстрее, чем падает $(1 + u_{пр})$, поэтому произведение этих двух величин несколько повышается. Нижняя предельная линия представляет собой наклонную прямую, уравнение которой описывается формулой (2-35). При работе на нижней линии коэффициент инжекции компрессора $u = 0$, а производительность его минимальна и равна расходу рабочего пара через сопло $(G_c = G_р)$. При этом режиме компрессор работает как дроссель и развивает максимальное давление сжатия.

Дальнейшее повышение давления сжатия при $p_р = \text{const}$ приводит к тому, что коэффициент инжекции компрессора падает ниже нуля, производительность компрессора делается меньше расхода рабочего пара $(G_c < G_р)$, часть рабочего пара уходит из приемной камеры в линию инжектируемого пара, т. е. компрессор превращается в распределительный тройник.

При постоянном давлении сжатия $(p_c = \text{const})$ увеличение давления рабочего пара приводит к росту производительности компрессора до ее предельной величины $[G_c = (G_c)_{пр}]$. При дальнейшем повышении давления рабочего пара давление после компрессора p_c не может оставаться постоянным и начинает расти.

При постоянном давлении рабочего пара $(p_р = \text{const})$ снижение давления сжатия приводит к росту производительности компрессора до ее предельной величины $[G_c = (G_c)_{пр}]$. При дальнейшем снижении давления сжатия производительность компрессора остается постоянной, равной этой предельной величине.

При постоянной производительности компрессора $(G_c = \text{const})$ повышение давления рабочего пара $p_р$ приводит к росту давления сжатия p_c и одновременно к снижению коэффициента инжекции u.

На основе поля режимов могут быть разработаны методы регулирования работы компрессора при переменной нагрузке. Так, например, если при постоянном давлении рабочего пара $p_р = 30$ *ата* вследствие отключения ряда потребителей подача компрессора снизится с 35 до 25 *т/ч*, то давление сжатия возрастет с 6 до 6,6 *ата*. При этом режиме расход рабочего пара через сопло компрессора будет равен $G_р = 21{,}9$ *т/ч*, расход инжектируемого пара будет равен $G_н = 3{,}1$ *т/ч*, а коэффициент инжекции составит $u = \frac{3{,}1}{21{,}9} = 0{,}14$ вместо 0,6 для расчетного режима.

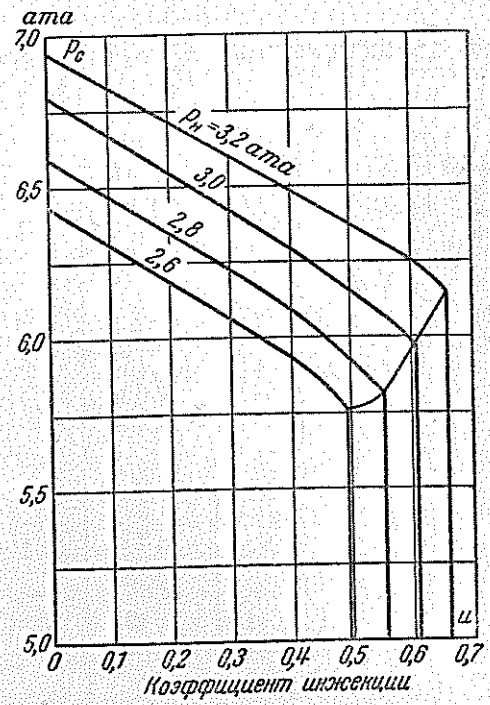


Рис. 2-22. Характеристика пароструйного компрессора при различных давлениях инжектируемого пара.
$f_з/f_{рх} = 8$; $f_{р1}/f_{рх} = 2{,}02$; $p_р = 30$ *ата*.

Из поля режимов видно, что если при этом режиме снизить давление рабочего пара до 26,8 *ата*, то установится требуемое давление сжатия 6 *ата*, но расход рабочего пара снизится при этом до 19,5 *т/ч*, а расход инжектируемого пара возрастет до 5,5 *т/ч*; в результате коэффициент инжекции компрессора составит $u = \frac{5{,}5}{19{,}5} = 0{,}28$, т. е. повысится вдвое по сравнению с режимом при давлении рабочего пара 30 *ата*.

Теперь построим характеристики при разных давлениях инжектируемого пара и постоянном давлении $p_р = 30$ *ата*, а также поле режимов $G_c = f(p_c, p_н)$ компрессора.

В табл. 2-7 приведен расчет характеристик компрессора $f_з/f_{рх} = 8$, $f_{р1}/f_{рх} = 2{,}02$, $p_р = 30$ *ата* для нескольких значений $p_н$ в интервале 3,2—2,6 *ата*. На рис. 2-22 и 2-23 приведены характеристики $p_c = f(u)$ и поле режимов $G_c = f(p_c, p_н)$.

Рис. 2-22 показывает, что работа компрессора сильно зависит от давления инжектируемого пара $p_н$. При постоянном давлении сжатия $(p_c = \text{const})$ снижение давления инжектируемого пара вызывает уменьшение коэффициента инжекции. При снижении давления инжектируемого пара уменьшается также предельный коэффициент инжекции компрессора $u_{пр}$.

При снижении давления инжектируемого пара коэффициент инжекции можно сохранить постоянным только в том случае, если одновременно будет понижено давление сжатия.

Таблица 2-7

Расчет характеристики $p_c = f(u)$ пароструйного компрессора для следующих условий: $f_3/f_{px} = 8{,}0$; $f_{p1}/f_{px} = 2{,}02$; $p_p = 30$ *ата*

Давление инжектируемого пара, *ата*	Коэффициент инжекции	a_{cx}, *м/сек*	p_c, *ата* (предварительное)	Газодинамические функции						p'_c, *ата*	$(p_c)_{пр3}$, *ата*	$(u_{пр})_2$
				$q_{н2}$	$\lambda_{н2}$	$\pi_{н2}$	q_{c3}	λ_{c3}	π_{c3}			
3,2	0	580	7,0	0	0	1	0,536	0,356	0,930	6,92	3,75	0,66
	0	580	6,95	0	0	1	0,540	0,362	0,926	6,95	3,75	
	0,4	555	6,45	0,518	0,343	0,935	0,780	0,568	0,824	6,49	5,02	
	0,5	551	6,35	0,648	0,444	0,892	0,844	0,638	0,782	6,38	5,35	
	0,6	547	6,25	0,777	0,562	0,832	0,906	0,712	0,734	6,25	5,66	
	0,7	541	6,10	0,908	0,720	0,735	0,975	0,856	0,634	6,06	5,96	
3,0	0	580	6,80	0	0	1	0,551	0,368	0,925	6,80	3,75	0,61
	0,4	555	6,30	0,554	0,370	0,924	0,797	0,582	0,820	6,30	5,02	
	0,5	551	6,15	0,692	0,482	0,874	0,870	0,667	0,769	6,15	5,35	
	0,6	547	6,00	0,830	0,504	0,863	0,943	0,780	0,696	6,00	5,66	
	0,65	544	5,90	0,902	0,711	0,741	0,984	0,883	0,624	5,86	5,80	
2,8	0	580	6,60	0	0	1	0,567	0,380	0,920	6,60	3,75	0,554
	0,4	555	6,10	0,595	0,402	0,91	0,822	0,610	0,804	6,10	5,02	
	0,5	551	5,95	0,742	0,528	0,85	0,898	0,706	0,745	5,92	5,35	
	0,6	547	5,75	0,892	0,697	0,75	0,984	0,883	0,624	5,73	5,66	
2,6	0	580	6,40	0	0	1	0,583	0,392	0,915	6,44	3,75	0,496
	0,4	555	5,95	0,64	0,438	0,895	0,847	0,639	0,787	5,94	5,02	
	0,5	551	5,75	0,80	0,586	0,818	0,930	0,756	0,712	5,76	5,35	
	0,55	549	5,65	0,88	0,680	0,761	0,974	0,852	0,646	5,61	5,52	

Рассмотрим поле режимов $G_c = f(p_н, p_c)$, представленное на рис. 2-23. Поле режимов ограничено двумя вертикальными ординатами, определяющими диапазон давлений инжектируемого пара $p_н$, для которых оно построено. Внизу поле режимов ограничено горизонтальной прямой, которая соответствует $u = 0$ и определяет минимальную производительность инжектора $G_c = G_p$.

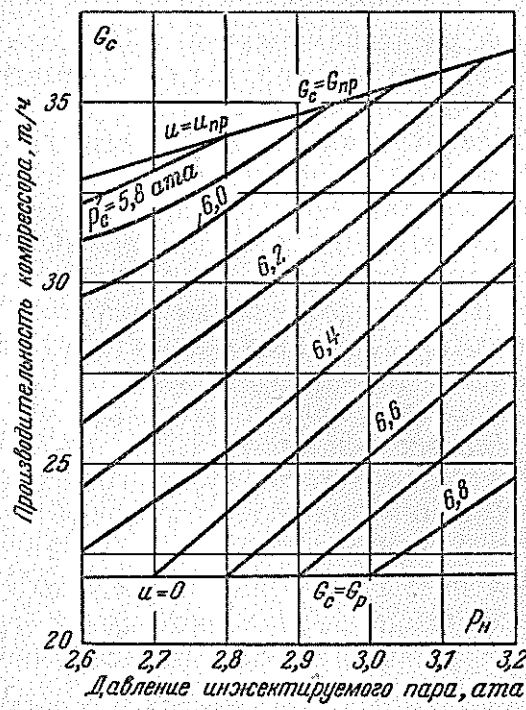


Рис. 2-23. Поле режимов пароструйного компрессора.
$G_c = f(p_н, p_c)$; $f_3/f_{px} = 8{,}0$; $f_{p1}/f_{px} = 2{,}02$; $p_p = 30$ *ата*.

Вверху поле режимов ограничено наклонной линией, которая соответствует $u = u_{пр}$ и определяет предельную (максимальную) производительность компрессора $G_c = (G_c)_{пр}$.

Как видно из поля режимов, предельная производительность компрессора несколько растет при повышении давления инжектируемого пара $p_н$. Это объясняется тем, что с ростом $p_н$ увеличивается $u_{пр}$. Максимальная производительность компрессора $(G_c)_{пр} = G_p(1 + u_{пр})$. При $p_p = \text{const}$ и повышении $p_н$ расход рабочего пара $G_p = \text{const}$, но $u_{пр}$ растет, поэтому $(G_c)_{пр}$ увеличивается. При $p_н = \text{const}$ и снижении давления сжатия p_c производительность компрессора может изменяться от $G_c = G_p$ до $G_c = (G_c)_{пр}$. Дальнейшее снижение давления сжатия ниже $(p_c)_{пр}$ не приводит к повышению производительности, так как при $p_c < (p_c)_{пр}$ компрессор переходит на предельный режим, на котором коэффициент инжекции его остается постоянным ($u = u_{пр}$). При постоянном давлении сжатия ($p_c = \text{const}$) и снижении давления инжектируемого пара производительность компрессора G_c понижается вследствие

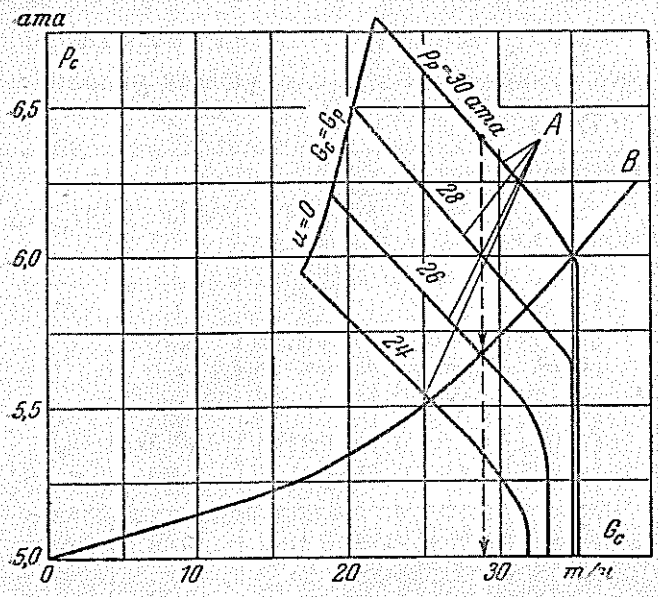


Рис. 2-24. Характеристики $p_c = f(G_c)$ пароструйного компрессора в сети.
A — характеристики компрессора $f_э/f_{px} = 8$; $f_{p1}/f_{px} = 2{,}02$; *B* — характеристика сети.

уменьшения коэффициента инжекции. При некотором значении $p_н$ производительность компрессора достигает минимальной величины $G_c = G_p$, при которой $u = 0$. При этом режиме компрессор работает как дроссель, не производя полезной работы сжатия.

При дальнейшем снижении давления $p_н$ коэффициент инжекции компрессора падает ниже нуля и часть рабочего пара из приемной камеры компрессора поступает в линию инжектируемого пара.

При постоянном давлении сжатия $p_c = \text{const}$ и повышении давления инжектируемого пара $p_н$ производительность компрессора сначала растет довольно быстро, пока она не достигает предельной величины $(G_c)_{пр}$ для этого давления сжатия. При дальнейшем повышении давления $p_н$ компрессор переходит на предельный режим. Производительность компрессора на этом режиме меняется значительно медленнее по линии $(G_c)_{пр} = f(p_н)$. Сохранение постоянной производительности компрессора $G_c = \text{const}$ при изменении давления инжектируемого пара возможно только при условии одновременного изменения давления p_c после компрессора.

В ряде случаев, когда задана характеристика внешней тепловой сети, могут представить интерес характеристики компрессора $p_c = f(G_c)$. Пересечение характеристики компрессора с характеристикой внешней тепловой сети определяет режим работы установки при любом расходе пара потребителями. Характеристики $p_c = f(G_c)$ могут быть легко построены на основе характеристик $p_c = f(u)$.

Для иллюстрации на рис. 2-24 приведена характеристика сети и компрессора $p_c = f(G_c)$ при $p_p = \text{var}$.

Как видно из характеристики сети, при расходе пара $G_c = 35$ *т/ч* давление, развиваемое пароструйным компрессором, должно быть равно $p_c = 6$ *ата*. Такое давление сжатия компрессор создает при давлении рабочего пара $p_p = 30$ *ата*. Если расход пара у потребителей снизится, например, до 29 *т/ч*, то для обеспечения того же давления у потребителей компрессор должен создать давление сжатия $p_c = 5{,}67$ *ата*. При этом режиме целесообразно снизить давление рабочего пара перед компрессором до 26 *ата*. В этом случае расход рабочего пара на компрессор снизится с 21 до 19,5 *т/ч*. Если оставить давление рабочего пара $p_p = 30$ *ата*, то компрессор будет создавать давление сжатия $p_c = 6{,}4$ *ата*, которое на 0,7 *ата* превышает требуемое. Это избыточное давление будет дросселироваться у потребителей. При таком режиме перерасход рабочего пара составит $21{,}9 - 19{,}5 = 2{,}4$ *т/ч*.

2-8. РЕГУЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ГАЗОСТРУЙНЫХ АППАРАТОВ

При определении исходных параметров для расчета и конструирования газоструйных аппаратов необходимо учитывать потери давления в подводящих линиях рабочего, инжектируемого и сжатого газа. Недоучет этих потерь нередко приводит на практике к получению заниженной эффективности газоструйных установок по сравнению с расчетом.

Газоструйные аппараты работают с максимальной эффективностью только при расчетном режиме. В условиях переменного режима, когда параметры рабочего, инжектируемого и сжатого потоков отличаются от расчетных, эффективность газоструйных аппаратов при отсутствии искусственного регулирования резко падает. Для повышения эффективности струйных аппаратов при переменном режиме необходимо проводить регулирование этих установок.

Уравнения характеристики (2-62) и предельных режимов (2-70), (2-73) и (2-77) позволяют построить график регулирования для любых условий переменного режима струйных аппаратов.

На рис. 2-25 и 2-26 приведены для иллюстрации характеристики и графики регулирования пароструйного компрессора, предназначенного для сжатия водяного пара от $p_н = 3{,}4$ *ата* до $p_c = 6{,}2$ *ата*. Давление рабочего пара $p_p = 29$ *ата*. Коэффициент инжек-

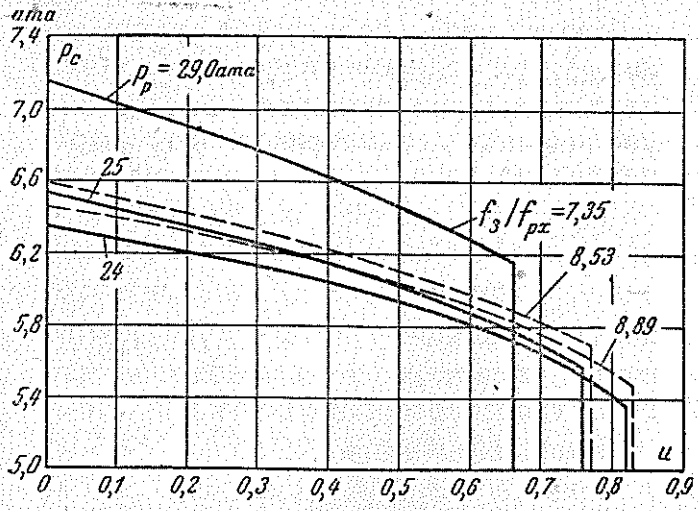


Рис. 2-25. Характеристика $p_с = f(u)$ пароструйного компрессора при качественном и количественном регулировании.

——— — характеристика аппарата при качественном регулировании, $f_з/f_{рх} = 7{,}35$; — — — характеристика аппарата при количественном регулировании, $p_н = 3{,}4$ *ата*.

ции аппарата при расчетных условиях $u = 0{,}65$. Основной геометрический параметр аппарата $f_з/f_{рх} = 7{,}35$. Расчетные расходы пара $G_р = 22$ *т/ч* и $G_с = 35$ *т/ч*.

Характеристика этого аппарата при давлении рабочего пара $p_р = 29$ *ата* показана на рис. 2-25 сплошной линией. При снижении расхода пара в сети давление сжатия растет, а коэффициент инжекции падает. При этом расход рабочего пара сохраняется постоянным до тех пор, пока расход сжатого пара в сети превышает расход рабочего пара через сопло компрессора, т. е. пока $G_с > G_р$. В тот момент, когда расход пара в сети делается равным расходу рабочего пара через сопло, т. е. при $G_с = G_р = 22$ *т/ч*, давление сжатия достигает $p_с = 7{,}15$ *ата*, а коэффициент инжекции аппарата падает до нуля.

График работы пароструйного аппарата в координатах $G_с$—$G_р$ представлен на рис. 2-26 линией *Обв*. Характеристика работы аппарата на диапазоне $G_с > G_р$ описывается линией *бв*, имеющей уравнение $G_р = \text{const}$. Работа аппарата на диапазоне $G_с = G_р$ описывается линией *Об* (имеющей уравнение $u = 0$). В данном случае при расходах пара в сети $G_с < 22$ *т/ч* компрессор уже выполняет только роль дроссельной установки.

Эффективность компрессора при переменном расходе сжатого пара может быть значительно повышена при помощи искусственного регулирования.

Регулирование работы компрессора при снижении расхода сжатого пара в сети можно осуществить качественным и количественным методами.

Качественное регулирование заключается в понижении давления рабочего пара $p_р$ перед компрессором.

Количественное регулирование заключается в уменьшении площади критического сечения рабочего сопла $f_{рх}$. Такое регулирование можно осуществлять при помощи конического стержня (иглы), вдвигаемого в сопло. Давление рабочего пара перед компрессором $p_р$ при количественном регулировании остается постоянным.

Энергетически количественное регулирование выгоднее качественного, так как работоспособность рабочего пара при количественном регулировании не снижается, в то время как при качественном регулировании рабочий пар перед аппаратом дросселируется.

При применении качественного регулирования снижение давления рабочего пара перед соплом приводит к падению коэффициента инжекции и

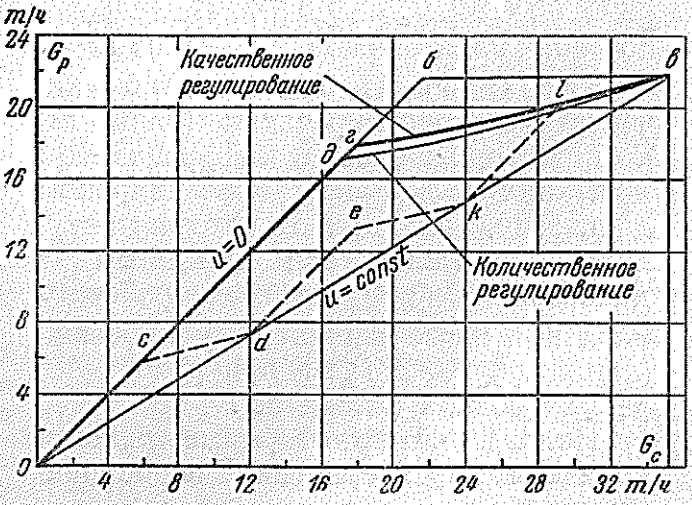


Рис. 2-26. Характеристика $G_р = f(G_с)$ струйного компрессора при различных методах регулирования его работы.

$G_р$ — расход рабочего пара, *т/ч*; $G_с$ — расход сжатого пара, *т/ч*; *Обв* — характеристика аппарата при отсутствии регулирования; *Огв* — характеристика аппарата при качественном регулировании, $f_з/f_{рх} = 7{,}35$; *Одв* — характеристика аппарата при количественном регулировании; *Ов* — характеристика при $u = \text{const}$.

одновременному снижению расхода рабочего пара.

На рис. 2-25 сплошными линиями показаны характеристики компрессора при трех значениях давления рабочего пара перед соплом: $p_р = 29$, 25 и 24 *ата* для неизменного значения $f_з/f_{рх} = 7{,}35$.

Как видно из приведенных данных, при одном и том же значении $f_з/f_{рх} = 7{,}35$ и постоянном давлении сжатия $p_с = 6{,}2$ *ата* коэффициент инжекции аппарата в зависимости от давления рабочего пара составляет: 0,65 при $p_р = 29$ *ата*, 0,37 при $p_р = 25$ *ата* и 0,22 при $p_р = 24$ *ата*.

При давлении рабочего пара перед аппаратом $p_р = 23$ *ата* коэффициент инжекции падает до нуля.

График работы этого пароструйного компрессора при качественном регулировании, т. е. при неизменном значении $f_з/f_{рх} = 7{,}35$, представлен на рис. 2-26 линией *0гв*.

На диапазоне расхода пара в сети от $G_с = 35$ *т/ч* до $G_с = G_р = 18$ *т/ч* аппарат работает с переменным коэффициентом инжекции. Коэффициент инжекции падает от $u = 0{,}65$ при $G_с = 35$ *т/ч* (точка *в*) до $u = 0$ при $G_с = 18$ *т/ч* (точка *г*). На диапазоне расхода пара в сети от $G_с = 18$ *т/ч* до $G_с = 0$ аппарат работает по линии *0г*, имеющей уравнение $u = 0$.

Как видно из рис. 2-26, при качественном регулировании (линия *гв*) компрессор работает с коэффициентом инжекции $u > 0$ на более широком диапазоне, чем при отсутствии регулирования (линия *бв*); при этом на диапазоне $G_с > G_р$ расход рабочего пара при качественном регулировании (линия *гв*) ниже, чем при работе без регулирования (линия *бв*).

На рис. 2-25 пунктирными линиями показаны характеристики пароструйного компрессора при количественном регулировании его работы при различных значениях $f_з/f_{рх}$.

При уменьшении критического сечения рабочего сопла и постоянном давлении рабочего пара перед аппаратом происходит снижение расхода рабочего пара вследствие уменьшения $f_{рх}$ и одновременно изменяется характеристика аппарата вследствие увеличения геометрического параметра аппарата $f_з/f_{рх}$.

При постоянном давлении рабочего пара $p_р = 29$ *ата* и постоянном давлении сжатия $p_с = 6{,}2$ *ата* коэффициент инжекции компрессора непрерывно падает по мере увеличения его геометрического параметра $f_з/f_{рх}$.

Как видно из рис. 2-25,

при $f_з/f_{рх} = 7{,}35$ $u = 0{,}65$;

при $f_з/f_{рх} = 8{,}53$ $u = 0{,}43$;

при $f_з/f_{рх} = 8{,}89$ $u = 0{,}36$.

Характеристика работы аппарата при количественном регулировании представлена на рис. 2-26 линией *0дв*.

Сравнение характеристик качественного и количественного регулирования показывает, что количественное регулирование лишь весьма незначительно расширяет диапазон эффективной работы пароструйного прибора ($G_с > G_р$), вызывая в то же время значительное усложнение конструкции аппарата из-за установки регулирующей иглы.

Качественное регулирование, осуществляемое задвижкой на линии рабочего пара перед компрессором, не требует специальных регулирующих устройств.

Как при качественном, так и при количественном регулировании действительный коэффициент инжекции аппарата при снижении расхода пара в сети значительно отличается от расчетного коэффициента инжекции.

Чем ближе характеристика аппарата $G_р = f(G_с)$ к $u = u_{расч}$ (прямая *0в*, рис. 2-26), тем выше эффективность работы пароструйного компрессора в условиях переменного режима.

Постоянный коэффициент инжекции пароструйного компрессора при уменьшении расхода сжатого пара можно сохранить только при одном условии: если создать аппарат, который допускает одновременное изменение абсолютных размеров $f_з$ и $f_{рх}$, а при регулировании сохраняет отношение $\frac{f_з}{f_{рх}}$ постоянным.

Конструктивное решение этой задачи представляет большие трудности, поэтому при переменном расходе сжатого пара в качестве другого, более простого решения можно рекомендовать установку вместо одного пароструйного компрессора нескольких параллельных аппаратов.

Количество параллельно включаемых аппаратов должно выбираться в зависимости от желательного диапазона регулирования.

Для иллюстрации на рис. 2-26 линией *ocdeklв* показана характеристика пароструйно-компрессионной установки, состоящей из трех параллельных аппаратов производительностью каждый 12 *т/ч*.

Как видно из рис. 2-26, при установке трех параллельных аппаратов вместо одного эффективность при переменном режиме резко повышается. График $G_р = f(G_с)$ установки, состоящей из трех параллельно включенных компрессоров, проходит близко к прямой *Oв*, соответствующей расчетному коэффициенту инжекции установки. На всем диапазоне регулирования, за исключением только очень малых расходов $G_с < 6$ *т/ч*, коэффициент инжекции установки близок к расчетному.

Кроме метода регулирования, эффективность струйно-компрессионных установок при переменном режиме зависит также от выбора регулируемого параметра. Наиболее выгодно производить регулирование по давлению сжатого газа на коллекторе потребителя. В этом случае по мере снижения расхода газа или пара и, следовательно, уменьшения гидравлических потерь в сети можно уменьшать давление сжатия и соответственно повышать коэффициент инжекции установки.

При выборе в качестве регулируемого параметра давления на вводе потребителя требуется дистанционный замер давлений.

Из-за отсутствия устройства для дистанционного замера в качестве регулируемого параметра выбирается в большинстве случаев давление на коллекторе сжатого газа или пара на станции.

На рис. 2-27 приведена типовая схема компрессионной установки. Установка состоит из двух параллельно

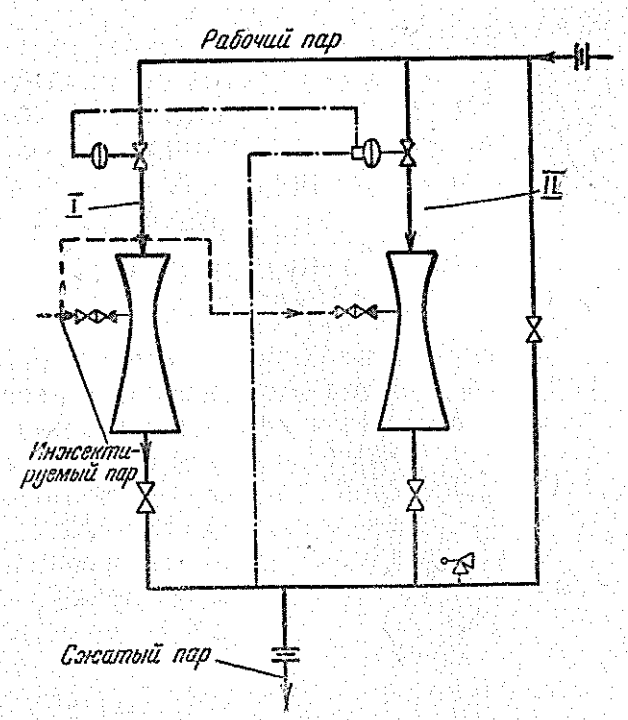


Рис. 2-27. Схема пароструйно-компрессионной установки.
I и *II* — струйные компрессоры.

включенных аппаратов *I* и *II* одинаковых геометрических размеров.

Расчетная производительность каждого компрессора равна половине максимальной расчетной производительности установки.

Каждый из компрессоров отключается от установки при помощи трех задвижек. В качестве резерва предусмотрена подача пара в сеть через дроссель. Учет расхода пара производится при помощи паромеров.

Автоматическое регулирование осуществляется по следующей схеме. При уменьшении расхода пара в сети и повышении вследствие этого давления на станционном коллекторе увеличивается давление на мембрану регулирующего клапана компрессора *I* и клапан начинает прикрываться. Регулирующий клапан компрессора *II* полностью открыт до тех пор, пока не произойдет полного закрытия регулирующего клапана компрессора *I*.

Регулирование компрессора *II* включается в работу только после полного закрытия клапана компрессора *I*.

Для предупреждения поступления пара из камеры компрессора в линию инжектируемого пара и превышения допустимого давления в сети в случае внезапного выключения потребителей

и несработки регулирования перед каждым аппаратом установлен обратный клапан на всасывающей линии, а на станционном коллекторе — предохранительный клапан.

2-9. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУЙНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Экспериментальное исследование процесса работы струйных компрессоров и апробация приведенных выше расчетных уравнений были проведены на специальной экспериментальной установке, сооруженной во ВТИ [Л. 52].

Принципиальная схема экспериментальной установки приведена на рис. 2-28.

Пароструйный компрессор *1* со сменной камерой смешения *2* и сменным диффузором *3* установлен в вертикальном положении. Приемная камера компрессора *1* находится вверху, диффузор *3*—внизу.

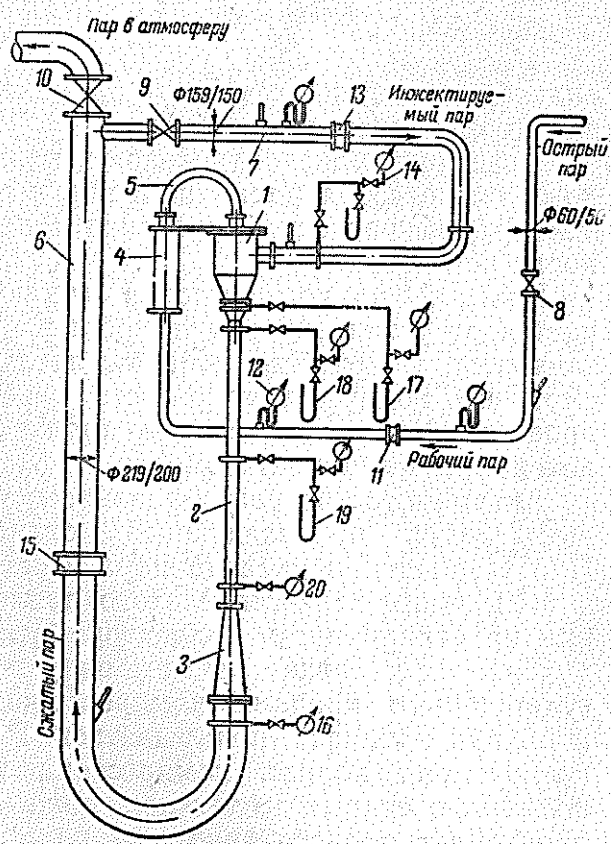


Рис. 2-28. Принципиальная схема экспериментальной установки.

1 — приемная камера компрессора; *2* — камера смешения компрессора; *3* — диффузор компрессора; *4* — направляющая втулка и сальниковое устройство для перемещения сопла; *5* — подвижной отвод для перемещения сопла; *6*—линия сжатого пара; *7* — линия инжектируемого пара; *8* — регулирующий вентиль на линии рабочего пара; *9* — регулирующий вентиль на линии инжектируемого пара; *10* — регулирующий вентиль на линии сжатого пара; *11, 13* и *15* — мерные шайбы на линиях рабочего, инжектируемого и сжатого пара; *12, 14* и *16* — манометры на линиях рабочего, инжектируемого и сжатого пара; *17—20* — манометры для замера давления по длине камеры смешения.

Пар, подведенный к установке, поступает по трубопроводу *8* к нижнему торцовому фланцу компрессора и проходит через направляющую втулку *4* и подвижный отвод *5* в рабочее сопло. Сжатый пар отводится из компрессора в атмосферу по трубе *6*. Инжектируемый поток ответвляется от выхлопной линии компрессора по трубе *7* и подводится к приемной камере компрессора *1*.

Приемная камера экспериментального компрессора (рис. 2-29) представляет собой цилиндр *1* диаметром 250 *мм*, внутри которого в направляющей втулке перемещается в осевом направлении патрубок *2* диаметром 60 *мм* с ввернутым в него соплом *3*. Осевое перемещение сопла осуществляется при помощи винта *4*, на который надета бронзовая гайка *5* с насаженным на нее штурвалом *6*. Бронзовая гайка упирается в неподвижную плиту *7*.

К нижнему торцу приемной камеры приварен переходный конус 250/150 *мм*, к которому присоединяются сменные камеры смешения. При проведении опытов были использованы пять типов камер смешения и пять типов расширяющихся сопел.

Диаметры критических сечений сопел, использованных в опытах, составляли соответственно 12,8; 15,8; 21,6 и 25,0 *мм*.

К нижнему сечению камеры смешения присоединялся диффузор. Сменные диффузоры были выполнены в виде конусов, свернутых из тонкого оцинкованного листового железа с продольным фальцевым швом по образующей конуса. Диффузор вставлялся в цилиндрический кожух, выполненный из трубы диаметром 200 *мм*. Для разгрузки конуса диффузора от внутреннего давления он имел на расстоянии 50 *мм* от входа боковые сверления.

Экспериментальное исследование было проведено на широком диапазоне изменения основных геометрических параметров аппарата ($f_з/f_{рх}$=5,7—48,2) при различных формах рабочего сопла ($f_{р1}/f_{рх}$=1—2,2) и четырех различных формах входного участка камеры смешения.

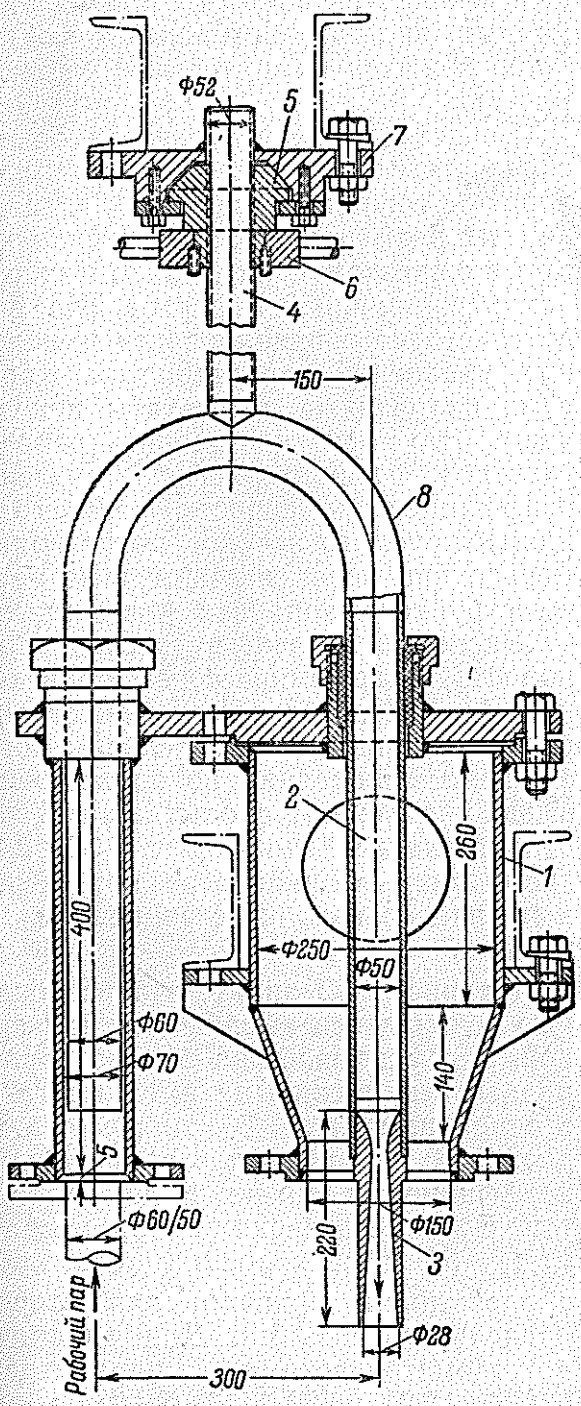


Рис. 2-29. Приемная камера компрессора.
1 — корпус приемной камеры; *2* — подвижной патрубок рабочего пара; *3* — рабочее сопло; *4* — винт; *5* — гайка; *6* — штурвал; *7* — неподвижная плита; *8* — подвижной отвод для перемещения сопла; *9* — направляющая втулка с сальниковым устройством для перемещения сопла.

Отношение $f_з/f_{px}$ могло варьироваться как путем изменения диаметра камеры смешения при неизменном размере рабочего сопла, так и путем изменения размера сопла при одной и той же камере смешения. Это позволяло иметь аппараты с одним и тем же отношением $f_з/f_{px}$, но различных абсолютных размеров.

Все основные опыты были проведены при двух значениях давления рабочего пара перед компрессором: 12 и 8 *ата* и четырех различных значениях давления инжектируемого пара перед компрессором: 1,2; 1,5; 2 и 2,5 *ата*.

Температура рабочего пара перед компрессором составляла около 225—250° С, температура инжектируемого пара перед компрессором 175—200°С.

Оптимальное положение рабочего сопла

Для определения оптимального положения сопла при каждом геометрическом параметре аппарата $f_з/f_{px}$ была снята серия характеристик $u = f(l_c)$.

На рис. 2-30 показана для иллюстрации характеристика $u = f(l_c)$ для компрессора с основными размерами $d_з = 59{,}5$ *мм*; $d_{px} = 21{,}6$ *мм*; $d_1 = 28$ *мм*; $f_з/f_{px} = 7{,}6$ и $f_{p1}/f_{px} = 1{,}68$.

По оси абсцисс отложены расстояния выходного сечения рабочего сопла от входного сечения цилиндрической камеры смешения. Знак плюс соответствует расположению выходного сечения сопла вне цилиндрической камеры смешения, знак минус — расположению выходного сечения сопла внутри цилиндрической камеры смешения. По оси ординат отложены

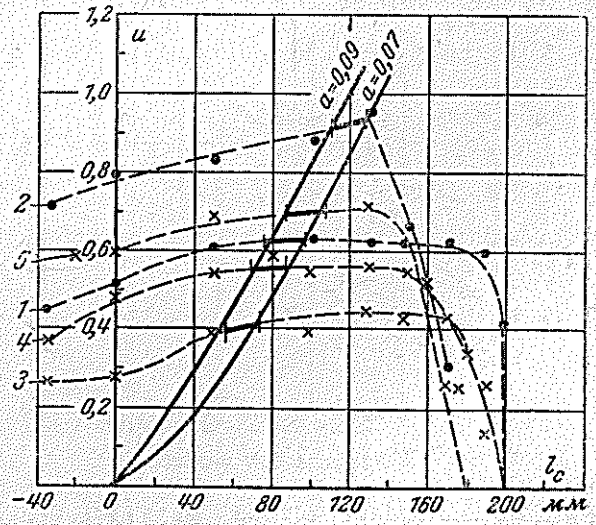


Рис. 2-30. Характеристика $u = f(l_c)$ компрессора.
Камера смешения: $d_з = 59{,}5$ *мм*; $f_з/f_{px} = 7{,}6$; $f_{p1}/f_{px} = 1{,}68$; ×× $p_р = 12$ *ата*; ·· $p_р = 8$ *ата*, *1* — $p_н = 1{,}2$ *ата*; $p_с = 1{,}86$ *ата*; *2* — $p_н = 2{,}0$ *ата*; $p_с = 2{,}68$ *ата*; *3* — $p_н = 1{,}2$ *ата*; $p_с = 2{,}44$ *ата*; *4* — $p_н = 2{,}0$ *ата*; $p_с = 3{,}24$ *ата*; *5* — $p_н = 2{,}5$ *ата*; $p_с = 3{,}62$ *ата*.

значения полученных из опыта коэффициентов инжекции.

Пунктирные линии, нанесенные на рис. 2-30, показывают опытную зависимость $u = f(l_c)$. Каждая кривая получена при постоянных значениях давлений $p_р$, $p_н$ и $p_с$. Сплошными линиями на графике нанесены расчетные зависимости $l_c = f(u)$, построенные по уравнениям (2-51)—(2-54), для двух значений опытной константы $a = 0{,}07$ и 0,09.

Как видно из приведенных данных, уравнения (2-51)—(2-54), базирующиеся на законе свободной струи, достаточно хорошо определяют оптимальное расстояние сопла от камеры смешения.

Проверка уравнения характеристики струйного аппарата

На рис. 2-31 сплошными линиями нанесены расчетные характеристики струйных компрессоров. Пологий участок характеристики (до наступления предельного режима) строился по уравнению (2-62). При этом принимались значения коэффициентов скорости $K_1 = 0{,}834$ и $K_2 = 0{,}812$.

На те же графики нанесены опытные точки. Как видно из приведенных данных, экспериментальные точки хорошо ложатся на расчетные характеристики.

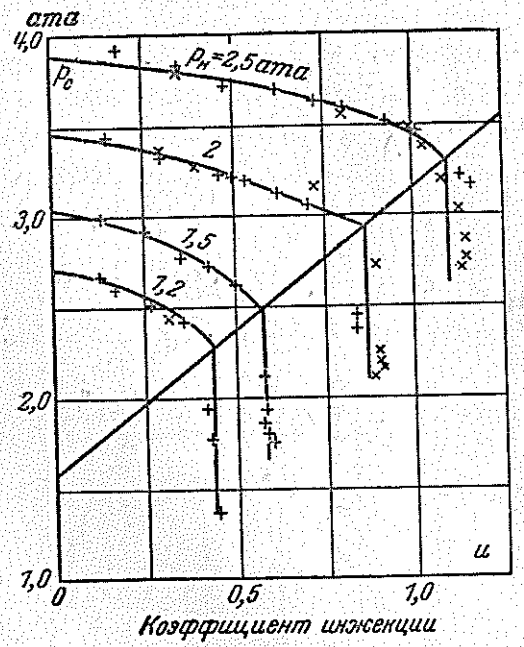


Рис. 2-31. Характеристика $p_с = f(u)$ струйного компрессора с коническим рабочим соплом при различных давлениях $p_н$ инжектируемого потока.

$p_р = 12$ *ama*; $t_р = 220°$ С; $t_н = 150°$ С; $d_з = 59{,}5$ *мм*; $d_{рх} = 21{,}6$ *мм*; $f_з/f_{рх} = 7{,}6$; $f_{р1}/f_{рх} = 1$.

——— — расчетная характеристика; ××× — опытные точки.

Сопоставление результатов опытов с расчетными характеристиками дало хорошее совпадение при всех исследованных размерах камер смешения как при коническом сопле, так и при соплах расширяющейся формы. Это свидетельствует о правильности выведенных уравнений характеристик. Кроме того, полученные результаты показывают, что при построении рабочих участков характеристик значения коэффициентов скорости рабочего и инжектируемого потоков могут приниматься при переменном режиме работы струйного аппарата постоянными.

Экспериментальные исследования пароструйных компрессоров, проведенные во ВТИ, позволяют сопоставить расчетные значения предельных коэффициентов инжекции по приведенным выше уравнениям с опытными. Такое сопоставление дано на рис. 2-32—2-34, где сплошные линии отвечают расчетным предельным коэффициентам инжекции.

На рис. 2-32 видно, что все опытные точки легли выше расчетной кривой. Это указывает на то, что первый предельный режим не имел места ни в одном из опытов. В отличие от этого рис. 2-33 показывает, что предельные коэффициенты инжекции для аппаратов с геометрическими параметрами $f_з/f_{рх} = 5{,}7$ и 7,6 хорошо совпадают с расчетными кривыми для второго предельного режима. Для аппаратов с геометрическими параметрами $f_з/f_{рх} = 14{,}2$ и 21,6 опытные предельные коэффициенты инжекции меньше расчетных коэффициентов инжекции для второго предельного режима, т. е. в этих аппаратах не имел места ни первый, ни второй предельный режим.

Из рис. 2-34 видно, что в аппаратах с отношением сечений $f_з/f_{рх} = 14{,}2$ и 21,6 имел место третий предельный режим, так как все опытные точки для предельных коэффициентов инжекции этих аппаратов хорошо ложатся на соответствующую расчетную кривую. На расчетную кривую для третьего предельного режима

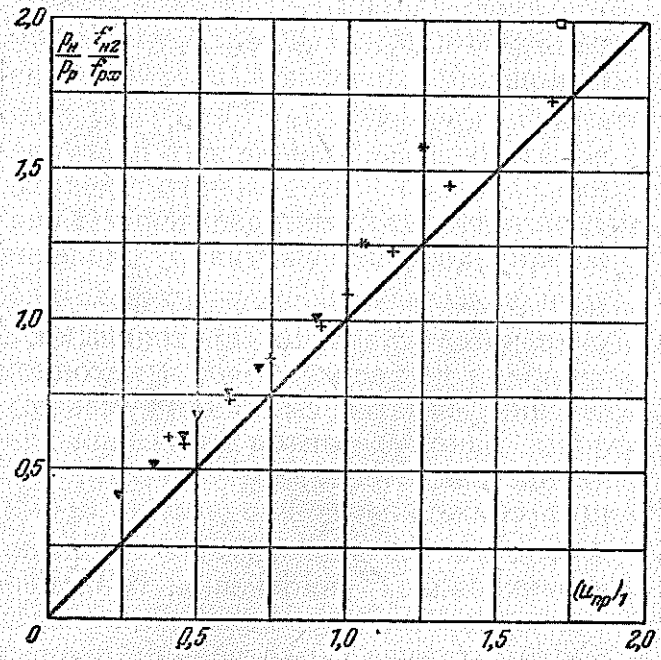


Рис. 2-32. Сравнение экспериментальных значений предельных коэффициентов инжекции с расчетными значениями коэффициентов инжекции для первого предельного режима.

— расчетные значения $(u_{пр})_1$.

Экспериментальные значения

Условные обозначения	$f_з/f_{px}$	$f_{н2}/f_{px}$
▼	5,7	4,02
+	7,6	5,92
*	14,2	12,63
□	21,6	19,9

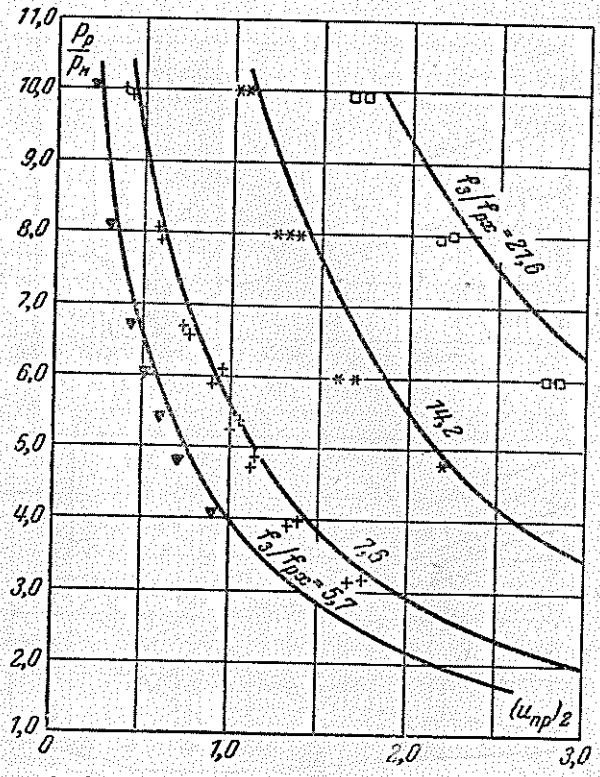


Рис. 2-33. Сравнение экспериментальных значений предельных коэффициентов инжекции с расчетными значениями коэффициентов инжекции для второго предельного режима.

— расчетные зависимости $(u_{пр})_2$.

Условные обозначения

	$f_з/f_{px}$
▼	5,7
+	7,6
*	14,2
□	21,6

хорошо ложатся также все опытные точки для аппаратов с отношением сечений $f_з/f_{px}=7{,}6$. Так как эти точки совпали также с расчетной кривой для второго предельного режима, то это указывает, что в аппаратах с геометрическим параметром $f_з/f_{px}=7{,}6$ коэффициенты инжекции при втором и третьем предельных режимах близки по величине, т. е. эти режимы наступают одновременно или почти одновременно.

Все опытные точки для аппарата с геометрическим параметром $f_з/f_{px}=5{,}7$ легли левее расчетной кривой для третьего предельного режима, что объясняется тем, что в этих аппаратах второй предельный режим наступал раньше.

Как видно из приведенных данных, результаты экспериментального исследования предельных режимов пароструйных компрессоров хорошо увязываются с полученными уравнениями для расчета предельного коэффициента инжекции.

На рис. 2-35,*а* показано изменение давления по длине компрессора с от-

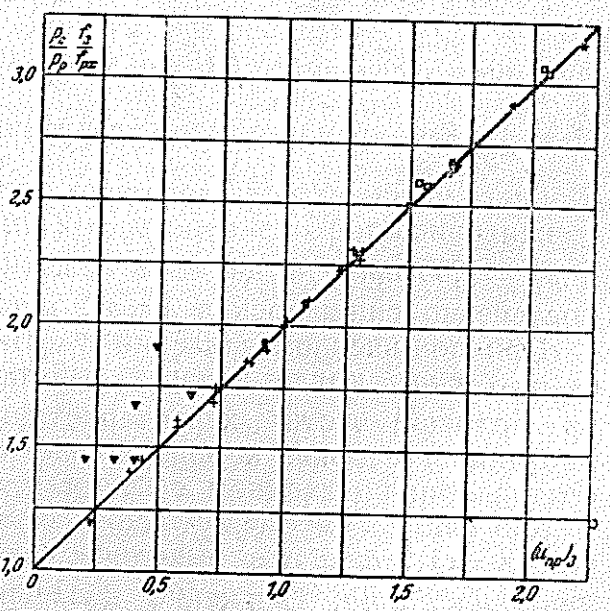


Рис. 2-34. Сравнение экспериментальных значений предельных коэффициентов инжекции с расчетными значениями коэффициентов инжекции для третьего предельного режима $(u_{пр})_3$.

— расчетные зависимости.

Условные обозначения

	$f_з/f_{px}$
▼	5,7
+	7,6
*	14,2
□	21,6

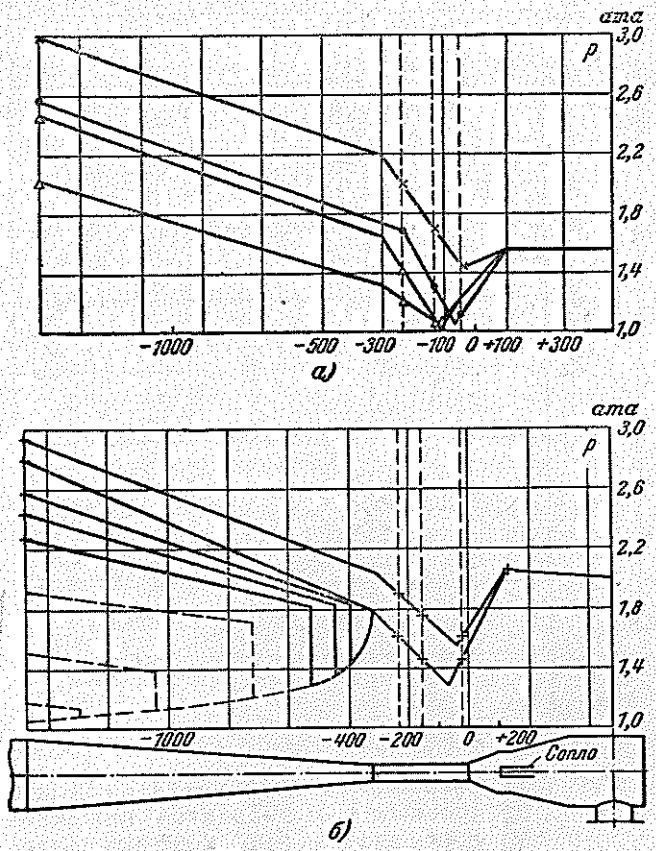


Рис. 2-35. Изменение давлений по длине компрессора.

а — при втором предельном режиме и $p_р = 12$ *ата*; $p_н = 1{,}55$ *ата*; $p_р/p_н = 8{,}0$; $f_з/f_{рх} = 5{,}7$; *б* — при третьем предельном режиме и $p_р = 12$ *ата*; $p_н = 2$ *ата*; $p_р/p_н = 6$; $f_з/f_{рх} = 7{,}6$.

ношением сечений $f_з/f_{рх} = 5{,}7$ при $\frac{p_р}{p_н} = 8$. Во время опытов давления рабочего и инжектируемого пара поддерживались постоянными: $p_р = 12$ *ата* и $p_н = 1{,}55$ *ата*, а давление сжатия постепенно снижалось с 3 до 2 *ата*.

При повышенном давлении сжатия ($p_с = 3$ *ата*), когда аппарат работал на пологой части характеристики, давления по длине камеры смешения составляли: во входном сечении $p_2 = 1{,}45$ *ата*, в промежуточном сечении $p_s = 1{,}7$ *ата* и в выходном сечении $p_з = 2$ *ата*. Снижение давления сжатия $p_с$ приводило к росту коэффициента инжекции и одновременному понижению давления по всей длине камеры смешения и диффузора компрессора.

При давлении сжатия $p_с = 2{,}45$ *ата* компрессор перешел на предельный режим. Давления по длине камеры смешения при этом были равны: $p_2 = 1{,}2$ *ата*; $p_s = 1$ *ата*; $p_з = 1{,}4$ *ата*. Отношение давлений $p_s/p_н$ стало близким к критическому, что, как было показано выше, определяет наступление второго предельного режима. Действительно, при дальнейшем снижении давления сжатия $p_с$ давления p_2 и p_s на начальном участке камеры смешения оставались постоянными, в то время как давление $p_з$ в выходном сечении камеры смешения уменьшалось. Такой характер изменения давлений свидетельствует о том, что при снижении $p_с$ в одном из промежуточных сечений камеры смешения возник скачок уплотнения. В элементах аппарата, расположенных перед местом скачка уплотнения, процесс стабилизировался.

На рис. 2-35,*б* показано изменение давления по длине компрессора с отношением сечений $f_з/f_{рх} = 7{,}6$ при $p_р/p_н = 6$. Во время опытов поддерживались постоянные давления $p_р = 12$ *ата* и $p_н = 2$ *ата*. Давление сжатия $p_с$ менялось от 2,9 до 2,3 *ата*.

Пока аппарат работал на пологой части характеристики, снижение давления сжатия вызывало рост коэффициента инжекции и падение давления по всей длине камеры смешения и диффузора. При давлении сжатия $p_с = 2{,}8$ *ата* компрессор перешел на предельный режим. При дальнейшем снижении давления сжатия коэффициент инжекции оставался постоянным и давления по длине камеры смешения стабилизировались.

В момент перехода компрессора на предельный режим отношение давлений $p_з/p_с$ было равно 0,57, т. е. близким к критическому отношению. Это указывает на то, что скорость потока в конце камеры смешения была близка к критической, что соответствует условию возникновения третьего предельного режима. При понижении давления сжатия ниже 2,8 *ата* в диффузоре компрессора возникал скачок уплотнения, перемещавшийся в направлении от входного сечения диффузора к его выходному сечению по мере снижения давления сжатия.

Таким образом, результаты экспериментального исследования статиче-

ского давления по длине камеры смешения компрессора также хорошо согласуются с ожидаемыми предельными режимами, рассчитываемыми по уравнениям (2-70), (2-73) и (2-77).

Исследование поля скоростей в камере смешения

Специальная серия опытов была проведена для исследования поля скоростей камеры смешения и влияния длины камеры смешения на эффективность работы компрессора [Л. 25].

Опыты проводились на компрессоре с цилиндрической камерой смешения диаметром $d_з = 59{,}5$ *мм* и расширяющимся рабочим соплом, диаметр критического сечения которого составлял $d_{рх} = 21{,}6$ *мм* и диаметр выходного сечения $d_{р1} = 28$ *мм*.

Для этого аппарата определялись характеристики при различных длинах камеры смешения, а также снимались поля скоростей и статических давлений в камере смешения при различных режимах работы компрессора.

Измерения поля скоростей при нескольких режимах были проведены также на камере смешения диаметром 150 *мм*.

Чертеж камеры смешения с $d_з = 59{,}5$ *мм* приведен на рис. 2-36. Длины цилиндрических камер $l_к$ были

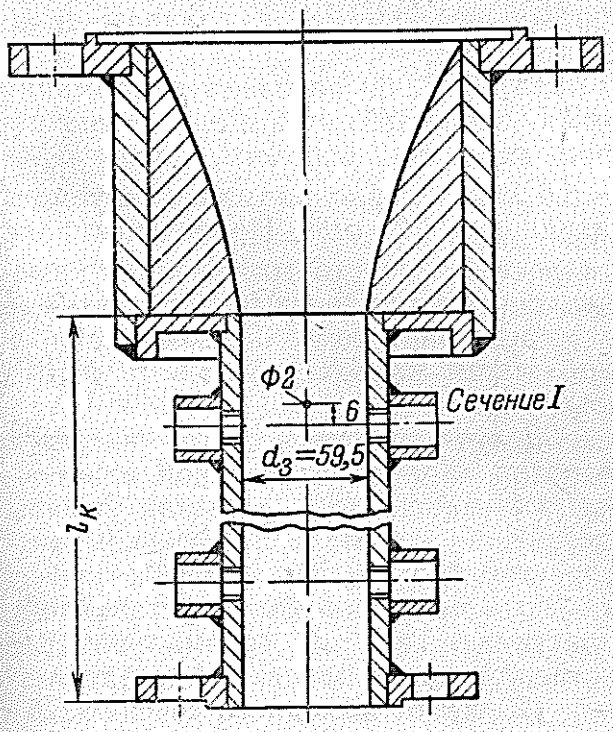


Рис. 2-36. Камера смешения с $d_з = 59{,}5$ *мм* для замера поля скоростей.

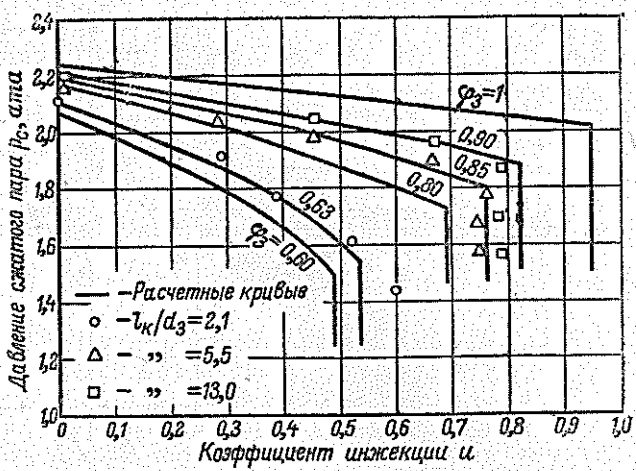


Рис. 2-37. Характеристика компрессора $p_c = f(u)$ при различных длинах $l_к$ камеры смешения.

$d_з = 59{,}5$ *мм*; $d_{рх} = 21{,}6$ *мм*; $d_{р1} = 28$ *мм*; $f_з/f_{рх} = 7{,}6$; $f_{р1}/f_{рх} = 1{,}68$; $p_р = 8$ *ата*; $p_н = 1{,}2$ *ата*.

— расчетные характеристики при различных значениях коэффициента скорости диффузора $\varphi_з$.

Условные обозначения $l_к/d_з$

○ 2,1
△ 5,5
□ 1,3

равны 125, 330 и 788 *мм*, что составило соответственно 2,1; 5,5; 13 диаметров камеры смешения.

Опытами установлено, что для всех трех длин камеры смешения оптимальное расстояние выходного сечения сопла от начала цилиндрической части камеры $l_с$ составляет 120 *мм*. При этом положении сопла велись все дальнейшие измерения. На рис. 2-37 приведены опытные значения коэффициента инжекции, полученные при давлении рабочего пара $p_р = 8$ *ата* и давлении инжектируемого пара $p_н = 1{,}2$ *ата*, которые сопоставлены с расчетными характеристиками компрессора, построенными при различных значениях коэффициента скорости диффузора $\varphi_з$.

Из графика видно, что характеристике компрессора с камерой смешения длиной 2,1 $d_з$ соответствует весьма низкое значение $\varphi_з = 0{,}63$. При увеличении длины камеры до 5,5 $d_з$ работа аппарата существенно улучшается: характеристика соответствует расчетной уже при значении $\varphi_з = 0{,}85$.

Дальнейшее увеличение длины камеры смешения до 13 $d_з$ лишь незначительно улучшило работу компрессора, повысив значение коэффициента скорости диффузора до 0,9, что соответствует значениям $\varphi_з$, обычно получае-

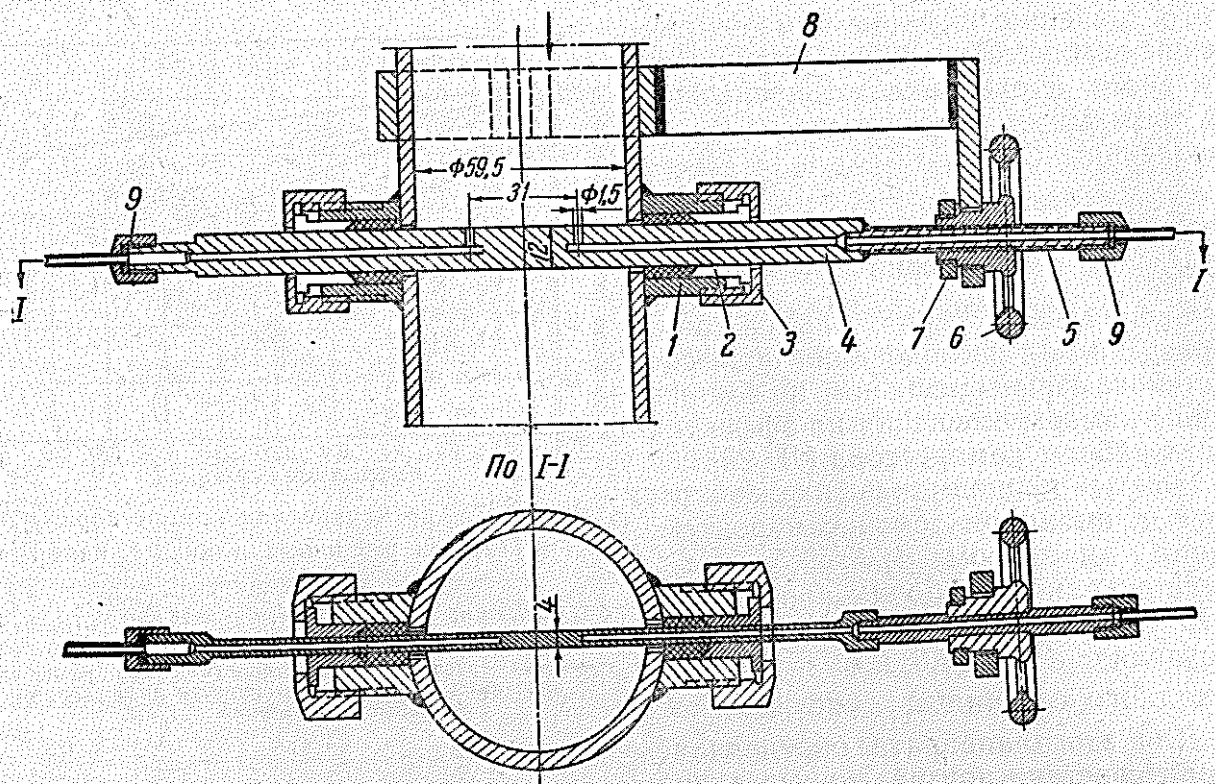


Рис. 2-38. Устройство для замера поля скоростей в камере смешения с $d_з = 59{,}5$ *мм*.
1 — бобышка; *2* — грундбукса; *3* и *9* — накидная гайка; *4* — измерительная пластинка; *5* — винт; *6* — маховичок; *7* — гайка; *8* — хомут.

мым при поступлении в диффузор потока с равномерным профилем скоростей.

Произведенные расчеты показали, что переход от наклонной части характеристики к вертикальной для камер длиной 5,5 $d_з$ и 13 $d_з$ соответствует наступлению критической скорости смешанного потока в конце камеры смешения.

Измерения поля скоростей проводились с помощью специальной пластинки высотой 12 *мм* и толщиной 4 *мм*, в верхней кромке которой были сделаны два сверления диаметром 1,5 *мм* и глубиной 6 *мм* на расстоянии 31 *мм* одно от другого. Каждое из этих сверлений соединено с соответствующим продольным сверлением, сделанным в пластинке. Для замера статического давления сверления в верхней кромке были запаяны и были сделаны новые в боковой стенке пластинки. Оба конца измерительной пластинки присоединялись к манометрам. Пластинка вставлялась в камеру смешения через прорези, уплотнявшиеся сальниками, и могла переставляться в различные сечения по длине. Общий вид всего устройства представлен на рис. 2-38.

Скорости пара подсчитывались по значению полного напора на стенке. При этом учитывались сжимаемость пара и скачок уплотнения при натекании на пластинку сверхзвукового потока. Удельный объем водяного пара принимался постоянным по сечению и определялся по схематическому изображению процесса в аппарате в *is*-диаграмме.

На рис. 2-39 показана деформация поля скоростей в камере смешения при давлении рабочего пара $p_р = 8{,}0$ *ата* и давлении инжектируемого пара $p_н = 1{,}2$ *ата*. Приведены поля скоростей в некоторых сечениях камеры, снятые при оптимальном режиме компрессора, в точке перехода наклонной части характеристики в вертикальную.

Следует отметить, что внесение в поток пара измерительной пластинки, занимавшей 8% площади камеры смешения, ухудшало работу компрессора тем больше, чем ближе к началу камеры смешения была установлена пластинка. Так, при оптимальном режиме установка пластинки на расстоянии 170 *мм* от выходного сечения сопла уменьшила коэффициент инжекции на 20% и степень сжатия на 10%.

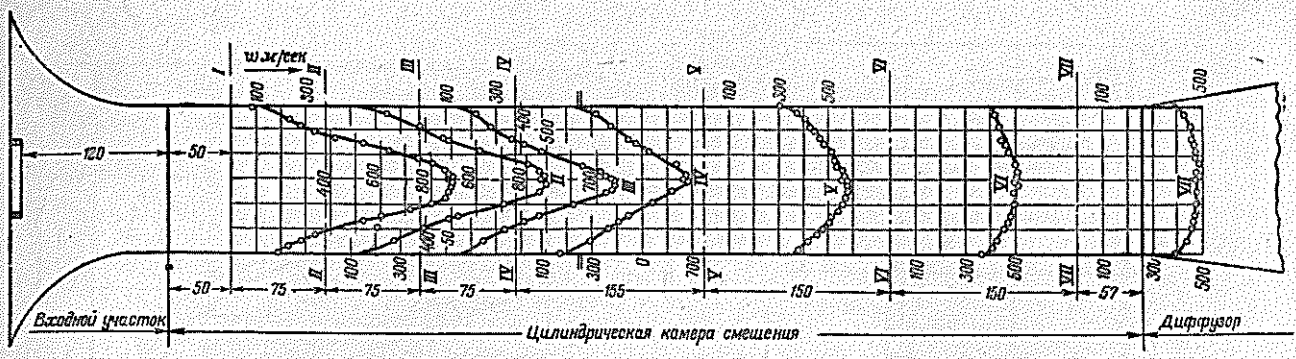


Рис. 2-39. Деформация поля скоростей по длине камеры смешения при оптимальном режиме работы компрессора.

$d_з = 59{,}5$ *мм*; $d_{рх} = 21{,}6$ *мм*; $d_1 = 28$ *мм*; $f_з/f_{рх} = 7{,}6$; $f_{р1}/f_{рх} = 1{,}68$.

Расстояние выходного сечения сопла от входного сечения цилиндрической камеры смешения $l_с = 120$ *мм*; $p_р = 8$ *ата*; $p_н = 1{,}2$ *ата*.

Поэтому профили скоростей, снятые в разных сечениях камеры смешения, относятся к несколько отличающимся один от другого коэффициентам инжекции и степеням сжатия.

Из рис. 2-39 наглядно виден ход процесса в камере смешения.

На участке длиной $4{,}8d_з$ профиль скоростей при оптимальном режиме еще не совсем выравнен.

При исследованном режиме работы компрессора профиль скоростей выравнивается на длине камеры смешения, примерно равной $9{,}8d_з$ (сечение *VII*), и на дальнейшей длине камеры относительно мало меняется.

По рис. 2-39 можно оценить, насколько неравномерно поле скоростей потока, поступающего в диффузор при камере смешения длиной 2,1 калибра (сечение *II*). Этим объясняется значительное снижение коэффициента скорости диффузора при $\frac{l_к}{d_з} = 2{,}1$ (рис. 2-37).

Измерения статического давления на стенке показали, что выравнивание профиля скоростей сопровождается повышением давления по длине камеры. После полного выравнивания профиля скоростей прекращается и рост давления. Очевидно, что дальнейшее увеличение длины камеры нецелесообразно, так как оно приводит лишь к увеличению потерь на трение.

Полученные экспериментальные данные подтверждают необходимость иметь перед диффузором участок достаточной длины для полного выравнивания поля скоростей, что значительно повышает эффективность работы струйного аппарата.

Влияние профилей рабочего сопла и входного участка камеры смешения на работу компрессора

Для проверки влияния формы рабочего сопла на характеристику компрессора была проведена специальная серия опытов с рабочими соплами различных форм.

На рис. 2-40 совмещены характеристики трех струйных компрессоров с одинаковым отношением $f_з/f_{рх} = 7{,}6$, но различными значениями отношения $f_{р1}/f_{рх}$ рабочих сопел. Характеристики получены при одном и том же значении отношения $p_р/p_п = 10$. В рассматриваемых условиях при сравнительно небольших значениях степени расширения пара в соплах форма сопла оказывает относительно небольшое влияние на работу компрессора.

Установка конических сопел вместо расширяющихся сопел Лаваля приводит к некоторому сравнительно небольшому понижению степени сжатия $p_с/p_н$. При малых степенях расширения рабочего пара $p_р/p_н$ конические сопла дают практически такой же результат, как и сопла Лаваля.

В тех случаях, когда струйный компрессор работает постоянно при расчетном режиме, наилучшие результаты получаются при установке расширяющихся сопел с расчетным выходным сечением. Если аппарат должен работать при переменных условиях, выходное сечение рабочего сопла следует выбирать по наименьшему ожидаемому значению $p_р/p_н$, так как недорасширение пара в рабочем сопле приводит к незначительному сни-

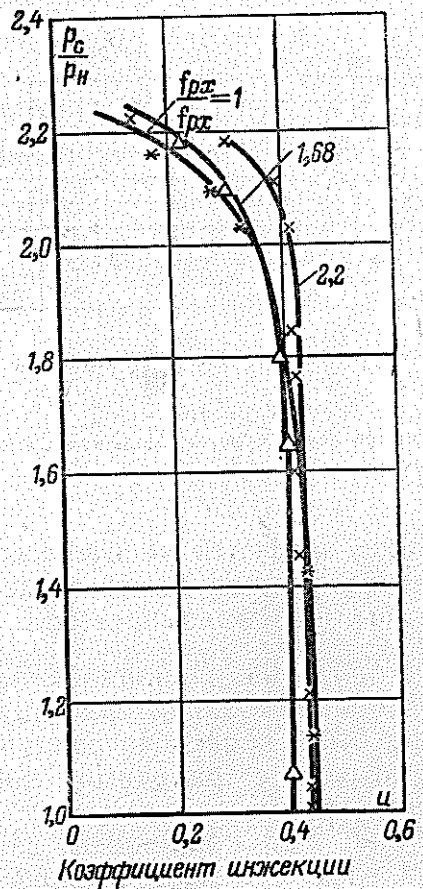


Рис. 2-40. Экспериментальные характеристики $p_c/p_н = f(u)$ струйного компрессора при различных формах рабочего сопла: $f_з/f_{рх} = 7{,}6$; $p_р/p_н = 10$.

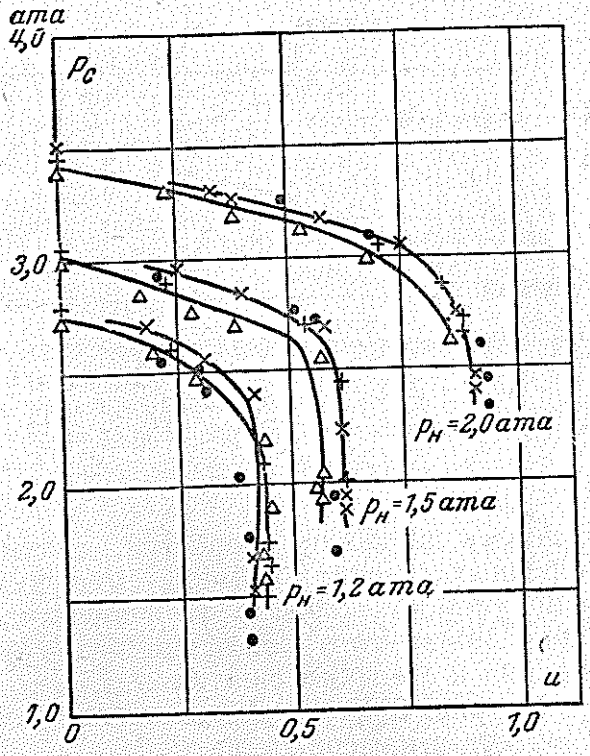


Рис. 2-41. Экспериментальные характеристики $p_c = f(u)$ струйного компрессора при различных формах входных участков камеры смешения: $d_з = 59{,}5$ *мм*; $d_{рх} = 21{,}6$ *мм*; $d_1 = 28$ *мм*; $f_з/f_{рх} = 7{,}6$; $f_1/f_{рх} = 1{,}68$; $p_р = 12$ *ата*.

Условные обозначения	Форма входного участка
●	Камера смешения с коническим переходом
×	Камера смешения с плавным входным участком
+	Камера смешения со скругленной входной кромкой
△	Камера смешения с острой входной кромкой

жению эффективности струйного компрессора, тогда как перерасширение пара приводит к значительно бо́льшим потерям из-за возникновения скачков уплотнения.

Для проверки влияния формы входного участка камеры смешения на характеристику компрессора была проведена специальная серия опытов при различных формах входного участка.

На рис. 2-41 приведены опытные характеристики пароструйных компрессоров, имеющих одинаковые геометрические параметры $f_з/f_{рх} = 7{,}6$ и $f_{р1}/f_{рх} = 1{,}68$, но входные участки различных форм.

Эти данные показывают, что при нулевом коэффициенте инжекции профиль входного участка камеры смешения не оказывает влияния на значение степени сжатия.

Чем удачнее форма входного участка, тем положе характеристика аппарата.

Конический входной участок дает практически те же результаты, что и плавный входной участок, построенный по кривой Витошинского.

Ниже и круче проходит характеристика при входном участке, выполненном в виде внезапного перехода под углом 90° с острой кромкой. Скругление входной кромки улучшает работу аппарата.

Результаты опытов подтверждают сделанные ранее выводы из уравнения (2-62).

На основе сопоставления расчетных характеристик с результатами проведенного ВТИ экспериментального исследования пароструйных компрессоров установлено, что коэффициент скорости входного участка конической формы достаточно высок, составляя величину порядка $\varphi_4 = 0{,}925$.

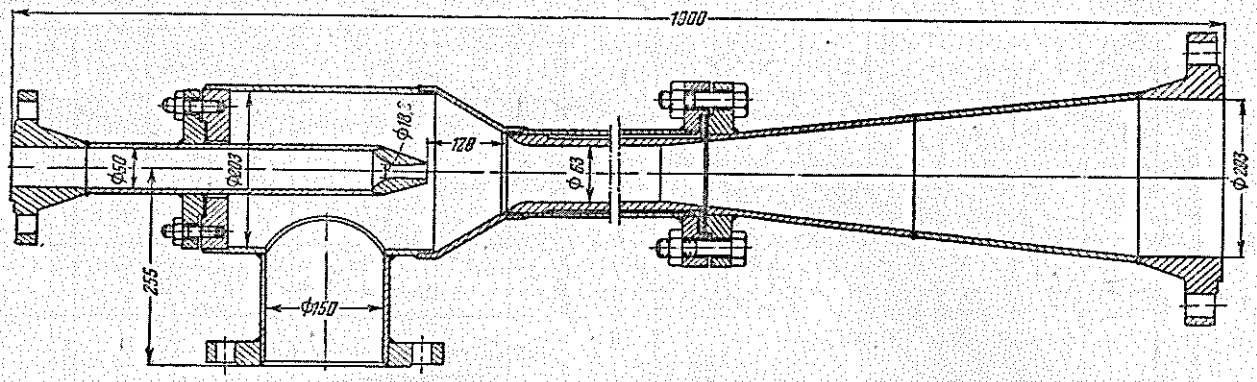


Рис. 2-42. Общий вид пароструйного компрессора.

2-10. ПРОМЫШЛЕННАЯ СТРУЙНО-КОМПРЕССИОННАЯ УСТАНОВКА

На одной ГРЭС был установлен питательный турбонасос типа РВПТ-20-200, рассчитанный на параметры рабочего пара перед турбиной 20 *ата*, 300° С. Станция располагала паром 16,5 *ата* с температурой 250° С после предвключенной турбины высокого давления.

Для повышения давления пара с 16,5 до 21 *ата* ВТИ по предложению ГРЭС был запроектирован пароструйный компрессор [Л. 59]. В качестве рабочего пара для компрессора был принят пар давлением 106 *ата*, 480° С.

Производительность пароструйного компрессора по сжатому пару была задана станцией в размере 30 *т/ч*.

Коэффициент инжекции пароструйного компрессора составляет по расчету 1,64. При этом расход рабочего пара высокого давления равен 11,3 *т/ч*, а расход инжектируемого пара 18,7 *т/ч*.

Общий вид запроектированного компрессора изображен на рис. 2-42. Вся конструкция выполнена сварной. На высокие параметры (106 *ата*, 480° С) рассчитаны лишь патрубок рабочего пара, выполненный из высококачественной легированной стали 15М, и рабочее сопло, выполненное из хромомолибденовой стали ЭЯ-2.

Все остальные детали компрессора работают под давлением 16—22 *ата* и потому изготовлены из стандартных труб.

После проведенных испытаний установка была включена в эксплуатацию.

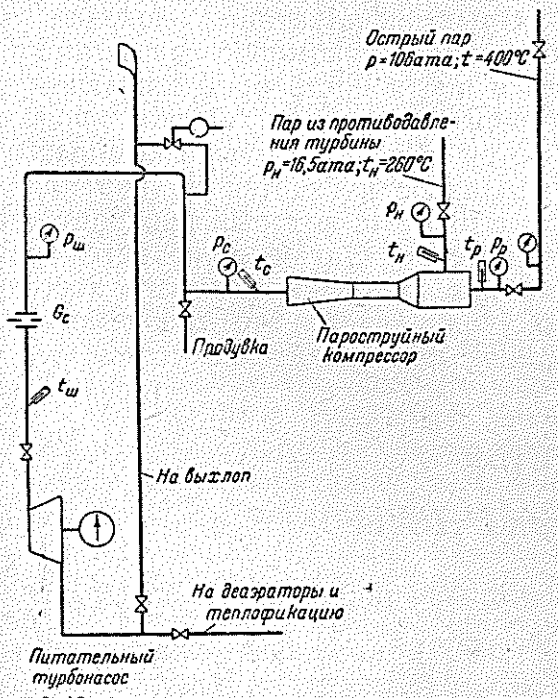


Рис. 2-43. Принципиальная схема установки с пароструйным компрессором.

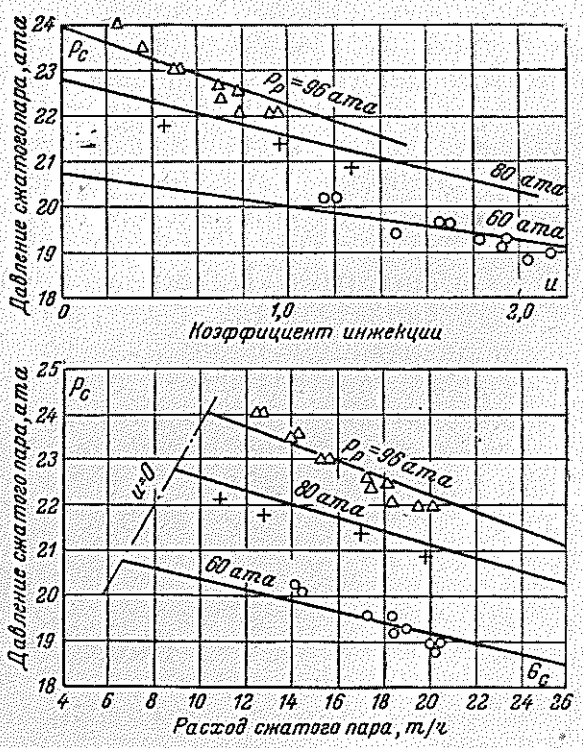


Рис. 2-44. Расчетные и опытные характеристики пароструйного компрессора.
Давление инжектируемого пара $p_н$ = 16,5 *ата*.
Сплошные линии — расчетные характеристики.

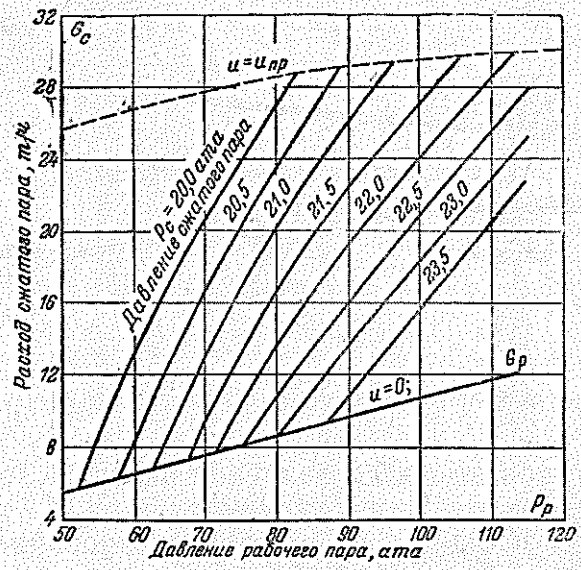


Рис. 2-45. Поле режимов пароструйного компрессора.
Давление инжектируемого пара $p_н = 16{,}5$ *ата*.

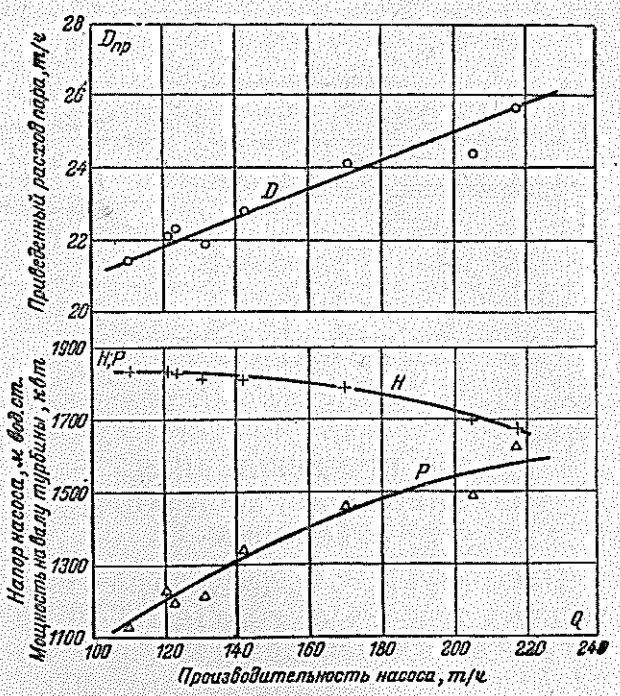


Рис. 2-46. Характеристика питательного турбонасоса при $n = 4\,800$ *об/мин*.
Параметры рабочего пара; $p_р = 20$ *ата*; $t_р = 300°$ С.
Давление отработавшего пара $p = 3$ *ата*.

На рис. 2-43 изображена принципиальная схема установки.

Для того чтобы компрессор и трубопровод сжатого пара не оказались под высоким давлением при отключении турбонасоса, на линии сжатого пара установлен предохранительный клапан на 25 *ата*.

В результате испытания пароструйного компрессора были получены изображенные на рис. 2-44 зависимости производительности компрессора от величины противодавления (давления сжатого пара) при давлениях рабочего пара 60, 80 и 96 *ата*. На этом же графике для условий опытов сплошными линиями нанесены расчетные характеристики, которые, как видно из рис. 2-44, достаточно хорошо совпадают с опытными. На основании расчетных характеристик было построено поле режимов пароструйного компрессора, позволяющее определить производительность компрессора при изменении давления рабочего и сжатого пара (рис. 2-45).

Одновременно с испытанием пароструйного компрессора Мосэнерго проводились испытания питательного турбонасоса, результаты которых изображены на рис. 2-46.

Работа пароструйного компресора обеспечивала требуемый напор и производительность питательного насоса в широком диапазоне изменений нагрузки котлов, в том числе и при максимальной нагрузке.

Опыт эксплуатации показал, что обслуживание компрессора весьма просто и почти не требует внимания дежурного персонала. Легко осуществляются пуск и остановка компрессора. Турбонасос пускается на паре давлением 16,5 *ата*, который проходит через компрессор. Затем включается рабочий пар, давление которого постепенно увеличивается до требуемого при данной производительности насоса.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ГАЗОСТРУЙНЫЕ ЭЖЕКТОРЫ

3-1. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ УРАВНЕНИЯ

К этому типу струйных аппаратов относятся пароструйные или газоструйные эжекторы, работающие со степенью расширения рабочей среды $\frac{p_р}{p_н} > 50$ и степенью сжатия эжектируемой среды $\frac{p_с}{p_н} > 4$.

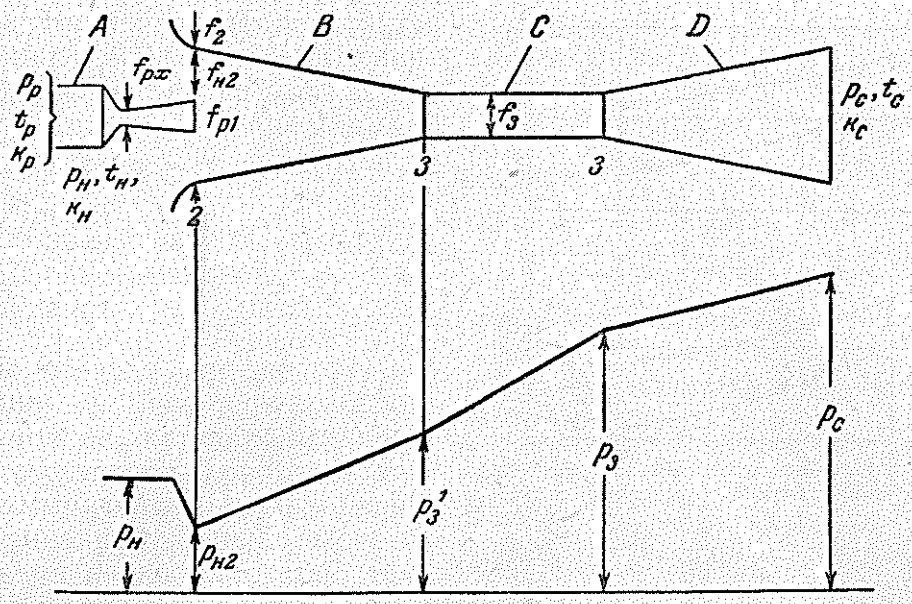


Рис. 3-1. Профиль проточной части и изменение давлений по длине эжектора.

A — рабочее сопло; *B* — конический участок камеры смешения; *C* — цилиндрический участок камеры смешения; *D* — диффузор.

Основной особенностью этих аппаратов является их работа в нормальных условиях на предельном режиме.

Для увеличения предельного коэффициента инжекции со стороны входа потока в камеру смешения последняя выполняется из двух частей: развитой конической сужающейся части (конфузора) и последующей цилиндрической части (горловины).

Режим работы этих аппаратов на допредельном режиме является ненормальным; это так называемый перегрузочный режим, нарушающий нормальную работу установки.

На рис. 3-1 схематически изображен профиль проточной части эжектора этого типа. Выходное сечение рабочего сопла условно совмещено с входным сечением камеры смешения.

Наибольшее распространение аппараты этого типа получили в конденсационных установках паровых турбин, где пароструйные эжекторы служат для создания и поддержания давления в конденсаторе порядка 0,03—0,10 *ата*, а также в пароэжекторных холодильных установках, где для охлаждения воды до 4—6° С необходимо поддерживать давление в испарителе порядка 0,01 *ата*.

Рассмотрим прежде всего, какой вид примут основные расчетные уравнения для эжектора.

а) Уравнение для предварительного расчета максимального коэффициента инжекции

Максимальный коэффициент инжекции пароструйного эжектора с большой степенью сжатия обычно ограничен предельным режимом, который определяется достижением критической скорости инжектируемым потоком в одном из сечений конической части камеры смешения. Как показывают имеющиеся опытные данные работы эжектора на предельном режиме, повышение давления в конической части камеры смешения невелико и течение потока на этом участке камеры смешения (конфузоре) может в первом приближении быть принято изобарическим.

Поскольку величина входного сечения конфузора в эжекторе рассматриваемого типа значительно превышает величину входного сечения камеры смешения пароструйного компрессора при одинаковых размерах цилиндрических частей камер смешения у обоих аппаратов, то скорость инжектируемого потока во входном сечении конфузора оказывается значительно меньшей, чем во входном сечении цилиндрической камеры смешения пароструйного компрессора. Поэтому падением давления во входном сечении конфузора эжектора с конической камерой смешения можно в первом приближении

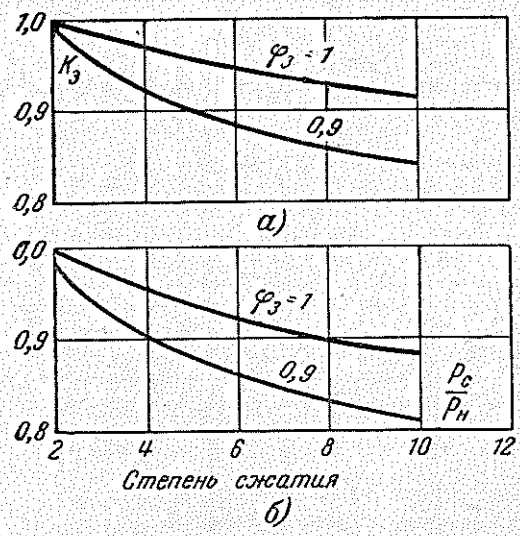


Рис. 3-2. Значения коэффициента $K_з$ в уравнении (3-1а) при больших степенях сжатия. $а - k = 1{,}3$; $б - k = 1{,}13$.

пренебречь и считать $w_{н2} = 0$, чему соответствует значение $\Pi_{н2} = 1$.

При этих условиях уравнение (2-17б) принимает вид

$$u = \frac{K_1}{K_з} \cdot \frac{a_{рх}}{a_{сх}} \sqrt{\frac{1 - \Pi_{рн}^{\frac{k_р - 1}{k_р}}}{1 - \Pi_{сн}^{\frac{k_с - 1}{k_с}}}} - 1. \quad (3\text{-}1а)$$

Значения коэффициента $K_з$, определяющегося по уравнению (2-23), приведены на рис. 3-2.

При большой степени сжатия в эжекторе степень сжатия смеси в диффузоре можно в первом приближении считать критической и величину $\Pi_{сз}$, входящую в выражение для $K_з$, определять по формуле

$$\Pi_{сз} = \Pi_{сх} = \left(\frac{2}{k_с + 1}\right)^{\frac{k_с}{k_с - 1}}.$$

Величина $\Pi_{с2}$ согласно принятому условию равна $\Pi_{сн}$. Как видно из рис. 3-2, значения $K_з$ при этом составляют примерно 0,85—0,95.

То обстоятельство, что при выводе уравнения (3-1а) не учтено повышение давления в конической части камеры смешения, приводит к получению по формуле (3-1а) завышенных значений коэффициента инжекции.

Для приближения величины максимального коэффициента инжекции, получаемой по расчетной формуле, к действительным значениям величина $K_з$ принимается равной единице.

В этом случае формула (3-1а) принимает вид

$$u = K_1 \frac{a_{рх}}{a_{сх}} \sqrt{\frac{1 - \Pi_{рн}^{\frac{k_р - 1}{k_р}}}{1 - \Pi_{сн}^{\frac{k_с - 1}{k_с}}}} - 1. \quad (3\text{-}1б)$$

Иногда при расчете эжекторов, в которых рабочей и инжектируемой средами является водяной пар, скорости потоков определяют по теплоперепадам в *is*-диаграмме (рис. 2-3). В этом случае уравнение (3-1б) может быть записано в виде

$$u = K_1 \sqrt{\frac{H_р}{H_с}} - 1, \quad (3\text{-}1в)$$

где $H_р$ — адиабатный теплоперепад при расширении рабочего пара от давления $p_р$ до давления $p_н$, *ккал/кг*;

$H_с$ — адиабатный теплоперепад при сжатии смешанного потока от давления $p_н$ до давления $p_с$, *ккал/кг*.

В том случае, когда заданы параметры рабочего и инжектируемого потоков и коэффициент инжекции, а искомой величиной является давление сжатия, уравнение (3-1б) удобнее применить в другой модификации:

$$\Pi_{сн} = \left\{1 - \frac{1 - \Pi_{рн}^{\frac{k_р - 1}{k_р}}}{\left[(1 + u)\frac{1}{K_1} \cdot \frac{a_{сх}}{a_{рх}}\right]^2}\right\}^{\frac{k_с}{k_с - 1}}. \quad (3\text{-}2)$$

По приведенным уравнениям определяются максимальный коэффициент инжекции или максимальное давление сжатия, которые могут быть получены в наиболее благоприятных условиях (когда в проточной части аппарата отсутствуют скачки уплотнения и течение в конфузорной части камеры смешения изобарическое). Эти условия не всегда могут быть созданы, в связи с чем максимальный коэффициент инжекции или максимальное давление сжатия, найденные по уравнениям (3-1б) и (3-2), не всегда могут быть реализованы.

Поэтому расчет эжектора с конической камерой смешения, так же как и расчет струйного компрессора с цилиндрической камерой смешения, выполняется в два этапа: предварительный и окончательный.

Предварительный этап включает в себя определение коэффициента инжекции по заданным параметрам рабочей, инжектируемой и сжатой сред или определение давления сжатой среды по заданным параметрам рабочей и инжектируемой сред и коэффициенту инжекции, а также определение основного геометрического параметра аппарата, т. е. отношения сечений $f_з/f_{рх}$.

Окончательный этап заключается в построении характеристики эжектора, определении предельного коэффициента инжекции и уточнении значений геометрических параметров.

б) Определение основного геометрического параметра эжектора

Величина $f_з/f_{рх}$ определяется в общем случае по формуле (2-44а). Поскольку, как уже отмечалось выше, в рассматриваемых условиях $П_{сз}=П_{сх}$, входящая в расчетное уравнение (2-44а) газодинамическая функция $q_{сз}=1$, уравнение (2-44а) принимает вид

$$\frac{f_з}{f_{рх}}=(1+u)\frac{a_{сх}}{a_{рх}}\cdot\frac{p_р}{p_с}. \qquad (3\text{-}3а)$$

При $T_р=T_н=T_с$ или $a_{рх}=a_{нх}=a_{сх}$

$$\frac{f_з}{f_{рх}}=(1+u)\frac{p_р}{p_с}. \qquad (3\text{-}3б)$$

Подставив в уравнение (3-3а) значение u из (3-1б), получим:

$$\frac{f_з}{f_{рх}}=K_1\frac{p_р}{p_с}\sqrt{\frac{1-П_{рн}^{\frac{k_р-1}{k_р}}}{1-П_{сн}^{\frac{k_с-1}{k_с}}}}=$$

$$=K_1\frac{П_{сн}}{П_{рн}}\sqrt{\frac{1-П_{рн}^{\frac{k_р-1}{k_р}}}{1-П_{сн}^{\frac{k_с-1}{k_с}}}}. \qquad (3\text{-}3в)$$

Пример 3-1. Заданы параметры рабочего и инжектируемого пара перед пароструйным эжектором с конической камерой смешения:

$$p_р=11{,}0\ ата;\quad t_р=183°\ С;$$

$$v_р=0{,}1808\ м^3/кг;\quad i_р=664\ ккал/кг;$$

$$p_н=0{,}02\ ата;\quad t_н=17{,}2°\ С;$$

$$v_н=68{,}25\ м^3/кг;\quad i_н=605\ ккал/кг.$$

Пар сухой насыщенный; $k_р=k_н=1{,}13$; требуемое давление сжатого пара $p_с=0{,}1\ ата$.

Определить максимальный коэффициент инжекции.

Решение. Определяем по формуле (1-5) критические скорости рабочего и инжектируемого потоков:

$$a_{рх}=3{,}23\sqrt{11{,}0\cdot10^4\cdot0{,}1808}=455\ м/сек;$$

$$a_{нх}=3{,}23\sqrt{0{,}02\cdot10^4\cdot68{,}25}=378\ м/сек.$$

Так как критическая скорость сжатого потока не может быть вычислена заранее, поскольку неизвестен коэффициент инжекции, то предварительно принимаем ее равной среднеарифметической от $a_{рх}$ и $a_{нх}$, т. е. $a_{сх}=415\ м/сек$.

$$П_{рн}=\frac{p_н}{p_р}=\frac{0{,}02}{11}=\frac{1}{550};$$

$$П_{сн}=\frac{p_н}{p_с}=\frac{0{,}02}{0{,}1}=\frac{1}{5}.$$

Коэффициент инжекции по уравнению (3-1б)

$$u=0{,}834\frac{455}{415}\sqrt{\frac{1-\left(\frac{1}{550}\right)^{\frac{0{,}13}{1{,}13}}}{1-\left(\frac{1}{5}\right)^{\frac{0{,}13}{1{,}13}}}-1}=$$

$$=0{,}58.$$

Уточняем значение $a_{сх}$ при этом значении u.

Энтальпия сжатого пара

$$i_с=\frac{i_р+ui_н}{1+u}=\frac{664+0{,}58\cdot605}{1{,}58}=$$

$$=642\ ккал/кг.$$

По таблицам удельный объем сжатого пара (по известным $p_с$ и $i_с$)

$$v_с=17{,}5\ м^3/кг.$$

Критическая скорость сжатого пара

$$a_{сх}=3{,}23\sqrt{0{,}1\cdot10^4\cdot17{,}5}=427\ м/сек.$$

Уточненное значение u при этой величине $a_{сх}$ составит $u=0{,}51$.

Поскольку уточненное значение u близко к первоначальному, вторичного пересчета величины $a_{сх}$ не производим.

Пример 3-2. Определить, какое максимальное давление сжатого пара может быть полу-

чено с помощью пароструйного эжектора, если параметры рабочего и инжектируемого пара такие же, как и в предыдущем примере, а коэффициент инжекции ограничен величиной $u = 0{,}2$.

Решение. Определяем критическую скорость сжатого пара. Энтальпия сжатого пара

$$i_c = \frac{664 + 0{,}2 \cdot 605}{1{,}2} = 654 \text{ ккал/кг}.$$

Величина a_{cx} определяется в основном величиной i_c и мало зависит от давления p_c. Задаемся предварительно значением $p_c = 0{,}2$ ата. По таблицам находим $v_c = 9{,}4$ м³/кг.

$$a_{cx} = 3{,}23 \sqrt{0{,}2 \cdot 10^4 \cdot 9{,}4} = 443 \text{ м/сек}.$$

По формуле (3-2)

$$\Pi_{cн} = \left[1 - \frac{1 - \left(\frac{1}{550}\right)^{0{,}115}}{\left(\frac{1{,}2}{0{,}834} \cdot \frac{443}{455}\right)^2}\right]^{\frac{1{,}13}{0{,}13}} = \frac{1}{14{,}1}.$$

Давление сжатого пара

$$p_c = 0{,}02 \cdot 14{,}1 = 0{,}282 \text{ ата}.$$

Пример 3-3. Для условий предыдущих примеров определить значения геометрических параметров эжектора f_{p1}/f_{px} и $f_з/f_{px}$.

Решение. В обоих случаях величина $\Pi_{pн}$ одинакова и равна $\frac{1}{550} = 0{,}00182$. По таблицам газодинамических функций соответствующее значение функции $q_{pн} = 0{,}01756$. Отношение выходного сечения сопла к критическому

$$\frac{f_{p1}}{f_{px}} = \frac{1}{q_{pн}} = \frac{1}{0{,}01756} = 57.$$

Отношение $f_з/f_{px}$ определяется по формуле (3-3а).
Для примера 3-1

$$\frac{f_з}{f_{px}} = (1 + 0{,}51)\frac{427}{455} \cdot \frac{11}{0{,}1} = 157.$$

Для примера 3-2

$$\frac{f_з}{f_{px}} = (1 + 0{,}2)\frac{443}{455} \cdot \frac{11}{0{,}282} = 45{,}6.$$

в) Расчет характеристики при работе эжектора на допредельном режиме

Как показали измерения давления, при работе эжектора на допредельном режиме наблюдается рост давления как в конической, так и в цилиндрической частях камеры смешения. Поэтому исходное уравнение импульсов (2-59) должно быть дополнено членом, учитывающим реакцию стенки конической части камеры смешения.

Считая условно выходное сечение рабочего сопла установленным в плоскости входного сечения конической части камеры смешения, можно уравнение импульсов для камеры смешения, состоящей из конической и цилиндрической частей, записать следующим образом:

$$p_{p2} f_{p2} + p_{н2} f_{н2} - \int_{f_з}^{f_2} p\,df - p_з f_з + \varphi_2 \frac{G_p}{g} w_{p2} + \varphi_2 \frac{G_н}{g} w_{н2} - \frac{G_p + G_н}{g} w_з = 0. \quad (3\text{-}4)$$

При рассматриваемой условной схеме эжектора

$$p_{p2} = p_{p1};\ f_{p2} = f_{p1};\ w_{p2} = w_{p1};$$

$$f_{p2} + f_{н2} = f_2 > f_з;\ f_{н2} = f_2 - f_{p1}.$$

Принимая линейный рост давления в конфузоре (рис. 3-1), находим:

$$\int_{f_з}^{f_2} p\,df = \frac{1}{3} p_{н2} f_з \Phi_1 + \frac{1}{3} p'_з f_з \Phi_2, \quad (3\text{-}5)$$

где $p'_з$ — давление в начале цилиндрического участка камеры смешения;

$$\Phi_1 = 2\frac{f_2}{f_з} - \sqrt{\frac{f_2}{f_з}} - 1; \quad (3\text{-}6а)$$

$$\Phi_2 = \frac{f_2}{f_з} + \sqrt{\frac{f_2}{f_з}} - 2. \quad (3\text{-}6б)$$

После подстановки в уравнение импульсов (3-4) выражений скоростей по уравнению (2-60), давлений по уравнениям (2-61), расхода по уравнению (2-35), реакции стенки по уравнению (3-5) и соответствующих преобразований выводится уравнение характеристики пароструйного эжектора с камерой смешения, состоящей из ко-

нической и цилиндрической частей [Л. 27]:

$$\frac{p_c}{p_н}=\frac{1}{\Pi_{c3}}\left\{\Pi_{p2}\frac{p_p}{p_н}\cdot\frac{f_{p2}}{f_з}\cdot\frac{1}{1+\frac{\alpha}{3}\Phi_2}+\right.$$

$$+\Pi_{н2}\frac{f_{н2}}{f_з}\cdot\frac{1-\frac{1}{3}\cdot\frac{f_з}{f_{н2}}\Phi_1}{1+\frac{\alpha}{3}\Phi_2}+\frac{k_p\Pi_{px}}{\varphi_з}\times$$

$$\times\frac{f_{px}}{f_з}\cdot\frac{p_p}{p_н}\cdot\frac{1}{1+\frac{\alpha}{3}\Phi_2}\left[K_1\lambda_{p2}+\right.$$

$$\left.\left.+K_2u\frac{a_{нx}}{a_{px}}\lambda_{н2}-(1+u)\frac{a_{cx}}{a_{px}}\lambda_{c3}\right]\right\},\quad(3\text{-}7)$$

где $\alpha=p_з'/p_з$ — отношение давлений в начале и конце цилиндрической части камеры смешения. Величина α должна приниматься на основании имеющихся опытных данных ($\alpha=0{,}5-0{,}75$, см. § 3-3).

Знания величины α не требуется в трех случаях:

а) Отсутствие цилиндрического участка камеры смешения. При этом $\alpha=1$, так как все повышение давления при выравнивании профиля скоростей происходит в конфузоре. В этом случае степень сжатия смеси получается наименьшей.

б) Отсутствие конического участка камеры смешения. Так как в этом случае $f_2=f_з$, $\Phi_1=\Phi_2=0$ и уравнение (3-7) принимает вид уравнения характеристики пароструйного компрессора с цилиндрической камерой смешения (2-62а), степень сжатия смеси получается наибольшей.

в) Изобарический процесс в конической части камеры смешения. В этом случае

$$\int_{f_з}^{f_2} p\,df=p_{н2}(f_2-f_з)$$

и уравнение характеристики (3-7) принимает вид, аналогичный виду уравнения характеристики пароструйного компрессора с цилиндрической камерой смешения (2-62а).

Следует обратить внимание на то, что величины $\Pi_{н2}$ и $\lambda_{н2}$, входящие в уравнение (3-7), подсчитываются по функции $q_{н2}$, в которой $f_{н2}=f_2-f_{p2}=f_2-f_{p1}$.

Метод построения характеристики эжектора по уравнению (3-7) такой же, как и построения характеристики пароструйного компрессора по уравнению (2-62).

Угол конусности конфузора на основании многочисленных испытаний обычно принимается 5 — 7°. При этом отношения входного сечения конфузора к сечению цилиндрической части камеры смешения $\frac{f_2}{f_з}$ лежат в пределах 2 — 2,8.

Пример 3-4. Построить характеристику $\frac{p_c}{p_н}=f(u)$ пароструйного эжектора, рассчитанного в примерах 3-1 и 3-3.

Основной геометрический параметр эжектора $\frac{f_з}{f_{px}}=157$, рабочего сопла $f_{p1}/f_{px}=57$ (расчет этих значений см. пример 3-3).

Принимаем отношение входного сечения конфузора к сечению цилиндрической камеры смешения $\frac{f_2}{f_з}=2{,}8$; коэффициент $\alpha=\frac{p_з'}{p_з}=0{,}5$.

Расчет характеристики производим по уравнению (3-7).

Определим сначала вспомогательные величины, входящие в это уравнение:

$$\frac{f_{p2}}{f_з}=\frac{f_{p1}}{f_з}=\frac{57}{157}=0{,}363;$$

$$\frac{f_{н2}}{f_з}=\frac{f_2}{f_з}-\frac{f_{p1}}{f_з}=2{,}8-0{,}363=2{,}437;$$

$$\frac{f_{н2}}{f_{px}}=2{,}437\cdot157=382;$$

$$\Phi_1=2\cdot2{,}8-\sqrt{2{,}8}-1=2{,}93;$$

$$\Phi_2=2{,}8+\sqrt{2{,}8}-2=2{,}48.$$

По уравнениям (2-63)

$$q_{p2}=q_{pн}=0{,}0175;\quad \Pi_{p2}=\Pi_{pн}=0{,}00182;$$

$$\lambda_{p2}=\lambda_{pн}=2{,}91;\quad q_{н2}=1{,}47u.$$

После подстановки этих величин в уравнение (3-7) последнее принимает вид

$$\frac{p_c}{p_н}=\frac{1}{П_{с3}}\left\{0{,}00182\cdot 550\cdot 0{,}363\,\frac{1}{1+\frac{0{,}5}{3}\cdot 2{,}48}+\right.$$

$$+П_{н2}\cdot 2{,}437\,\frac{1-\frac{1}{3\cdot 2{,}437}\cdot 2{,}93}{1+\frac{0{,}5}{3}\cdot 2{,}48}+$$

$$+\frac{1{,}13\cdot 0{,}57}{0{,}9}\cdot\frac{1}{157}\times$$

$$\times 550\,\frac{1}{1+\frac{0{,}5}{3}\cdot 2{,}48}\left[0{,}834\cdot 2{,}91+\right.$$

$$\left.\left.+0{,}812\,\frac{378}{455}u\lambda_{н2}-(1+u)\,\frac{a_{сх}}{455}\lambda_{с3}\right]\right\},$$

или

$$\frac{p_c}{p_н}=\frac{1}{П_{с3}}\left\{0{,}254+1{,}03П_{н2}+\right.$$

$$\left.+1{,}775\left[2{,}425+0{,}675u\lambda_{н2}-(1+u)\,\frac{a_{сх}}{455}\lambda_{с3}\right]\right\}.$$

Определяем степень сжатия при $u=0$. При этом

$$\lambda_{н2}=0;\quad П_{н2}=1;\quad a_{сх}=a_{рх}.$$

Задаемся предварительно значением $p_c=0{,}107$ *ата*;

$$q_{с3}=\frac{11}{0{,}107}\cdot\frac{1}{157}=0{,}655.$$

Соответствующие значения:

$$П_{с3}=0{,}9,\quad \lambda_{с3}=0{,}445;$$

$$\frac{p_c}{p_н}=\frac{1}{0{,}9}\{0{,}254+1{,}03+$$

$$+1{,}755\,[2{,}425-0{,}445]\}=5{,}33;$$

$$p_c=5{,}33\cdot 0{,}02=0{,}1066\ ата.$$

Полученное значение близко к принятому. Поэтому пересчета p_c не производим.

Определяем степень сжатия при $u=0{,}2$.

При этом $q_{н2}=1{,}47\cdot 0{,}2=0{,}294$.

Соответствующие значения:

$$П_{н2}=0{,}981;\ \lambda_{н2}=0{,}183.$$

Задаемся значением

$$p_c=0{,}106\ ата;\quad i_c=\frac{664+0{,}2\cdot 605}{1{,}2}=$$

$$=654\ ккал/кг;$$

$$v_c=18{,}0\ м^3/кг;$$

$$a_{сх}=3{,}23\sqrt{0{,}106\cdot 10^4\cdot 18{,}0}=443\ м/сек;$$

$$q_{с3}=\frac{443}{455}\cdot\frac{11}{0{,}106}\cdot\frac{1}{157}(1+0{,}2)=0{,}773.$$

Соответствующие значения:

$$П_{с3}=0{,}850;\quad \lambda_{с3}=0{,}55;$$

$$\frac{p_c}{p_н}=\frac{1}{0{,}850}\left\{0{,}254+1{,}03\cdot 0{,}981+\right.$$

$$+1{,}775\left[2{,}425+0{,}675\cdot 0{,}2\cdot 0{,}183-\right.$$

$$\left.\left.-(1+0{,}2)\,\frac{443}{455}\cdot 0{,}55\right]\right\}=5{,}27;$$

$$p_c=5{,}27\cdot 0{,}02=0{,}1054\ ата.$$

Аналогичным образом получаем при $u=0{,}5$

$$p_c=0{,}1052\ ата.$$

Таким образом, характеристика $p_c=f(u)$ представляет собой почти горизонтальную прямую линию.

г) Расчет предельного коэффициента инжекции

Для того чтобы определить величину предельного коэффициента инжекции, примем условно следующую схему процесса, не учитывающую взаимного перемешивания потоков на начальном участке камеры смешения и допускающую на этом участке существование в рабочей струе при больших сверхзвуковых скоростях статического давления, отличного от давления в инжектируемой среде [Л. 27].

При давлении инжектируемой среды $p_н$, меньшем, чем давление p_{pl} в выходном сечении рабочего сопла, струя рабочего пара продолжает расширяться за пределами сопла до давления $p_н$, увеличивая свое сечение от f_{pl} до $f_{рн}$. Условно принимаем, что это сечение рабочего потока, определяемое по уравнению (2-39), не изменяется вплоть до сечения f_s конфузорной части камеры смешения, в котором эжектируемый поток достигает критической скорости.

Величина предельного коэффициента инжекции при этом условии может быть определена по уравнению, аналогичному (2-73а):

$$u_{пр}=\left(\frac{f_s}{f_{рх}}-\frac{1}{q_{рн}}\right)\frac{k_н}{k_р}\cdot\frac{П_{нх}}{П_{рх}}\cdot\frac{a_{рх}}{a_{нх}}\cdot\frac{p_н}{p_р}.\qquad(3\text{-}8а)$$

На основании уравнения (1-17) значение газодинамической функции $q_{рн}$ может быть найдено по формуле

$$q_{рн} = \sqrt{\frac{k_р + 1}{k_р - 1}} \left(\frac{p_н}{p_р \Pi_{рх}}\right)^{\frac{1}{k_р}} \times \sqrt{1 - \left(\frac{p_н}{p_р}\right)^{\frac{k_р - 1}{k_р}}}.$$

При $k_р = k_н$ и $a_{рх} = a_{нх}$

$$u_{пр} = \left(\frac{f_s}{f_{рх}} - \frac{1}{q_{рн}}\right) \frac{p_н}{p_р}. \qquad (3\text{-}8б)$$

При давлении инжектируемой среды $p_н$, равном или большем, чем давление в выходном сечении рабочего сопла, условно принимаем, что струя рабочего пара сохраняет сечение $f_{р1}$, равное выходному сечению рабочего сопла вплоть до сечения f_s конфузорной части камеры смешения, в которой эжектируемый поток достигает критической скорости.

Величина предельного коэффициента инжекции при этом условии может быть определена по уравнению

$$u_{пр} = \left(\frac{f_s}{f_{рх}} - \frac{f_{р1}}{f_{рх}}\right) \frac{p_н}{p_р} \cdot \frac{k_н}{k_р} \cdot \frac{\Pi_{нх}}{\Pi_{рх}} \cdot \frac{a_{рх}}{a_{нх}}. \qquad (3\text{-}9а)$$

При $k_р = k_н$ и $a_{рх} = a_{сх}$

$$u_{пр} = \left(\frac{f_s}{f_{рх}} - \frac{f_{р1}}{f_{рх}}\right) \frac{p_н}{p_р}. \qquad (3\text{-}9б)$$

Принятая схема предельного режима носит условный характер, но она, как показывают приведенные в § 3-3 результаты экспериментального исследования, позволяет получить расчетные характеристики, близкие к опытным.

Можно показать, что при постоянных температурах рабочей и инжектируемой сред ($T_р = \text{const}$; $T_н = \text{const}$) сохраняется практически неизменным объемный коэффициент инжекции u_0, равный отношению объемных расходов инжектируемой и рабочей сред:

$$u_0 = \frac{V_н}{V_р} = \frac{v_н G_н}{v_р G_р} = \frac{v_н}{v_р} u, \qquad (3\text{-}10)$$

где $v_р$ и $v_н$ — удельные объемы рабочей и инжектируемой сред в заторможенном состоянии.

Подставляя в (3-10) значение $u_{пр}$ из (3-9а), получаем

$$(u_0)_{пр} = \left(\frac{f_s}{f_{рх}} - \frac{f_{р1}}{f_{рх}}\right) \frac{k_н}{k_р} \cdot \frac{\Pi_{нх}}{\Pi_{рх}} \times \times \frac{a_{рх}}{a_{нх}} \cdot \frac{p_н}{p_р} \cdot \frac{v_н}{v_р}. \qquad (3\text{-}11а)$$

Но, как известно,

$$\frac{p_н v_н}{p_р v_р} = \frac{(k_н + 1)}{(k_р + 1)} \cdot \frac{k_р}{k_н} \cdot \frac{a_{нх}^2}{a_{рх}^2}.$$

Подставляя это выражение в (3-11а), получаем

$$(u_0)_{пр} = \left(\frac{f_s}{f_{рх}} - \frac{f_{р1}}{f_{рх}}\right) \frac{k_н + 1}{k_р + 1} \times \times \frac{\Pi_{нх}}{\Pi_{рх}} \cdot \frac{a_{нх}}{a_{рх}} \approx \text{const}. \qquad (3\text{-}11б)$$

При $k_р = k_н$ и $a_{рх} = a_{нх}$

$$(u_0)_{пр} = \frac{f_s}{f_{рх}} - \frac{f_{р1}}{f_{рх}} = \text{const}. \qquad (3\text{-}11в)$$

Так как при $T_р = \text{const}$ и сверхкритическом истечении объемный расход рабочей среды $V_р$ сохраняется неизменным независимо от давления, то и объемный расход инжектируемой среды $V_н$ также сохраняется практически постоянным при $T_н = \text{const}$ независимо от давления $p_н$.

Значение f_s, необходимое для реализации максимального коэффициента инжекции, может быть определено из уравнения (3-8а) или идентичного уравнения (2-73а), если в последнем величину q_{ps} согласно принятой схеме предельного режима считать равной $q_{рн}$, величину $q_{н2}$ считать равной 1 (поскольку скорость инжектируемого потока равна критической), а величину предельного коэффициента инжекции считать равной максимальному значению u, определяемому по уравнению (3-1б). При этом уравнения (2-50а) или (3-8а) примут следующий вид:

$$\frac{f_s}{f_{рх}} = \frac{1}{q_{рн}} + \frac{a_{нх}}{a_{рх}} \cdot \frac{k_р}{k_н} \cdot \frac{\Pi_{рх}}{\Pi_{нх}} \cdot \frac{p_р}{p_н} u. \qquad (3\text{-}12а)$$

Подставляя в (3-12а) значение u из (3-1б), получаем

$$\frac{f_s}{f_{px}}=\frac{1}{q_{рн}}+\frac{a_{нx}}{a_{px}}\cdot\frac{k_р}{k_н}\cdot\frac{\Pi_{px}}{\Pi_{нx}}\cdot\frac{p_р}{p_н}\times$$

$$\times\left[K_1\frac{a_{px}}{a_{cx}}\sqrt{\frac{1-\Pi_{рн}^{\frac{k_р-1}{k_р}}}{1-\Pi_{сн}^{\frac{k_c-1}{k_c}}}-1}\right]. \qquad (3\text{-}12б)$$

Отношение $\frac{f_s}{f_з}$ может быть определено из уравнений (3-3а) и (3-12а):

$$\frac{f_s}{f_з}=\frac{a_{px}}{a_{cx}}\cdot\frac{p_c}{p_р}\cdot\frac{1}{1+u}\cdot\frac{1}{q_{рн}}+$$

$$+\frac{a_{нx}}{a_{cx}}\cdot\frac{k_р}{k_н}\cdot\frac{\Pi_{px}}{\Pi_{нx}}\cdot\frac{p_c}{p_н}\cdot\frac{u}{1+u}. \qquad (3\text{-}13а)$$

При $k_р=k_н$ и $a_{px}=a_{нx}=a_{cx}$

$$\frac{f_s}{f_з}=\frac{p_c}{p_р}\cdot\frac{1}{1+u}\cdot\frac{1}{q_{рн}}+\frac{p_c}{p_н}\cdot\frac{u}{1+u}. \qquad (3\text{-}13б)$$

Проведенные опыты и сравнение их с расчетом по уравнениям (3-8) и (3-9) показывают, что при применяемых профилях конфузоров эжекторов могут быть реализованы максимальные коэффициенты инжекции, при которых отношение $f_s/f_з$, определяемое по формуле (3-13), не превышает 1,5—2,0.

Пример 3-5. Для условий предыдущих примеров определить отношение $f_s/f_з$ и зависимость предельного коэффициента инжекции от давления всасывания при работе эжектора на предельном режиме.

Решение. 1. Определяем по уравнению (3-12а) отношение f_s/f_{px}.

а) Для условий примера 3-1

$$f_s/f_{px}=\frac{1}{0,01756}+\frac{378}{455}\cdot\frac{11}{0,02}\cdot 0,51=290;$$

$$\frac{f_s}{f_з}=\frac{290}{157}=1,85.$$

б) Для условий примера 3-2

$$\frac{f_s}{f_{px}}=\frac{1}{0,01756}+\frac{378}{455}\cdot\frac{11}{0,02}\cdot 0,2=148;$$

$$\frac{f_s}{f_з}=\frac{148}{45,6}=3,24.$$

Требуемое в этом примере отношение $f_s/f_з$ значительно больше указанных выше значений $f_s/f_з$, которые могут быть практически реализованы. Поэтому следует ожидать, что для примера 3-2 коэффициент инжекции $u=0,2$ не сможет быть реализован по условиям предельного режима.

2. Определяем зависимость $u_{пр}$ от $p_н$ при $p_н\leqslant 0,02$ *ата* по уравнению (3-8а); при $p_н>0,02$ *ата* — по уравнению (3-9а).

а) Для условий примера 3-1

$$u_{пр}=\left(290-\frac{1}{q_{рн}}\right)\frac{455}{378}\cdot\frac{p_н}{p_р}.$$

Определяем $u_{пр}$ при $p_н=0,01$ *ата*. При этом $\Pi_{рн}=0,0009$; $q_{рн}=0,0105$.

$$u_{пр}=\left(290-\frac{1}{0,0105}\right)\frac{455}{378}\cdot 0,0009=0,21.$$

Аналогично при $p_н=0,02$ *ата* $u_{пр}=0,51$, что соответствует величине максимального коэффициента инжекции.

При $p_н>0,02$ *ата* по уравнению (3-9а)

$$u_{пр}=(290-57)\frac{455}{378}\cdot\frac{p_н}{11}=25,5p_н.$$

Давлению $p_н=0,03$ *ата* отвечает значение $u_{пр}=0,765$; при $p_н=0,05$ *ата* $u_{пр}=1,275$.

б) Для условий примера 3-2, если принять значение $\frac{f_s}{f_з}=1,5$, реализация которого практически может быть обеспечена,

$$\frac{f_s}{f_{px}}=1,5\cdot 45,6=68,5;$$

$$u_{пр}=\left(68,5-\frac{1}{q_{рн}}\right)\frac{455}{378}\cdot\frac{p_н}{p_р}.$$

При

$$p_н=0,02\ ата \text{ и } \frac{1}{q_{рн}}=57$$

$$u_{пр}=(68,5-57)\frac{455}{378}\cdot\frac{0,02}{11}=0,025,$$

т. е. значительно меньше, чем подсчитанный максимальный коэффициент инжекции.

3-2. РЕЖИМЫ РАБОТЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ПАРОСТРУЙНЫХ ЭЖЕКТОРОВ

а) Протекание характеристик первой и последней ступеней

Как уже отмечалось выше, наибольшее распространение струйные аппараты с большими степенями расширения и сжатия получили в паротурбинных конденсационных установках и пароэжекторных холодильных установ-

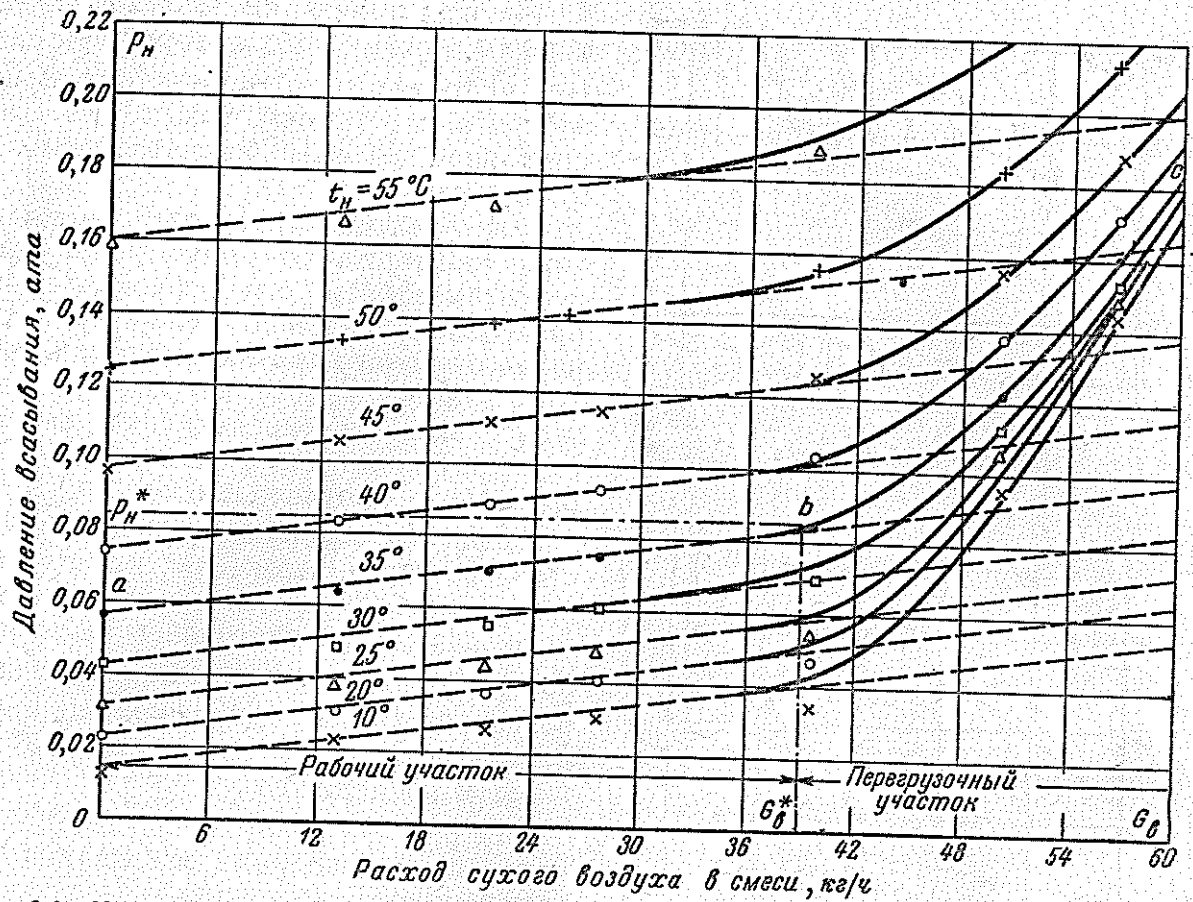


Рис. 3-3. Характеристика эжектора ЭП-2-400 при отсасывании насыщенной паровоздушной смеси.

$t_н$ — температура смеси; пунктир — расчетные характеристики при объемной производительности эжектора $V_н = 1\,400$ м³/ч.

ках, где они выполняются многоступенчатыми.

Рассмотрим особенности работы этих аппаратов и их эксплуатационные характеристики. На основании расчетных уравнений оценим влияние конструктивных и режимных факторов на характеристики эжекторов, а затем сравним результаты расчетов по приведенным уравнениям с результатами экспериментального исследования.

Пароструйные эжекторы, служащие для отсоса паровоздушной смеси из конденсатора, при нормальной работе турбины должны обеспечить общую степень повышения давления примерно 20—30 (с 0,03—0,05 до 1 *ата*). Поэтому они выполняются, как правило, двух- или трехступенчатыми (рис. 1-2).

В первой ступени давление отсасываемой из конденсатора паровоздушной смеси повышается в 4—5 раз, например с 0,04 до 0,2 *ата*, после чего она поступает в промежуточный холодильник, а затем во вторую ступень эжектора, где давление ее повышается до атмосферного.

В трехступенчатом эжекторе сжатие смеси протекает аналогичным образом, с той только разницей, что оно распределяется между тремя последовательно включенными ступенями, причем и в этом случае за каждой ступенью эжектора имеются холодильники. Характеристики многоступенчатого эжектора определяются основными размерами проточной части ступеней эжектора и эффективностью работы промежуточных холодильников [Л. 12, 13, 16, 28 и 30].

В условиях эксплуатации основными причинами, вызывающими изменения давления всасывания эжектора, являются изменения расхода отсасываемого воздуха и температуры паровоздушной смеси. Вследствие этого наиболее удобными для практических целей являются характеристики эжектора, представленные в форме зависимости давления всасывания $p_н$ от расхода сухого воздуха $G_в$ при различных температурах отсасываемой паровоздушной смеси $t_{см}$ (рис. 3-3).

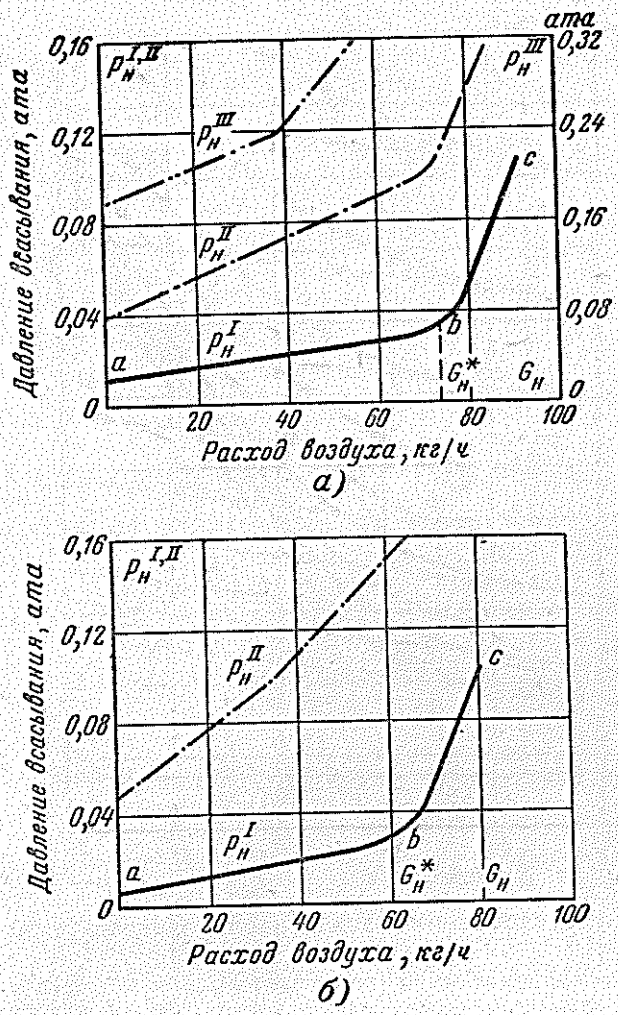


Рис. 3-4. Характеристики пароструйных эжекторов ЛМЗ при отсасывании сухого воздуха (по заводским данным).

а — эжектор ЭП-3-600: $p_р = 13$ *ата*; $d_{рх} = 7$ *мм*. Расход охлаждающей воды 50 — 60 *т/ч*, ее температура 20 — 30° С; *б* — эжектор ЭП-2-400: при $d_{рх} = 6$ *мм* $p_р = 17$ *ата*, при $d_{рх} = 7$ *мм* $p_р = 13$ *ата*; расход охлаждающей воды 50 — 60 *т/ч*, ее температура 20 — 30° С.

$p_н^{I}$, $p_н^{II}$, $p_н^{III}$ — давления всасывания первой, второй и третьей ступеней.

Аналогичный характер имеет характеристика эжектора при отсасывании сухого воздуха (рис. 3-4).

Таким образом, характеристика эжектора при отсасывании им сухого воздуха или паровоздушной смеси определенной температуры состоит из двух различных участков. Первый участок, отвечающий изменению расхода воздуха от нуля до некоторого значения $G_в^*$ и называемый рабочим участком характеристики (участок *ab*, рис. 3-4), протекает сравнительно полого. Второй участок, отвечающий $G_в > G_в^*$ и называемый перегрузочным участком (участок *bc*), протекает значительно круче.

Весовая производительность эжектора $G_в^*$, превышение которой при данных условиях работы эжектора вызывает его перегрузку, называется максимальной рабочей производительностью эжектора.

Два участка характеристики эжектора соответствуют двум различным режимам работы его первой ступени: предельному и дополнительному, а переход от одного из этих режимов к другому зависит от того, является ли действительное противодавление данной ступени бо́льшим или меньшим, чем ее предельное противодавление $(p_с)_{пр}$.

На рис. 3-5 вверху схематически представлена серия характеристик $p_с = f(u)$ при различных давлениях инжектируемого пара $p_н$ и постоянном давлении рабочего пара $p_р$. Линия *ab* есть линия предельных противодавлений; она определяет переход от допредельного режима к предельному.

На рис. 3-5 внизу представлена зависимость давления всасывания от коэффициента инжекции.

При работе эжектора на предельном режиме имеет место однозначная зависимость давления всасывания от коэффицента инжекции (линия *cd*,

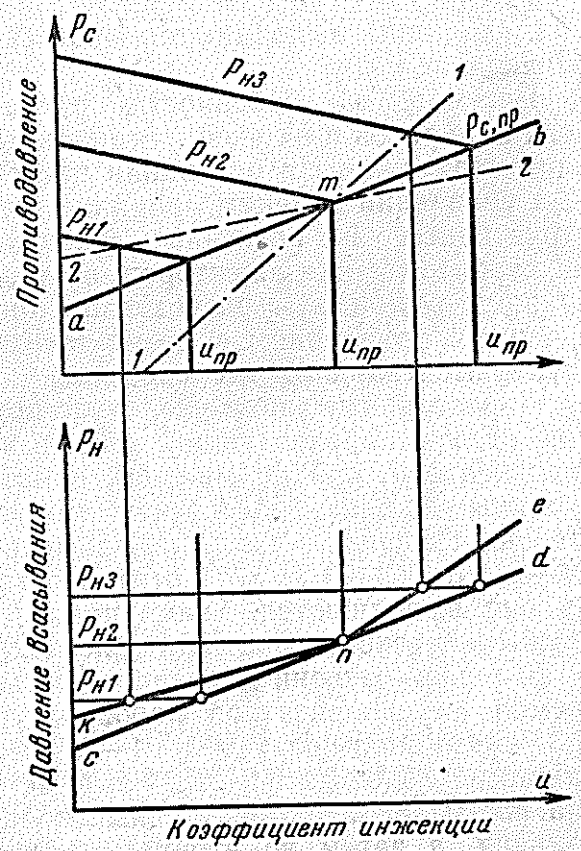


Рис. 3-5. Характеристики первой ступени эжектора.

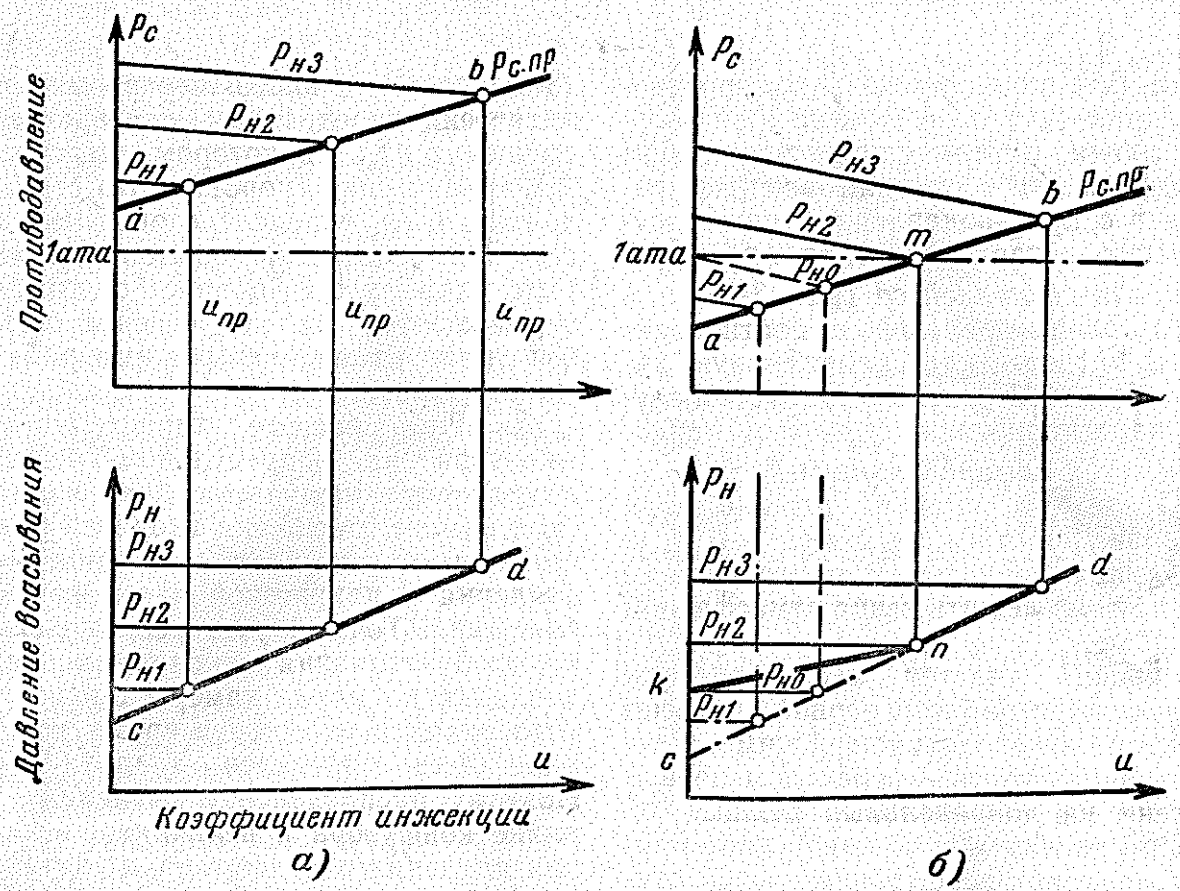


Рис. 3-6. Характеристики последней ступени эжектора.
а — предельное противодавление выше атмосферного; *б* — предельное противодавление ниже атмосферного (при малых значениях *u*).

рис. 3-5). Режим работы каждого последовательно включенного эжектора зависит от фактического противодавления, которое устанавливается после его диффузора и которое в свою очередь зависит от режима работы эжекционной установки в целом.

На рис. 3-5 представлены для эжектора первой ступени зависимости давления всасывания от коэффициента инжекции для двух характерных случаев:

а) Наклон линии фактических противодавлений (*1-1*) больше наклона линии предельных противодавлений (*ab*). Эжектор при коэффициентах инжекции, бóльших, чем в точке пересечения этих линий (*m*), работает на допредельном режиме, а при коэффициентах инжекции, меньших, чем в точке *m*, — на предельном. При этом, как видно из рис. 3-5, на участке $u < u_m$ давление всасывания определяется предельным режимом, а при $u > u_m$ давление всасывания оказывается выше, чем при работе на предельном режиме. Характеристика $p_н = f(u)$ представляется ломаной линией *cne*.

б) Наклон линии фактических противодавлений (*2-2*) меньше наклона линии предельных противодавлений *ab*. Эжектор работает на допредельном режиме при коэффициентах инжекции меньших, чем в точке пересечения (*m*), и его характеристика $p_н = f(u)$ на этом участке протекает выше предельной характеристики *cn* (линия *kn*), а при $u > u_m$ его характеристика $p_н = f(u)$ протекает по линии *nd*.

В многоступенчатом эжекторе все ступени, кроме последней, работают в условиях переменного давления всасывания и противодавления. При этом, как правило, имеет место случай (а), т. е. наклон линии фактических противодавлений $p_c = f(u)$ больше наклона линии предельных противодавлений.

Последняя ступень работает с постоянным противодавлением, превышающим атмосферное лишь на небольшую величину, равную потере давления в концевом холодильнике и выхлопной линии.

Возможны две схемы работы последней ступени (рис. 3-6):

а) Вся линия предельных противодавлений (ab) лежит выше атмосферной линии. В этом случае при любом коэффициенте инжекции эжектор работает с противодавлением ниже предельного и характеристика $p_н = f(u)$ изобразится линией cd (рис. 3-6,$а$).

б) Линия предельных противодавлений ab пересекает атмосферную линию в точке M (рис. 3-6,$б$). В этом случае характеристика $p_н = f(u)$ представляется ломаной линией knd.

Последняя ступень должна, как правило, работать по схеме (а), т. е. вся линия предельных противодавлений должна лежать выше атмосферной линии.

Рабочий участок характеристики определяется работой первой ступени эжектора на предельном режиме, а перегрузочная часть — переходом первой ступени на допредельный режим.

При увеличении по какой-либо причине давления всасывания второй ступени (т. е. противодавления первой ступени) пересечение линий фактического и предельного противодавлений происходит при меньшем коэффициенте инжекции, т. е. раньше наступает перегрузка эжектора. К такому же результату приводит снижение предельного противодавления первой ступени, например, в результате снижения давления рабочего пара.

б) Применение расчетных уравнений для описания характеристик

Профиль камеры смешения газоструйных эжекторов состоит из двух участков: развитой конической части и цилиндрической части.

Применение развитой конической части позволяет увеличить предельный коэффициент инжекции, а малое сечение цилиндрической части камеры смешения позволяет получить достаточно высокую степень сжатия.

Количественный расчет характеристики эжектора на допредельном режиме и определение величины предельного коэффициента инжекции при конической форме камеры смешения значительно сложнее, чем для струйных аппаратов с цилиндрической камерой смешения по следующим причинам:

1. При расчете предельных коэффициентов инжекции [по уравнению (3-8)] нельзя в настоящее время аналитически определить сечение камеры смешения f_s, в котором наступает эта критическая скорость. Это сечение должно быть определено опытным путем. На основании опытов должен быть также решен вопрос о том, не перемещается ли это сечение вдоль оси при изменении режима работы эжектора.

2. При расчете характеристики эжектора на допредельном режиме в уравнение импульсов для конической камеры смешения вводится реакция стенки, вызываемая повышением давления в конической части камеры смешения. Точный учет реакции стенки требует знания закона изменения давления по длине камеры смешения. Этот закон в настоящее время не может быть определен аналитически. Поэтому распределение давлений по длине конфузора и величина повышения давления в конфузоре, от которой зависит значение α в уравнении (3-7), также должны приниматься из опыта.

Если принять определенные значения f_s и α, то по приведенным выше уравнениям могут быть построены как рабочий, так и перегрузочный участки характеристики.

Рабочий участок характеристики

Рабочий участок характеристики $p_н = f(u)$ на диапазоне давлений всасывания от $p_н$, соответствующего $u = 0$, до $p_н = p_{р1}$ описывается уравнением (3-8а).

Рекомендуется следующий метод построения рабочего участка характеристики.

Сначала определяется давление всасывания $p_н$, при котором $u = 0$. Этому условию, как видно из уравнения (3-8а), отвечает

$$q_{рн} = \frac{f_{рх}}{f_s}. \qquad (3\text{-}14)$$

По найденной величине $q_{рн}$ из газодинамических таблиц определяются $П_{рн}$ и искомая величина $(p_н)_{u=0} = p_р \cdot П_{рн}$. Поскольку $f_{рх}/f_s = \text{const}$, то $q_{рн}$ и $П_{рн}$ также неизменны. Следовательно, величина $(p_н)_{u=0}$ пропорциональна давлению рабочего пара.

Затем, задаваясь различными значениями $(p_н)_{u=0} < p_н < p_{pl}$, определяют соответствующие значения $П_{рн}$ и $q_{рн}$ и по уравнению (3-8а) — величину u при заданном значении $p_н$. Таким путем может быть построена характеристика $p_н = f(u)$ или $p_н = f(G_н)$.

Интересно отметить, что поскольку значение $q_{рн}$ однозначно определяется величиной $П_{рн}$, то и величина $u_{пр}$, как видно из уравнения (3-8а), зависит только от $П_{рн} = \frac{p_н}{p_р}$.

Рабочий участок характеристики при давлениях всасывания $p_н > p_{pl}$ описывается уравнением (3-9а) и характеризуется постоянством объемной производительности.

На этом участке давление всасывания пропорционально расходу эжектируемой среды независимо от давления рабочего пара. Изменение давления рабочего пара приводит лишь к изменению давления в выходном сечении сопла p_{pl} и соответствующему изменению значений $p_н$ и $G_н$, отвечающих началу участка постоянной объемной производительности эжектора.

Постоянство объемной производительности обычно имеет место при отсасывании из конденсатора насыщенной паровоздушной смеси.

Давление всасывания равно полному давлению смеси:

$$p_н = p_п + p_в, \qquad (3\text{-}15)$$

где $p_п$ — парциальное давление насыщенного пара, $кГ/м^2$;

$p_в$ — парциальное давление воздуха, $кГ/м^2$:

$$p_в = \frac{G_в R_в T_н}{V_н}, \qquad (3\text{-}16)$$

где $G_в$ — расход воздуха в смеси, $кг/ч$;

$R_в$ — газовая постоянная для воздуха, $кГ \cdot м/кг \cdot град$;

$T_н$ — температура смеси, °К;

$V_н$ — объемный расход отсасываемой смеси, равный объемной производительности эжектора, $м^3/ч$.

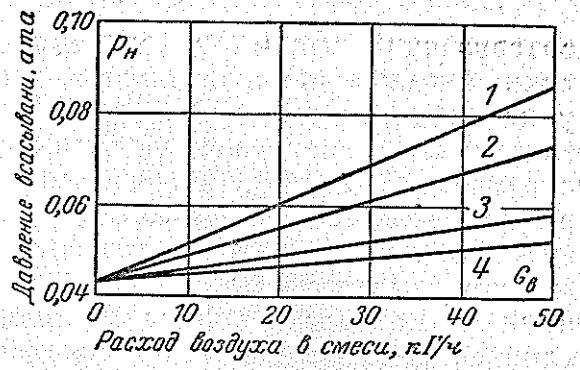


Рис. 3-7. Рабочие участки характеристик $p_н = f(G_н)$ при различной объемной производительности эжектора.

Температура отсасываемой смеси $t_н = 30°$ С

№ характеристики	1	2	3	4
Объемная производительность $V_н$, $м^3/ч$	1 000	1 500	3 000	5 000
Коэффициент $a \cdot 10^4$, $ата \cdot ч/кг$	8,5	5,9	3,0	1,8

При

$$V_н = \text{const}; \quad T_н = \text{const}$$

$$\frac{R_в T_н}{V_н} = a \approx \text{const}. \qquad (3\text{-}17)$$

Уравнение (3-15) принимает вид

$$p_н = p_п + aG_в. \qquad (3\text{-}18)$$

Уравнение (3-18) хорошо описывает полученные из опыта характеристики эжектора при отсасывании паровоздушной смеси, которые имеют вид, представленный на рис. 3-3 [Л. 13].

Чем больше объемная производительность эжектора, тем меньше величина a и тем более полого протекают характеристики эжектора (рис. 3-7).

Для обычного в условиях конденсационных установок диапазона температур отсасываемой смеси 20—40° С имеем $a = \frac{0,9}{V_н}$ $ата \cdot ч/кг$, если давления выражены в $ата$, весовые расходы — в $кг/ч$, объемные расходы — в $м^3/ч$.

По известной объемной производительности эжектора $V_н$ может быть определено время τ, необходимое для снижения давления газа в объеме V_0 от начального давления p_0 до давления p при отсутствии присоса:

$$\tau = \frac{V_0}{V_н} \ln \frac{p_0}{p}.$$

Определение точки перегрузки эжектора

При проектировании эжектора часто нет необходимости в построении

перегрузочной части его характеристики, а важно лишь установить точку перехода от рабочей части характеристики к перегрузочной. Этим не устраняется, однако, необходимость применения довольно сложного уравнения (3-7), так как точка перегрузки эжектора, определяемая пересечением линии предельных противодавлений с линией действительных противодавлений, может быть точно установлена лишь в случае, если известна характеристика $p_н = f(G_н)$ ступени эжектора [определяемая уравнениями (3-8) и (3-9)] и линия действительных противодавлений $p_с = f(G_н)$, определяемая совместной работой промежуточного холодильника со следующей ступенью эжектора.

Расчет может производиться двумя методами:

а) Для соответственных значений $G_н$, u и $p_н$, лежащих на известной характеристике $p_н = f(G_н)$, по уравнению (3-7) определяются значения $p_с$, являющиеся для эжектора предельными противодавлениями, и строится характеристика $(p_с)_{пр} = f(G_н)$. Пересечение ее с заданной линией действительных противодавлений определит начало перегрузки эжектора.

б) Для соответственных значений $G_н$, u и $p_с$, лежащих на известной характеристике $p_с = f(G_н)$, по уравнению (3-7) определяются значения $p_н$, являющиеся для эжектора минимальными давлениями всасывания $(p_н)_{мин}$, при которых эжектор работает на предельном режиме. Затем строится характеристика $(p_н)_{мин} = f(G_н)$. Пересечение ее с заданной линией действительных давлений всасывания $p_н = f(G_н)$ определит начало перегрузки эжектора.

При практических расчетах определение начала перегрузки эжектора может быть упрощено, если величину предельного противодавления определять из уравнения третьего предельного режима (2-77а):

$$(p_с)_{пр} = \frac{k_р}{k_с} \cdot \frac{П_{рx}}{П_{сx}} \cdot \frac{a_{сx}}{a_{рx}} \cdot \frac{f_{рx}}{f_з} p_р (1 + u). \quad (3\text{-}19а)$$

При $k_р = k_с$

$$(p_с)_{пр} = \frac{a_{сx}}{a_{рx}} \cdot \frac{f_{рx}}{f_з} p_р (1 + u). \quad (3\text{-}19б)$$

При $a_{сx} = a_{рx}$

$$(p_с)_{пр} = \frac{f_{рx}}{f_з} p_р (1 + u). \quad (3\text{-}19в)$$

Применяя это уравнение, мы полагаем, что переход эжектора на допредельный режим наступает, когда повышение давления в конце цилиндрической части камеры смешения достигает критического давления сжатой среды, т. е. $p_з = П_{сx} p_с$. При этом значения $G_н$ в точке перегрузки эжектора получаются несколько меньшими, чем в действительности, что идет в запас расчета.

Для определения линии предельных противодавлений не требуется знания характеристики $p_н = f(G_н)$.

Для последней ступени эжектора величина $p_с$ постоянна и приблизительно равна атмосферному давлению. Для обеспечения устойчивой работы этой ступени необходимо, чтобы для нее при всех расходах эжектируемой среды удовлетворялось условие $(p_с)_{пр} \geqslant p_с$, а так как $(p_с)_{пр}$, как следует из уравнения (3-19), растет с увеличением $G_н$ или u, то необходимо при $u = 0$ иметь $(p_с)_{пр} \geqslant 1$ *ата*. При $u = 0$, $k_р = k_с$ и $a_{сx} = a_{рx}$. Из уравнения (3-19а) получаем следующее простое условие, которому должен удовлетворять основной геометрический параметр последней ступени эжектора:

$$\frac{f_з}{f_{рx}} \leqslant p_р, \quad (3\text{-}20)$$

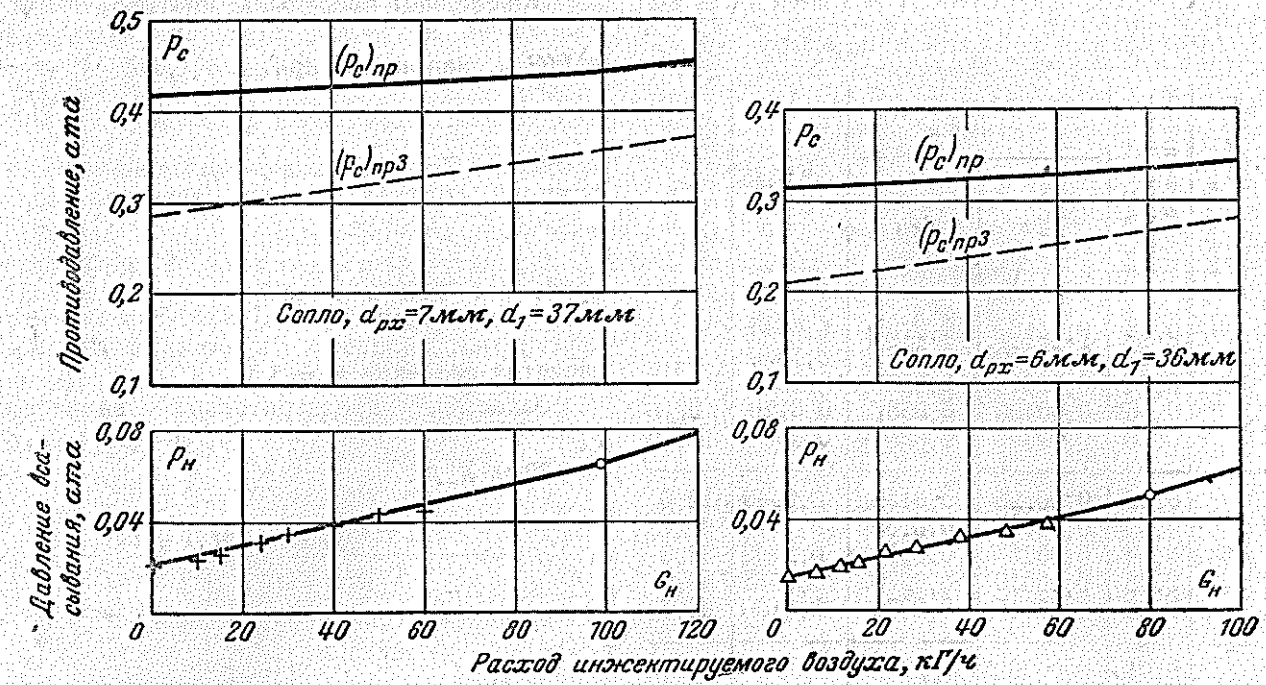
где $p_р$ дано в *ата*.

Пример 3-6. Рассчитать рабочие участки характеристик первой ступени эжектора при различных значениях основного геометрического параметра $f_з/f_{рx}$ и отсасывании сухого воздуха для нижеследующих условий[1]:

Исходные данные:

Рабочий пар (сухой насыщенный): $k_р = 1{,}13$; $p_р = 16$ *ата*; $П_{рx} = 0{,}57$; $a_{рx} = 457$ *м/сек*; $i_р = 667$ *ккал/кг*; инжектируе-

[1] Эти условия соответствуют проведенным опытам (см. § 3-3).



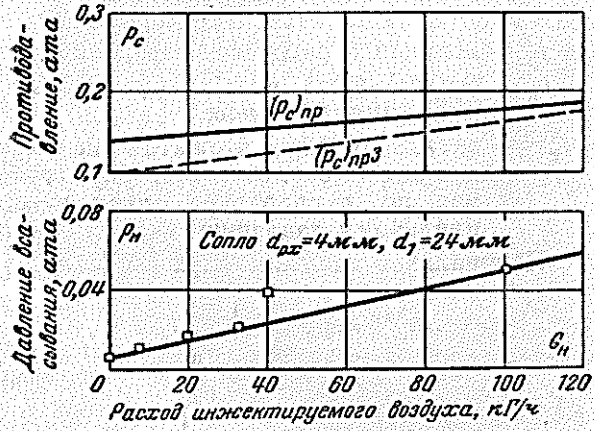


Рис. 3-8. Расчетные характеристики первой ступени эжектора при различных значениях основного геометрического параметра f_3/f_{px} (к примерам 3-6 и 3-7).

мый воздух: $k_н = 1{,}4$; $П_{нx} = 0{,}53$; $a_{нx} = 313$ *м/сек*; $t_н = 20°$ С. Камера смешения: $d_2 = 73$ *мм*; $d_3 = 50$ *мм*; $f_s/f_3 = 1{,}46$.

Основные данные для расчета характеристики эжектора приведены в табл. 3-1.

Таблица 3-1

Основные данные для расчета характеристики эжектора

Диаметр критического сечения сопла, *мм*	Диаметр выходного сечения сопла, *мм*	$\frac{f_{p1}}{f_{px}}$	$\frac{f_3}{f_{px}}$	$\frac{f_s}{f_{px}}$	Весовой расход рабочего пара, *кг/ч*
7	37	28	51,0	74,5	313
6	36	36	69,5	102,0	230
4	24	36	157,0	228,0	100

Решение. Уравнение (3-8а) для заданных условий примет следующий вид:

Сопло с $d_{px} = 7$ *мм*

$$u_{пр} = \frac{1{,}4}{1{,}13}\cdot\frac{0{,}53}{0{,}57}\cdot\frac{457}{313}\cdot\frac{p_н}{16}\times$$

$$\times\left(74{,}5-\frac{1}{q_{рн}}\right)=0{,}106\left(74{,}5-\frac{1}{q_{рн}}\right)p_н.$$

Сопло с $d_{px} = 6$ *мм*

$$u_{пр} = 0{,}106\left(102-\frac{1}{q_{рн}}\right)p_н.$$

Сопло с $d_{px} = 4$ *мм*

$$u_{пр} = 0{,}106\left(228-\frac{1}{q_{рн}}\right)p_н.$$

Задаваясь определенными значениями $p_н$, по таблицам газодинамических функций находим соответствующие значения $q_{рн}$ и определяем величину $u_{пр}$.

Результаты расчета сведены в табл. 3-2, и представлены на рис. 3-8, на котором показаны также результаты испытаний эжектора (см. § 3-3).

Излом характеристики имеет место при значении $p_н = p_{p1}$, чему соответствует значение $\frac{1}{q_{рн}} = \frac{f_{p1}}{f_{px}}$.

Для сопла с $d_{px} = 7$ *мм*, как видно из таблицы, этому условию отвечает значение $p_н = 0{,}064$ *ата*, а для сопел с $d_{px} = 6$ *мм* и $d_{px} = 4$ *мм* $p_н = 0{,}05$ *ата*.

Пример 3-7. Для условий предыдущего примера построить линии предельных противодавлений по приближенной формуле (3-19) и точной формуле (3-7). В последнем случае коэффициент α принять равным 0,5 (см. § 3-3).

Таблица 3-2

Расчетная таблица к примеру 3-6

Диаметр критического сечения сопла, *мм*	Давление инжектируемого потока, *ата*	Газодинамические функции		Предельный коэффициент инжекции	Расход инжектируемого потока, *кг/ч*
		$\Pi_{рн}$	$q_{рн}$		
7	0,03	0,00187	0,0185	0,0645	20,2
	0,04	0,00250	0,0238	0,1370	42,7
	0,05	0,00313	0,0227	0,2040	64,0
	0,064	0,00400	0,0357	0,3120	97,8
	0,08	0,0050	0,0357	0,3900	122,0
6	0,02	0,00125	0,0132	0,0546	12,6
	0,03	0,00187	0,0185	0,1510	34,7
	0,04	0,0025	0,0238	0,2490	57,3
	0,05	0,00310	0,0276	0,3470	80,0
	0,06	0,00315	0,0276	0,4160	95,7
4	0,01	0,000625	0,00725	0,094	9,4
	0,02	0,00125	0,0132	0,32	32,0
	0,04	0,0025	0,0235	0,78	78,0
	0,05	0,00310	0,0276	1,01	101,0
	0,06	0,00375	0,0276	1,21	121,0

Исходные данные:

Камера смешения:

$$\frac{f_2}{f_з}=\left(\frac{73}{50}\right)^2=2{,}13;$$

$$\Phi_1=2\cdot 2{,}13-\sqrt{2{,}13}-1=1{,}80;$$

$$\Phi_2=2{,}13+\sqrt{2{,}13}-2=1{,}59.$$

Основные данные для расчета предельных противодавлений приведены в табл. 3-3.

Таблица 3-3

Основные данные для расчета предельных противодавлений эжектора

Диаметр критического сечения сопла, *мм*	Диаметр выходного сечения сопла, *мм*	$\frac{f_1}{f_3}$	$\frac{f_{н2}}{f_3}$	Газодинамические функции		
				$q_{р2}$	$\Pi_{р2}$	$\lambda_{р2}$
7	37	0,548	1,582	0,0357	0,00425	2,765
6	36	0,518	1,612	0,0278	0,00310	2,820
4	24	0,230	1,900	0,0278	0,00310	2,820

Решение. Для сопла с $d_{рх}=6$ *мм*

$$\frac{f_{н2}}{f_{рх}}=1{,}612\cdot 69{,}5=112.$$

На основе уравнения (2-63а)

$$q_{н2}=\frac{1{,}13}{1{,}4}\cdot\frac{0{,}57}{0{,}53}\cdot\frac{313}{457}\cdot\frac{16}{p_н}\cdot\frac{1}{112}u=0{,}085\frac{u}{p_н}.$$

Определяем предельное противодавление для одной из точек характеристики $p_н=f(G_н)$, например при $u=0{,}347$ и $p_н=0{,}05$ *ата*. При этом $q_{н2}=0{,}085\frac{0{,}347}{0{,}05}=0{,}590$. По таблицам газодинамических функций соответствующее значение $\Pi_{н2}=0{,}910$; $\lambda_{н2}=0{,}40$.

Процесс сжатия смеси в диффузоре протекает большей частью при условиях, когда содержащийся в ней пар является перегретым, поэтому принимаем во всех расчетах значение $k_с=1{,}3$.

Задаемся предварительно величиной $p_с=0{,}36$ *ата*. Определяем значение $a_{сх}=3{,}22\sqrt{R_с T_с}$.

$$R_с=\frac{R_{пар}+uR_{возд}}{1+u}=\frac{47{,}1+u29{,}3}{1+u}.$$

Из уравнения теплового баланса

$$t_с=t_н+\frac{i_р-i_с^{пар}}{uc_в},$$

где $i_р$ — энтальпия рабочего пара, *ккал/кг*;

$c_в$ — теплоемкость инжектируемого воздуха, *ккал/кг·град*;

$i_с^{пар}$ — энтальпия пара в сжатой паровоздушной смеси, *ккал/кг*, определяемая по температуре смеси и парциальному давлению пара в смеси.

Парциальное давление пара в смеси

$$p_с^{пар}=p_с\frac{1}{1+u\frac{\mu_п}{\mu_в}},$$

где $\mu_п$ — молекулярный вес пара;

$\mu_в$ — молекулярный вес воздуха.

При $\mu_п=18$ и $\mu_в=29$

$$p_с^{пар}=p_с\frac{1}{0{,}622u+1}.$$

Значение $t_с$ находится подбором по *is*-диаграмме. Задаваясь различными значениями $t_с$, подбираем на изобаре $p_с^{пар}$ соответствующее значение $i_с^{пар}$, удовлетворяющее уравнению теплового баланса.

Для данных условий

$$R_с=\frac{47{,}1+0{,}347\cdot 29{,}3}{1{,}347}=42{,}5\ кГ\cdot м/кг\cdot град;$$

$$p_с^{пар}=0{,}36\frac{1}{0{,}622\cdot 0{,}347+1}=0{,}3\ ата;$$

$$t_с=20+\frac{667-i_с^{пар}}{0{,}347\cdot 0{,}24}.$$

Это уравнение удовлетворяется при $t_с=135°$ С, когда $i_с^{пар}=657{,}5$ *ккал/кг*. При

этом $a_{сх} = 3{,}33\sqrt[3]{42{,}5(273+135)} = 435$ *м/сек*.

На основании уравнения (2-63а)

$$q_{с3} = \frac{1{,}13}{1{,}3}\cdot\frac{435}{457}\cdot\frac{0{,}57}{0{,}55}\cdot\frac{16}{0{,}36}\cdot\frac{1}{69{,}5}\cdot 1{,}347 = 0{,}738.$$

Соответствующее значение $П_{с3} = 0{,}854$; $\lambda_{с3} = 0{,}523$.

Значение $(p_с)_{пр}$ определяется из уравнения (3-7) после подстановки в него найденных величин

$$\frac{p_с}{p_н} = \frac{1}{0{,}854}\left\{0{,}00310\,\frac{16}{0{,}05}\times\right.$$

$$\times 0{,}518\,\frac{1}{1+\frac{0{,}5}{3}\cdot 1{,}59} + 0{,}913\times$$

$$\times 1{,}612\,\frac{1-\frac{1}{3}\cdot\frac{1{,}8}{1{,}612}}{1+\frac{0{,}5}{3}\cdot 1{,}59} + \frac{1{,}13\cdot 0{,}57}{0{,}9}\times$$

$$\left.\times\frac{1}{69{,}5}\cdot\frac{16}{0{,}05}\cdot\frac{1}{1+\frac{0{,}5}{3}\cdot 1{,}59}\left[0{,}834\cdot 2{,}82 + \right.\right.$$

$$+ 0{,}812\cdot 0{,}347\,\frac{313}{457}\cdot 0{,}40 -$$

$$\left.\left.-(1+0{,}347)\,\frac{435}{457}\cdot 0{,}523\right]\right\} = 6{,}68;$$

$$(p_с)_{пр} = 0{,}05\cdot 6{,}68 = 0{,}334\ ата.$$

Полученное значение $(p_с)_{пр} = 0{,}334$ *ата* не совпадает с предварительно принятым значением $p_с = 0{,}36$ *ата*.

Поэтому производим пересчет, задаваясь новым значением $p_с = 0{,}334$ *ата*.

При этом получим $q_{с3} = 0{,}785$; $П_{с3} = 0{,}829$; $\lambda_{с3} = 0{,}57$;

$$\frac{p_с}{p_н} = \frac{1}{0{,}829}[0{,}41 + 0{,}728 +$$

$$+ 2{,}6\,(2{,}35 + 0{,}077 - 0{,}732)] = 6{,}68;$$

$$(p_с)_{пр} = 0{,}05\cdot 6{,}68 = 0{,}334\ ата,$$

т. е. соответствует принятому.

Результаты аналогичным образом выполненных расчетов $(p_с)_{пр}$ для других точек характеристики $p_н = f(G_н)$ для сопла с $d_{рх} = 6$ *мм*, а также для сопел с $d_{рх}$, равными 7 и 4 *мм*, сведены в табл. 3-4, а также представлены на рис. 3-8 сплошными линиями.

На этом же рисунке для сравнения пунктиром нанесены результаты расчетов $(p_с)_{пр}$ по формуле (3-19). Расчеты по этой простой формуле не требуют пояснений.

Пример 3-8. Для условий примеров 3-6 и 3-7 (сопло с $d_{рх} = 7$ *мм*) построить характеристики $p_н = (G_н)$ и линии предельных противодавлений при различных давлениях рабочего пара.

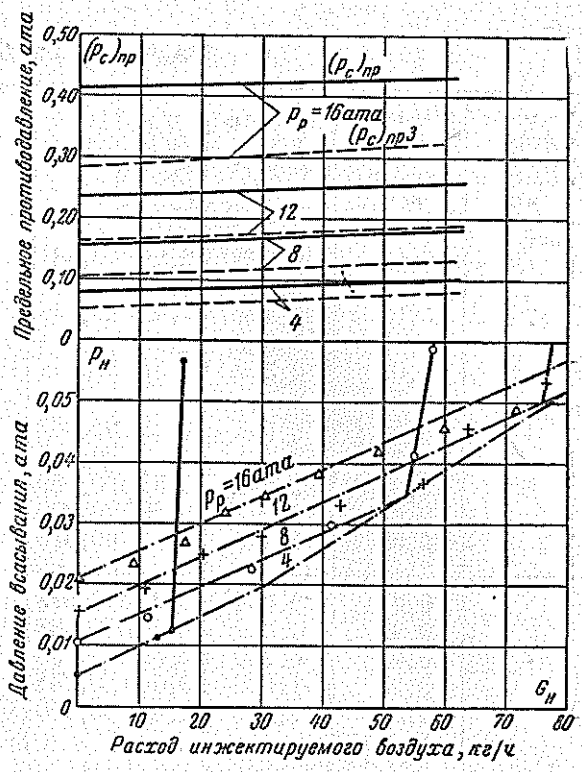


Рис. 3-9. Расчетные характеристики первой ступени эжектора при различных давлениях рабочего пара (к примеру 3-8).

Решение. Результаты расчетов при давлениях рабочего пара $p_р = 12$, 8 и 4 *ата* сведены в табл. 3-5 и представлены на рис. 3-9, на котором также приведены результаты испытаний эжектора (см. § 3-3).

Пример 3-9. Для условий примера 3-6 (сопло с $d_{рх} = 6$ *мм*) построить рабочие участки характеристики эжектора при отсасывании паровоздушной смеси.

Решение. По уравнению (3-11б) предельный объемный коэффициент инжекции

$$(u_0)_{пр} = (102 - 36)\,\frac{2{,}4}{2{,}13}\cdot\frac{0{,}53}{0{,}57}\cdot\frac{313}{457} = 47{,}3.$$

Объемный расход рабочего пара

$$V_р = G_р v_р = 230\cdot 0{,}126 = 29{,}3\ м^3/ч.$$

Объемный расход инжектируемой паровоздушной смеси

$$V_н = V_р u_0 = 29{,}3\cdot 47{,}3 = 1\,400\ м^3/ч.$$

Рабочий участок характеристики описывается уравнением (3-18), где

$$a \approx \frac{0{,}9}{V_н} = \frac{0{,}9}{1\,400} = 0{,}645\cdot 10^{-3}\ ата\cdot ч/кг.$$

При температуре смеси 30° С

$$p_п = 0{,}04325\ ата;\quad p_н = 0{,}04325 +$$
$$+ 0{,}000645 G_в\ ата.$$

При температуре смеси 40° С

$$p_п = 0{,}0752\ ата;\quad p_н = 0{,}0752 +$$
$$+ 0{,}000645 G_в\ ата.$$

Расчетная таблица к примеру 3-7

Таблица 3-4

Диаметр критического сечения сопла, *мм*	Давление инжектируемого потока, *ата*	Коэффициент инжекции	$q_{н2}$	$П_{н2}$	$\lambda_{н2}$	$p'_с$, *ата*	$a_{сх}$, *м/сек*	$q_{с3}$	$П_{с3}$	$\lambda_{с3}$	$\frac{p_с}{p_н}$	$p_с$, *ата*
7	0,03	0,065	0,255	0,984	0,163	0,423	454	0,705	0,870	0,496	14,10	0,423
	0,04	0,137	0,405	0,961	0,260	0,430	452	0,738	0,853	0,523	10,78	0,430
	0,05	0,204	0,484	0,942	0,320	0,436	450	0,766	0,840	0,550	8,68	0,435
	0,064	0,312	0,575	0,914	0,388	0,440	443	0,815	0,812	0,600	6,93	0,443
	0,08	0,390	0,575	0,914	0,388	0,454	434	0,820	0,809	0,605	5,70	0,456
6	0,02	0,055	0,232	0,987	0,148	0,320	455	0,681	0,875	0,475	15,85	0,317
	0,03	0,151	0,428	0,955	0,280	0,321	452	0,732	0,856	0,520	10,70	0,321
	0,04	0,249	0,530	0,929	0,354	0,330	448	0,766	0,840	0,550	8,17	0,327
	0,05	0,347	0,590	0,910	0,400	0,434	435	0,785	0,829	0,570	6,68	0,334
	0,06	0,416	0,590	0,910	0,400	0,340	430	0,826	0,804	0,614	5,70	0,342
4	0,01	0,094	0,302	0,979	0,192	0,145	453	0,690	0,876	0,480	14,40	0,144
	0,02	0,320	0,514	0,933	0,340	0,154	440	0,756	0,845	0,540	7,60	0,152
	0,04	0,780	0,626	0,896	0,430	0,167	412	0,885	0,759	0,635	4,25	0,170
	0,05	1,010	0,649	0,883	0,450	0,176	402	0,927	0,718	0,750	3,57	0,178
	0,06	1,210	0,649	0,883	0,450	0,187	394	0,940	0,702	0,773	3,13	0,188

При температуре смеси 50° С

$$p_п = 0,1256 \text{ ата}; \quad p_н = 0,1256 + 0,000645 G_в \text{ ата}.$$

Расчетные характеристики для этих, а также других температур смеси представлены на рис. 3-3, на котором приведены также результаты опытов (см. § 3-3).

Пример 3-10. Рассчитать рабочий участок характеристики и линии предельных противодавлений второй ступени эжектора ЭП-2-400 при отсасывании сухого воздуха[1].

Исходные данные:

Рабочий пар (сухой насыщенный): $k_р = 1,13$; $p_р = 16$ и 15 *ата*; $П_{рх} = 0,57$; $a_{рх} = 457$ *м/сек*.

Инжектируемый воздух: $k_н = 1,4$; $П_{нх} = 0,53$; $a_{нх} = 313$ *м/сек*.

Камера смешения: $d_2 = 40$ *мм*; $d_з = 26$ *мм*; $f_s/f_з = 1,55$.

Рабочее сопло $d_{рх} = 6$ *мм*; $d_1 = 24$ *мм*.

Решение. Для заданных условий

$$\frac{f_з}{f_{рх}} = \left(\frac{26}{6}\right)^2 = 18,8;$$

$$\frac{f_s}{f_{рх}} = 1,55 \cdot 18,8 = 29,2.$$

При $p_р = 16$ *ата* уравнение (3-8а) примет следующий вид:

$$u_{пр} = \left(29,2 - \frac{1}{q_{рн}}\right) \frac{1,4}{1,13} \cdot \frac{0,53}{0,57} \cdot \frac{457}{313} \cdot \frac{p_н}{16} = 0,106 \left(29,2 - \frac{1}{q_{рн}}\right) p_н.$$

Задаваясь определенными значениями $p_н$, по таблицам газодинамических функций находим соответствующие значения $q_{рн}$ и определяем величины $u_{пр}$ и $G_н$.

Результаты расчетов при $p_р = 16$ *ата* и $p_р = 15$ *ата* сведены в табл. 3-6 и представлены на рис. 3-10, на котором приведены также результаты опытов (см. § 3-3).

Величины предельных противодавлений находятся из уравнения (3-7).

Дополнительные исходные данные:

$$\frac{f_2}{f_з} = \left(\frac{40}{26}\right)^2 = 2,37;$$

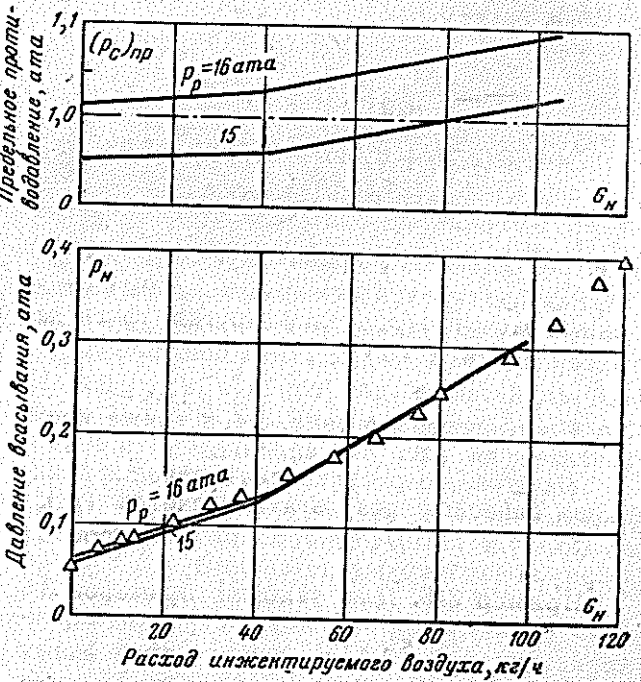


Рис. 3-10. Расчетные характеристики второй ступени эжектора (к примеру 3-10).

[1] Нижеприведенные условия соответствуют проведенным опытам (см. § 3-3).

Таблица 3-5

Расчетная таблица к примеру 3-8

Давление рабочего пара, *ата*	Расход рабочего пара, *кг/ч*	$a_{рх}$, *м/сек*	$p_н$, *ата*	$П_{рн}$	$q_{рн}$	$u_{пр}$	$G_н$, *кг/ч*	$q_{н2}$	$П_{н2}$	$\lambda_{н2}$	$p'_с$, *ата*	$a_{сх}$, *м/сек*	$q_{с3}$	$П_{с3}$	$\lambda_{с3}$	$\frac{p_с}{p_н}$	$p_с$, *ата*
4,0	78	445	0,030	0,0075	0,0357	0,592	46,1	0,343	0,973	0,218	0,097	417	0,739	0,852	0,525	3,27	0,098
			0,020	0,0050	0,0357	0,394	30,7	0,343	0,973	0,218	0,090	425	0,725	0,860	0,510	4,50	0,090
			0,0124	0,0031	0,0276	0,195	15,2	0,343	0,973	0,218	0,086	435	0,705	0,869	0,490	6,94	0,0860
			0,010	0,0025	0,0236	0,132	10,3	0,288	0,980	0,183	0,085	440	0,684	0,877	0,475	8,30	0,0830
			0,006	0,0015	0,0154	0,0233	1,8	0,0845	0,998	0,05	0,080	443	0,660	0,887	0,455	13,60	0,081
8,0	156	452	0,040	0,0050	0,0357	0,386	60,2	0,354	0,971	0,225	0,18	427	0,719	0,862	0,505	4,52	0,181
			0,030	0,0037	0,0328	0,280	43,6	0,354	0,971	0,225	0,175	433	0,705	0,867	0,495	5,80	0,174
			0,0248	0,0031	0,0276	0,201	31,4	0,354	0,971	0,225	0,171	435	0,696	0,872	0,485	6,82	0,170
			0,020	0,0025	0,0236	0,135	21,0	0,295	0,980	0,185	0,166	449	0,703	0,868	0,493	8,35	0,167
			0,015	0,0018	0,0183	0,0626	9,8	0,183	0,992	0,115	0,160	450	0,685	0,876	0,477	10,80	0,162
12	235	457	0,050	0,0042	0,0351	0,322	75,5	0,355	0,970	0,225	0,265	430	0,707	0,867	0,495	5,27	0,264
			0,0372	0,0031	0,0276	0,200	47	0,355	0,970	0,225	0,257	433	0,692	0,873	0,482	6,84	0,255
			0,030	0,0025	0,0236	0,135	31,7	0,295	0,980	0,186	0,243	452	0,725	0,860	0,510	8,28	0,248
			0,020	0,0017	0,0170	0,0437	10,3	0,143	0,995	0,090	0,239	454	0,677	0,880	0,470	12,1	0,242

Таблица 3-6

Расчетная таблица к примеру 3-10

Давление рабочего пара, *ата*	Давление инжектируемого пара, *ата*	$П_{рн}$	$q_{рн}$	$u_{пр}$	$G_н$, *кг/ч*	$q_{н2}$	$П_{н2}$	$\lambda_{н2}$	$p'_с$, *ата*	$a_{сх}$, *м/сек*	$q_{с3}$	$П_{с3}$	$\lambda_{с3}$	$\frac{p_с}{p_н}$	$p_с$, *ата*
15	0,30	0,02	0,0625	0,444	95,8	0,460	0,947	0,30	1,02	431	0,960	0,680	0,810	3,4	1,02
	0,20	0,0133	0,0625	0,296	63,8	0,460	0,947	0,30	0,99	438	0,910	0,738	0,720	4,92	0,984
	0,127	0,0085	0,0625	0,188	40,5	0,460	0,947	0,30	0,960	445	0,864	0,778	0,657	7,55	0,960
	0,10	0,0067	0,0528	0,114	24,6	0,354	0,971	0,225	0,955	449	0,822	0,807	0,607	9,57	0,957
	0,062	0,0067	0,0343	0	0	0	1,0	1,0	0,952	457	0,754	0,846	0,537	15,4	0,955
16	0,30	0,0187	0,0625	0,416	95,8	0,460	0,947	0,30	1,095	433	0,940	0,702	0,775	3,63	1,09
	0,200	0,0125	0,0625	0,277	63,8	0,460	0,947	0,30	1,053	440	0,894	0,753	0,698	5,25	1,05
	0,136	0,0085	0,0625	0,188	43,0	0,460	0,947	0,30	1,03	445	0,850	0,788	0,640	7,58	1,03
	0,1	0,0062	0,0502	0,0967	22,2	0,321	0,976	0,205	1,02	451	0,814	0,812	0,60	10,2	1,02

$$\Phi_1 = 2 \cdot 2{,}37 - \sqrt{2{,}37} - 1 = 2{,}2;$$

$$\Phi_2 = 2{,}37 + \sqrt{2{,}37} - 2 = 1{,}91.$$

Коэффициент α принимался равным 0,5; коэффициент скорости диффузора из-за неудовлетворительной формы диффузора $\varphi_д = 0{,}8$.

Методика определения $(p_c)_{пр}$ такая же, как и в примере 3-7.

3-3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРОСТРУЙНЫХ ЭЖЕКТОРОВ КОНДЕНСАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

а) Конструкция экспериментального эжектора

Основной задачей экспериментального исследования являлись проверка выведенных уравнений для эжектора с камерой смешения, состоящей из конического и цилиндрического участков, на широком диапазоне изменений конструктивных и режимных факторов, определение опытных коэффициентов, входящих в расчетные формулы, изучение эксплуатационных характеристик аппаратов этого типа.

Наиболее детальные исследования проводились на двухступенчатом пароструйном эжекторе Ленинградского металлического завода типа ЭП-2-400 *, предназначенного для удаления воздуха из конденсаторов паровых турбин.

Общий вид испытывавшегося эжектора представлен на рис. 3-11.

Проточная часть первой ступени серийного образца эжектора включа-

* Название ЭП-2-400 означает эжектор паровой двухступенчатый, расход пара 400 *кг/ч*.

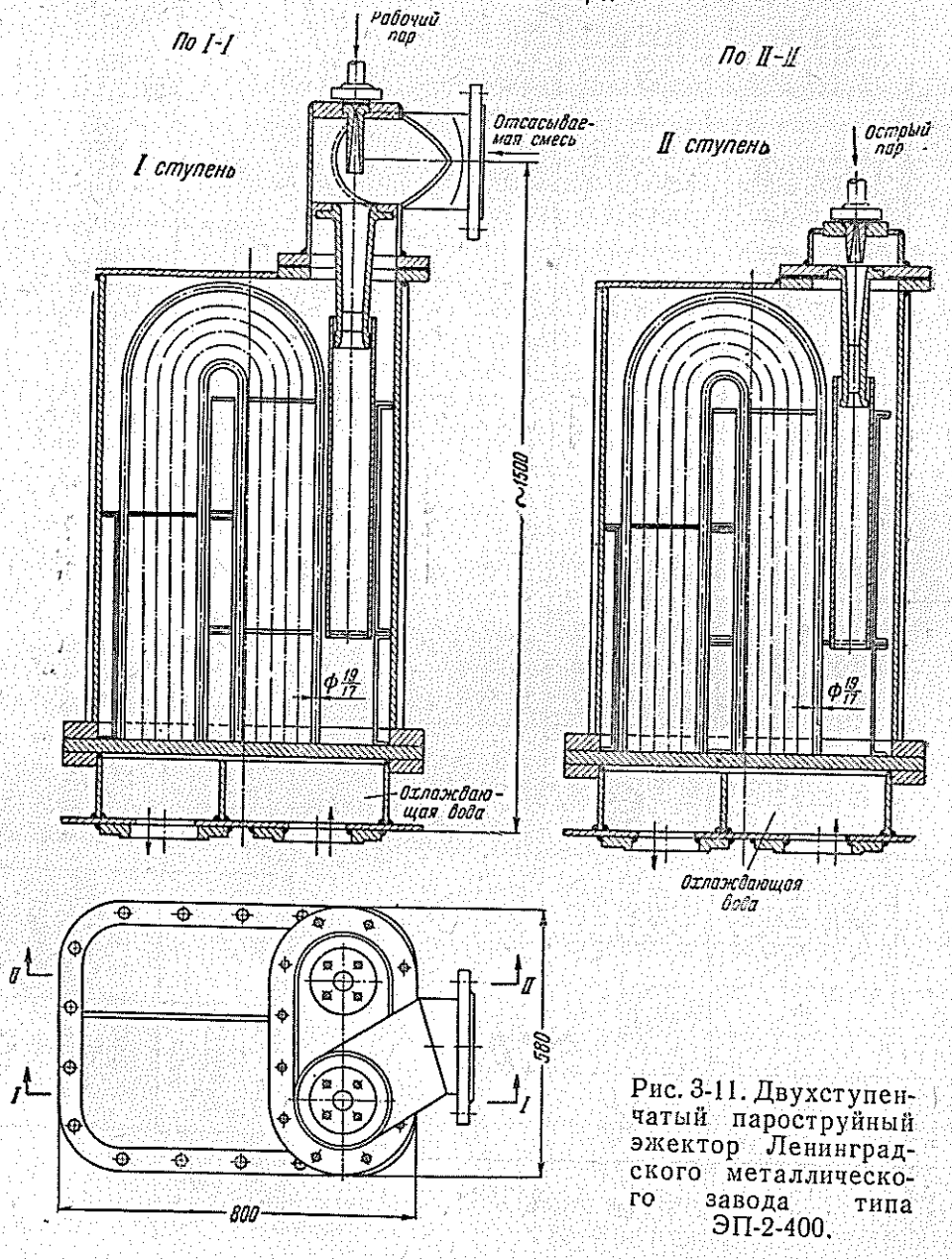


Рис. 3-11. Двухступенчатый пароструйный эжектор Ленинградского металлического завода типа ЭП-2-400.

ет рабочее сопло с диаметром критического сечения $d_{px}=6{,}0$ *мм* и диаметром выходного сечения $d_1=36$ *мм*. Диаметр цилиндрической части камеры смешения $d_3=50$ *мм*, длина ее 50 *мм*, т. е. 1 калибр. За цилиндрическим участком следует короткий выходной участок, и далее поток движется по цилиндрической трубе диаметром 100 *мм*. Нормальный диффузор отсутствует. Сопло первой ступени отстоит на 75 *мм* от входного сечения конической части камеры смешения.

Сопло второй ступени имеет диаметр критического сечения 6 *мм*; диаметр выходного сечения 24 *мм*. Диаметр цилиндрической части камеры смешения 26 *мм*. Расстояние между соплом и камерой смешения 5 *мм*.

Вторая ступень также не имеет нормального диффузора. Поток выходит в цилиндрическую трубу диаметром 32 *мм*.

Холодильники эжектора выполнены из U-образных латунных трубок диаметром 19/17 *мм*. В промежуточном холодильнике имеется 90 трубок с поверхностью охлаждения 10,8 $м^2$, в холодильнике второй ступени — 45 трубок с поверхностью охлаждения 5,4 $м^2$. В холодильниках установлены промежуточные перегородки для лучшего омывания трубок паровоздушной смесью. Эжектор испытывался также при формах проточной части, отличных от форм серийных образцов.

При проведении испытаний эжектора производились измерения расходов, давлений и температур рабочего пара, инжектируемой среды, охлаждающей воды, конденсата. Производились также измерения давлений по длине камеры смешения.

Проведенные опыты можно разделить на две группы: исследование влияния конструктивных факторов на работу эжектора и исследование влияния режимных факторов на характеристики эжектора.

В такой последовательности мы и рассмотрим результаты испытаний.

б) Влияние конструктивных факторов

Основной геометрический параметр эжектора

Изменение основного геометрического параметра — отношения сечений f_3/f_{px} — оказывает на характеристики

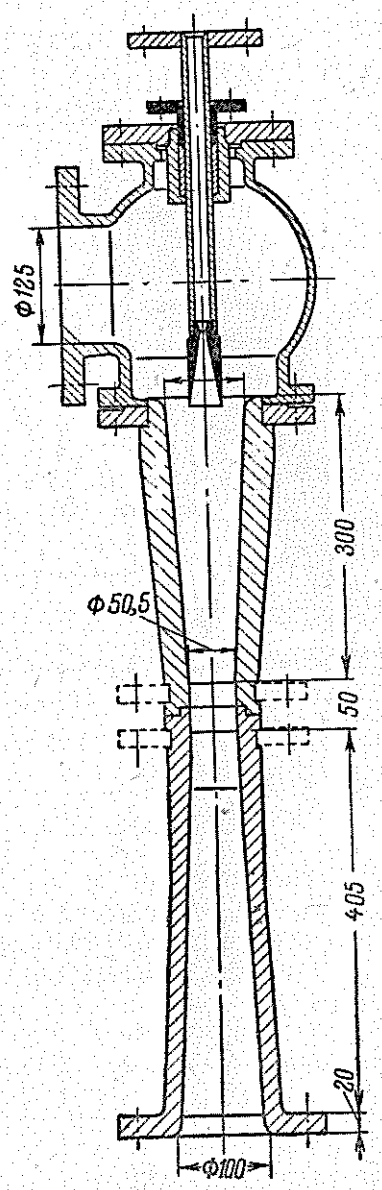


Рис. 3-12. Общий вид экспериментального эжектора в опытах Виганда.

эжектора с конической камерой смешения такое же влияние, как и на характеристики пароструйного компрессора с цилиндрической камерой смешения: уменьшение величины f_3/f_{px} приводит к увеличению степени сжатия, создаваемой эжектором, и уменьшению его предельного коэффициента инжекции.

Это наглядно видно из результатов опытов Виганда [Л. 97 и 98]. Эжектор имел коническую камеру смешения с коротким цилиндрическим участком (рис. 3-12). Основные размеры камеры смешения эжектора в опытах Виганда близки к размерам камеры смешения первой ступени эжектора ЭП-2-400. Давления рабочего пара $p_р=10{,}9$ *ата* и инжектируемого пара $p_н=0{,}022$ *ата*

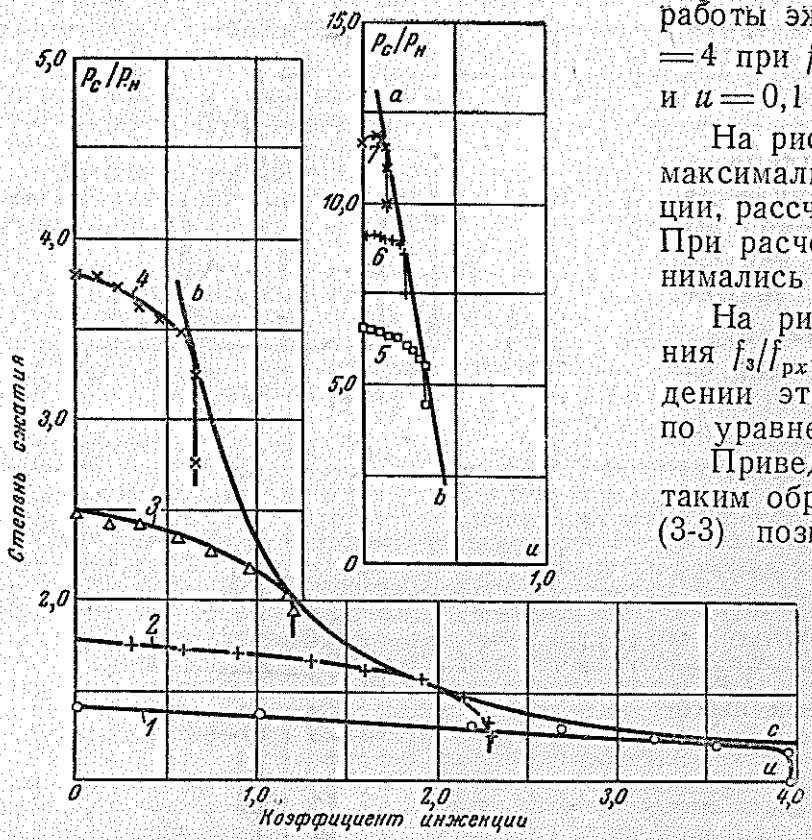


Рис. 3-13. Характеристики $p_c/p_н = f(u)$ пароструйного эжектора с конической камерой смешения при различных значениях $f_з/f_{рх}$; $p_р = 10{,}9$ *ата*; $p_н = 0{,}022$ *ата*; $d_з = 50{,}5$ *мм*.

Кривая *абс* — значения *u* по уравнению (3-1б).

№ характеристики	$d_{рх}$, *мм*	d_1, *мм*	$G_р$, *кг/ч*
1	1,19	8,5	6,3
2	1,62	12,0	11,7
3	2,25	16,5	22,4
4	3,13	23,0	43,3
5	4,47	33,0	88,5
6	5,55	40,0	137,0
7	6,55	49,0	190,0

также близки к условиям пароструйных эжекторов конденсационных установок (степень расширения рабочего пара $p_р/p_н = 495$).

На рис. 3-13 представлены характеристики $\frac{p_c}{p_н} = f(u)$, полученные при установке различных рабочих сопел: от сопла с диаметром критического сечения $d_{рх} = 1{,}19$ *мм* до сопла с $d_{хр} = 6{,}55$ *мм*. Отношение $f_{р1}/f_{рх}$ для всех сопел соответствовало одинаковой степени расширения рабочего пара $p_р/p_н = 495$ и составляло около 54. Диапазон изменений $\frac{f_з}{f_{рх}}$ составлял при этом 1 800 — 77. Соответственно изменялись и оптимальные условия работы эжектора от $p_c/p_н = 1{,}2$ и $u = 4$ при $f_з/f_{рх} = 1\,800$ до $p_c/p_н = 11{,}5$ и $u = 0{,}1$ при $f_з/f_{рх} = 77$.

На рис. 3-13 линия *abc* показывает максимальные коэффициенты инжекции, рассчитанные по уравнению (3-1б). При расчете *u* по формуле (3-1б) принимались значения $k_c = k_р = 1{,}13$.

На рис. 3-14 сопоставлены значения $f_з/f_{рх}$, имевшие место при проведении этих опытов, с рассчитанными по уравнению (3-3).

Приведенные данные показывают, таким образом, что уравнения (3-1) и (3-3) позволяют с достаточной для практических целей точностью определить максимальный коэффициент инжекции и рассчитать необходимый для его реализации основной геометрический параметр эжектора.

Изменение основного геометрического параметра первой ступени путем смены рабочих сопел производилось и при испытаниях эжектора ЭП-2-400. Величина $f_з/f_{рх}$ изменялась от 157 при сопле с $d_{рх} = 4$ *мм* до 51 при сопле с $d_{рх} = 7$ *мм*. При этом на первой ступени был установлен конфузор серийного образца с удлиненным цилиндрическим участком и диффузором.

На рис. 3-15 представлены опытные характеристики $p_н = f(G_н)$, полученные при установке указанных трех рабочих сопел. Давление рабочего пара было во всех трех опытах одинаковым и равным 16 *ата*. Расход рабочего пара на первую ступень был различным и составлял: при сопле с $d_{рх} = 4$ *мм* — 100 *кг/ч*, при сопле с $d_{рх} = 6$ *мм* — 230 *кг/ч* и при сопле с $d_{рх} = 7$ *мм* — 313 *кг/ч*. Увеличение паровой нагрузки промежуточного холодильника приводило к увеличению количества несконденсировавшегося в нем пара и повышению давления всасывания второй ступени. Несмотря на это, рабочий участок характеристики при увеличении сечения $f_{рх}$ увеличивался в результате значительно боль-

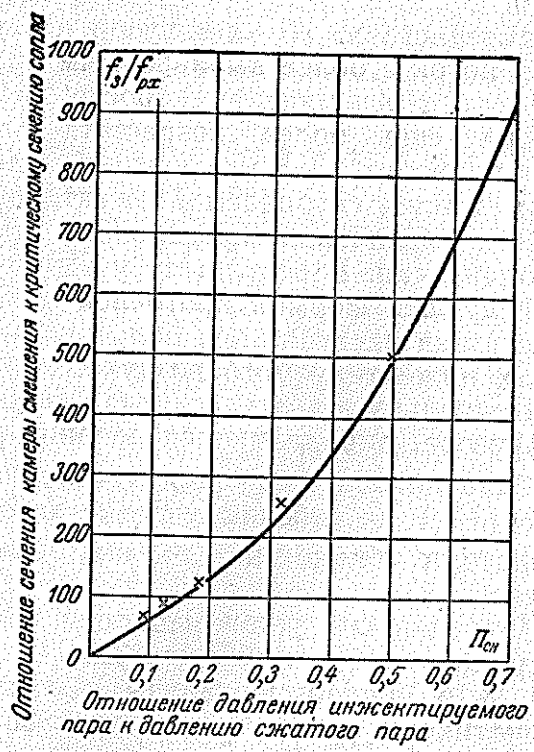


Рис. 3-14. Сопоставление значений f_s/f_{px}, имевших место при проведении опытов Виганда, с расчетными по уравнению (3-3в) (сплошная линия).

$p_р = 10{,}9$ *ата*; $p_н = 0{,}022$ *ата*; $П_{рн} = 0{,}00202$; $k_р = k_с = 1{,}13$.

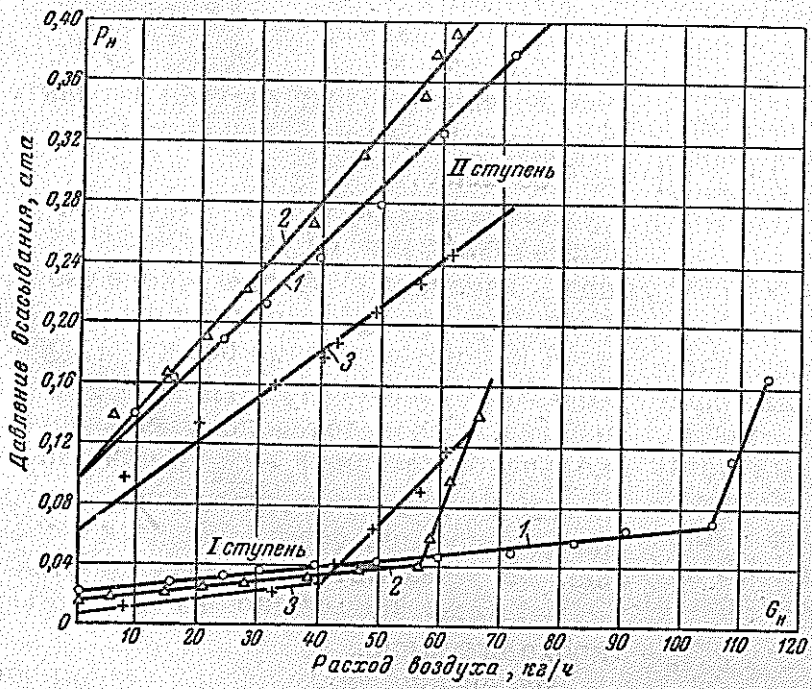


Рис. 3-15. Характеристики $p_н = f(G_н)$ при установке рабочих сопел с различными диаметрами критического сечения d_{px}.

Камера смешения $d_з = 50$ *мм*; давление рабочего пара $p_р = 16$ *ата*.

№ характеристики	Диаметр критического сечения рабочего сопла, *мм*	Расход рабочего пара $G_р$, *кг/ч*
1	7	313
2	6	230
3	4	100

шего повышения предельного противодавления согласно уравнению (3-19)].

На рис. 3-8 расчетные характеристики $p_н = f(G_н)$, построенные по уравнениям (3-8) и (3-9) (см. пример 3-6), сопоставлены с опытными для всех трех испытывавшихся сопел. При расчете принимались значения $k_р = 1{,}13$ и $k_н = 1{,}4$. Все расчетные характеристики хорошо совпадают с опытными при одном и том же значении $f_s/f_з = 1{,}46$.

Увеличение критического сечения рабочего сопла при одном и том же давлении всасывания $p_н$ приводит к уменьшению расхода инжектируемой среды $G_н$ в результате того, что при большем расходе рабочего пара и неизменной его скорости (определяемой значением $П_{рн}$) струя рабочего пара занимает большее сечение $f_{рн}$, а кольцевое сечение $f_s - f_{рн}$, в котором наступает согласно принятой расчетной схеме критическая скорость инжектируемого потока, уменьшается.

Длина цилиндрической части камеры смешения

В пароструйном эжекторе с развитой конической частью камеры смешения частичное смешение потоков и выравнивание скоростей происходят в конической части камеры смешения, поэтому последующий цилиндрический участок камеры смешения выполняется обычно укороченным. Так, в проточной части серийного эжектора длина цилиндрического участка первой ступени составляет всего 1 калибр. К тому же после цилиндрического участка отсутствует нормальный диффузор. В связи с этим происходят почти внезапное расширение потока, движущегося со скоростью, близкой к критической, и связанное с этим увеличение потерь. Для устранения этих

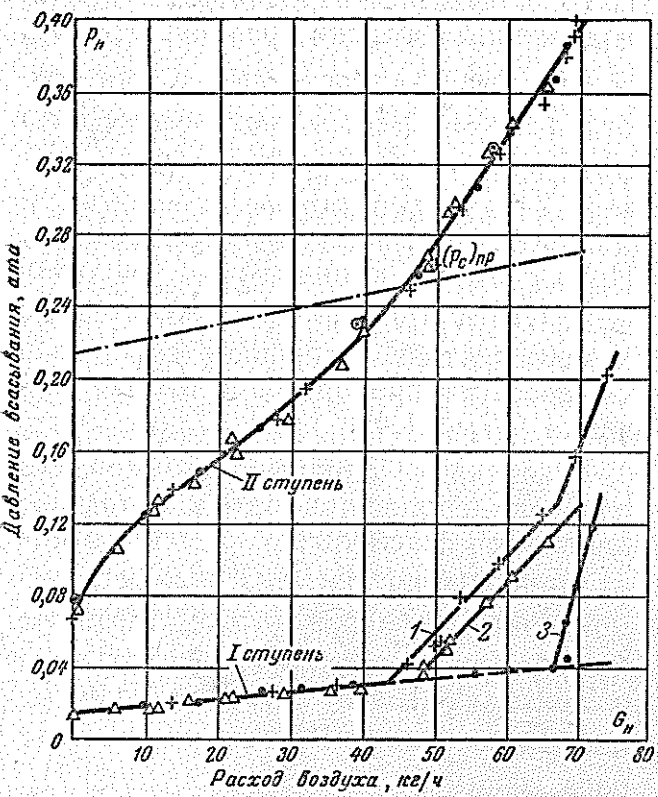


Рис. 3-16. Характеристики эжектора $p_н = f(G_н)$ при различных формах проточной части первой ступени.

$d_{р.с} = 6$ *мм*; $p_р = 16$ *ата*.

№ характеристики	Проточная часть
1	Конфузор серийного эжектора
2	Конфузор серийного эжектора с нормальным диффузором
3	Конфузор серийного эжектора с удлиненным цилиндрическим участком и нормальным диффузором

Пунктир — расчетная характеристика $p_н = f(G_н)$.

дополнительных потерь к камере смешения серийного эжектора был присоединен диффузор, а затем между конфузором и диффузором был установлен цилиндрический участок камеры смешения диаметром 50 *мм* и длиной 250 *мм*, так что общая длина цилиндрического участка составила 300 *мм*, или 6 $d_з$.

Установка нормального диффузора должна увеличить коэффициент скорости диффузора $\varphi_з$ и соответственно коэффициенты K_1 и K_2 в уравнении характеристики.

Удлинение цилиндрического участка камеры смешения должно привести к большему росту давлений в цилиндрической части камеры смешения, что должно выразиться в снижении коэффициента $\alpha = p'_з / p_з$ в уравнении характеристики. В диффузор поступает поток с более выравненным профилем и коэффициент скорости диффузора еще более возрастет. Все это приводит к увеличению степени сжатия, создаваемой эжектором, т. е. к увеличению предельного противодавления. В результате у эжектора с лучшей формой проточной части перегрузка наступит при бо́льших расходах инжектируемого воздуха.

Поскольку во всех случаях форма конфузора, определяющая сечение f_s, не изменилась, то характеристика $p_н = f(G_н)$ на рабочем участке характеристики также не должна измениться.

Отмеченные закономерности подтверждаются приведенными на рис. 3-16 экспериментальными характеристиками $p_н = f(G_н)$ для трех форм проточной части с камерой смешения серийного эжектора: 1) без диффузора; 2) с диффузором; 3) с удлиненной цилиндрической частью и диффузором.

Если при первом варианте проточной части перегрузка наступала при $(G_н)_{макс} = 44$ *кг/ч*, когда $(p_с)_{пр} = 0{,}25$ *ата*, то при третьем варианте $(G_н)_{макс} = 66$ *кг/ч*, когда $(p_с)_{пр} = 0{,}38$ *ата*.

Изменение рабочего участка характеристики $p_н = f(G_н)$ произойдет лишь при изменении формы конфузора, например при установке цилиндрической камеры смешения без конфузора. При этом сечение $f_s \approx f_з$, т. е. уменьшается. Соответственно уменьшается кольцевое сечение $f_s - f_{рн}$ и при одном и том же давлении всасывания расход инжектируемой среды делается меньше. В результате характеристика $p_н = f(G_н)$, как видно из рис. 3-17, проходит выше.

Измерения давлений по длине проточной части при работе эжектора на допредельном режиме позволили непосредственно определить значения $\alpha = p'_з / p_з$.

На рис. 3-18 представлены давления по длине проточной части серийного эжектора при $p_н = 0{,}0562$ *ата*, отвечавшем допредельному режиму, а в табл. 3-7—давления в начале и

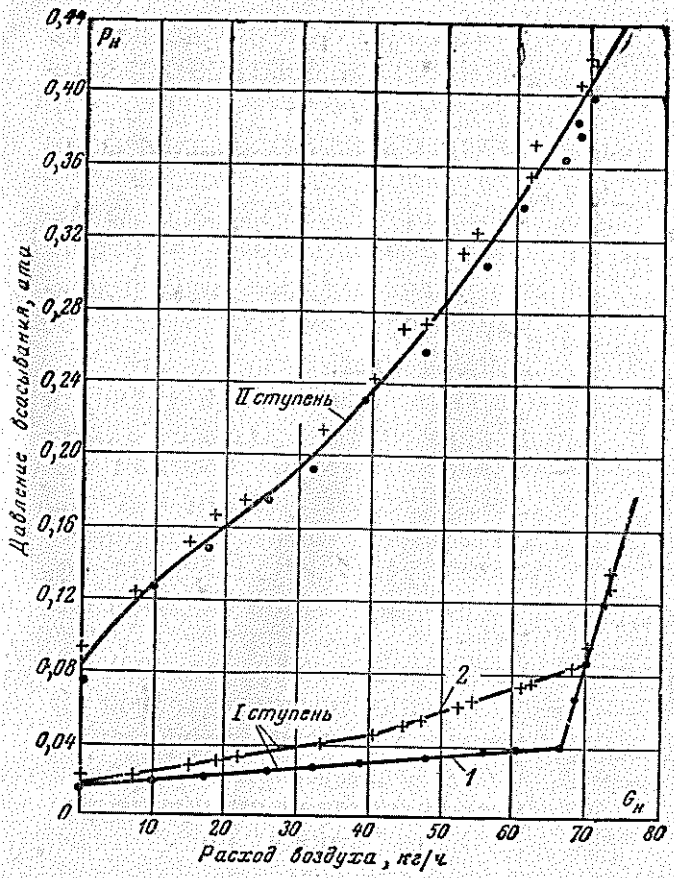


Рис. 3-17. Характеристики $p_н = f(G_н)$ при различных формах камеры смешения.

$d_{px} = 6$ *мм*; $p_р = 16$ *ата*.

№ характеристики	Камера смешения
1 —	Конфузор серийного эжектора с удлиненным цилиндрическим участком и нормальным диффузором
2 —	Цилиндрическая камера смешения

конце цилиндрического участка камеры смешения эжектора при трех значениях давления $p_н$.

Таблица 3-7

Давление в цилиндрическом участке камеры смешения эжектора серийного изготовления при различных режимах его работы

Давление в приемной камере эжектора, *ата*	Расход инжектируемой среды, *кг/ч*	Давление в цилиндрическом участке камеры смешения, *ата*		α
		в начале	в конце	
0,0258	37,5	0,100	0,14	0,710
0,0258	22,7	0,155	0,21	0,745
0,0258	7,3	0,180	0,23	0,780
0,0562	45,6	0,160	0,21	0,770
0,0562	28,3	0,185	0,24	0,780
0,0562	8,4	0,220	0,26	0,760
0,0824	52,6	0,180	0,24	0,750
0,0824	37,6	0,190	0,25	0,760
0,0824	27,2	0,200	0,27	0,740

Как видно из приведенных данных, величина α достаточно стабильна и может быть принята равной 0,75.

На рис. 3-19 приведено распределение давлений по длине проточной части для испытывавшихся трех форм проточной части с конфузором серийного эжектора при одинаковых давлениях $p_р = 16$ *ата* и $p_н = 0{,}058$ *ата* и одинаковых расходах инжектируемого воздуха $G_н = 48{,}5$ *кг/ч*.

При профиле проточной части серийного эжектора поток, выходящий из короткого диффузора, имеет значительную неравномерность профиля скоростей, в результате чего наблюдается рост давления в цилиндрической трубе после эжектора (линия *3*).

При установке нормального диффузора в нем имеет место значительный рост давления, вследствие чего давление $p_с$ в выходном сечении диффузора примерно на 0,02 *ата* выше, чем при профиле серийного эжектора (линия *2*).

При удлиненном цилиндрическом участке и нормальном диффузоре в эжекторе имеет место значительный рост давления (линия *1*), причем в конце цилиндрической части этого эжектора давление $p_з$ превышает давление после диффузора $p_с$ в эжекторе с укороченным участком (линия *2*).

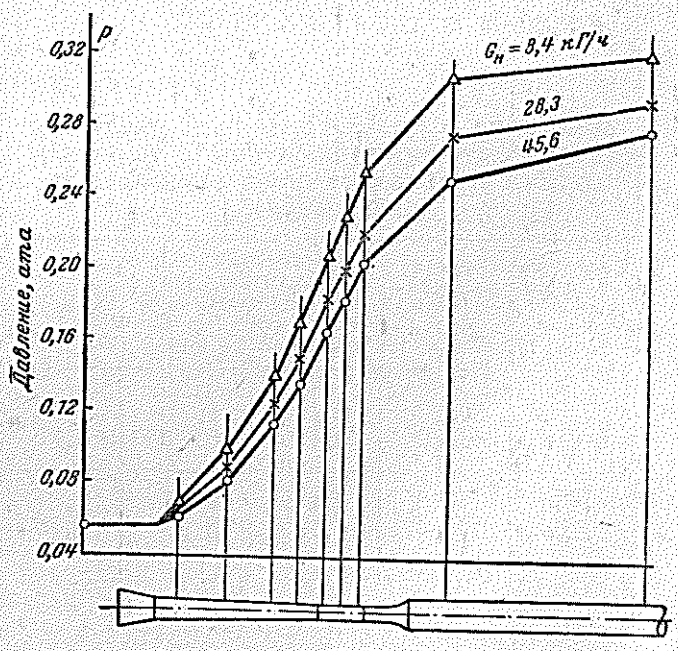


Рис. 3-18. Распределение давлений по длине проточной части серийного эжектора на допредельном режиме.

$d_{px} = 6$ *мм*; $p_р = 16$ *ата* = const; $p_н = 0{,}0562$ *ата* = const; $p_с$ = var.

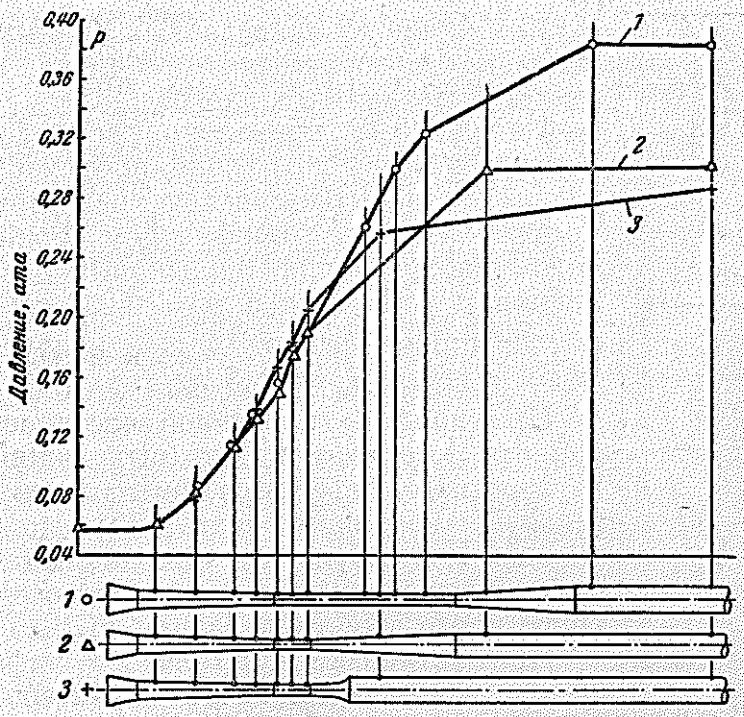


Рис. 3-19. Распределение давлений по длине эжектора при различных формах проточной части с конфузором серийного эжектора.

$d_{р.х} = 6$ *мм*; $p_р = 16$ *ата* = const; $p_н = 0{,}056 - 0{,}06$ *ата* = const; $G_н = 47 - 49$ *кг/ч* = const.

Давление после диффузора в эжекторе с удлиненным цилиндрическим участком и нормальным диффузором примерно на 0,1 *ата* выше, чем в серийном эжекторе.

Измеренные давления в начале и конце цилиндрической части камеры смешения при различных режимах приведены в табл. 3-8 и 3-9.

Таблица 3-8

Давление в цилиндрическом участке камеры смешения эжектора с короткой цилиндрической камерой смешения и диффузором

Давление в приемной камере эжектора, *ата*	Расход инжектируемой среды, *кг/ч*	Давление в цилиндрическом участке камеры смешения, *ата*		α
		в начале	в конце	
0,058	40,2	0,155	0,210	0,74
0,058	20,8	0,170	0,220	0,77
0,0837	56,6	0,170	0,230	0,74
0,0837	34,7	0,190	0,250	0,76

Таким образом, установка нормального диффузора не изменяет значения $\alpha = 0{,}75$. Удлинение цилиндрической части камеры смешения приводит к снижению α в среднем до 0,5.

На рис. 3-20 представлены расчетные и опытные характеристики $p_с/p_н = f(u)$ для всех четырех испытывавшихся форм проточной части первой ступени при одинаковых давлениях рабочего пара $p_р = 16$ *ата* и одинаковых давлениях инжектируемого воздуха $p_н = 0{,}056$ и 0,084 *ата*.

При расчете характеристик принимались опытные значения $\alpha = 0{,}75$ при коротком цилиндрическом участке и $\alpha = 0{,}5$ при удлиненном цилиндрическом участке. Значения $\varphi_з$ принимались: при профиле серийного эжектора — 0,7, при установке диффузора—0,8, при удлинении цилиндрической камеры и установке диффузора—0,9. Для эжектора с цилиндрической камерой смешения значение $\varphi_з$ также принималось равным 0,9.

На рис. 3-21 показано сопоставление расчетной характеристики $p_н = f(G_н)$ с опытной для первой ступени эжектора с цилиндрической камерой смешения.

Таблица 3-9

Давление в цилиндрическом участке камеры смешения эжектора с удлиненной камерой смешения и диффузором

Давление в приемной камере эжектора, *ата*	Расход инжектируемой среды, *кг/ч*	Давление в цилиндрическом участке камеры смешения, *ата*		α
		в начале	в конце	
0,06	66,4	0,14	0,33	0,425
0,06	57,0	0,15	0,34	0,440
0,06	41,5	0,16	0,34	0,470
0,085	54,7	0,187	0,360	0,515
0,085	48,5	0,200	0,370	0,540
0,085	23,7	0,220	0,400	0,550

Расчетная характеристика совпадает с опытной при значении $f_s = f_з$.

На рис. 3-10 показано сопоставление расчетной характеристики $p_н = f(G_н)$ с опытной для второй ступени эжектора при ее изолированной работе (пар на первую ступень не подается). Расчетная характеристика совпадает с опытной при значении $f_s/f_з = 1{,}55$.

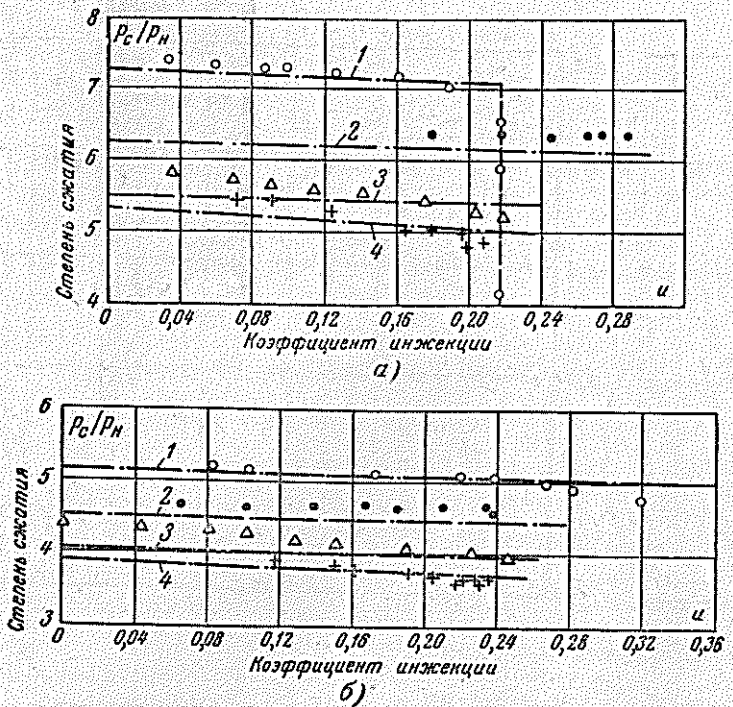


Рис. 3-20. Сравнение расчетных характеристик $p_c/p_н = f(u)$ с опытными при различных формах проточной части эжектора.

$d_{px} = 6$ *мм*; $p_р = 16$ *ата*, инжектируемый воздух: *а* — $p_н = 0{,}056$ *ата*; *б* — $p_н = 0{,}083$ *ата*.

Штрихпунктирные линии — расчетные характеристики $p_c/p_н = f(u)$.

№ кривой	Условные обозначения	Форма проточной части	α	$\varphi_э$
1	○	Цилиндрическая камера смешения с диффузором	—	0,9
2	●	Конфузор серийного эжектора, удлиненный цилиндрический участок и диффузор	0,5	0,9
3	△	Заводской конфузор серийного эжектора, короткий цилиндрический участок и диффузор	0,75	0,8
4	+	Конфузор серийного эжектора и укороченный цилиндрический участок	0,75	0,7

Расстояние сопла от камеры смешения

Для пароструйных компрессоров с цилиндрической камерой смешения изменение положения рабочего сопла приводило к изменению степени сжатия, но мало сказывалось на величине предельного коэффициента инжекции. Такое же положение, как показали опыты Виганда [Л. 97 и 98], имеет место и для эжекторов с конической камерой смешения (рис. 3-12) при расчетных степенях сжатия до 3—4 (рис. 3-22). При бо́льших расчетных степенях сжатия изменение положения рабочего сопла не отражается на степени сжатия, развиваемой эжектором на допредельных режимах, но сказывается на величине предельных коэффициентов инжекции, причем приближение сопла к камере смешения и особенно установка его внутри конфузора приводят к значительному снижению предельного коэффициента инжекции (рис. 3-23).

Аналогичные выводы можно сделать и на основании опытов с изменением положения рабочего сопла первой ступени эжектора ЭП-2-400. Устанавливались три типа сопел с диаметром критического сечения $d_{px} = 6$ *мм* и длинами 150, 190 и 230 *мм*. При этом расстояния от выходного сечения сопла до входного сечения конфузора составляли 75 *мм* (сопло серийного эжектора), 35 *мм* и —10 *мм*. В последнем случае выходное сечение сопла было вставлено на 10 *мм* внутрь конфузора. Как показывают результаты опытов, указанное приближение сопла к камере смешения с 75 *мм* до —10 *мм*, т. е. на 85 *мм*, привело к увеличению степени сжатия, создаваемой эжектором, примерно на 10% (рис. 3-24), но

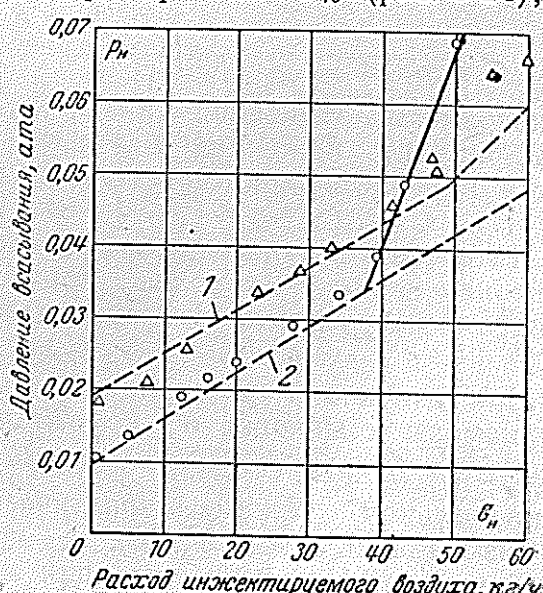


Рис. 3-21. Сравнение расчетных характеристик $p_н = f(G_н)$ первой ступени с опытными при цилиндрической камере смешения.

$p_р = 16$ *ата*; $d_э = 50$ *мм*; *1* — $d_{px} = 6$ *мм*; *2* — $d_{px} = 4$ *мм*.

Пунктир — расчетные характеристики при $l_{s1}/l_э = 1$.

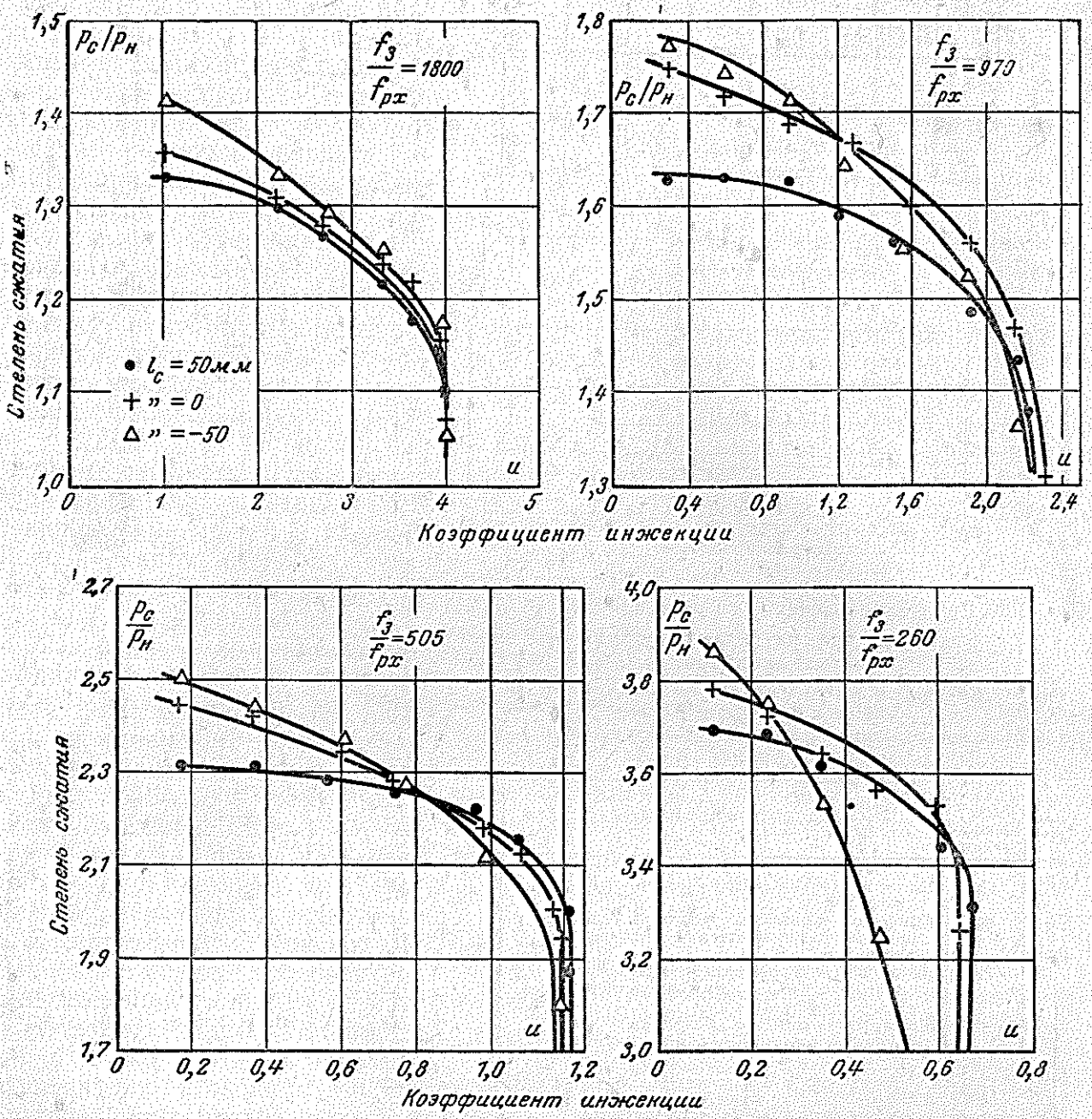


Рис. 3-22. Влияние положения сопла l_c на характеристики эжектора с расчетными степенями сжатия до $p_c/p_н=4$; $p_р/p_н=500$.

l_c — расстояние от выходного сечения сопла до входного сечения конфузора, *мм*.

одновременно снизился предельный коэффициент инжекции на большей части рабочей характеристики (рис. 3-25).

Интересны результаты опытов с изменением положения сопла при цилиндрической камере смешения (рис. 3-26).

При изменении расстояния сопла от камеры смешения от $l_c=75$ *мм* до $l_c=-10$ *мм* степени сжатия на допредельном режиме практически не изменились (рис. 3-26,*а*), а предельные коэффициенты инжекции значительно уменьшились. При этом при отодвинутом от камеры смешения рабочем сопле ($l_c=75$ *мм*) характеристика $p_н=f(G_н)$ хорошо описывается расчетными уравнениями (3-8а) и (3-9а). При рабочем сопле, вдвинутом внутрь камеры смешения ($l_c=-10$ *мм*), характеристику описывает уравнение второго предельного режима (2-73а) (рис. 3-26,*б*).

Это можно объяснить тем, что в последнем случае струя рабочего пара почти сразу же по выходе из сопла попадает в камеру смешения малого диаметра, в которой скорость инжектируемого потока уже велика, а дав-

ление понижено. Поэтому струя рабочего пара продолжает расширяться до давления, равного критическому давлению инжектируемого потока, т. е. эжектор переходит на работу по схеме второго предельного режима, который описывается уравнением (2-73).

в) Влияние режимных факторов

Давление рабочего пара

Как следует из расчетных формул и было показано выше, снижение давления рабочего пара приводит к снижению давления всасывания при неизменном расходе воздуха и одновременно к сокращению рабочего участка характеристики из-за снижения предельного противодавления первой ступени эжектора (рис. 3-27).

Расчетные уравнения (3-8а) и (3-9а) хорошо описывают характеристики $p_н = f(G_н)$ при различных давлениях пара для всех испытанных сопел (см. рис. 3-9 и 3-28,*а* и *б*).

Входящее в расчетные уравнения отношение $f_s/f_з$ сохранялось во всех случаях неизменным и равным 1,46. Интересно отметить, что при одинаковых расходах рабочего пара характеристики $p_н = f(G_н)$ совпадают при рабочих соплах с различными критическими сечениями. Так, например, характеристика эта при $d_{рх} = 6$ *мм*, $p_р = 16$ *ата* и $G_р = 230$ *кг/ч* (рис. 3-28,*а*) совпадает с характеристикой при $d_{рх} = 7$ *мм*, $p_р = 12$ *ата* и $G_р = 234$ *кг/ч* (рис. 3-9).

Влияние температуры воды, поступающей в промежуточный холодильник

Повышение температуры воды, поступающей в промежуточный холодильник, приводит к снижению разности температур между конденсирующимся паром и водой. Несмотря на некоторый рост коэффициента тепло-

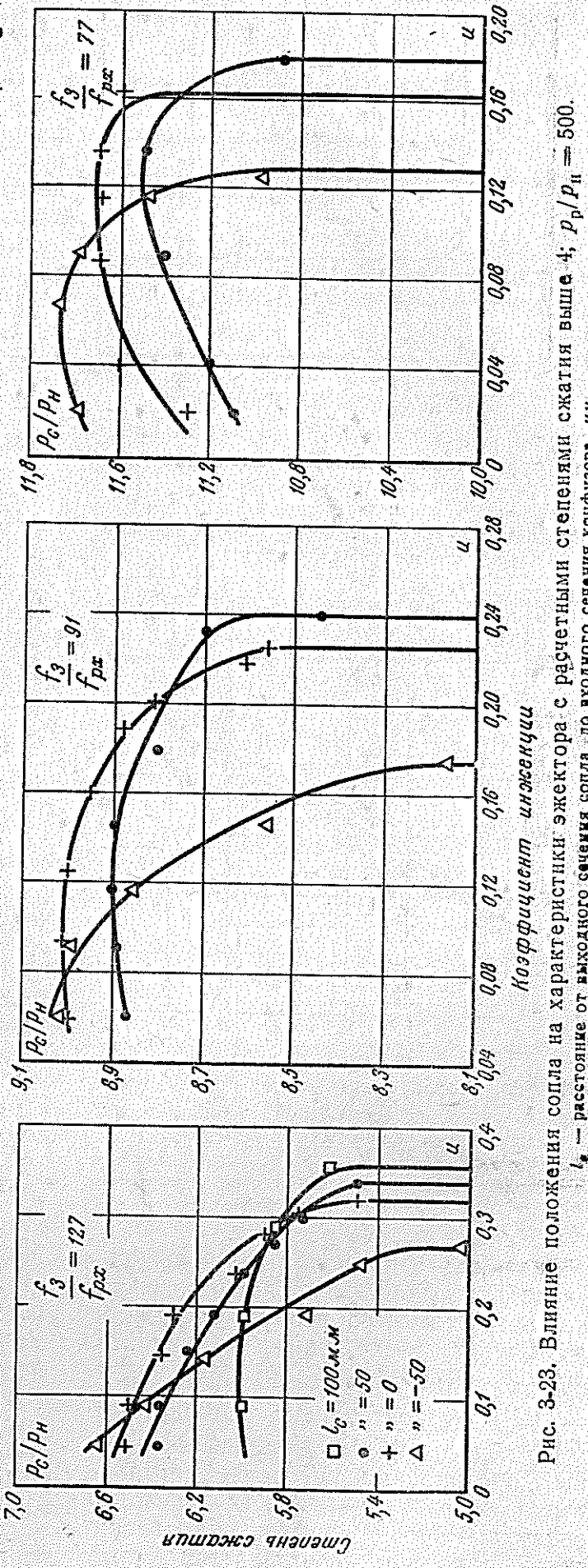


Рис. 3-23. Влияние положения сопла на характеристики эжектора с расчетными степенями сжатия выше 4; $p_р/p_н = 500$.
$l_с$ — расстояние от выходного сечения сопла до входного сечения конфузора, *мм*.

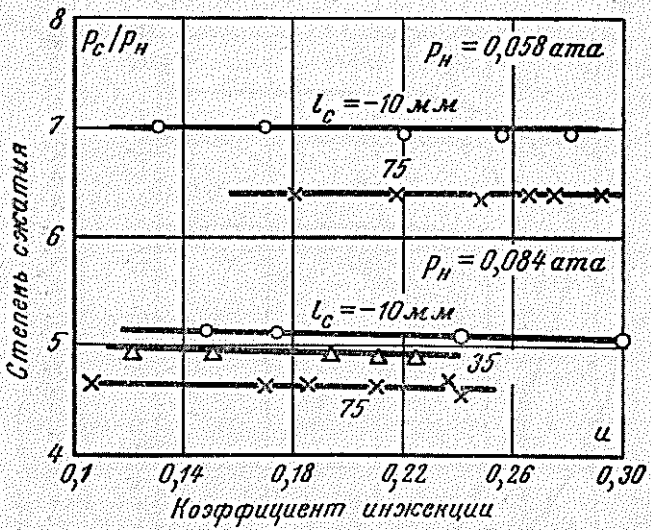


Рис. 3-24. Характеристики $p_c/p_н = f(u)$ эжектора с конической камерой смешения при различных положениях сопла l_c.

$d_{р.х} = 6$ мм; $d_1 = 35$ мм; $d_3 = 50$ мм; $p_р = 16$ ата; l_c — расстояние от выходного сечения сопла до входного сечения конфузора, мм.

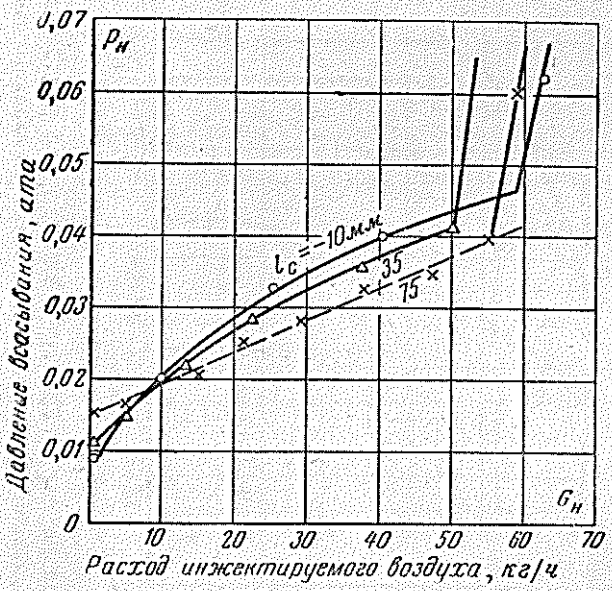


Рис. 3-25. Характеристики $p_н = f(G_н)$ эжектора с конической камерой смешения при различных положениях сопла l_c.

$d_{р.х} = 6$ мм; $d_1 = 35$ мм; $d_3 = 50$ мм; $p_р = 16$ ата; l_c — расстояние от выходного сечения сопла до входного сечения конфузора, мм.

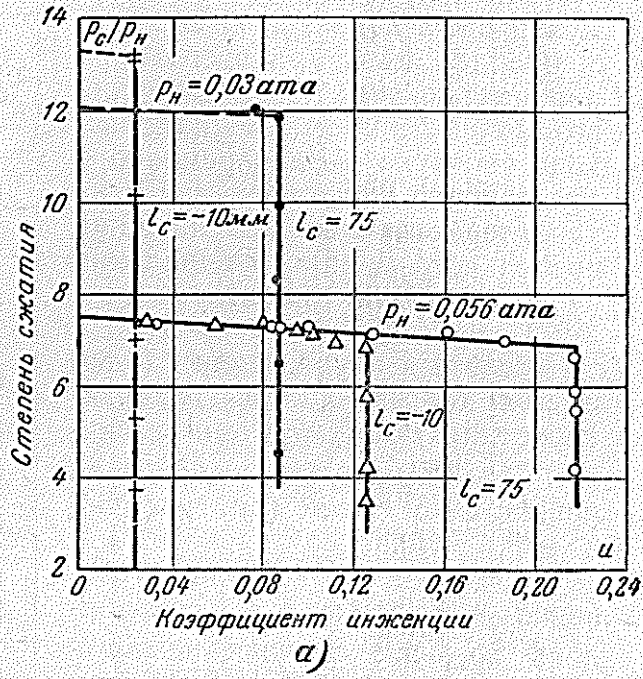
передачи, это приводит к увеличению расхода несконденсировавшегося пара, загружающего вторую ступень, и повышению давления всасывания второй ступени. Характеристика $p_н^{II} = f(G_н)$ второй ступени проходит выше и пересечение ее с линией предельных противодавлений первой ступени имеет место при меньших расходах воздуха. Рабочий участок характеристики при этом сокращается (рис. 3-29).

Отсасывание паровоздушной смеси

Была принята следующая методика проведения опытов.

В вакуумную систему, соединенную со всасывающим патрубком эжектора, подавались воздух и пар. Паровоздушная смесь проходила через конденсатор, где часть пара конденсировалась, а оставшаяся насыщенная паровоздушная смесь отсасывалась эжектором.

При проведении опыта расход воздуха сохранялся неизменным, а рас-



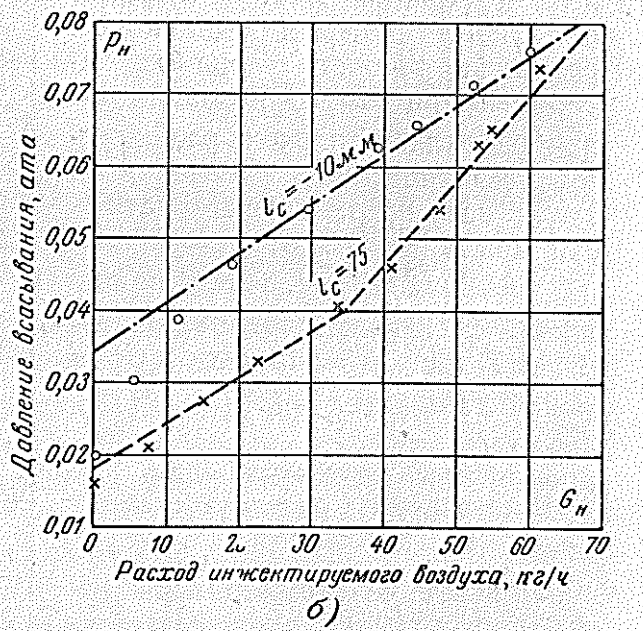


Рис. 3-26. Характеристики (*а*) $p_c/p_н = f(u)$, (*б*) $p_н = f(G_н)$ эжектора с цилиндрической камерой смешения при различных расстояниях сопла от камеры смешения l_c.

На рис. 3-26, *б* пунктир — расчетная характеристика по уравнениям (3-81) и (3-9а); штрихпунктирная линия — расчетная характеристика по уравнению (2-73а).

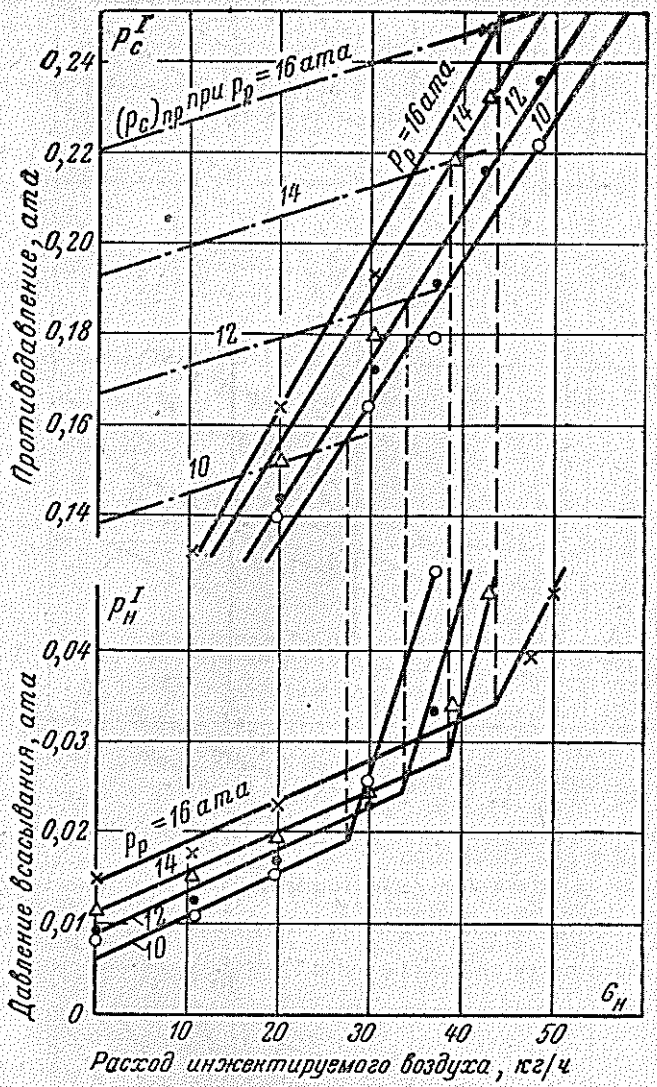


Рис. 3-27. Характеристики эжектора при различных давлениях рабочего пара $p_р$.
$d_э = 50$ мм; $d_{рх} = 6$ мм.

ход пара в инжектируемой смеси возрастал. При этом увеличивались температура и давление паровоздушной смеси, отсасываемой эжектором.

Опыты, результаты которых представлены на рис. 3-30, проводились при расходах сухого воздуха в смеси $G_в = 13{,}0$; 21,3; 27,6; 39,6; 49,9 и 56,6 кг/ч.

Результаты опытов в координатах $p_н = f(G_в)$, т. е. давление всасывания как функция расхода сухого воздуха в паровоздушной смеси, представлены на рис. 3-30.

При постоянной объемной производительности эжектора эти характеристики описываются уравнением (3-18).

Согласно приведенному в примере 3-9 расчету для условий первой ступени эжектора ЭП-2-400 объемная производительность составляет 1 400 м³/ч.

При этой объемной производительности коэффициент a в уравнении (3-18) составляет

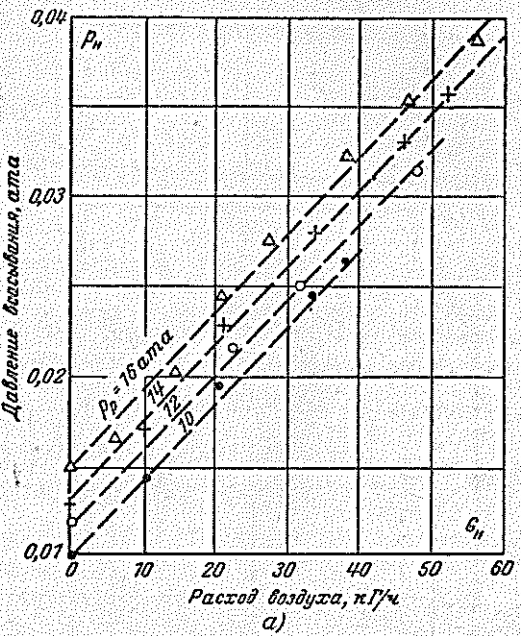
$$a = \frac{0{,}9}{1\,400} = 0{,}62 \cdot 10^{-3} \text{ ата} \cdot \text{ч/кг}.$$

При отсасывании паровоздушной смеси характеристики должны описываться уравнением

$$p_н = p_п + 0{,}62 \cdot 10^{-3} G_в \text{ ата},$$

где $G_в$ — кг/ч.

Как видно из рис. 3-30, эти расчетные характеристики на рабочих уча-



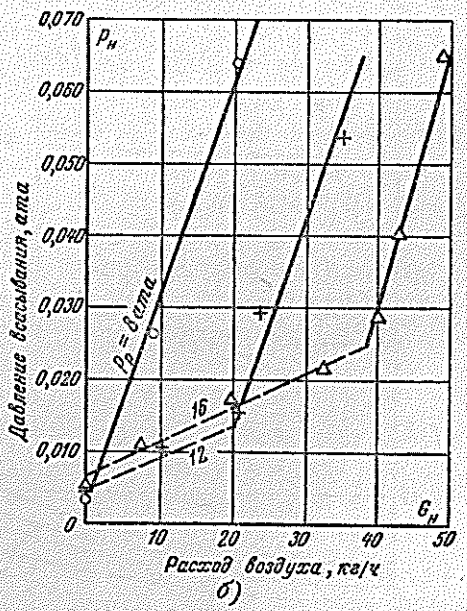


Рис. 3-28. Сравнение расчетных характеристик $p_н = f(G_н)$ с результатами опытов при различных давлениях рабочего пара.
$d_э = 50$ мм. Пунктиром нанесены расчетные характеристики при $f_S/f_э = 1{,}46$.
а — $d_{рх} = 6$ мм; $d_1 = 35$ мм; б — $d_{рх} = 4$ мм; $d_1 = 24$ мм.

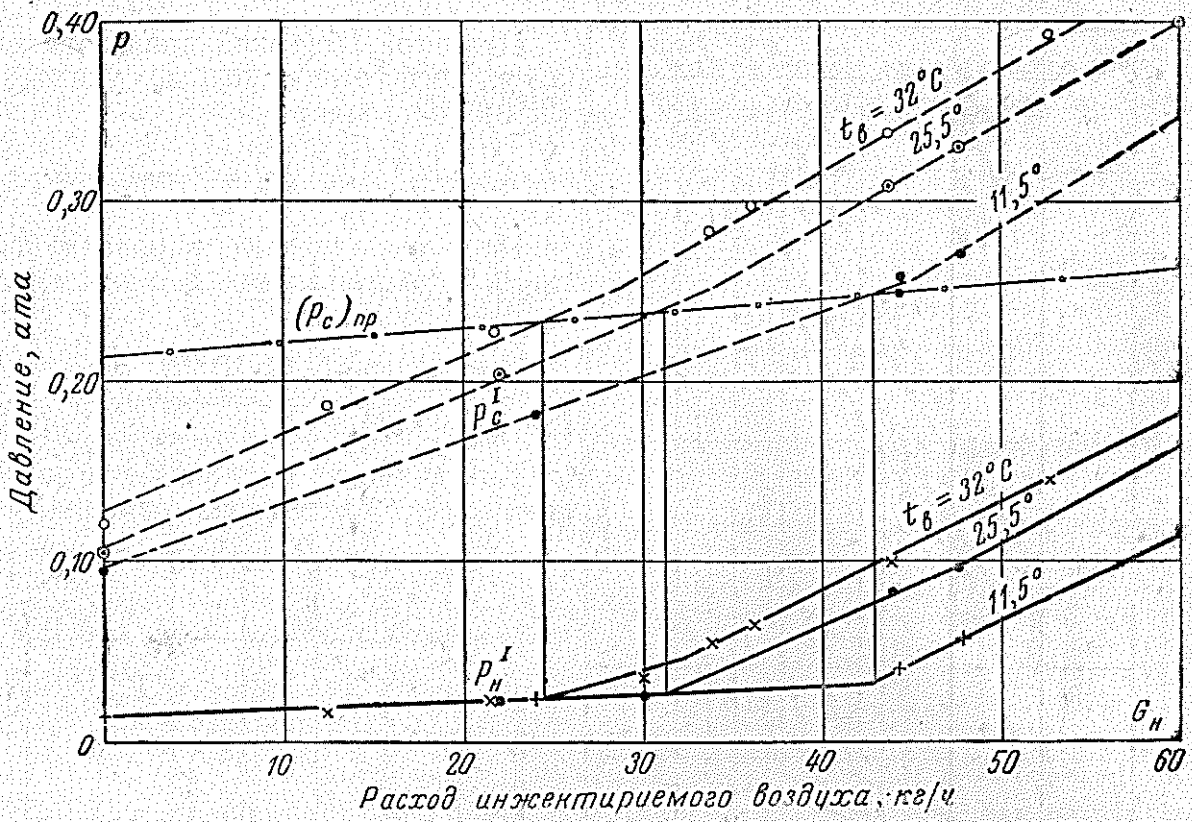


Рис. 3-29. Влияние температуры воды, поступающей в промежуточный холодильник эжектора, на характеристики эжектора.

Камера смешения $d_3 = 50$ *мм*. Сопло, $d_{px} = 6$ *мм*; $d_1 = 35$ *мм*. Давление рабочего пара $p_р = 16$ *ата*. Сплошные линии — давления всасывания первой ступени $p_н^I$; пунктирные линии — давления всасывания второй ступени $p_н^{II} = p_c^I$; штрихпунктирная линия — предельное противодавление $(p_c)_{пр3}$.

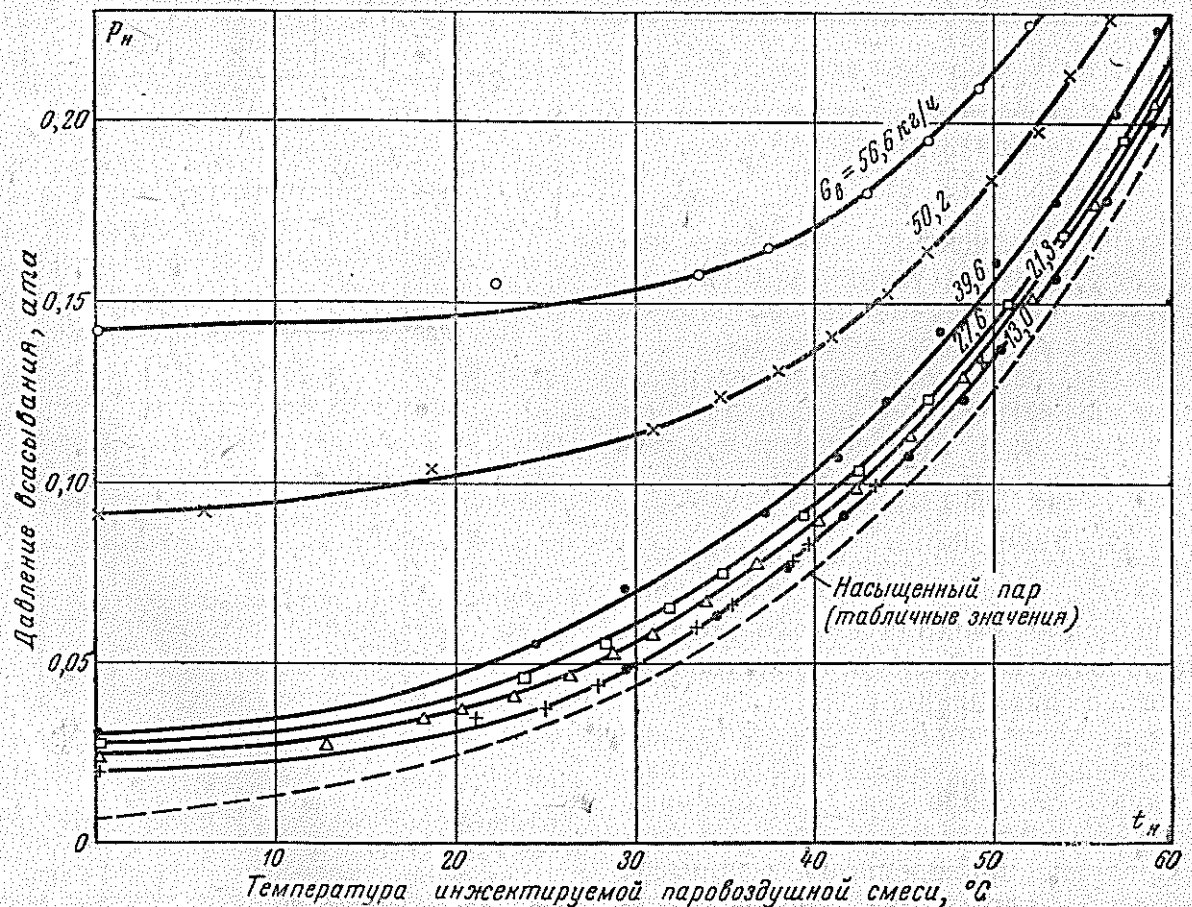


Рис. 3-30. Экспериментальные характеристики $p_н = f(t_н)$ эжектора Э11-2-400 при отсасывании насыщенной паровоздушной смеси для различных значений расхода воздуха $G_в$ в смеси. $p_р = 16$ *ата*.

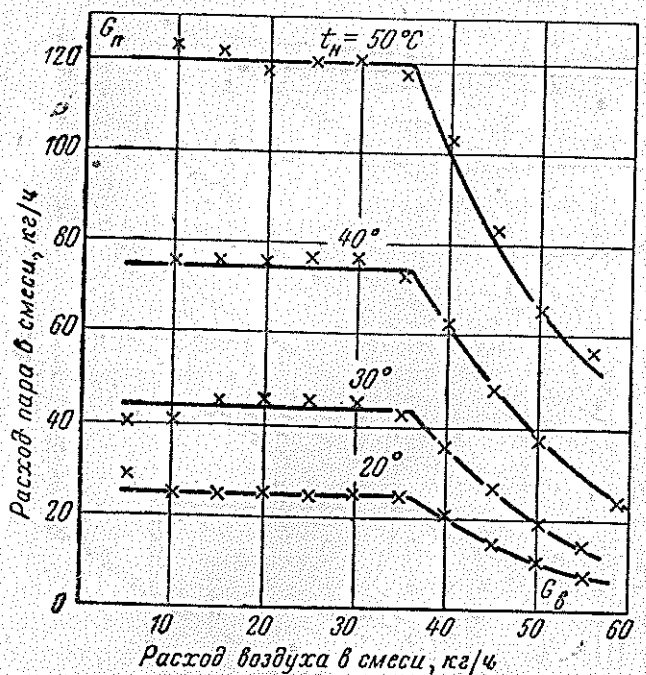


Рис. 3-31. Расход пара в отсасываемой насыщенной паровоздушной смеси при различных температурах смеси $t_н$.
$p_р = 16$ *ата*.

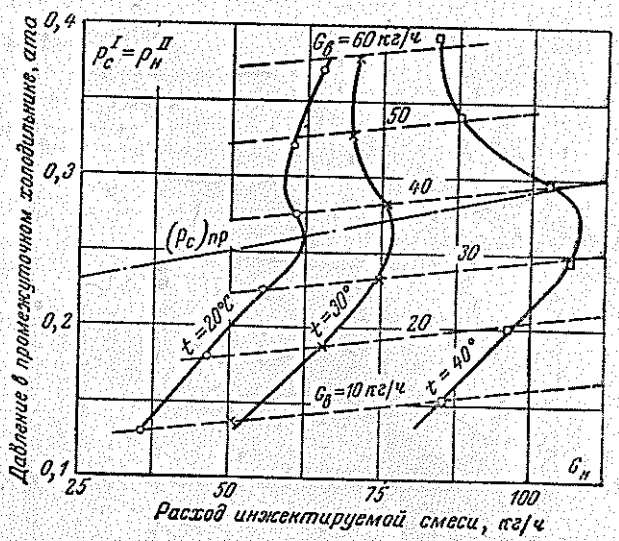


Рис. 3-32. Противодавления первой ступени p_c при отсасывании эжектором ЭП-2-400 насыщенной паровоздушной смеси при различных температурах смеси и расходах воздуха в ней.
$p_р = 16$ *ата*.

стках (пунктир) достаточно хорошо совпадают с результатами опытов при температурах отсасываемой смеси 10—55° С.

Поскольку объемный расход пара, содержащегося в отсасываемой смеси, равен объемной производительности эжектора $V_н$, рабочему участку характеристики, на котором $V_н = \text{const}$, отвечает при неизменной температуре насыщенной смеси $t_н$ практически постоянный весовой расход пара

$$G_п = \frac{p_п V_н}{R_п T_н},$$

где $p_п$ — давление насыщенного пара при температуре смеси $t_н$, *кг/м²*;

$R_п$ — газовая постоянная для пара, *кГ·м/кг·град*.

При повышении $t_н$ содержание пара в насыщенной паровоздушной смеси значительно возрастает (рис. 3-31), однако увеличивающийся при этом суммарный расход отсасываемой среды $G_н = G_п + G_в$ не приводит к перегрузке эжектора, так как бо́льшая часть пара конденсируется в промежуточном холодильнике. Увеличение расхода пара, отсасываемого второй ступенью, и давления в промежуточном холодильнике при этом оказывается небольшим, и пересечение линий предельного противодавления и линии фактических давлений в промежуточном холодильнике происходит примерно при одном и том же расходе сухого воздуха в смеси $G_в \approx 38$—40 *кг/ч* (рис. 3-32).

При перегрузочном режиме полное давление инжектируемой паровоздушной смеси начинает сильно возрастать даже при небольшом увеличении расхода воздуха (см. рис. 3-3). Так как парциальное давление пара в смеси постоянной температуры по-прежнему сохраняется неизменным, то рост полного давления может происходить лишь за счет увеличения парциального давления воздуха. При этом расход пара в смеси уменьшается, что показано на рис. 3-31.

3-4. ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ПАРОЭЖЕКТОРНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

а) Схема и конструкция пароэжекторной холодильной машины

Одной из областей применения пароструйных эжекторов является использование их для получения искусственного холода.

Холодильный эффект в этих установках достигается тем, что паро-

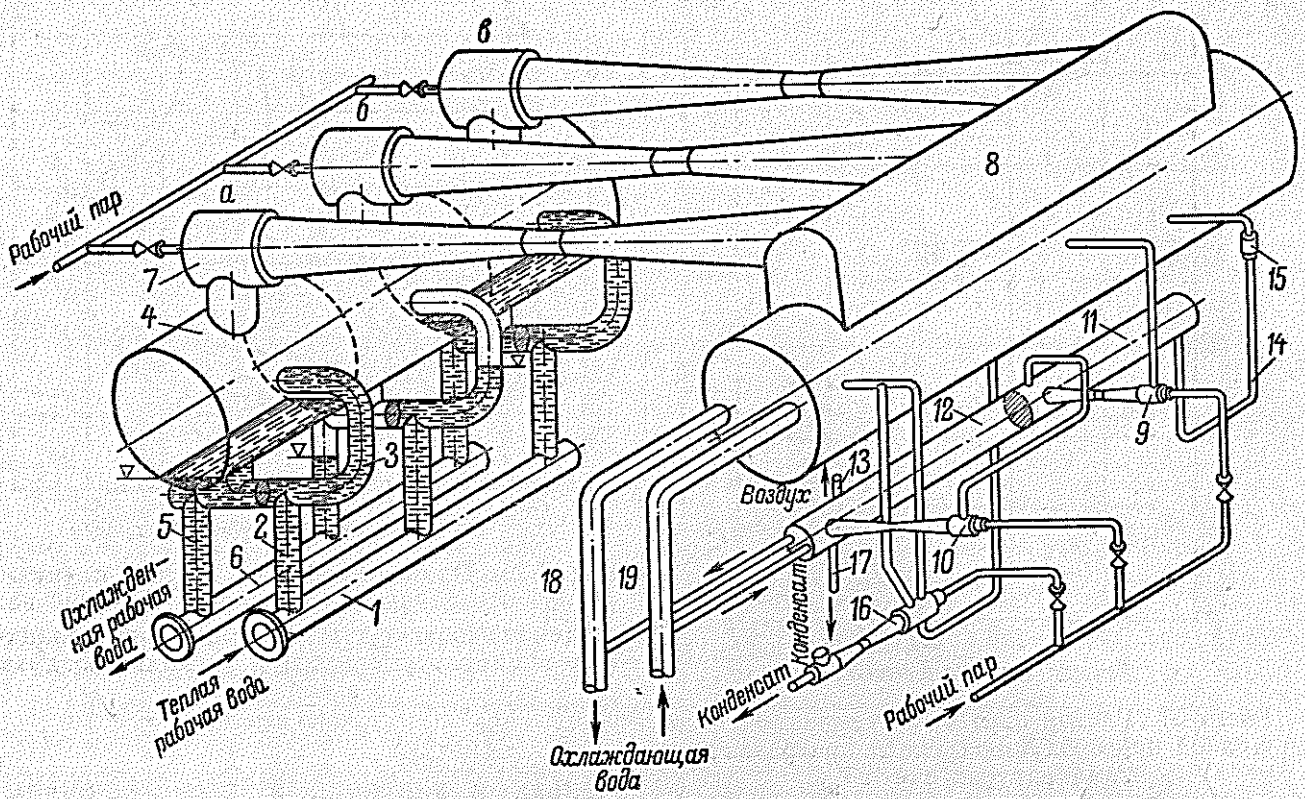


Рис. 3-33. Схема пароводяной эжекторной холодильной машины типа 5Э завода „Компрессор".

струйный эжектор создает глубокий вакуум, при котором происходит кипение холодильного агента (обычно воды). Образующиеся при кипении пары отсасываются главным эжектором, а теплота парообразования отнимается от основной массы воды, за счет чего вода охлаждается.

Пар, выходящий из главного эжектора, поступает в конденсатор, который может быть поверхностного или смешивающего типа. Проникающий в систему воздух отсасывается обычным двухступенчатым вспомогательным эжектором.

Работа пароэжекторной холодильной установки определяется холодопроизводительностью Q_0, непосредственно связанной с расходом инжектируемого пара $G_н$:

$$Q_0 = G_н(i_н - t_0) = G_н r \ ккал/ч,$$

где $i_н$, r — энтальпия насыщенного пара и теплота парообразования, *ккал/кг*, при температуре испарения.

Температура испарения t_0 определяет давление инжектируемого пара $p_н$. Давление конденсации пара в конденсаторе p_c определяется температурой охлаждающей воды и конструктивными особенностями конденсатора.

Описанное ниже экспериментальное исследование было проведено на пароэжекторной холодильной машине типа 5Э завода «Компрессор», предназначенной для работы в установках кондиционирования воздуха и на промышленных предприятиях, где требуется охладить большое количество воды для технологических нужд [Л. 35, 70 и 71].

На рис. 3-33 представлена схема машины 5Э, отражающая и ее внешний вид.

Теплая рабочая вода через коллектор *1*, стояки *2* и колена *3* подсасывается в три секции испарителя *4*. В секциях поток воды специальными сливными трубами разделяется на большое количество отдельных струй диаметром 4—5 *мм* и дождем сливается на дно испарителя. Благодаря большой поверхности дождя происходит быстрое испарение части воды. Охлажденная вода через стояки *5* и коллектор *6* забирается центробежным насосом и подается к потребителям холода.

Испарение воды в секциях происходит при вакууме, который поддер-

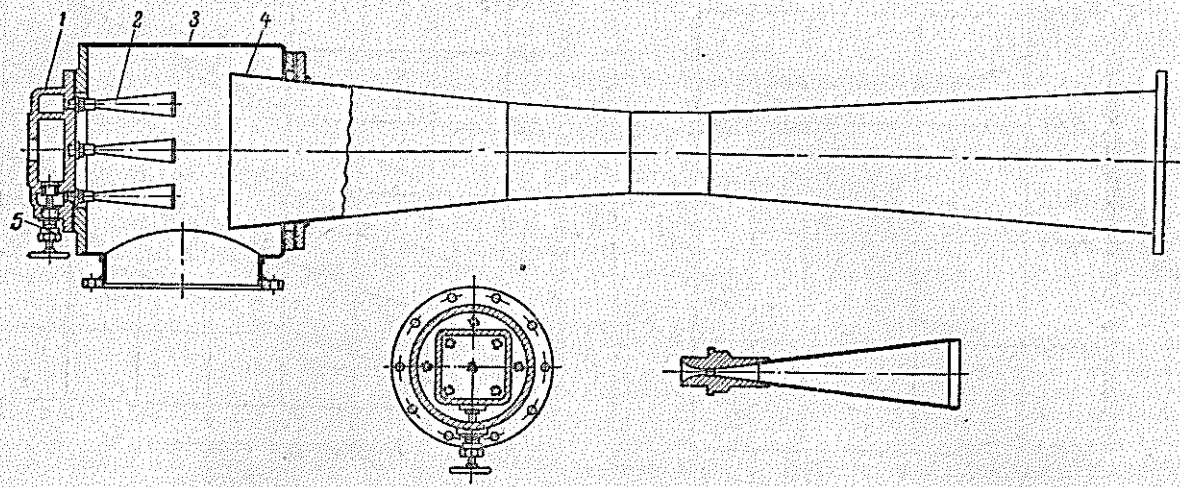


Рис. 3-34. Главный эжектор.

1 — паровая коробка; *2* — сопло; *3* — приемная камера; *4* — конфузор; *5* — клапан для включения наружного венца сопел.

живается главными эжекторами *7*, непрерывно отсасывающими образующийся при испарении холодный пар. Главный эжектор, выполняющий функции компрессора обычной холодильной установки, показан на рис. 3-34.

Конденсация пара происходит в конденсаторе *8* поверхностного типа при давлении около 0,04—0,05 *ата*. Воздухоотсасывающее устройство включает два вспомогательных пароструйных эжектора: первой ступени *9* и второй ступени *10*. Рабочий пар вспомогательных эжекторов конденсируется в конденсаторах первой ступени *11* и второй ступени *12*.

Конденсат, образующийся в главном конденсаторе и перетекающий в него из конденсатора первой ступени по U-образной трубке *14* и через клапан *15*, отсасывается конденсатным инжектором *16*. Из конденсатора второй ступени конденсат, находящийся под атмосферным давлением, сливается самотеком.

Машина допускает возможность регулирования холодопроизводительности простым отключением рабочего пара, поступающего к главным эжекторам.

Испаритель разделен перегородками на три секции. Выключение из работы одной из двух секций, т. е. уменьшение производительности, осуществляется закрытием парового клапана перед соответствующим главным эжектором, что не влияет на работу секций, оставшихся включенными. Такая простая схема регулирования холодопроизводительности машины возможна благодаря наличию водяных затворов, образующихся в стояках и коленах испарителя.

Повышение температуры охлаждающей воды вызывает увеличение давления конденсации и степени сжатия главного эжектора и, следовательно, требует увеличения расхода рабочего пара на эжектор. Паровая коробка главного эжектора имеет две разобщенные клапаном полости (рис. 3-34).

Внутренняя полость коробки питает рабочим паром пять центральных сопел, ввернутых в сопловую доску. При высоких температурах охлаждающей воды открывается клапан и пар поступает из внутренней полости в наружную, питающую еще четыре периферийных сопла.

Расчетная холодопроизводительность установки 300 000 *ккал/ч* при температуре испарения $t_0 = +4°$ С. Расход рабочего пара давлением 7 *ата* на главные и вспомогательные эжекторы 1 800 *кг/ч* при температуре воды, охлаждающей конденсатор, до 24° С и 2 700 *кг/ч* (при включении дополнительного венца сопел) при температуре охлаждающей воды до 28° С.

Расход воды, циркулирующей через испаритель, 75 $м^3/ч$; расход охлаждающей воды на конденсатор 300 $м^3/ч$.

б) Испытания пароэжекторной холодильной машины

Эжекторы холодильной установки, так же как и рассмотренные выше эжекторы паротурбинных конденсаци-

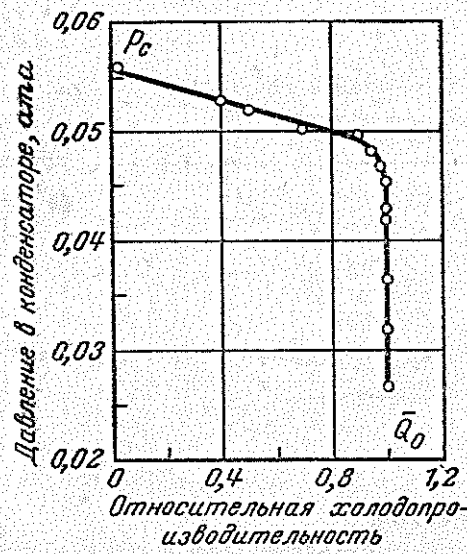


Рис. 3-35. Зависимость холодопроизводительности от давления в конденсаторе.

онных установок, работают в нормальных условиях на предельном режиме. Поэтому повышение давления в конденсаторе до определенного предела не влияет на расход инжектируемого пара, т. е. на холодопроизводительность установки (рис. 3-35).

Снижение холодопроизводительности наступает при переходе эжектора на допредельный режим, когда давление в конденсаторе превосходит величину предельного противодавления главного эжектора.

Включение дополнительного венца сопел приводит к увеличению суммарного критического сечения всех сопел, соответствующему уменьшению отношения $f_э/f_{px}$ и увеличению предельного противодавления. Благодаря этому эжектор может работать при более

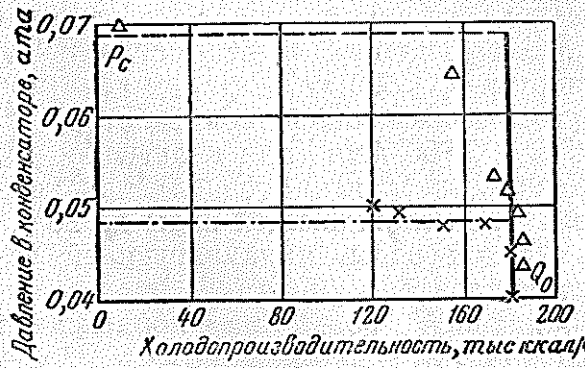


Рис. 3-36. Зависимость холодопроизводительности машины 5Э от давления в конденсаторе при работе одного и двух венцов рабочих сопел.

× — один венец сопел ($f_э/f_{px} = 197$); штрихпунктирная линия — расчетная величина предельного противодавления $(p_c)_{пр}$; △ — два венца сопел ($f_э/f_{px} = 121$); пунктирная линия — расчетная величина предельного противодавления (p_c)

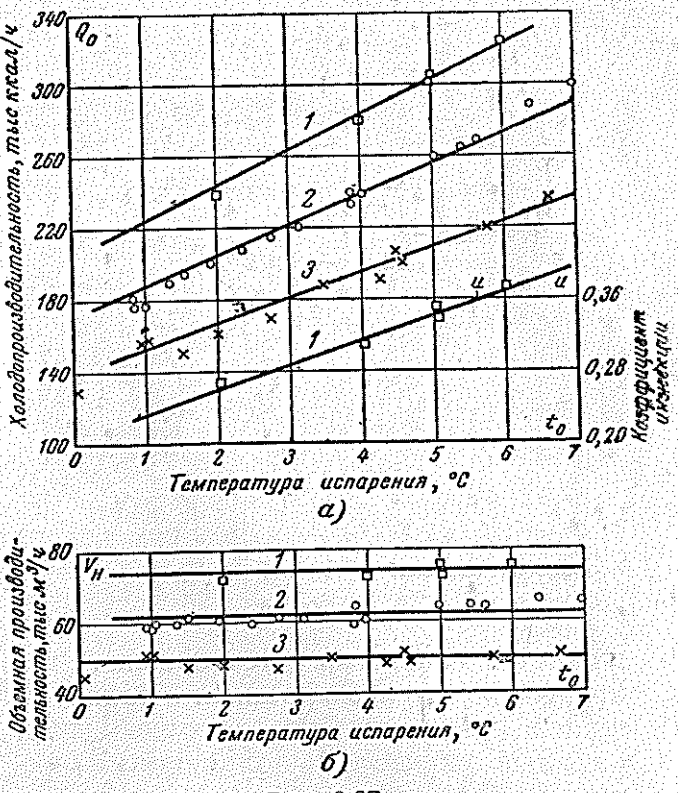


Рис. 3-37.

а — зависимость холодопроизводительности Q_0 и коэффициента инжекции $и$ от температуры испарения t_0; *б* — зависимость объемной производительности главных эжекторов $V_н$ от температуры испарения t_0. $p_р = 7 - 8$ *ата*.

высоком давлении в конденсаторе при повышенной температуре охлаждающей воды.

Для главного эжектора машины 5Э включение дополнительного венца сопел уменьшает основной геометрический параметр $f_э/f_{px}$ со 197 до 121. Расчетная величина предельного противодавления увеличивается при этом примерно на 0,02 *ата* (с 0,047 до 0,068 *ата*), что хорошо увязывается с приведенными на рис. 3-36 результатами испытаний.

Следует отметить, что включение дополнительного венца сопел приводит к увеличению расхода рабочего пара на главные эжекторы почти на 60%, в результате чего увеличивается паровая нагрузка конденсатора. При неизменной температуре охлаждающей воды давление в конденсаторе повышается примерно на 0,01 *ата*.

Зависимость холодопроизводительности (коэффициента инжекции) установки от температуры испарения (давления всасывания) определяется постоянством объемной производительности главных эжекторов (рис. 3-37).

Таблица 3-10

Рабочие параметры эжекторов холодильной установки

Тип эжектора	Давление пара, *ата*			Степень расширения	Степень сжатия	Отношение сечений f_3/f_{px}
	рабочего	инжектируемого	сжатого			
Главный эжектор	7,0	0,00829 (при +4° С)	0,04	845	4,85	197
Вспомогательный эжектор первой ступени	7,0	0,04	0,13	175	3,1	—
Вспомогательный эжектор второй ступени	7,0	0,13	1,0	54	7,7	6,5

Характеристики *1—3* на рис. 3-37 получены при различных значениях влажности рабочего пара: *1* — при влажности рабочего пара 5%, *2* — при влажности перед эжекторами *а* и *б* (рис. 3-33) 10% и перед эжектором *в*, присоединенным к тупиковому участку паропровода, 16%, *3*—при влажности перед эжекторами *а* и *б* 12% и перед эжектором *в* 30%.

В данном случае получилось, что увеличение влажности рабочего пара на 1% приводит к снижению холодопроизводительности установки также на 1%.

При работе главных эжекторов на предельном режиме объемный коэффициент инжекции не зависит от давления рабочего пара, так как при критическом истечении весовой расход рабочего пара прямо пропорционален $p_р$, а объемный расход рабочего пара при изменении $p_р$ сохраняется практически неизменным.

Поэтому при работе на предельном режиме снижение давления рабочего пара перед главными эжекторами при постоянном давлении в испарителе не приводит к изменению холодопроизводительности установки (рис. 3-38).

При снижении давления рабочего пара перед главными эжекторами несколько снижается противодавление за счет уменьшения паровой нагрузки конденсатора и одновременно сильно снижается величина предельного противодавления. Когда предельное противодавление в результате снижения давления рабочего пара делается меньшим, чем давление в конденсаторе, эжектор переходит на допредельный режим и его холодопроизводительность резко уменьшается (рис. 3-38). Повышенная влажность рабочего пара перед эжекторами заметно снижает величину предельного противодавления. В опытах, показанных на рис. 3-38, влажность рабочего пара перед эжектором *в* была больше, чем перед эжекторами *а* и *б*.

Приведенные на рис. 3-38 опытные данные относятся к работе каждого эжектора в отдельности. При работе всех трех эжекторов давление в конденсаторе выше. Минимальное давление, при котором могут устойчиво работать главные и вспомогательные эжекторы машины 5Э, по данным завода «Компрессор» равно 5—6 *ата* [Л. 35 и 71].

Примерные условия работы главных и вспомогательных эжекторов приведены в табл. 3-10.

Как видно из этой таблицы, наиболее тяжелые условия работы имеют место для второй ступени вспомогательного эжектора. Она работает на режиме, близком к предельному. Поэтому даже небольшое ухудшение ус-

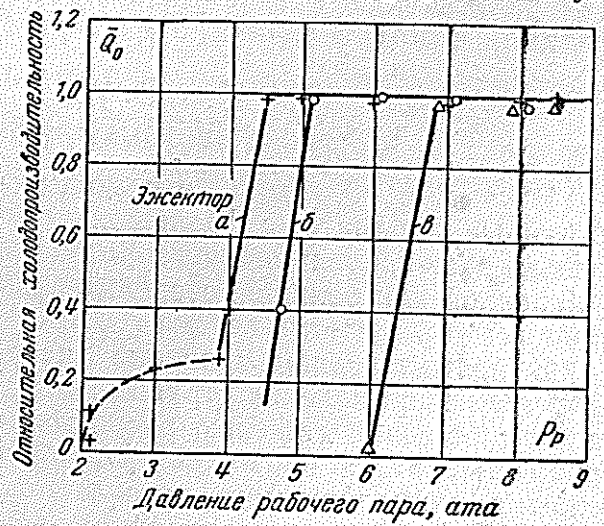


Рис. 3-38. Зависимость холодопроизводительности установки от давления рабочего пара перед главными эжекторами.

Температура испарения $t_0 = +4°$ С (в работе находился только тот главный эжектор, перед которым снижалось давление рабочего пара).

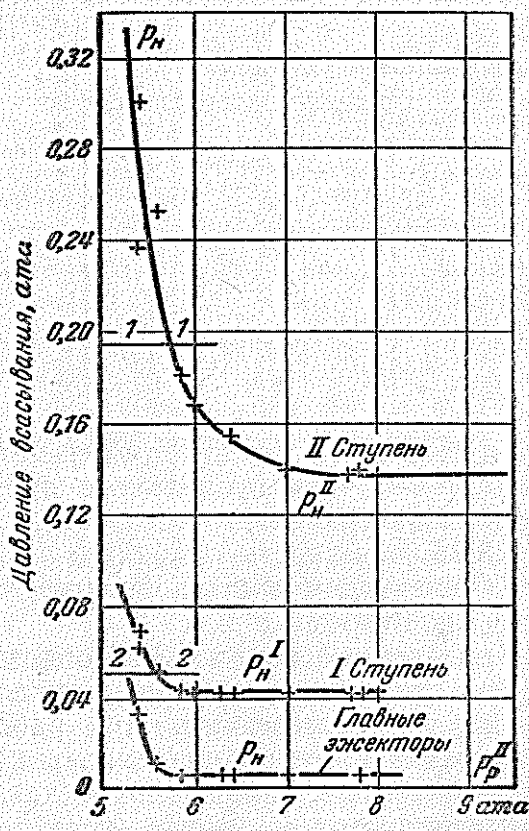


Рис. 3-39. Работа холодильной установки при снижении давления рабочего пара перед вспомогательным эжектором второй ступени $p_р^{II}$.

Перед остальными эжекторами $p_р = 7$ *ата* = const; *1-1* — предельное противодавление первой ступени вспомогательного эжектора; *2-2* — предельное противодавление главных эжекторов.

ловий ее работы сразу же приводит к повышению давления всасывания второй ступени (рис. 3-39).

Как было установлено выше, при анализе условий работы эжектора конденсационной установки для устойчивой работы последней ступени необходимо, чтобы величина предельного противодавления этой ступени была больше 1 *ата* при всех расходах инжектируемой среды.

Это условие выполняется при значении $p_р^{II} > f_з/f_{рх}$. Для второй ступени значение $f_з/f_{рх} \approx 6{,}5$. Как видно из рис. 3-39, снижение давления рабочего пара перед второй ступенью $p_р^{II}$ с 8 до 7 *ата* не влияет на величину давления всасывания $p_н^{II}$; когда же величина $p_р$ становится меньше 6,5 *ата*, эжектор переходит на допредельный режим и давление всасывания $p_н^{II}$ резко возрастает.

Расчетное предельное противодавление первой ступени вспомогательного эжектора при давлении рабочего пара 5,75 *ата* составляет 0,18—0,2 *ата* (линия *1-1*). Поэтому повышение давления всасывания второй ступени не отражается на работе первой ступени до тех пор, пока ее характеристика лежит ниже линии *1-1*.

Предельное противодавление главных эжекторов составляет примерно 0,05 *ата* (линия *2-2*). Как видно из рис. 3-39, давление в конденсаторе не отражается на давлении в испарителе до тех пор, пока давление всасывания первой ступени вспомогательного эжектора лежит ниже линии *2-2*.

Снижение давления рабочего пара перед первой ступенью вспомогательного эжектора до 2 *ата* не приводило еще к повышению давления в конденсаторе выше 0,05 *ата* и срыву работы главных эжекторов.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ГАЗОСТРУЙНЫЕ ИНЖЕКТОРЫ

В гл. 2 и 3 были рассмотрены струйные аппараты с большой степенью расширения рабочего потока и умеренной или большой степенью сжатия инжектируемого потока.

В промышленной практике находят также применение струйные аппараты с большой степенью расширения рабочего потока и малой степенью сжатия инжектируемого потока.

Сюда относятся всевозможные воздушные и газовые инжекторы, в которых степень сжатия инжектируемого потока не превосходит обычно 1,1—1,2.

Для расчета и построения характеристик таких аппаратов принципиально применимы все расчетные уравнения, полученные для струйных компрессоров, однако при указанной выше незначительной степени сжатия практическое использование этих уравнений связано с рядом трудностей. Так, например, в знаменателе формулы (2-17) для определения коэфициента инжекции получается разность двух очень близких величин. Небольшая неточность, допущенная при определении этих величин, может привести к значительной ошибке при опре-

делении величины расчетного коэффициента инжекции, влекущей за собой ошибки и в определении всех основных размеров аппарата.

Расчетные уравнения значительно упрощаются, если рассматривать рабочую среду, степень расширения которой в сопле достаточно велика, как сжимаемую, а инжектируемую и смешанные среды, степень сжатия которых мала, — как несжимаемые. Произведенное исследование показывает, что при малых степенях сжатия

$$0<\frac{p_c}{p_н}<1{,}2,$$

где p_c — давление сжатого потока после аппарата;

$p_н$ — давление инжектируемого потока перед аппаратом; погрешность, вызываемая таким допущением, незначительна.

4-1. ВЫВОД РАСЧЕТНЫХ УРАВНЕНИЙ

Уравнения для расчета указанного типа струйных инжекторов могут быть получены из основных уравнений для расчета струйных компрессоров, если в последние ввести условие несжимаемости инжектируемого и смешанного потоков, т. е. если принять для инжектируемого и смешанного потоков показатели адиабаты $k_н=k_c=\infty$*.

где

$$\Delta p_к=p_н-p_2;\quad K_1=\varphi_1\varphi_2\varphi_3;$$
$$\Delta p_c=p_c-p_н;\quad K_2=\varphi_2\varphi_3\varphi_4,$$

где p_2 — давление во входном сечении цилиндрической камеры смешения.

Как показывают экспериментальные исследования, при хорошем выполнении и тщательной сборке инжекторов можно при их расчете принимать те же значения коэффициентов скорости, что и для компрессоров, а именно:

$$\varphi_1=0{,}95;\ \varphi_2=0{,}975;\ \varphi_3=0{,}9\ и\ \varphi_4=0{,}925.$$

При этом $K_1=0{,}834$ и $K_2=0{,}812$.

Если скорость рабочего потока выразить через давления, то уравнение (4-1а) приводится к виду

$$u=\frac{K_1\sqrt{\frac{k_р}{k_р-1}p_р v_р}\sqrt{1-\left(\frac{p_2}{p_р}\right)^{\frac{k_р-1}{k_р}}}-K_3\sqrt{v_c(\Delta p_c+\Delta p_к)}}{K_3\sqrt{v_c(\Delta p_c+\Delta p_к)}-K_2\sqrt{v_н\Delta p_к}},\qquad (4\text{-}1б)$$

где $v_р$, v_c, $v_н$ — удельные объемы рабочего, инжектируемого и смешанного потоков при соответствующих давлениях $p_р$, p_c и $p_н$.

В том случае, когда задан коэффициент инжекции и требуется определить максимальный перепад давлений, который может развивать инжектор, уравнение (4-1) удобно использовать в следующей модификации:

$$\Delta p_c=\frac{[K_1 a_{рх}\lambda_{р2}+uK_2\sqrt{2gv_н\Delta p_к}]^2}{2gv_c K_3^2(1+u)^2}-\Delta p_к,\qquad (4\text{-}2а)$$

или

$$\Delta p_c=\frac{\left[K_1\sqrt{\frac{k_р}{k_р-1}p_р v_р}\sqrt{1-\left(\frac{p_2}{p_р}\right)^{\frac{k_р-1}{k_р}}}+uK_2\sqrt{v_н\Delta p_к}\right]^2}{K_3^2 v_c(1+u)^2}-\Delta p_к.\qquad (4\text{-}2б)$$

Если в уравнение (2-17) ввести $k_н=k_c=\infty$, то получится следующее уравнение для расчета максимального коэффициента инжекции таких аппаратов:

$$u=\frac{K_1 a_{рх}\lambda_{р2}-K_3\sqrt{2gv_c(\Delta p_c+\Delta p_к)}}{K_3\sqrt{2gv_c(\Delta p_c+\Delta p_к)}-K_2\sqrt{2gv_н\Delta p_к}},\qquad (4\text{-}1а)$$

* Определение показателя адиабаты несжимаемой среды см. уравнения (5-1) и (5-2).

При $k=\infty$ уравнение (2-23) для расчета коэффициента $K_з$ принимает следующий вид:

$$K_з=\sqrt{\mu}\left[1+\frac{\varphi_3^2(1-\mu)}{2\mu}\right], \qquad (4\text{-}3)$$

где оптимальное значение μ

$$\mu_{опт}=\frac{\varphi_3^2}{2-\varphi_3^2}. \qquad (4\text{-}4)$$

При приведенном выше значении коэффициента скорости диффузора

$$\varphi_з=0{,}9$$

$$\mu_{опт}=0{,}67$$

и

$$K_з=0{,}98.$$

Так же как и при расчете компрессоров, оптимальное значение p_2 может находиться методом вариантов. Для этого задаются рядом значений p_2 и для каждого из них находят величину коэффициента инжекции по формуле (4-1).

Оптимальное значение p_2 соответствует максимальному u.

Для определения оптимального значения $\Delta p_к$ можно также вывести уравнение.

Дело в том, что при $u=\text{const}$ оптимальное значение $\Delta p_к$ соответствует максимуму функции $\Delta p_с = f(\Delta p_к)$.

Из условия $\frac{d(\Delta p_с)}{d(\Delta p_к)}=0$ находим

$$(\Delta p_к)_{опт}=\frac{K_1^2K_2^2u^2a_{рх}^2\lambda_{р2}^2v_н}{2g\left[K_3^2(1+u)^2v_с-K_2^2u^2v_н\right]^2}. \qquad (4\text{-}5а)$$

Формула (4-5а) может быть также представлена в следующей модификации:

$$(\Delta p_к)_{опт}=\frac{K_1^2K_2^2\frac{k_р}{k_р-1}u^2p_р\left[1-\left(\frac{p_2}{p_р}\right)^{\frac{k_р-1}{k_р}}\right]v_рv_н}{2g\left[K_3^2(1+u)^2v_с-K_2^2u^2v_н\right]^2}. \qquad (4\text{-}5б)$$

Так как p_2, а следовательно, и $\lambda_{р2}$ заранее неизвестны, то решение задачи по уравнению (4-5) проводится методом постепенного приближения.

Задаются предварительно величиной p_2 или $\Pi_{р2}=\frac{p_н-\Delta p_к}{p_р}$, определяют по газодинамическим таблицам величину $\lambda_{р2}$, подсчитывают $(\Delta p_к)_{опт}$, а затем уточняют величину $\Pi_{р2}$ и $\lambda_{р2}$ по найденному значению $\Delta p_к$.

На рис. 4-1 приведена зависимость $\frac{\Delta p_с}{p_н}=f(u)$ для воздушных инжекторов ($k_р=1{,}4$), построенная по изложенной методике в предположении, что температуры рабочей и инжектируемой сред равны, т. е. $T_р=T_н=T_с$.

Если температуры рабочего и инжектируемого газовых потоков не равны, то, как было показано [см. уравнение (2-33)], при одинаковых теплоемкостях рабочей и инжектируемой сред максимальный коэффициент инжекции изменяется пропорционально отношению $\sqrt{\frac{T_р}{T_н}}$.

Рис. 4-1 можно также пользоваться для расчета максимального коэффициента инжекции и в том случае, когда рабочей средой является перегретый водяной пар ($k=1{,}3$).

Найденные в этом случае по рис. 4-1 значения максимального коэффициента инжекции u при малых $p_р/\rho_н$ практически совпадают с расчетными, а при больших $p_р/\rho_н$ несколько ниже расчетных, т. е. при использовании рис. 4-1 получается некоторый запас в расчете.

Так же как и расчет струйных компрессоров, расчет газоструйных инжекторов проводится в два этапа: предварительный и окончательный.

Предварительный этап заключается в определении максимального коэффициента инжекции и предварительном определении основных параметров инжектора $f_з/f_{рх}$ и $f_{р1}/f_{рх}$.

Окончательный этап заключается в построении характеристики аппарата, уточнении параметров $f_з/f_{рх}$ и $f_{р1}/f_{рх}$ и определении всех основных геометрических размеров аппарата.

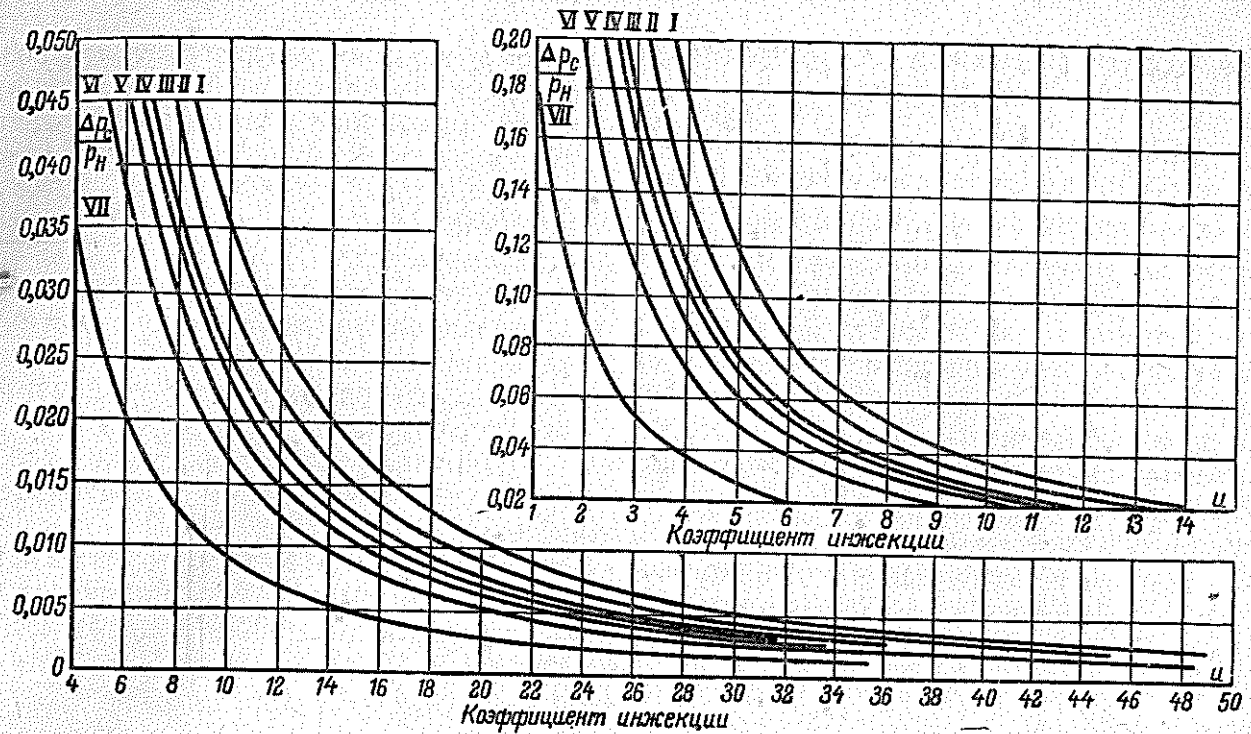


Рис. 4-1. Зависимость $\Delta p_c/p_н = f(u)$ для воздушных инжекторов

№ кривых	I	II	III	IV	V	VI	VII
$p_р/p_н$	50	20	10	8	6	4	2

Пример 4-1. Заданы давления и температуры рабочего и инжектируемого воздуха перед инжектором: $p_р = 10$ *ата*; $T_р = 400°$ К; $p_н = 1$ *ата*; $T_н = 300°$ К. Коэффициент инжекции $u = 4$.

Требуется определить, какое максимальное давление p_c может создать инжектор.

Решение. Удельный объем воздуха перед инжектором при $p_н = 1$ *ата* $= 10\,000$ *кГ/м²* составляет:

$$v_н = \frac{RT_н}{p_н} = \frac{29{,}3 \cdot 300}{10\,000} = 0{,}88 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Температура сжатого воздуха

$$T_c = \frac{T_р + uT_н}{1+u} = \frac{400 + 4 \cdot 300}{1+4} = 320° \text{ С}.$$

Удельный объем смешанного воздуха после инжектора принимаем предварительно равным $v_н$.

$$a_{рх} = \sqrt{2g \frac{k_р}{k_р + 1} RT_р} =$$

$$= \sqrt{19{,}6 \frac{1{,}4}{2{,}4} 29{,}3 \cdot 400} = 366 \text{ м/сек}.$$

Определяем по формуле (4-5) значение $(\Delta p_к)_{опт}$.

Для предварительного определения $\lambda_{р2}$ принимаем $\Delta p_к = 0$; тогда $П_{р2} = \frac{p_н}{p_р} = 0{,}1$ и $\lambda_{р2} = 1{,}701$.

$$(\Delta p_к)_{опт} =$$

$$= \frac{0{,}834^2 \cdot 0{,}812^2 \cdot 4^2 \cdot 366^2 \cdot 1{,}7^2 \cdot 0{,}88}{19{,}6\,[0{,}98^2 \cdot 5^2 \cdot 0{,}88 - 0{,}812^2 \cdot 4^2 \cdot 0{,}88]^2} =$$

$$= 835 \text{ кГ/м}^2.$$

Определяем максимальный перепад давлений Δp_c по уравнению (4-2):

$$\Delta p_c =$$

$$= \frac{[0{,}834 \cdot 366 \cdot 1{,}7 + 4 \cdot 0{,}812\sqrt{19{,}6 \cdot 0{,}88 \cdot 835}]^2}{19{,}6 \cdot 0{,}98^2 \cdot 5^2 \cdot 0{,}88} -$$

$$- 835 = 1\,150 \text{ кГ/м}^2.$$

Давление на выходе из инжектора

$$p_c = p_н + \Delta p_c = 10\,000 + 1\,150 =$$

$$= 11\,150 \text{ кГ/м}^2.$$

Уточняем функцию

$$П'_{р2} = \frac{p_н - \Delta p_к}{p_р} = 0{,}0929; \quad \lambda'_{р2} = 1{,}72.$$

Уточняем значение

$$v_c = v_н \frac{T_c}{T_н} \cdot \frac{p_н}{p_c} = 0{,}88 \frac{320}{300} \cdot \frac{1}{1{,}115} =$$

$$= 0{,}84 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Уточняем значение Δp_c

$$\Delta p'_c = 1\,255 \text{ кГ/м}^2.$$

Давление на выходе из инжектора

$$p'_c = p_н + \Delta p'_c = 10\,000 + 1\,255 =$$

$$= 11\,255 \text{ кГ/м}^2.$$

4-2. РАСЧЕТ РАЗМЕРОВ ГАЗОСТРУЙНОГО ИНЖЕКТОРА

Основные размеры рабочего сопла, а именно критическое сечение $f_{рx}$ и выходное сечение $f_{р1}$, определяются по тем же формулам (2-34) и (2-38), что и для струйных компрессоров.

Формулы для расчета входного и выходного сечений камеры смешения выводятся из уравнений (2-43) и (2-50) путем введения в них условия несжимаемости инжектируемого и сжатого потоков, т. е. принимая в этих уравнениях $k_с = k_н = \infty$.

При указанном выше условии уравнение для расчета выходного сечения камеры смешения принимает следующий вид:

$$\frac{f_з}{f_{рx}} = \frac{k_р}{k_р + 1}(1 + u)\frac{\varepsilon_{рx}}{a_{рx}} p_р \times \times \sqrt{\frac{2g v_с}{\mu(\Delta p_с + \Delta p_к)}}. \qquad (4\text{-}6а)$$

Другая модификация этого уравнения получается при выражении газодинамических функций через давления и удельные объемы:

$$\frac{f_з}{f_{рx}} = b(1 + u)\sqrt{\frac{p_р v_с}{\mu(\Delta p_с + \Delta p_к) v_р}}, \qquad (4\text{-}6б)$$

где

$$b = \sqrt{\frac{k_р}{2}\left(\frac{2}{k_р + 1}\right)^{\frac{k_р+1}{k_р-1}}}.$$

Значения b при $k_р = 1{,}4$; 1,3 и 1,13 составляют соответственно: 0,486; 0,472; 0,451.

Уравнение для расчета входного сечения камеры смешения приводится к следующему виду:

$$\frac{f_2}{f_{рx}} = \frac{1}{q_{р2}} + \frac{k_р}{k_р + 1}\cdot\frac{\varepsilon_{рx}}{a_{рx}} u p_р \times \times \sqrt{\frac{2g v_н}{\Delta p_к}}. \qquad (4\text{-}7а)$$

Другая модификация этого уравнения:

$$\frac{f_2}{f_{рx}} = \frac{1}{q_{р2}} + bu\sqrt{\frac{p_р v_н}{\Delta p_к v_р}}. \qquad (4\text{-}7б)$$

Так же как и при расчете струйных компрессоров, несовпадение размеров f_2 и $f_з$ свидетельствует о невозможности создания в цилиндрической камере смешения оптимальных условий и невозможности реализовать максимальный коэффициент инжекции, установленный при предварительном расчете.

Уточнение величины коэффициента инжекции аппарата, так же как и определение его окончательных размеров, проводится на основе уравнения характеристики.

Уравнение характеристики газоструйного инжектора приводится ниже.

Осевые размеры газоструйных инжекторов, а именно расстояние сопла от камеры смешения $l_с$ и длина камеры смешения $l_к$, определяются по тем же формулам (2-51)—(2-57), что и для струйных компрессоров.

Пример 4-2. Определить основные геометрические параметры газоструйного инжектора, рассчитанного в примере 4-1.

Напомним исходные условия.

Рабочие и инжектируемые среды — воздух.

$p_р = 10$ *ата*; $T_р = 400°$ К; $a_{рx} = 366$ *м/сек*;

$p_н = 1$ *ата*; $T_н = 300°$ К; $v_н = 0{,}88$ *м³/кг*;

$p_с = 1{,}1255$ *ата*; $T_с = 320°$ К; $v_с = 0{,}84$ *м³/кг*;

$u = 4$ $(\Delta p_к)_{опт} = 835$ *кг/м²*; $\Delta p_с = 1\,255$ *кГ/м²*.

Определяем отношение выходного сечения сопла к критическому сечению по формуле (2-38):

$$\frac{f_{р1}}{f_{рx}} = \frac{1}{q_{р1}} = \frac{1}{0{,}5176} = 1{,}93;$$

$$П_{р1} = p_н/p_р = 0{,}1; \quad q_{р1} = 0{,}5176.$$

Определяем отношение выходного сечения камеры смешения к критическому сечению рабочего сопла по формуле (4-6а):

$$\frac{f_з}{f_{рx}} = \frac{1{,}4}{2{,}4}\cdot 5\,\frac{0{,}634}{366} \times \times 100\,000\sqrt{\frac{19{,}6\cdot 0{,}84}{0{,}67(1\,255 + 835)}} = 55.$$

Определяем отношение входного сечения камеры смешения к критическому сечению сопла по формуле (4-7а):

$$\frac{f_2}{f_{рx}} = \frac{1}{0{,}4935} + \frac{1{,}4}{2{,}4}\cdot\frac{0{,}634}{366} \times \times 4\cdot 100\,000\sqrt{\frac{19{,}6\cdot 0{,}88}{835}} = 60;$$

$$\Pi_{p2}=\frac{p_н-\Delta p_к}{p_р}=\frac{9\,165}{100\,000}=0{,}09165;$$

$$q_{p2}=0{,}4935.$$

Так как $\frac{f_2}{f_{px}}\neq\frac{f_з}{f_{px}}$, то оптимальные условия не могут быть реализованы и действительное давление сжатия $p_с$ будет несколько ниже установленного предварительным расчетом.

4-3. ХАРАКТЕРИСТИКИ СТРУЙНОГО ИНЖЕКТОРА

Если в уравнение характеристики струйных компрессоров (2-62а) ввести условие несжимаемости инжектируемого и смешанного потоков, т. е. принять $k_н=k_с=\infty$, то из него выводится уравнение характеристики газоструйных инжекторов с большой степенью расширения и малой степенью сжатия.

Основные газодинамические функции, входящие в уравнение (2-62а), имеют в этом случае следующие значения:

$$\lambda_{н2}=q_{н2}=bu\frac{f_{px}}{f_{н2}}\sqrt{\frac{p_р v_н}{p_н v_р}};$$

$$\lambda_{сз}=q_{сз}=b(1+u)\frac{f_{px}}{f_з}\sqrt{\frac{p_р v_с}{p_с v_р}},$$

где

$$b=\sqrt{\frac{k_р}{2}\left(\frac{2}{k_р+1}\right)^{\frac{k_р+1}{k_р-1}}};$$

$$\Pi_{н2}=1-\lambda_{н2}^2;\ \Pi_{сз}=1-\lambda_{сз}^2.$$

С учетом указанных выражений уравнение характеристики газоструйных инжекторов приводится к следующему виду:

$$\frac{\Delta p_с}{p_н}=\left(\Pi_{p1}\frac{p_р}{p_н}-1\right)\frac{f_{p1}}{f_з}+$$

$$+\frac{K_1}{\varphi_з}r\frac{p_р}{p_н}\cdot\frac{f_{px}}{f_з}\lambda_{p1}+\left(\frac{K_2}{\varphi_з}-0{,}5\right)s\frac{p_р}{p_н}\times$$

$$\times\frac{v_н}{v_р}\cdot\frac{f_{px}^2}{f_з f_{н2}}u^2-\left(\frac{1}{\varphi_з}-0{,}5\right)s\times$$

$$\times\frac{p_р}{p_н}\cdot\frac{v_с}{v_р}\cdot\frac{f_{px}^2}{f_з^2}(1+u)^2, \qquad (4\text{-}8а)$$

где

$$s=k_р\Pi_{px}\varepsilon_{px}=k_р\left(\frac{2}{k_р+1}\right)^{\frac{k_р+1}{k_р-1}};$$

$$r=k_р\Pi_{px}=k_р\left(\frac{2}{k_р+1}\right)^{\frac{k_р}{k_р-1}}.$$

Значения s и r приведены в табл. 4-1.

Таблица 4-1

Значения коэффициентов s и r

Среда	$k_р$	s	r
Воздух	1,4	0,470	0,742
Перегретый водяной пар	1,3	0,446	0,712
Насыщенный водяной пар	1,13	0,407	0,656

Уравнение (4-8) удобно применять в следующих модификациях:

$$\frac{\Delta p_с}{p_н}=\frac{f_{px}}{f_з}\cdot\frac{p_р}{p_н}\left[\left(\Pi_{p1}-\frac{p_н}{p_р}\right)\frac{f_{p1}}{f_{px}}+\right.$$

$$+\frac{K_1}{\varphi_з}r\lambda_{p1}+\left(\frac{K_2}{\varphi_з}-0{,}5\right)s\times$$

$$\times\frac{v_н}{v_р}\cdot\frac{f_{px}}{f_{н2}}u^2-\left(\frac{1}{\varphi_з}-0{,}5\right)\times$$

$$\left.\times s\frac{v_с}{v_р}\cdot\frac{f_{px}}{f_з}(1+u)^2\right]; \qquad (4\text{-}8б)$$

$$\frac{\Delta p_с}{p_р}=\frac{f_{px}}{f_з}\left[\left(\Pi_{p1}-\frac{p_н}{p_р}\right)\frac{f_{p1}}{f_{px}}+\right.$$

$$+\frac{K_1}{\varphi_з}r\lambda_{p1}+\left(\frac{K_2}{\varphi_з}-0{,}5\right)s\times$$

$$\times\frac{v_н}{v_р}\cdot\frac{f_{px}}{f_{н2}}u^2-$$

$$\left.-\left(\frac{1}{\varphi_з}-0{,}5\right)s\frac{v_с}{v_р}\frac{f_{px}}{f_з}(1+u)^2\right]. \qquad (4\text{-}8в)$$

Так как при расчете характеристики по уравнению (4-8) удельный объем сжатой среды $v_с$ заранее неизвестен, то предварительно его принимают равным $v_н$, а затем уточняют по найденному значению $p_с$, исходя из зависимости $v_с=v_н\frac{T_с}{T_н}\cdot\frac{p_н}{p_с}$.

Экспериментальные исследования подтверждают, что уравнение (4-8) весьма точно описывает работу газо-

струйных инжекторов с большой степенью расширения и малой степенью сжатия.

При хорошем выполнении аппарата и тщательной его сборке можно принимать при расчете те же значения коэффициентов скорости, что и для струйных компрессоров, а именно: $\varphi_1 = 0{,}95$; $\varphi_2 = 0{,}975$; $\varphi_3 = 0{,}9$; $\varphi_4 = 0{,}925$, чему соответствует $K_1 = \varphi_1\varphi_2\varphi_3 = 0{,}834$ и $K_2 = \varphi_2\varphi_3\varphi_4 = 0{,}812$.

При коэффициенте инжекции инжектора $u = 0$ аппарат создает наибольший перепад давлений

$$\left(\frac{\Delta p_c}{p_н}\right)_{u=0} = \frac{f_{px}}{f_з}\cdot\frac{p_р}{p_н}\left[\left(\Pi_{p1} - \frac{p_н}{p_р}\right)\times\right.$$
$$\times\frac{f_{p1}}{f_{px}} + \frac{K_1}{\varphi_з} r\lambda_{p1} - \left(\frac{1}{\varphi_з} - 0{,}5\right) s \times$$
$$\left.\times\frac{v_c}{v_р}\cdot\frac{f_{px}}{f_з}\right]. \qquad (4\text{-}9)$$

Так же как и у струйных компрессоров, характеристика газоструйных инжекторов с малой степенью сжатия зависит от отношения сечений проточной части ($f_з/f_{px}$ и f_{p1}/f_{px}), а не от абсолютного размера этих сечений.

Уравнение (4-8) показывает, что при постоянных давлениях $p_р$ и $p_н$ перепад давлений Δp_c, развиваемый газоструйными инжекторами, при данном коэффициенте инжекции является функцией только отношения $f_{px}/f_з$. Следует иметь в виду, что

$$\frac{f_{p1}}{f_з} = \frac{f_{p1}}{f_{px}}\cdot\frac{f_{px}}{f_з}.$$

Отношение f_{p1}/f_{px} зависит только от отношения $p_н/p_р$ и при постоянных давлениях $p_р$ и $p_н$ также является величиной постоянной.

При заданных давлениях $p_н$ и $p_р$ и коэффициенте инжекции u оптимальное значение $f_{px}/f_з$ соответствует максимальному значению развиваемого аппаратом перепада давлений Δp_c.

Из условия $\dfrac{d(\Delta p_c)}{d\left(\dfrac{f_{px}}{f_з}\right)} = 0$ находится значение оптимального отношения сечений $f_з/f_{px}$. При проведении преобразований следует учесть, что при заданном значении $p_н/p_р$ газодинамические функции Π_{p1} и λ_{p1}, зависящие только от отношения сечений f'_{p1}/f_{px}, являются постоянными величинами.

После соответствующих преобразований получается следующее уравнение для расчета оптимального значения отношения $f_з/f_{px}$, которое обеспечивает получение максимального значения Δp_c при заданных значениях $p_р$ и $p_н$ и коэффициенте инжекции u:

$$\left[\frac{f_з}{f_{px}}\right]_{опт} = \frac{2s\left[\left(\dfrac{1}{\varphi_з} - 0{,}5\right)\dfrac{v_c}{v_р}(1+u)^2 - \left(\dfrac{K_2}{\varphi_з} - 0{,}5\right)\dfrac{v_н}{v_р} nu^2\right]}{\left(\Pi_{p1} - \dfrac{p_н}{p_р}\right)\dfrac{f_{p1}}{f_{px}} + \dfrac{K_1}{\varphi_з} r\lambda_{p1}}, \qquad (4\text{-}10а)$$

где

$$n = \frac{f_з}{f_{н2}} = \frac{\dfrac{f_з}{f_{px}}}{\dfrac{f_з}{f_{px}} - \dfrac{f_{p1}}{f_{px}}}.$$

В частном случае, когда отношение сечений f_{p1}/f_{px} точно соответствует расчетному отношению давлений $\dfrac{p_н}{p_р}$,

$$\Pi_{p1} - \frac{p_н}{p_р} = 0$$

и уравнение (4-10) принимает вид:

$$\left[\frac{f_з}{f_{px}}\right]_{опт} = \frac{2\varepsilon_{px}\left[\left(\dfrac{1}{\varphi_з} - 0{,}5\right)\dfrac{v_c}{v_р}(1+u)^2 - \left(\dfrac{K_2}{\varphi_з} - 0{,}5\right)\dfrac{v_н}{v_р} nu^2\right]}{\dfrac{K_1}{\varphi_з} r\lambda_{p1}}. \qquad (4\text{-}10б)$$

Так как при расчете по уравнению (4-10) величина n заранее неизвестна, то ею предварительно задаются или

принимают ее на основе результатов предварительного расчета, а затем уточняют по найденному значению $f_з/f_{px}$. То же относится к величине v_c, которой предварительно задаются, а потом уточняют.

Уравнение (4-10) показывает, что при постоянных значениях коэффициентов скорости оптимальное значение $f_з/f_{px}$ зависит от приведенной скорости рабочего потока в выходном сечении сопла λ_{p1} и расчетного коэффициента инжекции струйного аппарата u.

Оптимальное отношение $f_з/f_{px}$ растет при снижении приведенной скорости λ_{p1} или, что то же, со снижением расчетной степени расширения рабочего потока $p_р/p_н$, а также при увеличении расчетного коэффициента инжекции u.

Минимальное значение $f_з/f_{px}$ соответствует $u=0$. При $u=0$

$$\left(\frac{f_з}{f_{px}}\right)_{мин} = \frac{2s\left(\frac{1}{\varphi_з}-0{,}5\right)\frac{v_c}{v_р}}{\left(\Pi_{p1}-\frac{p_н}{p_р}\right)\frac{f_{p1}}{f_{px}}+\frac{K_1}{\varphi_з}r\lambda_{p1}}. \quad (4\text{-}11)$$

Формулой (4-10) пользуются в том случае, когда задана величина коэффициента инжекции u и требуется определить отношение $f_з/f_{px}$, при котором инжектор развивает максимальный перепад давлений Δp_c. Если задано значение Δp_c и требуется определить отношение $f_з/f_{px}$, при котором инжектор развивает максимальный коэффициент инжекции, задача решается из условия получения максимума функции $u=f(f_з/f_{px})$:

$$\frac{du}{d\left(\frac{f_з}{f_{px}}\right)}=0.$$

В этом случае уравнение для определения оптимального значения $f_з/f_{px}$ принимает вид:

$$\left(\frac{f_з}{f_{px}}\right)_{опт} = \frac{0{,}5\left[\left(\Pi_{p1}-\frac{p_н}{p_р}\right)\frac{f_{p1}}{f_{px}}+\frac{K_1}{\varphi_з}r\lambda_{p1}\right]}{\frac{\Delta p_c}{\Delta p_р}}. \quad (4\text{-}12а)$$

В частном случае, при $\Pi_{p1}=\frac{p_н}{p_р}$, что имеет место в том случае, когда отношение сечений f_{p1}/f_{px} выбрано точно по заданному отношению давлений $p_н/p_р$,

$$\left(\frac{f_з}{f_{px}}\right)_{опт}=\frac{0{,}5\varphi_1\varphi_2 r\lambda_{p1}}{\frac{\Delta p_c}{p_р}}. \quad (4\text{-}12б)$$

Пример 4-3. Определить действительное давление сжатия, рассчитать все основные размеры и построить характеристику газоструйного инжектора, предварительный расчет которого приведен в примерах 4-1 и 4-2.

Напомним исходные данные и результаты предварительного расчета.

Рабочая и инжектируемая среды—воздух.

$p_р=10$ *ama*; $T_р=400°$ К; $a_{px}=366$ *м/сек*:

$$v_р=\frac{RT_р}{p_р}=\frac{29{,}3\cdot 400}{100\,000}=0{,}1175 \ м^3/кг;$$

$p_н=1$ *ama*; $T_н=300°$ К; $v_н=0{,}88$ $м^3/кг$;

$p_c=1{,}1255$ *ama*; $T_c=320°$ К; $v_c=0{,}84$ $м^3/кг$; $u=4$; $\Delta p_c=1\,255$ $кГ/м^2$;

$f_{p1}/f_{px}=1{,}93$; $f_з/f_{px}=55$.

Расчетная производительность инжектора $V_c=50\,000$ $м^3/ч$.

$$G_c=\frac{V_c}{v_c z}=\frac{50\,000}{0{,}84\cdot 3\,600}=16{,}5 \ кг/сек;$$

$$G_р=\frac{G_c}{1+u}=\frac{16{,}5}{1+4}=3{,}3 \ кг/сек;$$

$$G_н=uC_р=4\cdot 3{,}3=13{,}2 \ кг/сек.$$

Определяем оптимальное значение $f_з/f_{px}$ по формуле (4-10б). Так как величина $n=f_з/f_{н2}$ заранее неизвестна, то принимаем ее по данным предварительного расчета:

$$n=\frac{f_з}{f_{н2}}=\frac{f_з}{f_з-f_{p1}}=\frac{\frac{f_з}{f_{px}}}{\frac{f_з}{f_{px}}-\frac{f_{p1}}{f_{px}}}=\frac{55}{55-1{,}93}=1{,}035;$$

$\Pi_{p1}=0{,}1$; $\lambda_{p1}=1{,}7$;

$$\frac{f_з}{f_{рx}} = \frac{2 \cdot 0{,}634\left[\left(\frac{1}{0{,}9} - 0{,}5\right)\frac{0{,}84}{0{,}1175}(1+4)^2 - \left(\frac{0{,}812}{0{,}9} - 0{,}5\right)\frac{0{,}88}{0{,}1175} \cdot 1{,}035 \cdot 4^2\right]}{\frac{0{,}834}{0{,}9} \cdot 0{,}742 \cdot 1{,}7} = 48.$$

По формуле (4-86) строим характеристику выбранного инжектора.

При построении принимаем

$$K_1 = 0{,}834; \quad K_2 = 0{,}812; \quad \varphi_з = 0{,}9;$$

$$\frac{f_{рx}}{f_з} = \frac{1}{48} = 0{,}0208;$$

$$\frac{f_{рx}}{f_{р1}} = \frac{1}{1{,}93} = 0{,}52 = q_{р1};$$

$$П_{р1} = 0{,}1; \quad \lambda_{р1} = 1{,}7; \quad s = 0{,}47; \quad r = 0{,}742.$$

Расчеты приведены в табл. 4-2.

Сечение камеры смешения

$$f_з = 48\, f_{р\,x} = 48 \cdot 1\,440 = 69\,100 \text{ мм}^2;$$

$$d_з = 1{,}13\sqrt{f_з} = 296 \text{ мм}.$$

Длина свободной струи по формуле (2-52)

$$l_{с1} = \frac{0{,}37 + 4}{4{,}4 \cdot 0{,}08} 59{,}5 = 740 \text{ мм}.$$

Диаметр свободной струи на расстоянии 740 мм от выходного сечения сопла по формуле (2-53)

$$d_4 = 1{,}55 \cdot 5 \cdot 59{,}5 = 460 \text{ мм}.$$

Таблица 4-2

Значения $\frac{\Delta p_с}{p_н}$

Отношение сечений $f_з/f_{рx}$	Коэффициент инжекции						
	0	1	2	3	4	5	6
50	0,224	0,206	0,184	0,156	0,121	0,076	0,02
48	0,233	0,214	0,190	0,162	0,122	0,070	0
45	0,248	0,226	0,199	0,165	0,120	0,055	—0,024

Для того чтобы показать влияние $f_з/f_{р.x}$ на характеристику, в этой же таблице приведены характеристики инжекторов при отношениях $f_з/f_{р\,x} = 50$ и 45.

При коэффициенте инжекции $u = 4$ наибольший перепад давлений создает инжектор, имеющий параметр $f_з/f_{р\,x} = 48$. Этот перепад давлений $\Delta p_с = 0{,}122\ p_н = 1\,220\ кГ/м^2$. При $f_з/f_{р\,x} = 50$ и 45 перепад давлений $\Delta p_с$, создаваемый инжектором, несколько ниже, чем при $f_з/f_{р\,x} = 48$.

Характеристика инжектора зависит от отношения $f_з/f_{р\,x}$. При уменьшении $f_з/f_{р\,x}$ растет перепад давлений $\Delta p_с$, создаваемый инжектором при малых коэффициентах инжекции.

Переходим к расчету размеров инжектора.

Критическое сечение рабочего сопла определяется по формуле (2-34б):

$$f_{р\,x} = \frac{3{,}3 \cdot 336}{1{,}4 \cdot 9{,}8 \cdot 0{,}528 \cdot 100\,000} =$$

$$= 0{,}00144 \text{ м}^2 = 1\,440 \text{ мм}^2;$$

$$d_{р\,x} = 1{,}13\sqrt{1\,440} = 42{,}8 \text{ мм}.$$

Выходное сечение сопла

$$f_{р1} = 1{,}93\, f_{р\,x} = 1{,}93 \cdot 1\,440 = 2\,780 \text{ мм}^2;$$

$$d_1 = 1{,}13\sqrt{f_{р1}} = 59{,}5 \text{ мм}.$$

Так как $d_4 > d_з$, то входной участок камеры смешения выполняется в виде конического перехода, на котором диаметр меняется от 460 до 296 мм.

При угле раствора 90° длина входного участка камеры смешения $l_{с2} = 164$ мм. Расстояние от выходного сечения рабочего сопла до входного сечения цилиндрической камеры смешения $l_с = l_{с1} + l_{с2} = 740 + 164 = 904$ мм.

Длина цилиндрической камеры смешения определяется по формуле (2-56):

$$l_к = \frac{2{,}96}{2 \cdot 0{,}05}\left\{1 - 0{,}2 \times \left[\frac{0{,}12 \cdot 4}{(24{,}8 - 1) + \frac{4^2}{(24{,}8-1)^2}} + 0{,}29\right]\right\} -$$

$$- 904 = 2\,250 \text{ мм}.$$

Общий вид рассчитанного инжектора с основными размерами показан на рис. 4-2.

Пример 4-4. Рассчитать отношения сечений $f_з/f_{р\,x}$ и $f_{р1}/f_{р\,x}$ газоструйного инжектора и построить его характеристику.

Рабочая и инжектируемые среды — воздух.

$$p_р = 10 \text{ ата}; \quad T_р = 400° \text{ К}; \quad a_{р\,x} = 366 \text{ м/сек};$$

$$v_р = 0{,}1175 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad p_н = 1 \text{ ата}; \quad T_н = 300° \text{ К};$$

$$v_н = 0{,}88 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad p_с = 1{,}2 \text{ ата}.$$

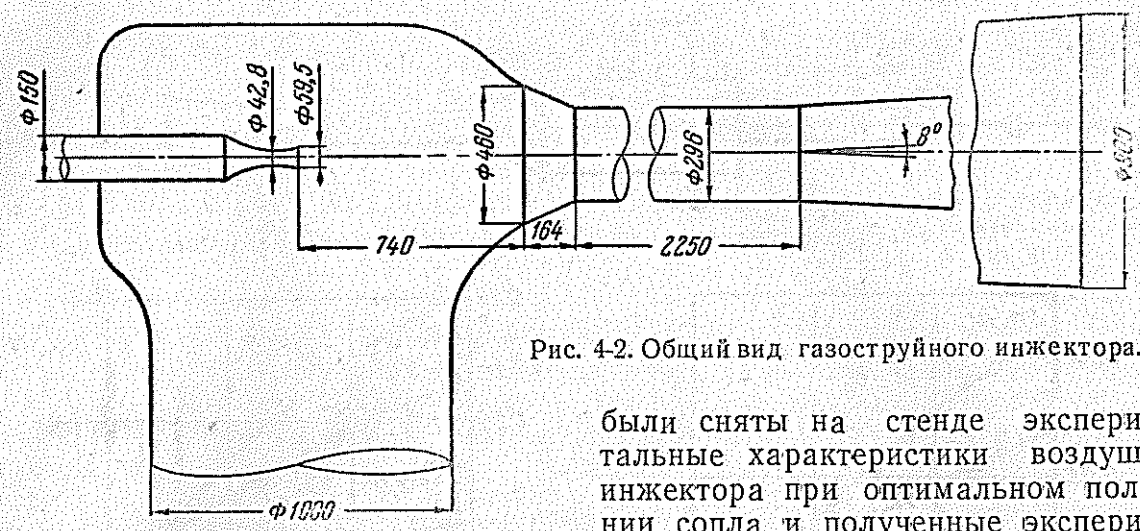


Рис. 4-2. Общий вид газоструйного инжектора.

Решение

$$\Pi_{p1} = \frac{p_н}{p_р} = 0{,}1;\ \lambda_{p1} = 1{,}7;\ q_{p1} = \frac{f_{р\,x}}{f_{p1}} = 0{,}5176;$$

$$\Delta p_с = p_с - p_н = 0{,}2\ ama;$$

$$\frac{f_{p1}}{f_{р\,x}} = \frac{1}{q_{p1}} = \frac{1}{0{,}5176} = 1{,}93.$$

По формуле (4-12б) определяем $f_з/f_{рx}$:

$$\frac{f_з}{f_{р\,x}} = \frac{0{,}5 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}975 \cdot 0{,}742 \cdot 1{,}7}{\frac{0{,}2}{10}} = 29{,}2.$$

По формуле (4-8) рассчитываем характеристику инжектора. Результаты расчета:

u	0	1	2	3	4
$\Delta p_с/p_н$	0,375	0,329	0,269	0,171	0,044

4-4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЗОСТРУЙНЫХ ИНЖЕКТОРОВ

С целью проверки уравнения характеристики газоструйных инжекторов в лаборатории теплофикации ВТИ были сняты на стенде экспериментальные характеристики воздушного инжектора при оптимальном положении сопла и полученные экспериментальные данные сопоставлены с результатами теоретических расчетов [Л. 57].

На рис. 4-3 показана проточная часть испытывавшегося инжектора, а на рис. 4-4—принципиальная схема экспериментальной установки.

Инжектор имел приемную камеру диаметром 100 *мм*. Рабочее сопло могло перемещаться в осевом направлении. При помощи плавного конического перехода к приемной камере присоединялась цилиндрическая камера смешения диаметром 40,3 *мм*. За цилиндрической камерой смешения располагался диффузор с углом раствора 11° и диаметром выходного сечения 83 *мм*.

Опыты были проведены при двух размерах рабочего сопла $d_{рx} = d_1 = 7{,}45$ и 11,8 *мм*, чему соответствуют отношения сечений $f_з/f_{рx} = 29{,}2$ и 11,6.

При работе с соплом с $d_1 = 7{,}45$ *мм* длина цилиндрической камеры смешения $l_к$ была равна 200 *мм*, а при переходе на сопло с $d_1 = 11{,}8$ *мм* длина цилиндрической камеры смешения

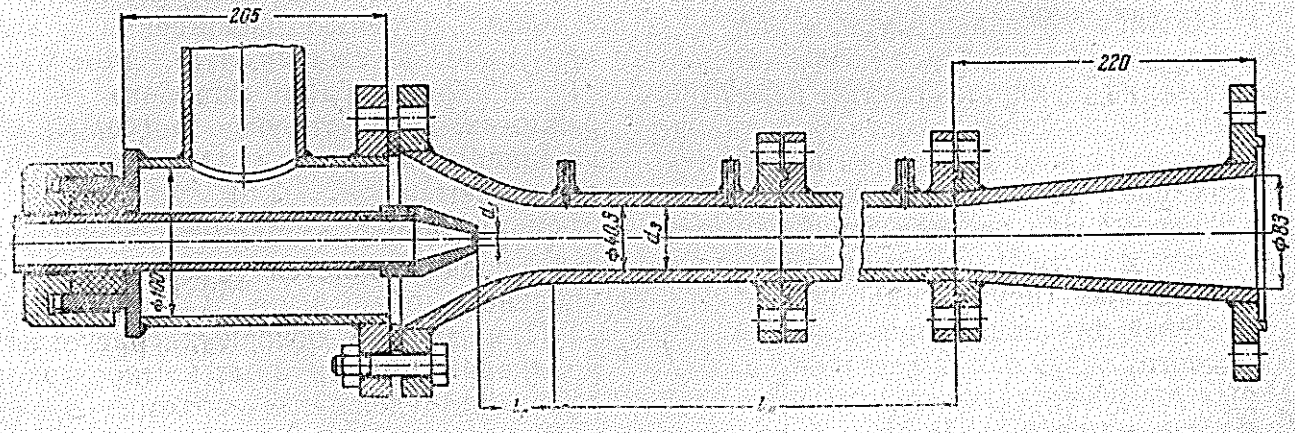


Рис. 4-3. Проточная часть экспериментального воздушного инжектора.

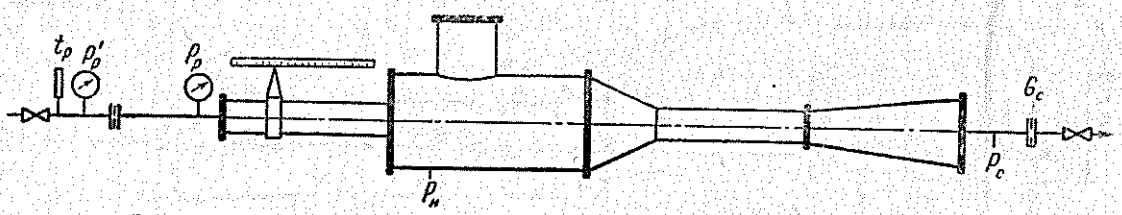


Рис. 4-4. Принципиальная схема экспериментальной установки.

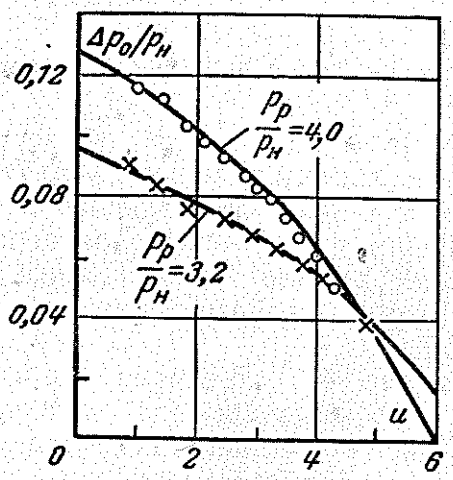


Рис. 4-5. Характеристики $\Delta p_с/p_н = f(u)$ воздушного инжектора при $f_з/f_{рх} = 29{,}2$.

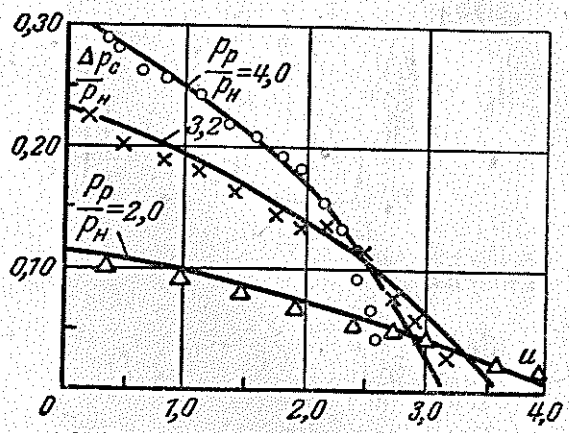


Рис. 4-6. Характеристики $\Delta p_с/p_н = f(u)$ воздушного инжектора при $f_з/f_{рх} = 11{,}6$.

была увеличена путем вставки добавочного патрубка до $l_к = 420\,мм$.

Перед каждым опытом предварительно устанавливалось оптимальное расстояние рабочего сопла от камеры смешения $l_с$, а затем снималась характеристика инжектора. Величина напора, создаваемого инжектором, изменялась путем прикрытия задвижки на нагнетательной линии после инжектора. Опыты были проведены при трех значениях отношения давлений рабочего и инжектируемого воздуха $p_{р1}/p_н = 4$; 3,2 и 2,0.

На рис. 4-5 и 4-6 полученные опытные точки сопоставлены с нанесенными сплошными линиями расчетными характеристиками воздушного инжектора, построенными по уравнению (4-8). Как видно из приведенных данных, опытные точки хорошо ложатся на расчетные кривые, что свидетельствует о надежности расчетного уравнения характеристики газоструйных инжекторов.

ГЛАВА ПЯТАЯ

СТРУЙНЫЕ НАСОСЫ

5-1. ВЫВОД РАСЧЕТНЫХ УРАВНЕНИЙ

Если в основные уравнения для расчета максимальных коэффициентов инжекции и характеристик газоструйных компрессоров ввести условие несжимаемости обеих взаимодействующих сред ($v = \text{const}$), то получатся уравнения для расчета струйных насосов, т. е. струйных аппаратов для несжимаемых (неупругих) сред.

Эти уравнения применяются для расчета струйных аппаратов, в которых оба смешивающихся потока являются неупругими. По этим уравнениям могут также достаточно надежно рассчитываться газоструйные аппараты с малой степенью расширения и малой степенью сжатия, т. е. газоструйные аппараты, работающие при таких режимах, когда упругие свойства смешивающихся потоков практически не проявляются.

Характерной особенностью неупругих сред является независимость удельного объема от давления.

При выводе основных расчетных уравнений для струйных компрессоров изменение удельного объема среды в зависимости от давления описывалось уравнением адиабаты.

$$v = \frac{\text{const}}{p^{1/k}}. \qquad (5\text{-}1)$$

Непругость среды описывается равенством

$$v = \text{const}. \qquad (5\text{-}2)$$

Из сравнения зависимостей (5-1) и (5-2) видно, что условию несжимаемости соответствует значение показателя адиабаты $k = \infty$. При $k = \infty$ все основные газодинамические параметры принимают следующий вид:

Критическая скорость

$$a_x = \sqrt{2g\frac{k}{k+1}}\sqrt{p_0 v_0} = \sqrt{2g p_0 v_0}\ м/сек, \qquad (5\text{-}3)$$

где p_0 $кГ/м^2$ и v_0 $м^3/кг$ — давление и удельный объем среды в неподвижном (адиабатно заторможенном) состоянии.

По смыслу выражения (5-3) критическая скорость неупругой среды является скоростью истечения в среду с абсолютным давлением $p = 0$.

Приведенная скорость

$$\lambda = \frac{w}{a_{px}} = \sqrt{1 - \Pi} = \sqrt{1 - \frac{p}{p_0}} = \sqrt{\frac{p_0 - p}{p_0}} = \sqrt{\frac{\Delta p}{p_0}}. \qquad (5\text{-}4)$$

Относительное давление

$$\Pi = \frac{p}{p_0} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = 1 - \lambda^2. \qquad (5\text{-}5)$$

При приведенной скорости $\lambda = 1$

$$\Pi = 0.$$

Относительный удельный вес

$$\varepsilon = \frac{\gamma}{\gamma_0} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}} = 1. \qquad (5\text{-}6)$$

$\varepsilon = 1$ следует непосредственно из физического определения неупругой среды.

Относительная плотность тока

$$q = \frac{w\gamma}{a_x \gamma_x} = \frac{\lambda\varepsilon}{\varepsilon_x} = \lambda. \qquad (5\text{-}7)$$

Если в уравнении (2-17) принять $k = \infty$, то получится следующее уравнение для расчета максимального коэффициента инжекции струйных насосов:

$$u = \frac{K_1\sqrt{v_р(\Delta p_р + \Delta p_к)} - K_3\sqrt{v_с(\Delta p_с + \Delta p_к)}}{K_3\sqrt{v_с(\Delta p_с + \Delta p_к)} - K_2\sqrt{v_н \Delta p_к}}, \qquad (5\text{-}8а)$$

где

$$\Delta p_р = p_р - p_н;\ \Delta p_к = p_н - p_2;$$

$$\Delta p_с = p_с - p_н;$$

$p_р$, $p_н$, $p_с$ — давления рабочей, инжектируемой и сжатой сред;

$v_р$, $v_н$, $v_с$ — удельные объемы рабочей, инжектируемой и сжатой сред.

Значения коэффициентов K_1, K_2 и K_3 те же, что и в уравнении (2-17).

При хорошем выполнении и тщательной сборке струйных насосов можно принимать следующие значения коэффициентов скорости, которые подтверждаются результатами проведенных экспериментальных исследований: $\varphi_1 = 0{,}95$; $\varphi_2 = 0{,}975$, $\varphi_3 = 0{,}9$; $\varphi_4 = 0{,}925$, чему соответствуют значения $K_1 = 0{,}834$ и $K_2 = 0{,}812$.

При одинаковом значении удельных объемов смешивающихся сред, т. е. при $v_р = v_н = v_с$, уравнение для максимальных коэффициентов инжекции принимает вид:

$$u = \frac{K_1\sqrt{\Delta p_р + \Delta p_к} - K_3\sqrt{\Delta p_с + \Delta p_к}}{K_3\sqrt{\Delta p_с + \Delta p_к} - K_2\sqrt{\Delta p_к}}. \qquad (5\text{-}8б)$$

Другая модификация уравнения (5-8)

$$\Delta p_с = \frac{[K_1\sqrt{v_р(\Delta p_р + \Delta p_к)} + uK_2\sqrt{v_н \Delta p_к}]^2}{K_3^2(1+u)^2 v_с} - \Delta p_к; \qquad (5\text{-}9)$$

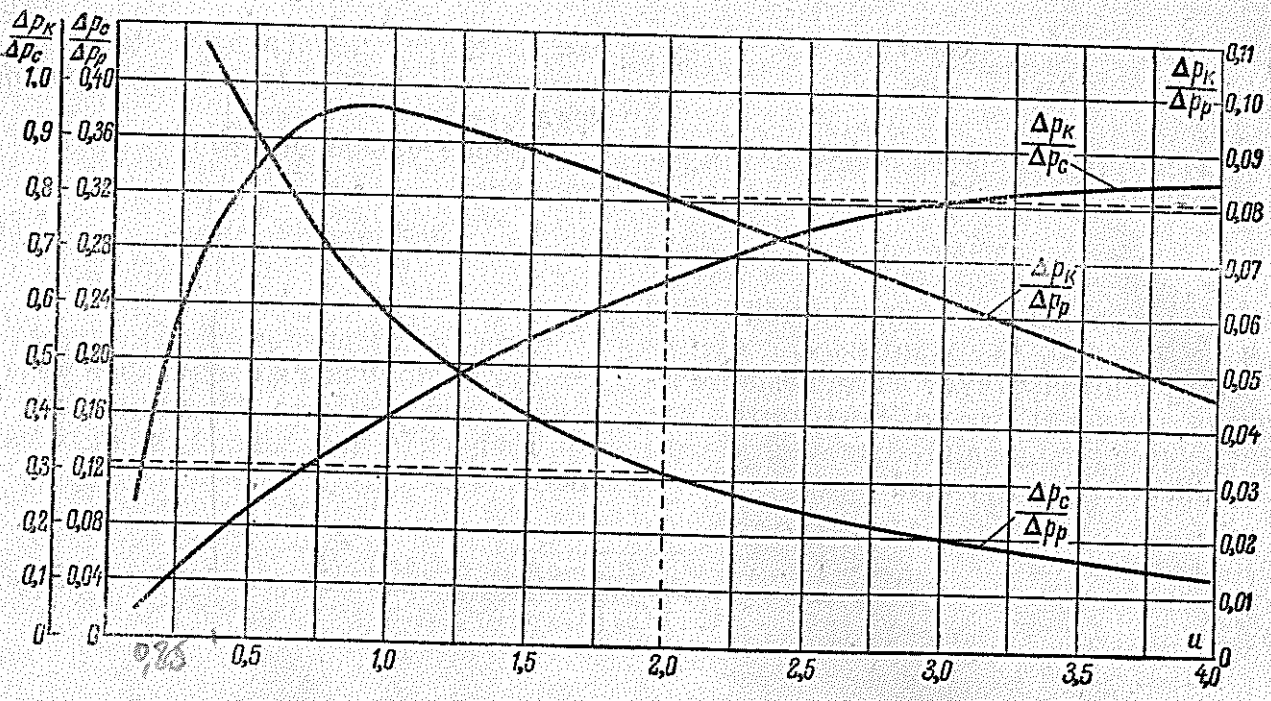


Рис. 5-1. Значения $\Delta p_к/\Delta p_р$, $\Delta p_с/\Delta p_р$, $\Delta p_к/\Delta p_с$ в зависимости от коэффициента инжекции.

$$\Delta p_р = \frac{\left[(1+u)K_з\sqrt{v_с(\Delta p_с+\Delta p_к)}-uK_2\sqrt{v_н\Delta p_к}\right]^2}{K_1^2 v_р} - \Delta p_к. \qquad (5\text{-}10)$$

При $k=\infty$ уравнение (2-23) для расчета коэффициента $K_з$ принимает следующий вид:

$$K_з = \sqrt{\mu}\left[1+\frac{\varphi_з^2(1-\mu)}{2\mu}\right], \qquad (5\text{-}11)$$

где $\mu = \dfrac{p_с - p_з}{p_с - p_2}$ представляет собой отношение перепада давлений в диффузоре к суммарному перепаду давлений в камере смешения и диффузоре.

Наивыгоднейшее распределение перепада давлений между диффузором и камерой смешения соответствует минимальному значению коэффициента $K_з$, так как согласно уравнению (5-8) коэффициент инжекции растет при уменьшении $K_з$.

Оптимальное значение μ может быть найдено из условия минимума $K_з$.

Принимая $\dfrac{dK_з}{d\mu}=0$, получим выражение для оптимального значения μ:

$$\mu = \frac{\varphi_з^2}{2-\varphi_з^2}. \qquad (5\text{-}12)$$

Для идеального диффузора ($\varphi_з = 1$) имеем $\mu = 1$, т. е. в этом случае целесообразно восстанавливать в диффузоре весь перепад давлений $\Delta p_с + \Delta p_к = p_с - p_2$. Так как в действительности коэффициент $\varphi_з$ всегда меньше единицы, то $\mu < 1$, а следовательно, оптимальный перепад давлений, приходящийся на диффузор, всегда ниже полного перепада давлений и тем меньше, чем менее совершенен диффузор.

При рекомендуемом для расчета значении коэффициента скорости диффузора $\varphi_з = 0{,}9$ получаем оптимальное значение $\mu = 0{,}67$ и соответственно $K_з = 0{,}98$.

Оптимальное значение перепада давлений $\Delta p_к$ может быть найдено из условия получения максимальной величины $\Delta p_с$ при заданных коэффициенте инжекции водоструйного насоса u и значении рабочего перепада давлений $\Delta p_р$. При этом получаем следующее расчетное уравнение для определения оптимального значения $\Delta p_к$:

$$\frac{\Delta p_к}{\Delta p_р+\Delta p_к}+\frac{\Delta p_р+\Delta p_к}{\Delta p_к}=$$

$$=\frac{1}{u^2}\left[\frac{K_3^2(1+u)^2}{K_1K_2}-\frac{K_2}{K_1}u^2-\frac{K_1}{K_2}\right]^2-2. \quad (5\text{-}13)$$

На рис. 5-1 приведены оптимальные значения $\Delta p_к/\Delta p_р$ при указанных выше значениях коэффициентов скорости, а также соответствующие значения $\Delta p_к/\Delta p_с$ и $\Delta p_с/\Delta p_р$ при оптимальных геометрических размерах струйного насоса.

Уравнение (5-8) дает возможность установить зависимость между коэффициентом инжекции u и перепадом давлений $\Delta p_с$ при расчетных условиях, для которых геометрические размеры струйного насоса являются оптимальными. Так же как и расчет струйных компрессоров, расчет струйных насосов проводится в два этапа: предварительный и окончательный.

Пример 5-1. Заданы давления рабочей и инжектируемой воды перед струйным насосом: $p_р = 10$ *ата*; $p_н = 2$ *ата*.

Требуемое давление воды после насоса $p_с = 3$ *ата*.

Определить максимальный коэффициент инжекции, который может развить струйный насос.

Температуры рабочей и инжектируемой воды равны, поэтому равны и их удельные объемы:

$$v_р = v_н = v_с = 0{,}001 \ м^3/кг.$$

Расчетная производительность насоса $G_с = 100$ *т/ч*.

Решение

$$\Delta p_р = p_р - p_н = 10 - 2 = 8 \ ат;$$

$$\Delta p_с = p_с - p_н = 3 - 2 = 1 \ ат.$$

Задаемся рядом значений $\Delta p_к = p_н - p_2$ и для каждого из них по формуле (5-8) определяем значение u.

В соответствии с формулой (5-12) при $\varphi_з = 0{,}9$ принимаем $K_з = 0{,}98$. Выбираем вариант, при котором коэффициент инжекции u имеет наибольшее значение.

Результаты расчета:

$\Delta p_к$ *ата*	0	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
u	1,6	1,92	1,95	1,97	1,97	1,96	1,95

Как видно, максимальный коэффициент инжекции струйного насоса $u \approx 2$. При этом оптимальное значение $\Delta p_к$ составляет 0,6—0,7.

Эти же результаты могут быть получены непосредственно из рис. 5-1.

При заданном отношении $\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р}=\frac{1}{8}=$ $=0{,}125$ максимальный коэффициент инжекции $u=2$ и оптимальное значение

$$\frac{\Delta p_к}{\Delta p_р}=0{,}081.$$

Пример 5-2. Давление рабочего воздуха перед струйным аппаратом $p_р = 1{,}1$ *ата*; давление инжектируемого воздуха $p_н = 1$ *ата*. Соотношение расходов инжектируемого и рабочего воздуха $u=\frac{G_н}{G_р}=3$. Какое давление сжатия $p_с$ может создать струйный аппарат? Температуры рабочего и инжектируемого воздуха равны.

Решение

$$\Delta p_р = p_р - p_н = 0{,}1 \ ата; \ u = 3.$$

Принимаем $K_з = 0{,}98$. Вследствие малого отношения давлений $p_р/p_н$ сжимаемость воздуха не учитываем, т. е. считаем $v_р = v_н = v_с$.

Задаемся рядом значений $\Delta p_к = p_н - p_2$ и для каждого из них по формуле (5-9) определяем значение $\Delta p_с$ при $u = 3$. Выбираем вариант, при котором $\Delta p_с$ имеет наибольшее значение.

Результаты расчета

$\Delta p_к$ *ата*	0	0,004	0,006	0,007	0,008
$\Delta p_с$ *ата*	0,0045	0,0074	0,0079	0,0077	0,0076

Как видно, максимальный перепад давлений $\Delta p_с \approx 0{,}008$ *ата*. Таким образом, струйным аппаратом может быть создано давление сжатия $p_с = p_н + \Delta p_с = 1{,}008$ *ата*.

При этом давлении сжатия перепад давлений $\Delta p_к = p_н - p_2 = 0{,}006 - 0{,}007$ *ата*. Те же результаты могут быть получены непосредственным отсчетом по рис. 5-1. Как видно из рис. 5-1, при $u = 3$ $\Delta p_с/\Delta p_р = 0{,}08$, т. е. $\Delta p_с = 0{,}08 \cdot \Delta p_р = 0{,}008$ *ата* и $\Delta p_к/\Delta p_р = 0{,}064$, т. е. $\Delta p_к = 0{,}064 \cdot \Delta p_р = 0{,}0064$ *ата*.

5-2. РАСЧЕТ РАЗМЕРОВ СТРУЙНОГО НАСОСА

Расчетные формулы для определения основных размеров струйного насоса можно получить как на основе уравнений гидравлики, так и из уравнений для расчета струйного компрессора, принимая в последних показатель адиабаты $k = \infty$. На основе уравнений (2-34) и (2-38) выходное сечение рабочего сопла струйного компрессора

$$f_{p1} = \frac{G_p a_{px}}{k_p g \Pi_{px} p_p q_{p1}} =$$

$$= \frac{G_p \sqrt{2g \frac{k}{k+1} p_p v_p}}{kg \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} p_p \sqrt{1 - \frac{p_н}{p_p}}} \; м^2.$$

Если в этом уравнении принять $k = \infty$, то получим формулу для расчета выходного сечения рабочего сопла струйного насоса. При этом необходимо только учесть, что в уравнениях (2-34) и (2-38) коэффициент скорости принят равным единице.

Это объясняется тем, что потери от трения во входной части сопла (между входным и критическим сечениями) мала и практически может не учитываться при расчете критического сечения сопла f_{px}, определяющего расход рабочего газа через сопло.

Основная потеря от трения в расширяющемся сопле имеет место на участке сверхкритической скорости между критическим и выходным сечениями.

Наличие потерь от трения в расширяющейся части сопла не отражается на расходе газа через сопло, а приводит только к снижению выходной скорости газа.

Однако при расчете газоструйных компрессоров коэффициент скорости обычно не учитывается также и при расчете выходного сечения сопла. Это приводит к некоторому уменьшению величины выходного сечения сопла.

Такие сопла более универсальны. Они работают с меньшими потерями при режимах, когда давление в приемной камере аппарата выше расчетного значения $p_н$. При расчете рабочих сопел для струйных аппаратов с докритической степенью расширения рабочего тела в сопле $\left(\frac{p_p}{p_н} < \frac{1}{\Pi_x}\right)$, в том числе при расчете струйных насосов, необходимо учитывать коэффициент скорости сопла, так как в этих соплах расход рабочего агента через сопло непосредственно зависит от размера выходного сечения сопла f_1.

Если в приведенное выше выражение для расчета выходного сечения сопла в знаменатель ввести коэффициент скорости сопла φ_1 и принять $k = \infty$, то формула принимает вид

$$f_{p1} = \frac{G_p}{\varphi_1} \sqrt{\frac{v_p}{2g\Delta p_p}} \; м^2, \qquad (5\text{-}14)$$

где G_p — расход через рабочее сопло, *кг/сек*;

Δp_p — перепад давлений в сопле, *кГ/м²*;

v_p — удельный объем рабочей среды, *м³/кг*;

g — ускорение силы тяжести, равное 9,81 *м/сек²*.

В тех случаях, когда сечение f_{p1} известно, а искомой величиной является перепад давлений в рабочем сопле, пользуются формулой

$$\Delta p_p = \frac{G_p^2}{\varphi_1^2} \cdot \frac{v_p}{2g f_{p1}^2}. \qquad (5\text{-}15)$$

Согласно уравнениям (2-38) и (2-44)

$$\frac{f_з}{f_{p1}} = (1+u) \frac{a_{cx}}{a_{px}} \cdot \frac{p_p}{p_c} \cdot \frac{q_{p1}}{q_{c3}}.$$

Для неупругой среды это выражение приводится к виду

$$\frac{f_з}{f_{p1}} = \frac{(1+u)}{\sqrt{\mu}} \sqrt{\frac{v_c}{v_p} \cdot \frac{\Delta p_p}{(\Delta p_c + \Delta p_к)}}. \qquad (5\text{-}16а)$$

При $v_p = v_н = v_c$

$$\frac{f_з}{f_{p1}} = \frac{(1+u)}{\sqrt{\mu}} \sqrt{\frac{\Delta p_p}{\Delta p_c + \Delta p_к}}. \qquad (5\text{-}16б)$$

Согласно уравнениям (2-38) и (2-50б) отношение входного сечения камеры смешения к выходному сечению рабочего сопла

$$\frac{f_2}{f_{p1}} = \frac{q_{p1}}{q_{p2}} + u \frac{a_{нx}}{a_{px}} \cdot \frac{p_p}{p_н} \cdot \frac{q_{p1}}{q_{н2}}.$$

Для неупругой среды это выражение приводится к виду

$$\frac{f_2}{f_{p1}} = \sqrt{\frac{\Delta p_p}{\Delta p_p + \Delta p_к}} + u \sqrt{\frac{v_н}{v_p}} \sqrt{\frac{\Delta p_p}{\Delta p_к}}. \qquad (5\text{-}17а)$$

При $v_p = v_н$

$$\frac{f_2}{f_{p1}} = \sqrt{\frac{\Delta p_p}{\Delta p_p + \Delta p_к}} + u \sqrt{\frac{\Delta p_p}{\Delta p_к}}. \qquad (5\text{-}17б)$$

Если по расчету размеры входного и выходного сечений камеры смешения получаются неодинаковыми ($f_2 \neq f_3$), то это значит, что в цилиндрической камере смешения не могут быть созданы оптимальные условия, найденные при расчете максимального коэффициента инжекции аппарата, и действительный коэффициент инжекции насоса будет ниже найденного из предварительного расчета.

Уточнение величины коэффициента инжекции струйного насоса, так же как и определение его окончательных размеров, производятся на основе уравнения характеристики струйного насоса, которое приводится ниже.

Расстояние выходного сечения рабочего сопла от входного сечения камеры смешения определяется по формулам (2-51)—(2-55). По опытным данным ВТИ значение опытной константы свободной струи для воды рекомендуется принимать равным $a = 0{,}16$.

Для водоструйных насосов оптимальное расстояние выходного сечения сопла от входного сечения цилиндрической камеры смешения достаточно удовлетворительно описывается формулой

$$l_c = (1 \div 1{,}5)\, d_3. \qquad (5\text{-}18)$$

Длина цилиндрической камеры смешения и диффузора струйных насосов определяется по формулам (2-55)—(2-57), как и для струйных компрессоров.

Пример 5-2. Определить основной геометрический параметр струйного насоса, рассчитанного в примере 5-1.

Напомним исходные условия.

Рабочие и инжектируемые среды — вода.

$$\Delta p_р = 8 \text{ ama}; \ \Delta p_с = 1 \text{ ama};$$

$$v_р = v_н; \ u = 2; \ \Delta p_к = 0{,}68 \text{ ama}.$$

По формуле (5-16б)

$$\frac{f_3}{f_{p1}} = \frac{3}{0{,}67}\sqrt{\frac{8}{1{,}68}} = 8.$$

По формуле (5-17б)

$$\frac{f_2}{f_{p1}} = \sqrt{\frac{8}{8{,}68}} + 2\sqrt{\frac{8}{0{,}68}} = 0{,}96 + 6{,}9 = 7{,}86.$$

Как видно, в данном случае сечения f_3 и f_2 практически совпадают.

5-3. ХАРАКТЕРИСТИКИ СТРУЙНОГО НАСОСА

При переменном режиме в струйном аппарате возникают дополнительные потери, из-за которых действительная зависимость $u = f\left(\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р}\right)$ существенно отличается от расчетной зависимости для максимальных коэффициентов инжекции, описываемой уравнением (5-8).

Для иллюстрации на рис. 5-2 пунктиром показана расчетная зависимость $u = f\left(\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р}\right)$ для водоструйного насоса, построенная по уравнению (5-8 б), а сплошными линиями и экспериментальными точками — характеристики водоструйных насосов, имеющих различные отношения f_3/f_{p1} в диапазоне 6,5 — 18,8.

Как видно из рис. 5-2, действительные характеристики водоструйных насосов существенно отличаются от кривой, описывающей зависимость $u = f\left(\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р}\right)$ для максимального коэффициента инжекции.

Только при тех режимах, для которых геометрические размеры водоструйных насосов являются оптимальными, дополнительные потери в насосе отсутствуют и характеристика аппарата подходит близко к расчетной кривой для максимальных коэффициентов инжекции.

В области повышенных относительных перепадов давлений развиваемых насосом $\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р}$, характеристика насоса проходит ниже расчетной зависимости для максимальных коэффициентов инжекции; при снижении $\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р}$ характеристика насоса приближается к зависимости для максимальных коэффициентов инжекции; при дальнейшем снижении $\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р}$ характеристика насоса вновь отклоняется от зависимости для максимильных коэффициентов инжекции.

Если в уравнение характеристики струйных компрессоров (2-62) ввести

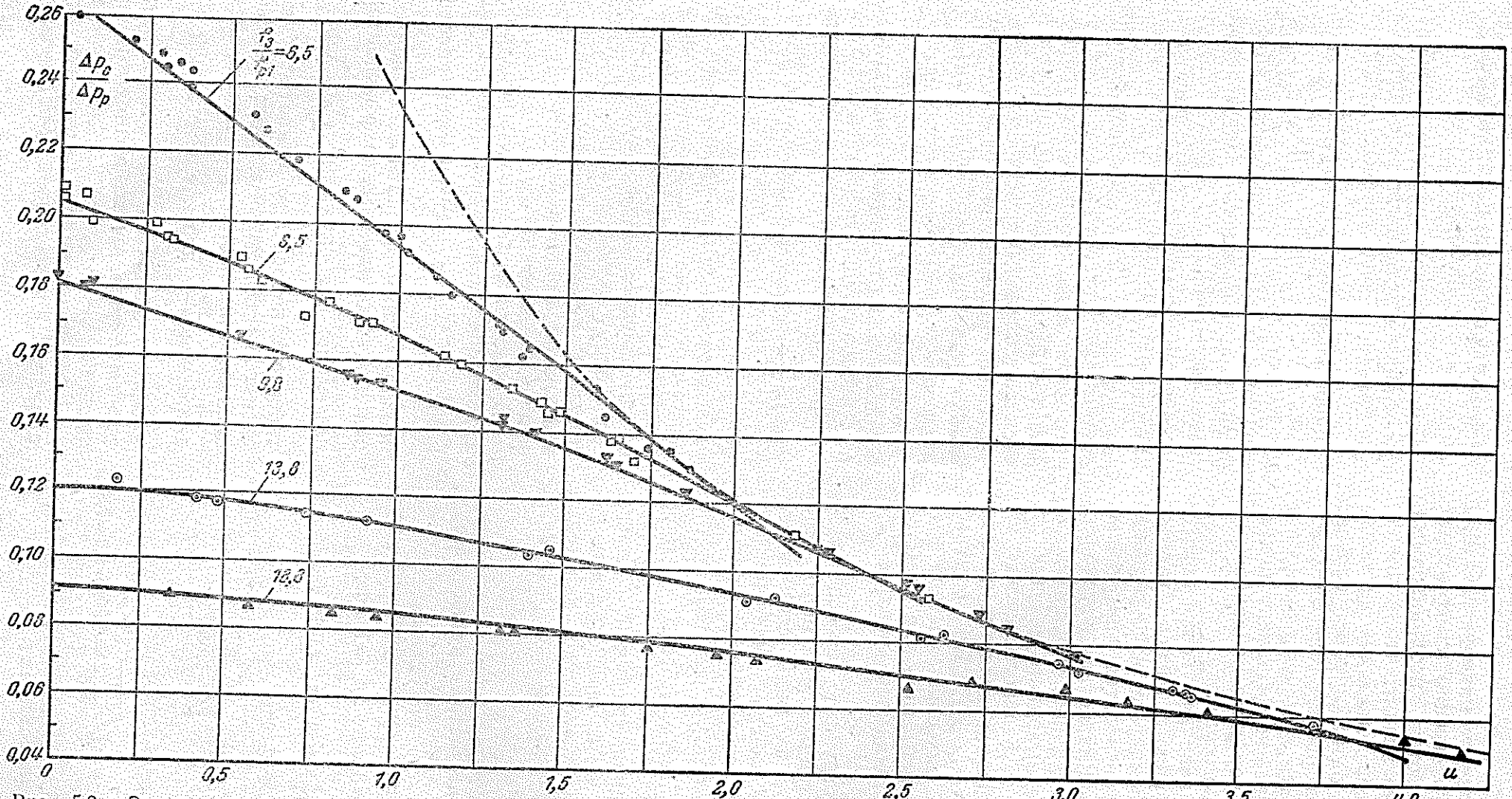


Рис. 5-2. Экспериментальные характеристики $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u)$ водоструйных насосов при различных значениях $f_з/f_{p1}$.

— — — — расчетная зависимость для максимального коэффициента инжекции, построенная по уравнению (5-8б);
——— экспериментальные характеристики.

Условные обозначения	d_1, мм	$d_з$, мм	$f_з/f_{p1}$	Условные обозначения	d_1, мм	$d_з$, мм	$f_з/f_{p1}$
●	10,2	26	6,5	○	7,0	26	13,8
□	9,0	26	8,5	▲	6,0	26	18,8
▼	8,3	26	9,8				

условие несжимаемости, т. е. принять показатель адиабаты $k=\infty$, то из него выводится уравнение характеристики струйных насосов.

Основные газодинамические функции и геометрические параметры, входящие в уравнение (2-62) при $k=\infty$ имеют следующие значения:

$$\lambda_{p2}=\lambda_{p1}=q_{p1}=\frac{f_{px}}{f_{p1}}=\sqrt{\frac{\Delta p_p}{p_p}};$$

$$\lambda_{н2}=q_{н2}=u\frac{f_{px}}{f_{н2}}\sqrt{\frac{p_p v_н}{p_н v_p}}=$$

$$=u\frac{f_{p1}}{f_{н2}}\sqrt{\frac{\Delta p_p v_н}{p_н v_p}};$$

$$\lambda_{c3}=q_{c3}=(1+u)\frac{f_{px}}{f_з}\sqrt{\frac{p_p v_c}{p_c v_p}}=$$

$$=(1+u)\cdot\frac{f_{p1}}{f_з}\sqrt{\frac{\Delta p_p v_c}{p_c v_p}};$$

$$\frac{f_{px}}{f_з}=\frac{f_{p1}}{f_з}\sqrt{\frac{\Delta p_p}{p_p}};$$

$$\Pi_{p2}=1-\lambda_{p2}^2=1-\lambda_{p1}^2;$$

$$\Pi_{н2}=1-\lambda_{н2}^2;\quad \Pi_{c3}=1-\lambda_{c3}^2;$$

$$k_p\Pi_{px}=2;$$

$$\frac{k_p\Pi_{px}\varphi_1}{\varphi_з}\cdot\frac{f_{px}}{f_з}\cdot\frac{p_p}{p_н}=$$

$$=\frac{2\varphi_1}{\varphi_з}\cdot\frac{f_1}{f_з}\sqrt{\frac{p_p\Delta p_p}{p_н^2}}\ *.$$

С учетом указанных выражений уравнение характеристики струйных насосов приводится к следующему виду:

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}=2\frac{\varphi_1}{\varphi_з}\cdot\frac{f_{p1}}{f_з}\left[K_1+\left(K_2-\frac{1}{2}\cdot\frac{\varphi_з}{\varphi_1}\right)\frac{f_{p1}}{f_{н2}}\times\right.$$

$$\left.\times\frac{v_н}{v_p}u^2-\left(1-\frac{1}{2}\cdot\frac{\varphi_з}{\varphi_1}\right)\frac{f_{p1}}{f_з}\cdot\frac{v_c}{v_p}(1+u)^2\right]. \qquad (5\text{-}19а)$$

Это же уравнение может быть получено и непосредственно из уравнения импульсов с учетом несжимаемости сред.

Напомним, что в цилиндрической камере смешения

$$f_{н2}=f_з-f_{p1}.$$

При $v_p=v_н=v_c$

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}=2\frac{\varphi_1}{\varphi_з}\cdot\frac{f_{p1}}{f_з}\left[K_1+\left(K_2-\frac{1}{2}\cdot\frac{\varphi_з}{\varphi_1}\right)\times\right.$$

$$\left.\times\frac{f_{p1}}{f_{н2}}u^2-\left(1-\frac{1}{2}\cdot\frac{\varphi_з}{\varphi_1}\right)\frac{f_{p1}}{f_з}(1+u)^2\right]. \qquad (5\text{-}19б)$$

При $u=0$ и $v_н=v_p$

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}=2\frac{\varphi_1}{\varphi_з}\cdot\frac{f_{p1}}{f_з}\left[K_1-\left(1-\frac{1}{2}\cdot\frac{\varphi_з}{\varphi_1}\right)\frac{f_{p1}}{f_з}\right]. \qquad (5\text{-}20)$$

По формуле (5-20) определяется максимальный перепад давлений, который может создать струйный насос заданных размеров.

Так же как и у струйных компрессоров, характеристика струйных насосов зависит от отношения основных сечений проточной части аппарата, а не от абсолютных размеров этих сечений.

Определяющим геометрическим параметром для струйных насосов является $f_з/f_{p1}$ — отношение площади сечения камеры смешения насоса к выходному сечению сопла. Отношение

$$\frac{f_{p1}}{f_{н2}}=\frac{f_{p1}}{f_з-f_{p1}}=\frac{1}{f_з/f_{p1}-1}.$$

Струйные насосы, имеющие различные абсолютные размеры, но одинаковое отношение сечений $f_з/f_{p1}$, подобны, т. е. имеют одинаковые характеристики, если только рабочая жидкость, вытекающая из сопла,

---

* Коэффициент скоростия φ_1 введен в качестве множителя, так как расход рабочего потока через сопло струйного насоса прямо пропорционален коэффициенту φ_1 [см. уравнение (5-14)].

находится в одной и той же автомодельной области Re.

При малом значении $f_з/f_{р1}$ струйные насосы являются высоконапорными. Они создают большой относительный перепад давлений $\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р}$, но не могут развивать больших коэффициентов инжекции.

При увеличении отношения $f_з/f_{р1}$ снижается относительный перепад давлений $\Delta p_с/\Delta p_р$, развиваемый насосом, но растет коэффициент инжекции.

На основе уравнения характеристики струйных насосов может быть также установлена методика выбора основного геометрического параметра.

При заданном значении коэффициента инжекции насоса оптимальное значение $f_{р1}/f_з$ соответствует максимальному значению относительного перепада давлений $\Delta p_с/\Delta p_р$.

Из условия $\frac{d\left(\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р}\right)}{d\left(f_{р1}/f_з\right)}=0$ находится значение оптимального отношения сечений

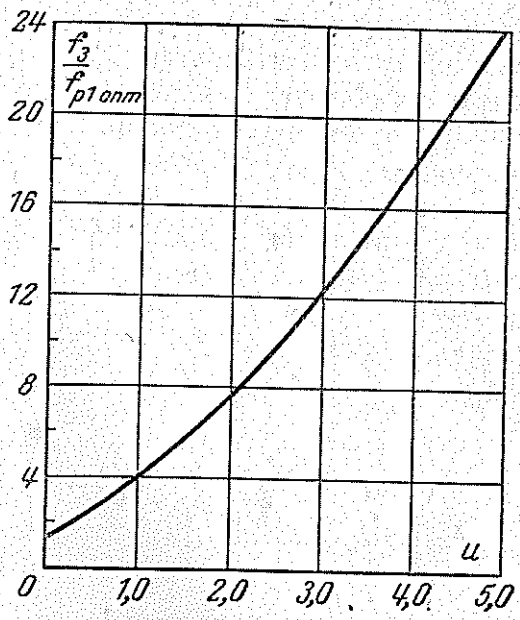


Рис. 5-3. Зависимость оптимального отношения сечений $f_з/f_{р1}$ от коэффициента инжекции $(f_з/f_{р1})_{опт}=f(u)$ при $K_1=0{,}834$; $K_2=0{,}812$; $\varphi_з=0{,}9$; $v_р=v_н=v_с$.

$$\left[\frac{f_з}{f_{р1}}\right]_{опт}=\frac{2\left[\left(1-\frac{1}{2}\cdot\frac{\varphi_з}{\varphi_1}\right)(1+u)^2\frac{v_с}{v_р}-n\left(K_2-\frac{1}{2}\cdot\frac{\varphi_з}{\varphi_1}\right)u^2\frac{v_н}{v_р}\right]}{K_1}, \quad (5\text{-}21а)$$

где $n=\frac{f_з}{f_{н2}}=\frac{f_з}{f_з-f_{р1}}=\frac{f_з/f_{р1}}{f_з/f_{р1}-1}$.

При $v_р=v_н=v_с$

$$\left[\frac{f_з}{f_{р1}}\right]_{опт}=\frac{2\left[\left(1-\frac{1}{2}\cdot\frac{\varphi_з}{\varphi_1}\right)(1+u)^2-n\left(K_2-\frac{1}{2}\cdot\frac{\varphi_з}{\varphi_1}\right)u^2\right]}{K_1}. \quad (5\text{-}21б)$$

Так как при расчете по уравнению (5-21) величина $n=\frac{f_з}{f_{н2}}$ заранее неизвестна, то ею предварительно задаются или принимают ее по результатам предварительного расчета, а затем уточняют величину по найденному значению $f_з/f_{н2}$.

В пределах изменения коэффициента инжекции u от 1,0 до 3,0 можно принимать для предварительных расчетов величину n в пределах 1,35 — 1,1. Бо́льшая величина относится к $u=1$, меньшая — к $u=3$.

Уравнение (5-21) показывает, что при постоянных значениях коэффициентов скорости оптимальное отношение зависит только от расчетного коэффициента инжекции струйного насоса. Чем больше коэффициент инжекции u, тем выше оптимальное отношение $f_з/f_{р1}$. Минимальное значение $f_з/f_{р1}$ соответствует $u=0$.

При $u=0$

$$\left(\frac{f_з}{f_{р1}}\right)_{u=0}=\frac{2}{K_1}\left(1-\frac{1}{2}\cdot\frac{\varphi_з}{\varphi_1}\right)\frac{v_с}{v_р}.$$

При $K_1=0{,}834$; $\varphi_1=0{,}95$; $\varphi_з=0{,}9$ и $\frac{v_с}{v_р}=1$; $\left(\frac{f_з}{f_{р1}}\right)_{мин}=1{,}26$.

На рис. 5-3 приведена зависимость оптимального значения $f_з/f_{р1}$ от расчетного коэффициента инжекции u

при $K_1 = 0{,}834$; $K_2 = 0{,}812$; $\varphi_1 = 0{,}95$; $\varphi_3 = 0{,}9$ и $v_c = v_н = v_р$.

При значениях коэффициентов инжекции $u = 1-3$ оптимальное значение $f_з/f_{pl}$ может приближенно определяться по эмпирической формуле

$$f_з/f_{pl} = 4u. \qquad (5\text{-}22)$$

Уравнением (5-21) пользуются в тех случаях, когда коэффициент инжекции насоса задан и требуется подобрать отношение сечений $f_з/f_{pl}$, при котором струйный насос при заданном коэффициенте инжекции развивает максимальный перепад давлений $\left(\frac{\Delta p_c}{\Delta p_р}\right)_{макс}$.

В том случае, когда задано давление после насоса p_c (или Δp_c) и требуется подобрать отношение сечений $f_з/f_{pl}$, при котором струйный насос развивает максимальный коэффициент инжекции, оптимальное значение $f_з/f_{pl}$ находится из условия

$$\frac{du}{d(f_з/f_{pl})} = 0.$$

Выражение для оптимального отношения сечений имеет в этом случае следующий вид:

$$\left(\frac{f_з}{f_{pl}}\right)_{опт} = \varphi_1^2 \varphi_2 \frac{\Delta p_р}{\Delta p_c}. \qquad (5\text{-}23а)$$

При $\varphi_1 = 0{,}95$ и $\varphi_2 = 0{,}975$

$$\left(\frac{f_з}{f_{pl}}\right)_{опт} = 0{,}88 \frac{\Delta p_р}{\Delta p_c}. \qquad (5\text{-}23б)$$

В некоторых случаях, когда речь идет о выборе размера серийного струйного насоса, более удобно непосредственно определять сечение или диаметр камеры смешения насоса, поскольку определяющим размером для номера серийного насоса обычно является диаметр камеры смешения.

В частности, так обычно поступают при подборе по заданному коэффициенту смешения и перепаду давлений серийных водоструйных насосов-элеваторов, используемых в качестве смесительных аппаратов в узлах присоединения отопительных установок к водяным тепловым сетям.

Из совместного решения уравнений (5-21) и (5-14) выводится формула для расчета сечения камеры смешения струйного насоса:

$$f_з = \frac{G_c}{\varphi_1 \sqrt{\Delta p_c}} \sqrt{\frac{\left(1 - \frac{1}{2}\cdot\frac{\varphi_з}{\varphi_1}\right) v_c - n\left(K_2 - \frac{1}{2}\cdot\frac{\varphi_з}{\varphi_1}\right) v_н \left(\frac{u}{1+u}\right)^2}{g\varphi_з}} \; м^2, \qquad (5\text{-}24)$$

где $G_c = G_р + G_н$ — суммарный расход, $кг/сек$;

Δp_c — перепад давлений, создаваемый насосом, $кГ/м^2$;

$v_н$, v_c — удельные объемы, $м^3/кг$;

g — ускорение силы тяжести, равное 9,81 $м/сек^2$.

Уравнение (5-24) показывает, что оптимальное сечение камеры смешения пропорционально производительности струйного насоса G_c и обратно пропорционально корню квадратному из перепада давлений Δp_c, развиваемого струйным насосом.

При работе струйного насоса на замкнутый контур, когда перепад давлений, развиваемый струйным насосом, целиком затрачивается на преодоление гидравлического трения в контуре, основной размер струйного насоса $f_з$ зависит от основного гидравлического параметра кольца, так называемого сопротивления кольца.

Под сопротивлением кольца s $кг \cdot ч^2/м^2 \cdot м^6$ понимается потеря давления в кольце при объемном расходе жидкости $V_c = 1$ $м^3/ч$:

$$s = \frac{\Delta p_c}{V_c^2} \; кг \cdot ч^2/м^2 \cdot м^6; \qquad (5\text{-}25)$$

$$s = \frac{\Delta p_c}{z^2 G_c^2 v_c^2}, \qquad (1)$$

или

$$\frac{G_c}{\sqrt{\Delta p_c}} = \frac{1}{z v_c \sqrt{s}},$$

где Δp_c — перепад давлений в кольце, $кГ/м^2$;

V_c — объемный расход в кольце, $м^3/ч$;

G_c — весовой расход в кольце, *кг/сек*;

v_c — удельный объем жидкости, *м³/кг*;

z — 3 600 *сек/ч*.

При подстановке последнего выражения в уравнение (5-24) получим:

$$f_3 = \frac{1}{\varphi_1 z \sqrt{s}} \sqrt{\frac{\left(1 - \frac{1}{2}\cdot\frac{\varphi_3}{\varphi_1}\right)\frac{1}{v_c} - n\left(K_2 - \frac{1}{2}\cdot\frac{\varphi_3}{\varphi_1}\right)\left(\frac{u}{1+u}\right)^2 \frac{v_н}{v_c^2}}{\varphi_3 g}} \; м^2. \quad (5\text{-}26а)$$

При $\varphi_1 = 0{,}95$; $\varphi_3 = 0{,}9$; $K_1 = 0{,}812$ и $v_н = v_c$

$$f_3 = \frac{1}{10\,200\sqrt{s}} \sqrt{\frac{0{,}53 - 0{,}34\left(\frac{u}{1+u}\right)^2}{v_c}} = A\frac{1}{\sqrt{s v_c}}, \quad (5\text{-}26б)$$

При коэффициентах инжекции 0,5—3,0, охватывающих весь практически важный диапазон использования струйных насосов в замкнутом кольце, значение числового коэффициента A в формуле (5-26б) изменяется от $68 \cdot 10^{-6}$ до $57 \cdot 10^{-6}$, т. е. всего на 20%. Поэтому в практических расчетах можно пренебрегать влиянием коэффициента инжекции на сечение камеры смешения и считать сечение камеры смешения струйного насоса зависящим только от сопротивления кольца s, на которое работает струйный насос, определяя это сечение по формуле

$$f_3 = \frac{0{,}00006}{\sqrt{s v_c}} \; м^2. \quad (5\text{-}27а)$$

В частном случае, для воды при $v_c = 0{,}001$ *м³/кг*,

$$f_3 = \frac{0{,}0019}{\sqrt{s}} \; м^2. \quad (5\text{-}27б)$$

Диаметр камеры смешения

$$d_3 = 1{,}13\sqrt{f_3} = \frac{0{,}049}{\sqrt[4]{s}} \; м. \quad (5\text{-}28)$$

Как видно из формулы (5-28), расчетный диаметр камеры смешения обратно пропорционален корню четвертой степени из сопротивления кольца, на которое работает струйный насос. При работе струйного насоса на замкнутое кольцо, например при работе водоструйного элеватора на отопительную установку, присоединенную к тепловой сети (рис. 5-4),

$$\Delta p_c = s G_p^2 (1+u)^2 v_c^2 z^2 \; кГ/м^2.$$

С другой стороны,

$$\Delta p_p = \frac{G_p^2 v_p}{\varphi_1^2 2g f_{p1}^2} \; кГ/м^2.$$

С учетом указанных зависимостей из уравнения характеристики (5-19а) выводится формула для расчета выходного сечения сопла струйного насоса, работающего на замкнутый контур:

$$f_{p1} = \frac{K_1 f_3}{(1+u)^2\left[\frac{\varphi_1\varphi_3 v_c^2 g z^2 s f_3^2}{v_p} + \left(1 - \frac{1}{2}\cdot\frac{\varphi_3}{\varphi_1}\right)\frac{v_c}{v_p} - \left(K_2 - \frac{1}{2}\cdot\frac{\varphi_3}{\varphi_1}\right) n\left(\frac{u}{1+u}\right)^2 \frac{v_н}{v_p}\right]} \; м^2, \quad (5\text{-}29а)$$

При $K_1 = 0{,}834$; $K_2 = 0{,}812$; $\varphi_1 = 0{,}95$ $\varphi_3 = 0{,}9$; $z = 3\,600$ *сек/ч* и $g = 9{,}81$ *м/сек²*

$$f_{p1} = \frac{f_3}{(1+u)^2\left[130 \cdot 10^6 \frac{v_c^2}{v_p} s f_3^2 + 0{,}63\frac{v_c}{v_p} - 0{,}4\, n\left(\frac{u}{1+u}\right)^2 \frac{v_н}{v_p}\right]} \; м^2, \quad (5\text{-}29б)$$

где f_3 — сечение камеры смешения *м²*.

В частности, для воды при

$$v_н = v_p = v_c = 0{,}001 \; м^3/кг$$

$$f_{p1} = \frac{f_3}{(1+u)^2\left[130\,000\, s f_3^2 + 0{,}63 - 0{,}4 n\left(\frac{u}{1+u}\right)^2\right]} \; м^2, \quad (5\text{-}29в)$$

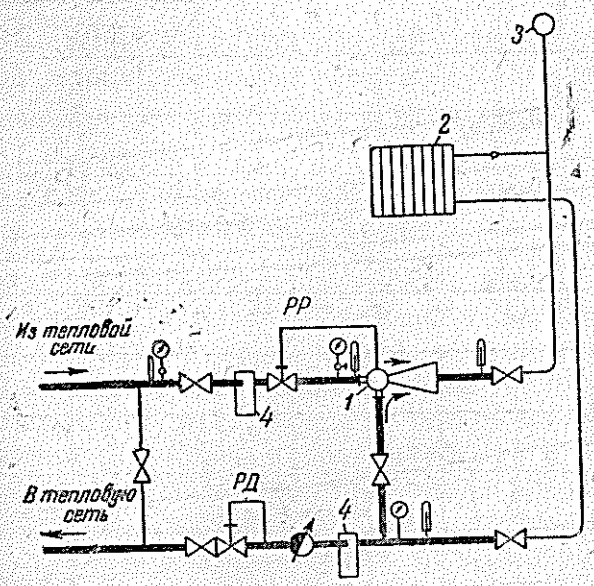


Рис. 5-4. Присоединение отопительной установки к тепловой сети по зависимой схеме.
1 — водоструйный элеватор; *2* — отопительный прибор (радиатор); *3* — воздухосборник; *4* — грязевик; *РР* — регулятор расхода; *РД* — регулятор давления „до себя".

или

$$d_1 = \frac{d_3}{(1+u)\sqrt{80{,}000 s d_3^4 + 0{,}63 - 0{,}4n\left(\frac{u}{1+u}\right)^2}} \text{ м}. \qquad (5\text{-}29г)$$

Сечение рабочего сопла, определенное по формуле (5-29), является оптимальным. При установке такого сопла затрачивается минимальный перепад давлений рабочей среды $\Delta p_р$ на работу струйного насоса.

В уравнении (5-29) сумма первых двух членов в скобке в знаменателе, как правило, значительно больше третьего члена, поэтому в первом приближении можно считать значение величины в скобках не зависящим от коэффициента инжекции и принимать выходное сечение сопла $f_{р1}$ обратно пропорциональным величине $(1+u)^2$, а диаметр сопла—обратно пропорциональным величине $(1+u)$.

На этой зависимости основан метод пересчета диаметра сопла струйного насоса, работающего на замкнутый контур. Этот метод используется, в частности, для пересчета сопел элеваторов, применяемых в качестве смесительных устройств в узлах присоединения отопительных установок к водяным тепловым сетям.

Если струйный насос, работающий на замкнутый контур, имеет диаметр сопла d_1 и развивает при этом коэффициент инжекции u, то для получения на этом же насосе при работе на тот же контур другого коэффициента инжекции u' необходимо установить новое сопло диаметром

$$d_1' = d_1 \frac{1+u}{1+u'}. \qquad (5\text{-}30)$$

При использовании приведенных выше уравнений значительно облегчается подбор основных размеров струйного насоса, работающего на замкнутую систему. Для проведения такого подбора поступают следующим образом:

а) Определяют оптимальное сечение камеры смешения струйного насоса по формуле (5-27) или (5-28).

б) Подбирают ближайший по сортаменту серийный струйный насос.

в) Определяют по формуле (5-29) выходное сечение рабочего сопла.

г) Определяют требующийся рабочий перепад давлений по формуле (5-15).

Для подбора размеров водоструйных насосов (элеваторов) конструкции ВТИ—Теплосеть Мосэнерго, широко используемых на практике для присоединения отопительных установок к тепловым сетям, на рис. 5-5 приведена номограмма, построенная по формулам (5-26)—(5-29).

На этой номограмме по оси абсцисс отложено сопротивление местной отопительной установки s *кг·ч²/м²·м⁶*, а по оси ординат — диаметр рабочего сопла элеватора d_1 *мм*.

По номограмме непосредственно находятся оптимальный номер элеватора для заданной отопительной установки s и заданного коэффициента инжекции u и требующийся диаметр рабочего сопла d_1.

На рис. 5-6 приведены конструкция и основные размеры элеваторов ВТИ — Теплосеть Мосэнерго.

На основе характеристики струйного насоса $\Delta p_с = f(\Delta p_р, u)$ [см. уравнение (5-19)] может быть также построена характеристика $\Delta p_с = f(\Delta p_р, V_с)$, где $V_с$ — объемная производительность насоса, *м³/ч*.

Такие характеристики очень удобны для анализа режимов работы струйных насосов на заданную сеть,

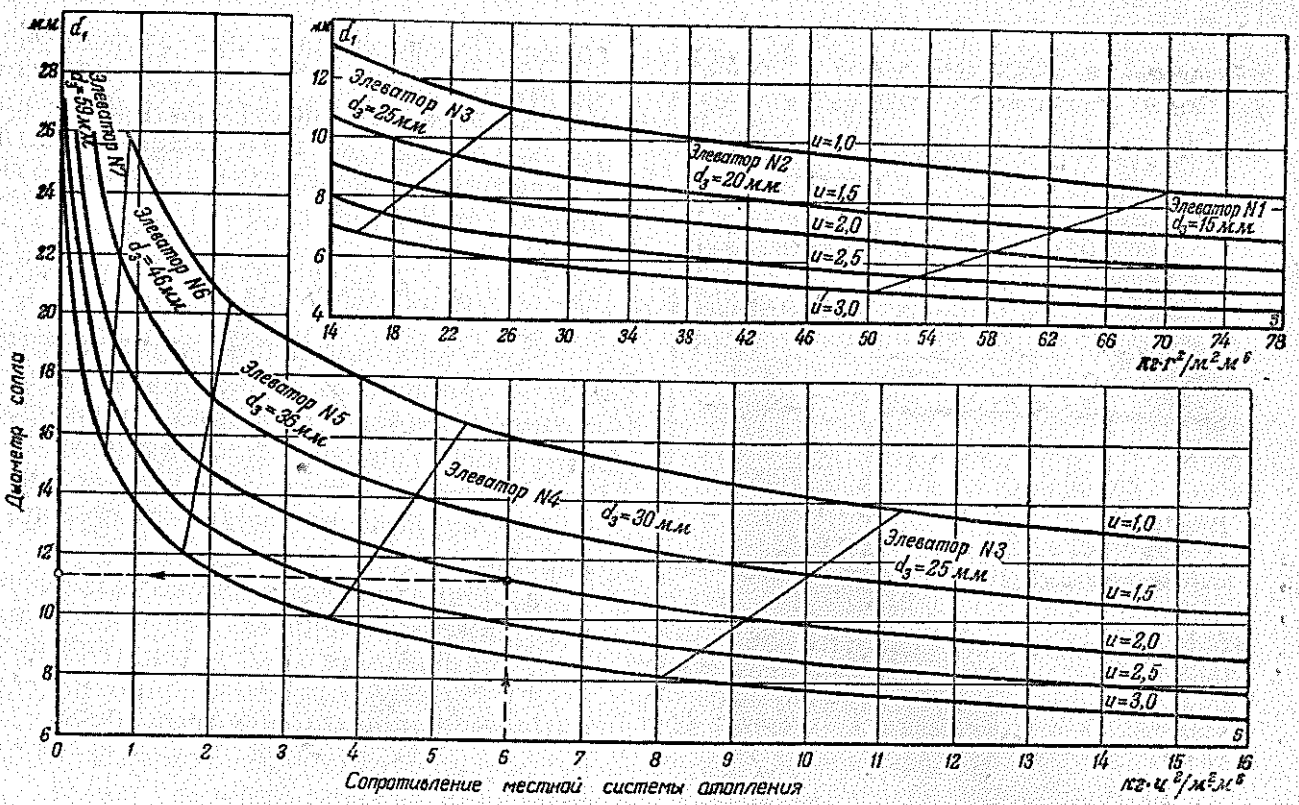


Рис. 5-5. Номограмма для выбора серийного водоструйного элеватора конструкции ВТИ — Теплосеть Мосэнерго.

u — коэффициент смешения; d_1 — диаметр сопла, *мм*; d_3 — диаметр камеры смешения, *мм*; s — сопротивление отопительной установки, $кг \cdot ч^2/м^2 \cdot м^6$. Пример расчета. Дано: $s = 6$ $кг \cdot ч^2/м^2 \cdot м^6$; $u = 2$. Находим: $d_3 = 30$ *мм* (элеватор № 4); $d_1 = 11{,}3$ *мм*.

а также режимов параллельной работы насосов.

Пересечение характеристики насоса с характеристикой сети определяет рабочую точку установки при данном режиме.

В качестве иллюстрации на рис. 5-7 приведены в координатах $\Delta p_c = f(V_c)$ характеристики водоструйного насоса-элеватора ВТИ — Теплосеть Мосэнерго № 4 ($d_3 = 3$ *см*; $d_1 = 1{,}35$ *см*) и отопительной установки с сопротивлением $s = 6{,}65$ $кг \cdot ч^2/м^2 \cdot м^6$.

Точки пересечения характеристик показывают расход воды V_c и потерю

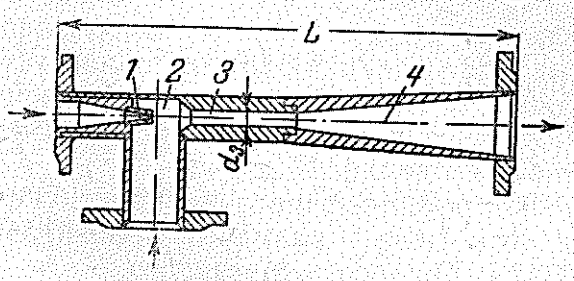


Рис. 5-6. Водоструйный элеватор конструкции ВТИ Теплосеть Мосэнерго.

1 — сопло; *2* — приемная камера; *3* — смесительная камера; *4* — диффузор.

№ элеватора	1	2	3	4	5	6	7
Диаметр камеры смешения, *мм*	15	20	25	30	35	47	59
Строительная длина, *мм*	425			625		720	

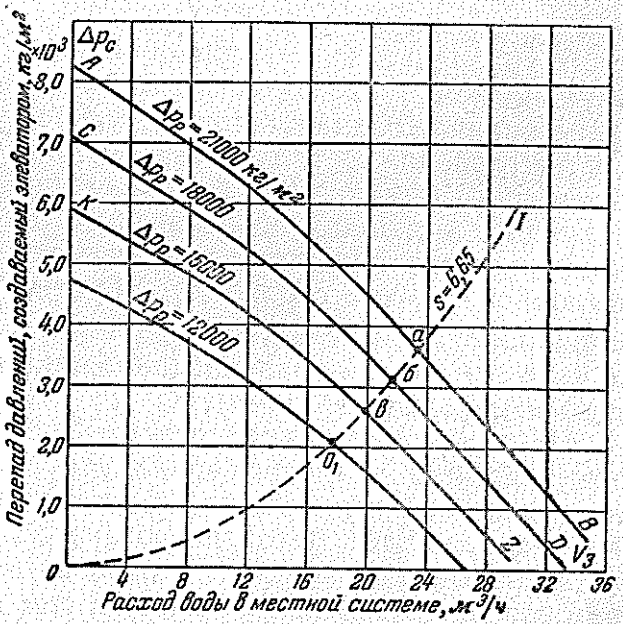


Рис. 5-7. Характеристики $\Delta p_c = f(V_c)$ водоструйного элеватора и отопительной установки.

Водоструйный элеватор ВТИ—Теплосеть Мосэнерго № 4 ($d_3 = 30$ *мм*; $d_1 = 13{,}5$ *мм*). Сопротивление отопительной установки $s = 6{,}65$ $кг \cdot ч^2/м^2 \cdot м^6$.

давления в отопительной установке Δp_c при различных перепадах давлений $\Delta p_р$ рабочей воды в элеваторе.

5-4. КАВИТАЦИОННЫЕ РЕЖИМЫ СТРУЙНЫХ НАСОСОВ

При определенных условиях в струйном насосе, работающем на капельной жидкости, может возникнуть кавитационный режим. Такой режим наступает тогда, когда в одном из сечений струйного насоса давление снижается до давления кипения протекающей жидкости. Это давление в свою очередь зависит от температуры протекающей жидкости. Чем выше температура жидкости в струйном аппарате, тем выше давление, при котором наступает кавитационный режим.

По длине струйного насоса давление изменяется. Так же как и в струйном компрессоре, минимальное давление в струйном насосе, как правило, имеет место во входном сечении *2-2* цилиндрической камеры смешения (см. рис. 2-1).

Величина этого минимального давления p_2 зависит от давлений рабочей и инжектируемой сред перед насосом ($p_р$ и $p_н$), коэффициента инжекции u и отношения сечений $f_з/f_{р1}$.

Связь между давлением p_2 и указанными параметрами может быть описана на основе уравнения (5-17а), если в нем принять $f_2=f_з$, поскольку камера смешения имеет цилиндрическую форму, а также учесть, что

$$\Delta p_р = p_р - p_н;$$

$$\Delta p_к = p_н - p_2.$$

В этих условиях

$$\frac{f_з}{f_{р1}} = \sqrt{\frac{\Delta p_р}{p_р - p_2}} + u\sqrt{\frac{\Delta p_р}{p_н - p_2}\cdot\frac{v_н}{v_р}}. \qquad (5\text{-}31)$$

Как видно из выражения (5-31), при постоянных значениях $f_з/f_{р1}$, $p_р$, $p_н$, $\frac{v_н}{v_р}$ давление p_2 во входном сечении камеры смешения зависит только от коэффициента инжекции насоса u. При увеличении коэффициента инжекции u давление p_2 падает. Из уравнения (5-31) легко найти значение кавитационного коэффициента инжекции $u_к$, т. е. значение коэффициента инжекции, при котором в струйном насосе возникает кавитационный режим. Очевидно, такой режим наступит тогда, когда давление p_2 сделается равным давлению кавитации $p_к$. Принимая в уравнении (5-31) $u=u_к$ и $p_2=p_к$, получим

$$u_к = \left[\frac{f_з}{f_{р1}} - \sqrt{\frac{\Delta p_р}{p_р - p_к}}\right]\sqrt{\frac{p_н - p_к}{\Delta p_р}\cdot\frac{v_р}{v_н}}. \qquad (5\text{-}32а)$$

В частном случае, при $v_р=v_н$,

$$u_к = \left[\frac{f_з}{f_{р1}} - \sqrt{\frac{\Delta p_р}{p_р - p_к}}\right]\sqrt{\frac{p_н - p_к}{\Delta p_р}}. \qquad (5\text{-}32б)$$

Как видно из уравнения (5-32), величина кавитационного коэффициента инжекции $u_к$ больше в аппаратах с бóльшим отношением $f_з/f_{р1}$. Величина $u_к$ растет при увеличении давления инжектируемой среды $p_н$ и снижении давления кавитации $p_к$.

Действительный коэффициент инжекции струйного насоса должен быть ниже или в пределе равен кавитационному коэффициенту инжекции.

Если струйный насос работает при постоянных давлениях рабочей и инжектируемой сред перед аппаратом ($p_р=\text{const}$, $p_н=\text{const}$) и переменном давлении смешанной среды после аппарата ($p_с=\text{var}$), то, как известно (рис. 5-2), при снижении давления $p_с$ или перепада давлений $\Delta p_с$, создаваемого насосом, коэффициент инжекции u аппарата растет. Такая зависимость $p_с=f(u)$ или $\Delta p_с=f(u)$ имеет место только до тех пор, пока в струйном насосе не наступает кавитационный режим, т. е. пока $u\leqslant u_к$. При наступлении кавитационного режима дальнейшее снижение давле-

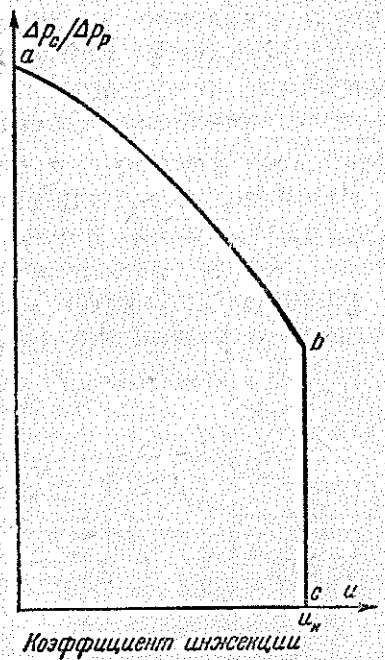


Рис. 5-8. Характеристика водоструйного насоса.

ab — докавитационный режим; *bc* — кавитационный режим.

ния p_c или перепада давлений Δp_c уже не приводит к росту коэффициента инжекции. При кавитационном режиме коэффициент инжекции насоса остается постоянным ($u = u_к = \text{const}$). Такая характеристика показана на рис. 5-8. При работе струйного насоса на одинаковых рабочей и инжектируемой средах давление кавитации $p_к$ зависит только от температуры среды.

Если температуры рабочей и инжектируемой сред одинаковы ($t_р = t_н$), то давление кавитации $p_к$ постоянно для всех коэффициентов инжекции. При разных температурах рабочей и инжектируемой сред ($t_р \neq t_н$) давление кавитации $p_к$, являющееся функцией температуры смеси, зависит еще от действительного коэффициента инжекции, развиваемого струйным аппаратом.

В том случае, когда $t_р > t_н$, температура смеси $t_с$ и связанное с ней давление кавитации $p_к$ снижаются при увеличении коэффициента инжекции. При $t_р < t_н$ температура смеси $t_с$ и давление кавитации $p_к$ растут при увеличении коэффициента инжекции.

Пример 5-3. Определить действительный коэффициент инжекции, рассчитать все основные геометрические размеры и построить характеристику для водоструйного насоса, предварительный расчет которого приведен в примерах 5-1 и 5-3.

Напомним основные расчетные данные этого насоса.

Рабочая и инжектируемая среды — вода

$$v_р = v_н = v_с = 0{,}001 \ м^3/кг.$$

Расчетная производительность насоса $G_с = 100 \ т/ч$. Давление воды перед аппаратом:

$$p_р = 10 \ ата; \ p_н = 2 \ ата; \ \Delta p_р = 8 \ ата.$$

Давление воды после аппарата:

$$p_с = 3 \ ата; \ \Delta p_с = 1 \ ата;$$

$$\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р} = \frac{1}{8} = 0{,}125.$$

Предварительно найдены: коэффициент инжекции $u = 2$; отношение сечений $f_з/f_{р1} = 8$.

По формуле (5-23а) находим оптимальное значение

$$\frac{f_з}{f_{р1}} = \frac{0{,}925}{0{,}125} = 7{,}1.$$

По формуле (5-19б) строим характеристику выбранного струйного насоса.

При построении принимаем:

$$K_1 = 0{,}834; \ K_2 = 0{,}812; \ \varphi_з = 0{,}9; \ \varphi_1 = 0{,}95;$$

$$\frac{f_{р1}}{f_з} = \frac{1}{7{,}1} = 0{,}14; \ \frac{f_{р1}}{f_{н2}} = \frac{f_{р1}}{f_з - f_{р1}} = \frac{1}{\frac{f_з}{f_{р1}} - 1} = \frac{1}{7{,}1 - 1} = 0{,}164.$$

Результаты расчета приведены в табл. 5-1 и на рис. 5-9.

С чисто иллюстративной целью, для того чтобы показать, как влияет величина отношения $f_з/f_{р1}$ на характеристику струйного насоса, в табл. 5-1 и на рис. 5-9 приведены также характеристики насосов при отношениях $f_з/f_{р1}$, равных 6,0 и 8,0.

Как видно из рис. 5-9, при заданном значении $\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р} = 0{,}125$ струйные насосы, имеющие отношения сечений $f_з/f_{р1} = 7{,}1$ и $f_з/f_{р1} = 6$, создают коэффициент инжекции $u = 1{,}86$. Этот коэффициент инжекции несколько ниже, чем коэффициент инжекции, найденный из предварительного расчета.

Как видно из рис. 5-9, целесообразно принять следующие значения $f_з/f_{р1}$ для разных диапазонов $\Delta p_с/\Delta p_р$:

$$\text{при } \frac{\Delta p_с}{\Delta p_р} \geqslant 0{,}125 \quad f_з/f_{р1} = 6;$$

$$\text{при } 0{,}125 \geqslant \frac{\Delta p_с}{\Delta p_р} \geqslant 0{,}1 \quad f_з/f_{р1} = 7{,}1;$$

Таблица 5-1

Значения $\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}$

Отношение сечений $f_з/f_{px}$	Коэффициент инжекции						
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
6,0	0,264	0,233	0,196	0,155	0,114	0,07	0,019
7,1	0,225	0,202	0,175	0,147	0,115	0,085	0,043
8,0	0,212	0,183	0,163	0,139	0,114	0,083	0,054

при $\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} \leqslant 0{,}1 \quad \frac{f_з}{f_{p1}} = 8.$

Если задача заключается в выборе оптимального отношения сечений $f_з/f_{p1}$ для заданного коэффициента инжекции $u = 2{,}0$, то оптимальное отношение сечений надо найти по формуле (5-21б) и оно составит

$$\frac{f_з}{f_{p1}} = \frac{2(0{,}525 \cdot 9 - 1{,}16 \cdot 0{,}337 \cdot 4)}{0{,}834} = 7{,}6.$$

Из рис. 5-9 видно влияние параметра $f_з/f_{p1}$ на характеристику насоса. Чем меньше значение $f_з/f_{p1}$, тем круче протекает характеристика струйного насоса.

Перейдем к расчету размеров струйного насоса. Как было уже установлено, коэффициент инжекции насоса при $\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = 0{,}125$ равен $u = 1{,}86$.

Расчетная производительность насоса $G_c = 100$ *т/ч*.

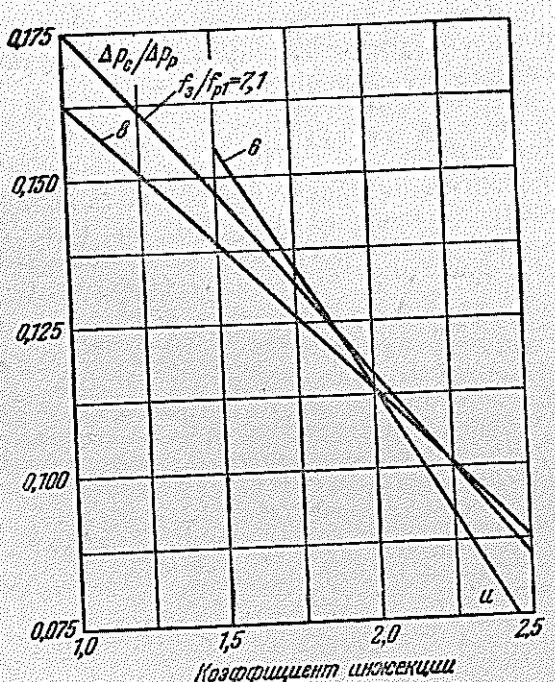


Рис. 5-9. Характеристика водоструйного насоса $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u)$ при различных значениях $f_з/f_{p1}$.

Расчетный расход рабочей воды

$$G_p = \frac{G_c}{1+u} = \frac{100}{2{,}86} \text{ т/ч} = 34{,}5 \text{ т/ч} = 9{,}58 \text{ кг/сек}.$$

Расчетный расход инжектируемой воды

$$G_н = uG_p = 1{,}86 \cdot 34{,}5 \text{ т/ч} = 65{,}5 \text{ т/ч} = 18{,}2 \text{ кг/сек}.$$

Выходное сечение рабочего сопла по формуле (5-14)

$$f_{p1} = \frac{9{,}58}{0{,}95}\sqrt{\frac{0{,}001}{19{,}62 \cdot 80\,000}} = 255 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 255 \text{ мм}^2.$$

Диаметр выходного сечения рабочего сопла

$$d_1 = 1{,}13\sqrt{f_{p1}} = 1{,}13\sqrt{255} = 18 \text{ мм}.$$

Сечение камеры смешения

$$f_з = 7{,}1 f_{p1} = 7{,}1 \cdot 255 = 1\,800 \text{ мм}^2.$$

Диаметр камеры смешения

$$d_з = 1{,}13\sqrt{f_з} = 1{,}13\sqrt{1\,800} = 49 \text{ мм}.$$

Длина свободной струи определяется по формуле (2-52):

$$l_{c1} = \frac{0{,}37 + 1{,}9}{4{,}4 \cdot 0{,}16} 18 = 58 \text{ мм}.$$

Диаметр свободной струи на расстоянии 58 *мм* от выходного сечения рабочего сопла по формуле (2-53)

$$d_4 = 1{,}55 \cdot 2{,}9 \cdot 18 = 81 \text{ мм}.$$

Так как диаметр камеры смешения насоса $d_з = 49$ *мм* < 81 *мм*, то входной участок камеры смешения должен быть выполнен в виде конического перехода, на котором диаметр меняется от 81 до 49 *мм*.

При угле раствора конуса 90° длина входного участка камеры смешения $l_{c2} = 32$ *мм*.

Расстояние от выходного сечения рабочего сопла до входного сечения цилиндрической камеры смешения

$$l_c = l_{c1} + l_{c2} = 58 + 32 = 90 \text{ мм}.$$

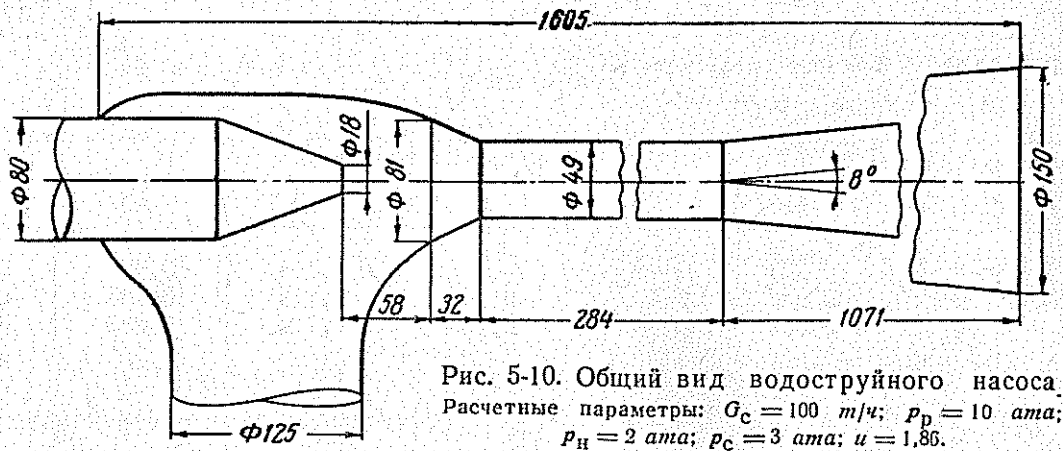


Рис. 5-10. Общий вид водоструйного насоса.
Расчетные параметры: $G_c = 100$ *т/ч*; $p_р = 10$ *ата*; $p_н = 2$ *ата*; $p_с = 3$ *ата*; $u = 1{,}86$.

Длина цилиндрической камеры смешения определяется по формуле (2-56)

$$l_к = \frac{49}{2 \cdot 0{,}05}\left\{1 - \sqrt{\frac{1}{7{,}4}} \times \right.$$

$$\left. \times \left[\frac{0{,}12 \cdot 1{,}9}{(7{,}4 - 1) + \frac{1{,}92}{(74 - 1)^2}} + 0{,}29\right]\right\} -$$

$$- 91 = 284 \text{ мм}.$$

Общий вид рассчитанного водоструйного насоса с основными размерами показан на рис. 5-10.

Пример 5-4. Подобрать водоструйный насос (элеватор) для присоединения отопительной системы здания к тепловой сети, определить требующийся рабочий перепад давлений в сопле, построить характеристику $\Delta p_с = f(G_с)$ и рассмотреть режимы работы отопительной системы при изменении действующего рабочего перепада давлений в сети, а также сопротивления отопительной системы из-за отключения части отопительных приборов.

Расчетный расход воды в отопительной системе $V_с = 40$ *м³/ч* при потере давления $\Delta p_с = 1\,000$ *кГ/м²*.

Удельный объем воды

$$v_р = v_н = v_с = 0{,}00103 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Расчетный коэффициент инжекции $u = 2{,}5$.

Определяем сопротивление отопительной системы:

$$s = \frac{\Delta p_с}{V_с^2} = \frac{1\,000}{40^2} = 0{,}625 \text{ кг} \cdot \text{ч}^2/\text{м}^2 \cdot \text{м}^6.$$

Определяем оптимальное сечение камеры смешения элеватора по формуле (5-27а):

$$f_з = \frac{0{,}00006}{\sqrt{0{,}00103 \cdot 0{,}625}} = 0{,}00236 \text{ м}^2 =$$

$$= 2\,360 \text{ мм}^2.$$

Оптимальный диаметр камеры смешения

$$d_з = 1{,}13\sqrt{2\,360} = 55 \text{ мм}.$$

Подбираем по таблице на рис. 5-6 ближайший серийный размер: элеватор № 7, $d_з = 59$ *мм*;

$$f_з = 0{,}786 d_3^2 = 2\,740 \text{ мм}^2 = 0{,}00274 \text{ м}^2.$$

Определяем по формуле (5-29б) сечение сопла; так как значение $n = \frac{f_з}{f_{н2}}$ заранее неизвестно, то принимаем его предварительно: $n = 1{,}1$.

$$f_{р1} = \frac{0{,}00274}{3{,}5^2[130 \cdot 10^6 \cdot 0{,}001030 \cdot 0{,}625 \cdot 274^2 \cdot 10^{-10} + 0{,}63 - 0{,}40 \cdot 1{,}1 \cdot 0{,}5]} = 0{,}000221 \text{ м}^2 = 221 \text{ мм}^2;$$

$$\frac{f_з}{f_{р1}} = \frac{2\,740}{221} = 12{,}4.$$

Значение

$$n = \frac{f_з}{f_{н2}} = \frac{f_з/f_{р1}}{f_з/f_{р1} - 1} = \frac{12{,}4}{11{,}4} = 1{,}09,$$

т. е. близко к предварительно выбранному значению $f_з/f_{р1} = 1{,}1$, поэтому выбранное значение $f_{р1}$ не пересчитываем.

$$d_1 = 1{,}13\sqrt{f_{р1}} = 16{,}8 \text{ мм}.$$

Эти же результаты могут быть найдены непосредственным отсчетом по рис. 5-5.

Требующийся перепад давлений в рабочем сопле определяется по формуле (5-15)

$$\Delta p_р = \frac{3{,}08^2}{0{,}95^2} \cdot \frac{0{,}00103 \cdot 10^{12}}{19{,}6 \cdot 221^2} =$$

$$= 11\,300 \text{ кГ/м}^2 = 1{,}13 \text{ ат}.$$

Весовой расход воды

$$G_р = \frac{G_с}{1 + u} = \frac{10{,}75}{1 + 2{,}5} = 3{,}08 \text{ кг/сек};$$

$$G_с = \frac{V_с}{v_с z} = \frac{40}{0{,}00103 \cdot 3\,600} = 10{,}75 \text{ кг/сек}$$

Теперь построим характеристику элеватора.

Расчет характеристики проводится по уравнению (5-19б).

Таблица 5-2

Результаты расчета характеристики $\Delta p_c = f(V_c)$ струйного насоса

Искомая величина	Перепад давлений в рабочем сопле, $кГ/м^2$	Коэффициент инжекции							
		0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
Потеря давления в отопительной системе, $кГ/м^2$	15 000	2 110	1 970	1 840	1 680	1 500	1 330	1 085	859	615
	11 300	1 590	1 490	1 385	1 270	1 130	1 000	820	646	464
	6 000	842	792	735	672	600	530	434	343	246
Объемная производительность насоса, $м^3/ч$	15 000	13,15	19,7	26,3	32,9	39,5	46,0	52,6	59,1	65,8
	11 300	11,4	17,1	22,8	28,5	34,2	40,0	45,6	51,5	57,0
	6 000	8,3	12,45	16,6	20,8	24,9	29,1	33,3	37,4	41,6

Результаты расчета

u	0	0,5	1	1,5	2,0
$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}$	0,1406	0,132	0,1224	0,1118	0,0998

u	2,5	3,0	3,5	4,0
$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}$	0,0885	0,0724	0,0571	0,041

На основе характеристики $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u)$ легко построить характеристику $\Delta p_c = f(V_c)$ для разных значений Δp_p.

При построении расход рабочей воды G_p определяется по формуле (5-15), весовая секундная производительность насоса—по формуле $G_c = G_p(1+u)$, а часовая объемная производительность насоса—по формуле $V_c = G_c v_c z$.

На рис. 5-11 приведены характеристики $\Delta p_c = f(V_c)$ при трех значениях Δp_p=15 000, 11 300 и 6 000 $кГ/м^2$. На этом же графике нанесены характеристики $\Delta p_c = f(V_c)$ отопительной системы, построенные по формуле $\Delta p_c = sV_c^2$ при двух значениях сопротивления системы $s = 0{,}625$ и 1 $кг \cdot ч^2/м^2 \cdot м^6$.

Результаты расчета приведены в табл. 5-2 и на рис. 5-11.

Режим работы установки определяется точкой пересечения характеристик элеватора и отопительной системы.

Как видно из рис. 5-11, при постоянном значении сопротивления системы повышение перепада давлений в рабочем сопле элеватора приводит к увеличению расхода воды через отопительную систему и росту перепада давлений в отопительной системе, причем перепад давлений в отопительной системе Δp^c изменяется прямо пропорционально перепаду давлений в рабочем сопле Δ а расход воды через отопительную систему G_c — пропорционально корню квадратному из Δp_p.

Так, при $s = 0{,}625$ $кг \cdot ч^2/м^2 \cdot м^6$ и $\Delta p_p = 15\,000$ $кГ/м^2$ $\Delta p_c = 1\,320$ $кГ/м^2$ и $V_c = 46$ $м^3/ч$. При том же значении s и $\Delta p_p = 6\,000$ $кГ/м^2$ $\Delta p_c = 525$ $кГ/м^2$ и $V_c = 29$ $м^3/ч$.

При постоянном перепаде давлений Δp_p в сопле элеватора и увеличении сопротивления s отопительной системы уменьшается расход воды через отопительную систему V_c и одновременно растет перепад давлений в ней Δp_c. Так, при $\Delta p_p = 15\,000$ $кГ/м^2$ увеличение сопротивления отопительной системы с 0,625 до 1 $кг \cdot ч^2/м^2 \cdot м^6$ приводит к уменьшению расхода воды через систему от $V_c = 46$ $м^3/ч$ до $V_c = 39$ $м^3/ч$ при одновременном увеличении перепада давлений в системе с $\Delta p_c = 1\,320$ $кГ/м^2$ до $\Delta p_c = 1\,520$ $кГ/м^2$.

Пример 5-5. Построить характеристику $p_c = f(u)$ водоструйного элеватора ВТИ—

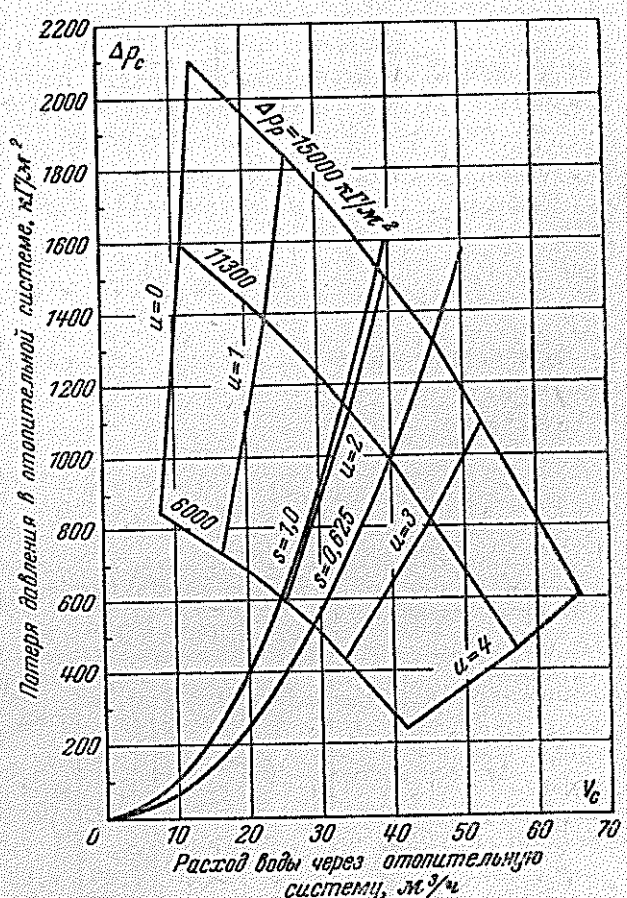


Рис. 5-11. Характеристики $\Delta p_c = f(V_c)$ водоструйного элеватора № 7 ВТИ—Теплосеть Мосэнерго ($d_з = 59$ мм; $d_1 = 16{,}8$ мм) и отопительной системы.

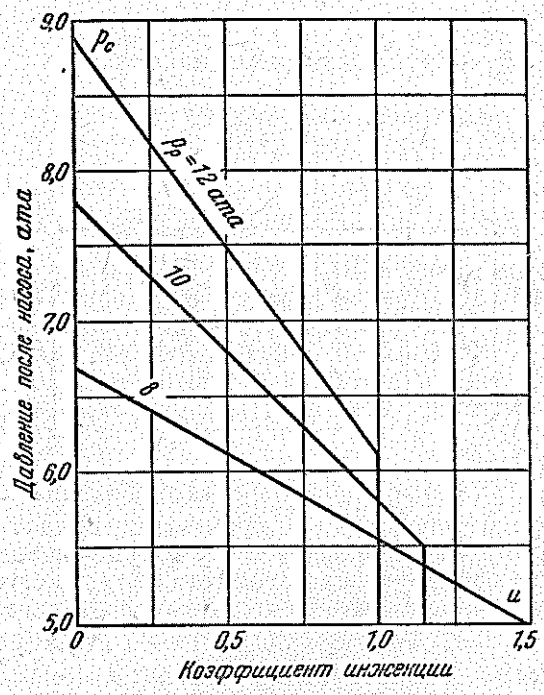


Рис. 5-12. Характеристики $p_c = f(u)$ водоструйного насоса при различных давлениях p_p рабочего потока.
$p_и = 5$ *ата*; $t_н = 70°$ С; $t_р = 150°$ С; $f_з/f_{р1} = 2{,}25$.

Теплосеть Мосэнерго № 1 ($d_з = 15$ *мм*; $d_1 = 10$ *мм*) при трех значениях давления рабочего потока перед элеватором: $p_р = 12$, 10 и 8 *ата*.

Давление инжектируемой среды перед аппаратом $p_н = 5$ *ата*. Температура рабочей среды $t_р = 150°$ С. Температура инжектируемой среды $t_н = 70°$ С.

Решение. Для рассматриваемого аппарата

$$f_з/f_{р1} = 2{,}25;\ f_{н2}/f_{р1} = 1{,}25.$$

Поскольку удельные объемы рабочей и инжектируемой сред близки, принимаем $v_р = v_и = v_с$.

Таблица 5-3

Расчет характеристики элеватора

Искомая величина	Коэффициент инжекции			
	0	0,5	1,0	1,5
Отношение перепадов $\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р}$	0,565	0,355	0,16	0
Температура смешанного потока, °С	150	122	110	102
$p_к$, *ата*	4,85	2,16	1,46	1,11
$u_к$ при $p_р = 12$ *ата*	0,18	0,90	1,00	1,08
$u_к$ при $p_р = 10$ *ата*	0,22	1,10	1,25	1,32
$u_к$ при $p_р = 8$ *ата*	0,28	1,50	1,65	1,80

Задаемся рядом значений коэффициента инжекции u. Строим характеристику аппарата по уравнению (5-19 б). Определяем значение кавитационного коэффициента инжекции по уравнению (5-32). Результаты расчета приведены на рис. 5-12 и в табл. 5-3.

5-5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУЙНЫХ НАСОСОВ

Экспериментальное исследование струйных насосов и апробация приведенных выше уравнений для расчета этих аппаратов были проведены на специальной экспериментальной установке, сооруженной во ВТИ. Основная часть экспериментальных исследований была проведена инж. Р. П. Сазоновым [Л. 62].

Принципиальная схема экспериментальной установки приведена на рис. 5-13.

На стенде были испытаны три камеры смешения с одинаковым внутренним диаметром 26 *мм* и разными длинами: 100, 200 и 300 *мм*. Так как общая строительная длина контура оставалась постоянной, то при испытании различных камер смешения устанавливался соответствующий сменный отвод *4* после измерительной диафрагмы *15*. Все элементы проточной части элеватора (сопло, камера смешения и диффузор) были тщательно обработаны.

Опыты были проведены при значениях отношения сечения камеры смешения и выходного сечения сопла $f_з/f_{р1} = 6{,}5$—$18{,}8$. Это изменение достигалось путем установки сопел с различными выходными сечениями при постоянном диаметре камеры смешения $d_з = 20$ *мм*.

Формы входного участка были следующие:

а) резкий переход под углом 90° (без переходного участка);

б) конический переход с углом конусности 60°;

в) скругленный переход.

Исследованные профили показаны на рис. 5-14.

Оптимальное положение рабочего сопла, для которого при неизменных давлениях рабочей, инжектируемой и смешанной сред достигался наибольший коэффициент подмешивания, определялось опытным путем.

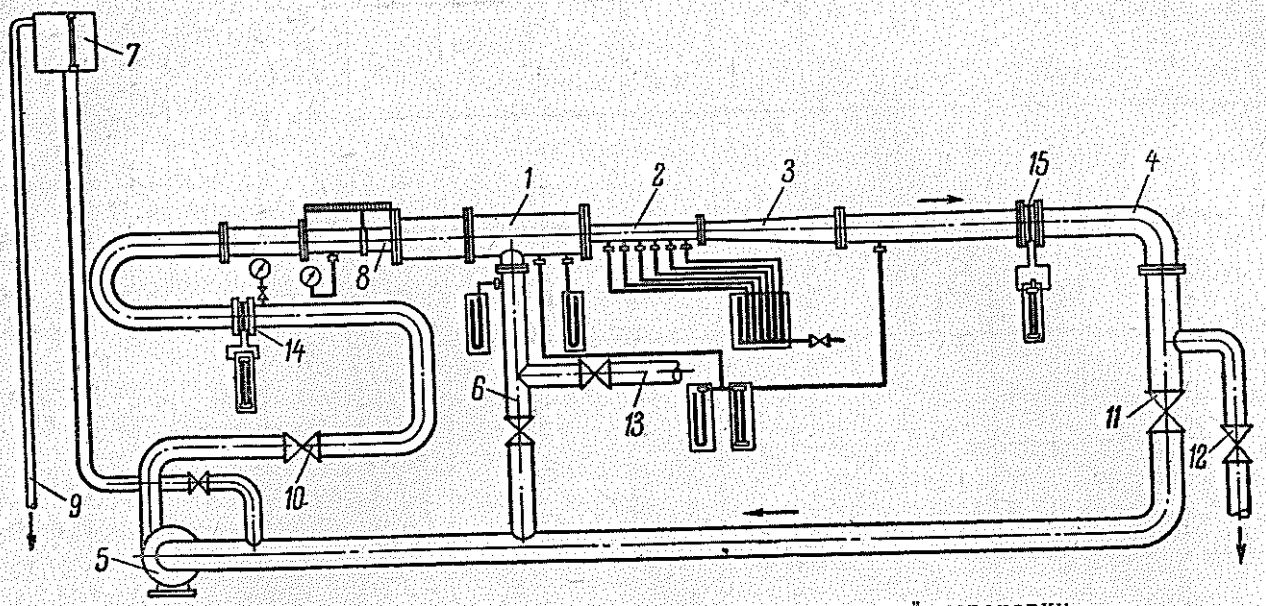


Рис. 5-13. Принципиальная схема экспериментальной установки.

1 — приемная камера насоса; *2* — камера смешения; *3* — диффузор; *4* — сменный отвод; *5* — центробежный насос; *6* — патрубок подсасываемой воды; *7* — расширительный бак; *8* — подвижной патрубок рабочей воды; *9* — переливная труба; *10* и *11* — регулировочные вентили; *12* — патрубок для сброса воды; *13* — патрубок для подпитки; *14* и *15* — измерительные диафрагмы.

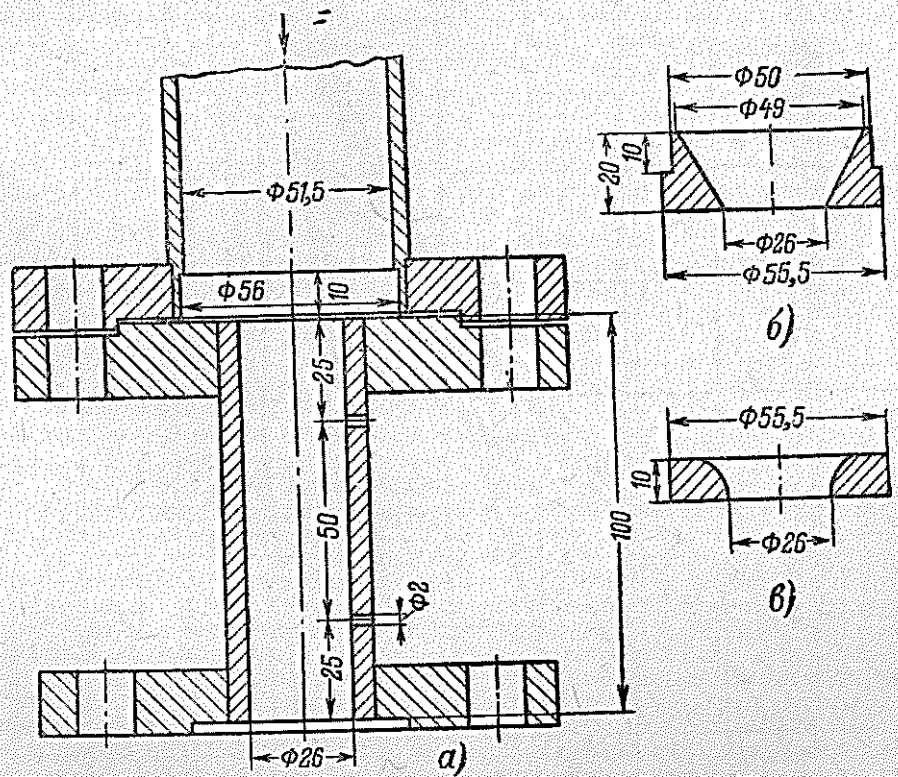


Рис. 5-14. Камера смешения со сменными входными участками.

а — камера смешения без входного участка (резкий переход под углом 90°); *б* — конический входной участок; *в* — скругленный входной участок.

Опытная проверка уравнения характеристики водоструйного насоса

На рис. 5-15 сплошными линиями нанесены расчетные характеристики $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u)$, построенные по уравнению (5-19б) при следующих принятых в расчете коэффициентах скорости: $\varphi_1 = 0{,}95$; $\varphi_2 = 0{,}975$; $\varphi_3 = 0{,}9$; $\varphi_4 = 0{,}925$.

На этом же рисунке пунктиром нанесены расчетные характеристики $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u)$, построенные по тем же уравнениям, но при значениях коэффициентов скорости: $\varphi_1 = 0{,}97$; $\varphi_2 = 0{,}975$; $\varphi_3 = 0{,}9$; $\varphi_4 = 0{,}925$.

Расчетные характеристики построены для аппаратов с пятью различными значениями параметра f_3/f_{p1} (6,5—

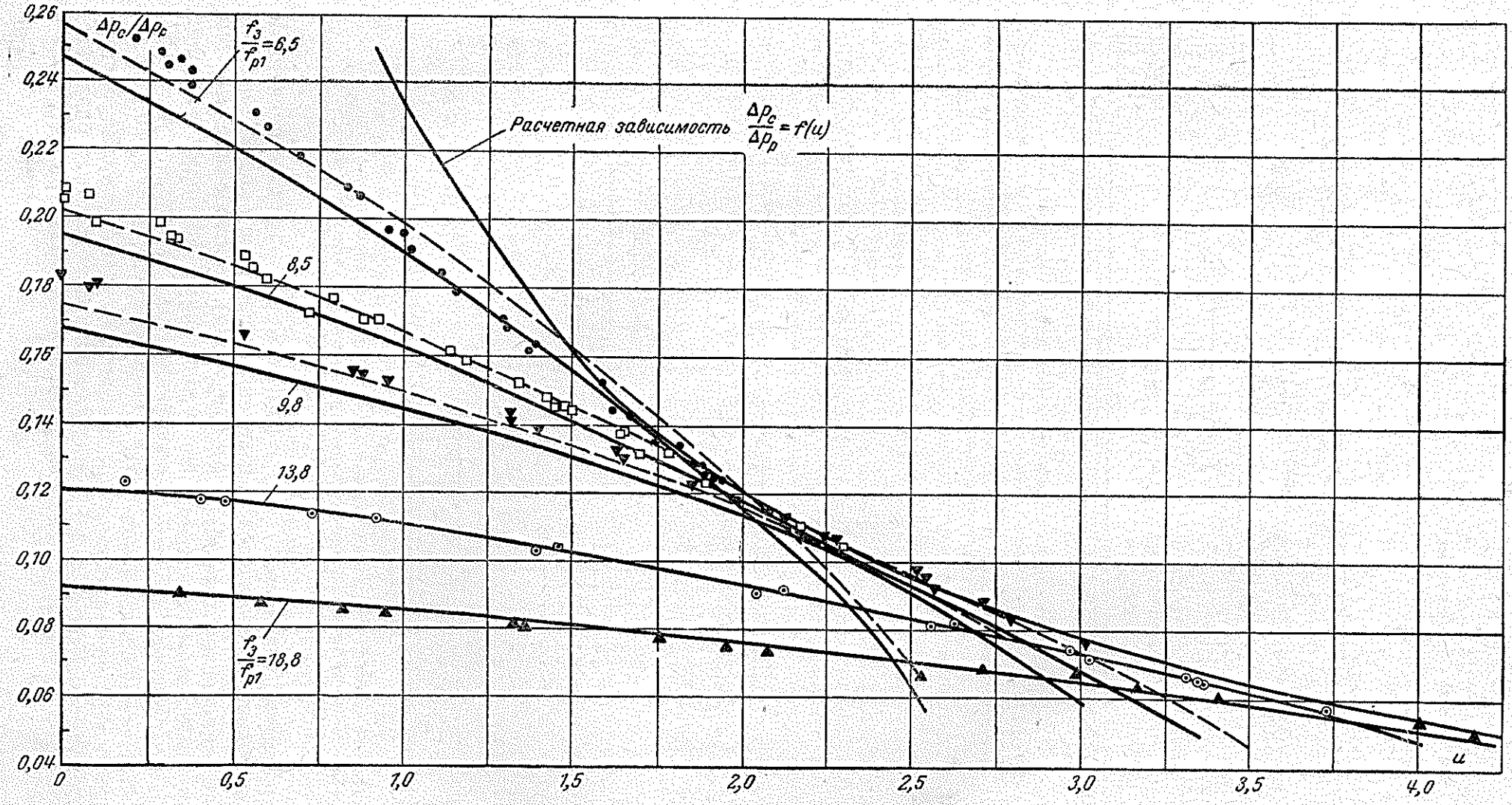


Рис. 5-15. Характеристики элеватора $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u)$ при различных отношениях f_3/f_{p1} ($d_3 = 26$ *мм*; $l_к = 100$ *мм*; $l_c = 30$ *мм*).

———— — расчетные характеристики при $\varphi_1 = 0,95$; $\varphi_2 = 0,975$; $\varphi_3 = 0,9$; $\varphi_4 = 0,925$;
– – – – – – — расчетные характеристики при $\varphi_1 = 0,97$; $\varphi_2 = 0,975$; $\varphi_3 = 0,9$; $\varphi_4 = 0,925$

Условные обозначения	d_1, *мм*	d_3, *мм*	f_3/f_{p1}
●	10,2	26	6,5
□	9,0	26	8,5
▼	8,3	26	9,8
○	7,0	26	13,8
▲	6,0	26	18,8

18,8), которые соответствуют элеваторам, испытанным на стенде. Там же нанесены опытные точки, полученные при экспериментальном исследовании.

Как видно из рис. 5-15, расчетная характеристика насоса хорошо описывает работу аппарата. При отношениях сечений $f_з/f_{p1}=18{,}8$ и 13,8 все опытные точки для разных коэффициентов инжекции ложатся на расчетную характеристику, соответствующую коэффициенту скорости рабочего сопла $\varphi_1=0{,}95$. При значениях параметра $f_з/f_{p1}=9{,}8$ и 8,5 опытные точки хорошо ложатся на расчетную характеристику, соответствующую коэффициенту скорости рабочего сопла $\varphi_1=0{,}97$ (пунктирные кривые). Для аппарата с $f_з/f_{p1}=6{,}5$ опытные точки при малых коэффициентах инжекции (до 1,0) ложатся на расчетную характеристику при $\varphi_1=0{,}97$, а для больших (1,0—2,0) — на расчетную характеристику, соответствующую $\varphi_1=0{,}95$.

Таким образом, при соплах малого диаметра (6,0 и 7,0 *мм*) лучшее совпадение с опытом дает коэффициент скорости рабочего сопла $\varphi_1=0{,}95$, а при соплах больших диаметров (8,3; 9,0 и 10,2 *мм*) коэффициент скорости рабочего сопла $\varphi_1=0{,}97$ при одинаковых в обоих случаях $\varphi_2=0{,}975$; $\varphi_3=0{,}9$ и $\varphi_4=0{,}925$.

Таким образом, рекомендуемые для расчета значения коэффициентов скорости $\varphi_1=0{,}95$; $\varphi_2=0{,}975$; $\varphi_3=0{,}9$ и $\varphi_4=0{,}925$ позволяют получить характеристики струйных насосов с некоторым запасом.

Оптимальное положение рабочего сопла

Для исследования влияния положения рабочего сопла в приемной камере на характеристику элеватора были проведены опыты по снятию рабочих характеристик при следующих расстояниях выходного сечения сопла от входного сечения цилиндрической камеры смешения: $l_c=0$; 30; 50; 75 и 100 *мм*.

На рис. 5-16 представлены опытные кривые $u=f\left(\frac{l_c}{d_з}\right)$, полученные при трех различных значениях параметра $f_з/f_{p1}$ и оптимальном значении $\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}$ для каждого из них.

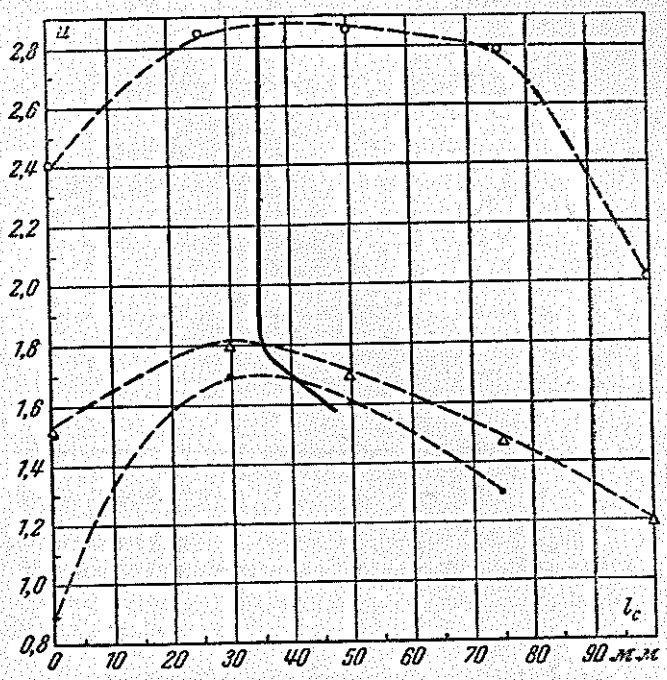


Рис. 5-16. Зависимость коэффициента инжекции струйного насоса от расположения сопла при $\Delta p_c/\Delta p_p=\text{const}$ (диаметр камеры смешения $d_з=26$ *мм*, длина камеры смешения $l_к=100$ *мм*).

l_c — расстояние выходного сечения сопла от входного сечения цилиндрической камеры смешения, *мм*

Условные обозначения	$\Delta p_c/\Delta p_p$	d_1 *мм*	$f_з/f_{p1}$
●	0,155	10,2	6,5
△	0,122	8,3	9,8
○	0,056—0,06	6,0	18,8

Как видно из рис. 5-16, оптимальное расстояние сопла от камеры смешения равно 26—40 *мм*, что при диаметре камеры смешения $d_з=26$ *мм* составляет $l_c=(1—1{,}5)d_з$.

Кроме того, на рис. 5-16 сплошной линией нанесено расстояние сопла от камеры смешения l_c, подсчитанное по формулам (2-51)—(2-54) при значении константы $a=0{,}18$. Расчетные данные также хорошо согласуются с результатами эксперимента.

Влияние длины камеры смешения

На рис. 5-17 приведены результаты испытаний элеватора с выходным сечением сопла $d_1=8{,}3$ *мм* и камерами смешения диаметром $d_з=26$ *мм* и длиной 100, 200 и 300 *мм*, т. е. приблизительно $4d_з$, $8d_з$ и $12d_з$, где $d_з=26$ *мм*.

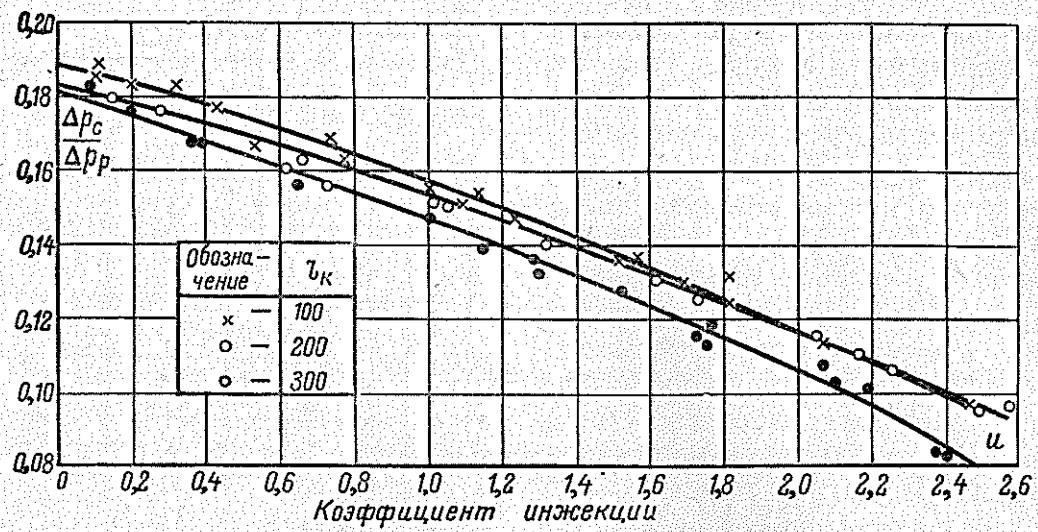


Рис. 5-17. Характеристики элеваторов $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u)$ при различных длинах камеры смешения $l_к$.

($d_1 = 8{,}3$ *мм*; $d_з = 26$ *мм*; $f_з/f_{p1} = 9{,}8$; $l_c = 30$ *мм*).

Условные обозначения	$l_к$, *мм*
×	100
○	200
●	300

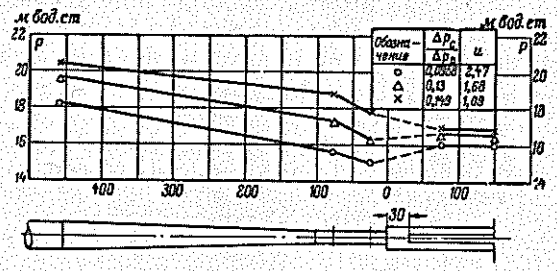


Рис. 5-18. Изменение давления вдоль элеватора при камере смешения длиной $l_к = 100$ *мм* ($d_1 = 8{,}3$ *мм*; $d_з = 26$ *мм*; $f_з/f_{p1} = 9{,}8$; $l_c = 30$ *мм*).

Условные обозначения	$\Delta p_c/\Delta p_p$	u
○	0,095	2,47
△	0,138	1,68
×	0,149	1,09

Все опыты проведены при одном положении сопла $l_c = 30$ *мм*. Характеристика элеватора с короткой камерой смешения (100 *мм*) проходит выше, чем при камерах большей длины. Только при больших коэффициентах инжекции (2,0—2,5) характеристики элеваторов с камерами длиной 100 и 200 *мм* практически совпадают.

Влияние длины камеры смешения на эффективность работы элеватора наглядно иллюстрируется характером

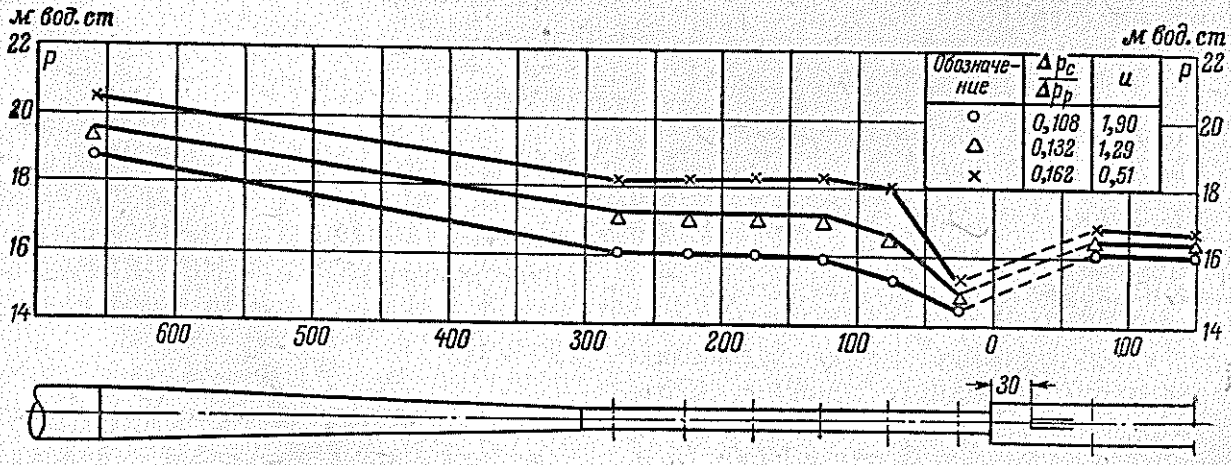


Рис. 5-19. Изменение давления вдоль элеватора при камере смешения длиной $l_к = 300$ *мм* ($d_1 = 8{,}3$ *мм*; $d_з = 26$ *мм*; $f_з/f_{p1} = 9{,}8$; $l_c = 30$ *мм*).

Условные обозначения	$\Delta p_c/\Delta p_p$	u
○	0,108	1,9
△	0,132	1,29
×	0,162	0,51

изменения давления по длине камеры смешения (рис. 5-18 и 5-19).

Для короткой камеры смешения (рис. 5-18) длиной 100 *мм* давление на большей части ее длины, кроме начального участка, растет вплоть до входа в диффузор.

При камере длиной 300 *мм* (рис. 5-19) рост давления происходит только на протяжении около 125 *мм*, после чего давление остается постоянным. Это свидетельствует о том, что длина камеры $l_к = 300$ *мм* завышена. Участок камеры смешения длиной 175 *мм* $\approx 7d_3$, на котором рост давления не наблюдается, является излишним.

Проведенные исследования показывают, что оптимальное положение рабочего сопла не остается постоянным при всех длинах камеры смешения, а изменяется с изменением длины последней. Так, например, при камере смешения длиной 100 *мм* характеристика элеватора $\frac{\Delta p_c}{\Delta p_р} = f(u)$ при $l_c = 30$ *мм* проходит выше, чем при $l_c = 0$. Рабочие точки при 0 и 30 *мм* для аппарата с длиной камеры $l_к = 200$ *мм* ложатся на одну и ту же кривую. При длинной камере смешения ($l_к = 300$ *мм*) характеристика $\Delta p_c/\Delta p_р = f(u)$ для положения $l_c = 0$ проходит выше, чем для положения $l_c = 30$ *мм*.

Удаление сопла от начала цилиндрической части камеры смешения увеличивает длину свободной струи в приемной камере, вследствие чего восстановление давления происходит на меньшей длине камеры смешения и растет неиспользуемая длина камеры смешения. Эффективность работы аппаратов с завышенной длиной камеры смешения ухудшается при удалении сопла от камеры смешения. При очень сильном удалении рабочего сопла ($l_c = 100$ *мм*) сама приемная камера играет роль камеры смешения, а в собственно камере смешения давление уже не восстанавливается. В длинной камере смешения может иметь место даже некоторое падение давления.

Установка камер завышенной длины приводит к ухудшению работы элеватора.

Влияние профиля входного участка камеры смешения

Рабочие характеристики для аппаратов со скругленным входным участком, коническим переходом и резким переходом под углом 90° снимались при различных положениях сопла. Кривые, приведенные на рис. 5-20, построены как огибающие всех характеристик, относящихся к данной форме входного участка, т. е. учитывают

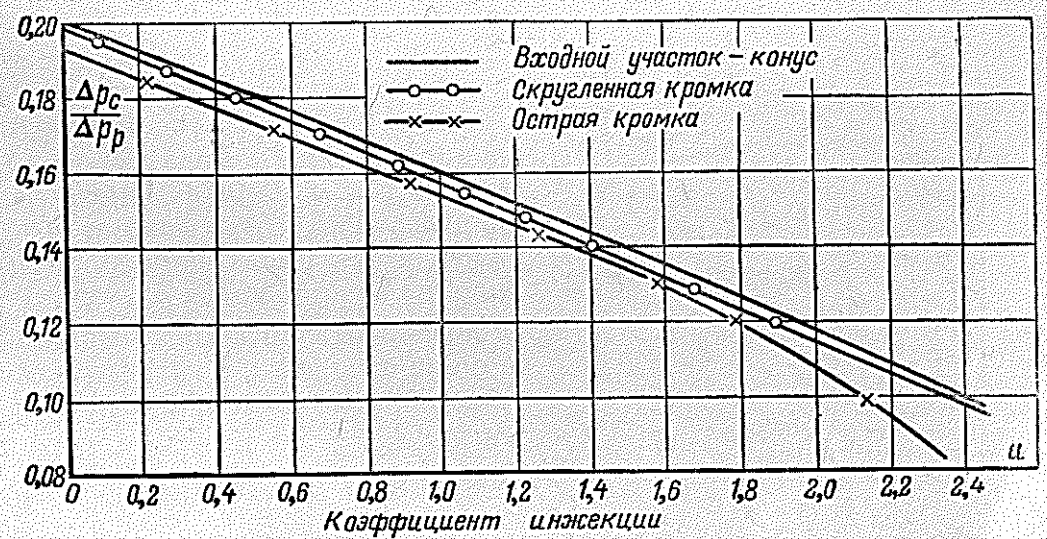


Рис. 5-20. Характеристики $\Delta p_c/\Delta p_р = f(u)$ водоструйного элеватора при различных формах входного участка камеры смешения ($d_1 = 8{,}3$ *мм*; $d_3 = 26$ *мм*; $f_3/f_{p1} = 9{,}8$; $l_к = 100$ *мм*; l_c — наивыгоднейшее).

———— входной участок — конус; —○—○—○— — скругленная кромка; —×—×—×— — острая кромка.

для каждого значения коэффициента инжекции наивыгоднейшее положение сопла.

Из сравнения этих кривых следует, что лучшие результаты для испытанного диапазона коэффициентов инжекции дает аппарат с коническим входным участком (верхняя кривая). Несколько ниже проходит характеристика аппарата со скругленным переходом и еще ниже—с самым неблагоприятным профилем — резким переходом под углом 90°. При больших коэффициентах инжекции (более 2,0) аппарат с острым переходом работает значительно хуже. Аналогичные результаты были получены и при испытании пароструйных компрессоров (рис. 2-41).

ГЛАВА ШЕСТАЯ

СТРУЙНЫЕ АППАРАТЫ ДЛЯ ПНЕВМОТРАНСПОРТА

К этой группе относятся струйные аппараты, в которых в качестве рабочей среды используется упругая среда — газ, а инжектируемой средой является неупругая среда — сыпучее твердое тело или жидкость. Такие аппараты применяются для пневмотранспорта, перекачки воды из резервуаров и колодцев и других целей.

На рис. 6-1 показана принципиальная схема струйного аппарата для пневмотранспорта.

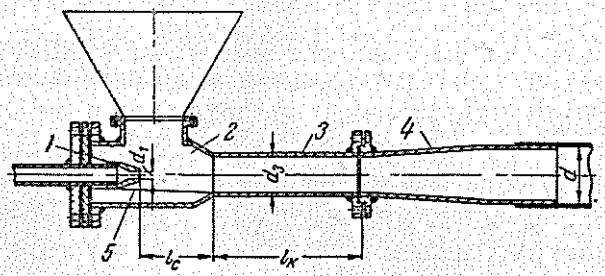


Рис. 6-1. Схема струйного аппарата для пневмотранспорта.

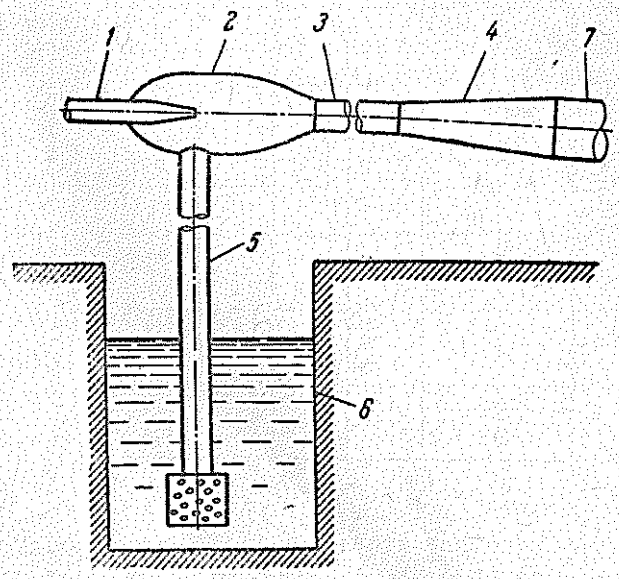


Рис. 6-2. Принципиальная схема газоводяного инжектора.

В приемную камеру *2* аппарата через воронку поступает сыпучий материал. Струя воздуха, выходящая с большой скоростью из рабочего сопла *1*, увлекает за собой сыпучий материал и передает ему часть своей кинетической энергии. Смесь воздуха и сыпучего материала поступает в камеру смешения *3*, где происходит выравнивание поля скоростей движущегося потока и частичное повышение давления. Затем эта смесь поступает в диффузор *4*, где происходит дальнейшее повышение давления движущегося потока.

Из диффузора поток под некоторым давлением $\Delta p_с = p_с - p_н$ поступает в трубопровод для дальнейшего транспорта.

На рис. 6-2 показана принципиальная схема газоводяного инжектора. Струя воздуха, выходящая с большой скоростью из рабочего сопла *1* в приемную камеру *2*, подсасывает по трубопроводу *5* воду из колодца *6* и передает ей часть своей кинетической энергии. Смесь воздуха и воды поступает в камеру смешения *3*, затем в диффузор *4*. На выходе из диффузора смесь имеет некоторое избыточное давление $\Delta p_с = p_с - p_н$, под действием которого она может транспортироваться по нагнетательной линии *7* после струйного аппарата.

6-1. ВЫВОД РАСЧЕТНЫХ УРАВНЕНИЙ

Твердый материал или жидкость могут поступать в приемную камеру струйного аппарата в чистом виде или в смеси с воздухом или газом.

Если в качестве инжектируемой среды в приемную камеру струйного аппарата поступает твердый материал или жидкость без примеси газа, а также в тех случаях, когда инжектируемой средой является смесь газа с твердым телом или жидкостью, но степень сжатия, создаваемая аппаратом, мала ($p_c/p_н \leqslant 1{,}2—1{,}4$), для расчета таких разнофазных струйных аппаратов принципиально применимы расчетные уравнения, приведенные в гл. 4, относящиеся к расчету газоструйных инжекторов с большой степенью расширения рабочего потока и малой степенью сжатия инжектируемого потока, так как эти уравнения получены из условия, что рабочая среда является упругой (сжимаемой), а инжектируемая среда неупругой. При этом в расчет вводится условность, так как предполагается, что в движущемся потоке, состоящем из газа и твердого тела или жидкости, твердая или жидкая фаза равномерно распределена в объеме газовой фазы и скорости твердой (жидкой) и газовой фаз одинаковы по сечению. В действительности же распределение может быть неравномерным и скорость твердого тела или жидкости ниже скорости газа. Торможение газа частицами твердого тела или жидкости вызывает дополнительные потери в аппарате.

Если эти дополнительные потери в аппарате учитываются выбором соответствующих значений коэффициентов скорости аппарата, то, как показывают проведенные исследования, результаты расчета струйных аппаратов для пневмотранспорта по уравнениям, выведенным для газоструйных аппаратов, достаточно удовлетворительно совпадают с опытом.

Специфической особенностью расчета разнофазных струйных аппаратов является определение удельных объемов инжектируемой и смешанной сред ($v_н$ и v_c), которые зависят от весовой концентрации инжектируемого твердого тела или жидкости в потоке инжектируемого и сжатого газа.

Под весовой концентрацией понимается отношение весового расхода твердого тела или жидкости к весовому расходу газа.

Если инжектируемая среда является смесью твердого тела или жидкости с газом, то удельный объем инжектируемой среды определяется по формуле

$$v_н = v_{н.г}\frac{u_г}{u_г + u_т} + v_т\frac{u_т}{u_г + u_т}\ м^3/кг, \qquad (6\text{-}1а)$$

где $u_г = \frac{G_{н.г}}{G_р}$ — коэффициент инжекции по газу;

$u_т = \frac{G_т}{G_р}$ — коэффициент инжекции по твердому телу или жидкости;

$G_{н.г}$, $v_{н.г}$ — расход ($кг/сек$) и удельный объем инжектируемого газа ($м^3/кг$);

$G_т$, $v_т$ — расход ($кг/сек$) и удельный объем инжектируемого твердого тела или жидкости ($м^3/кг$);

$G_р$ $кг/сек$ — расход рабочего газа.

В частном случае, когда инжектируемой средой является твердое тело или жидкость без смеси с газом,

$$u_г = 0;\ v_н = v_т.$$

В том случае, когда $\frac{v_т u_т}{u_г + u_т}$ — величина малая по сравнению с первым членом уравнения (6-1а), ею можно пренебречь:

$$v_н = v_{н.г}\frac{u_г}{u_г + u_т}. \qquad (6\text{-}1б)$$

Удельный объем смешанного потока на выходе из струйного аппарата

$$v_c = v_{с.г}\frac{1 + u_г}{1 + u_г + u_т} + v_т\frac{u_т}{1 + u_г + u_т}, \qquad (6\text{-}2а)$$

где $v_{с.г}$ — удельный объем сжатого газа на выходе из аппарата, $м^3/кг$.

При $u_г = 0$

$$v_c = v_{с.г}\frac{1}{1 + u_т} + v_т\frac{u_т}{1 + u_т}. \qquad (6\text{-}2б)$$

При $u_т = 0$ $v_c = v_{с.г}$

В том случае, когда $\frac{v_т u_т}{1+u_г+u_т}$ — величина малая по сравнению с первым членом уравнения (6-2а), можно ею пренебречь; тогда

$$v_с = v_{с.г}\frac{1+u_г}{1+u_г+u_т}. \qquad (6\text{-}2в)$$

Так же как и расчет равнофазных газоструйных инжекторов, расчет разнофазных инжекторов производится в два этапа: предварительный и окончательный.

На основе результатов проведенного ВТИ экспериментального исследования струйных аппаратов для пневмотранспорта песка и минеральной ваты могут приниматься следующие расчетные значения коэффициентов скорости проточной части при условии хорошего выполнения и тщательной сборки струйных аппаратов: $\varphi_1 = 0{,}95$; $\varphi_2 = 0{,}875$; $\varphi_3 = 0{,}81$; $\varphi_4 = 0{,}83$, чему соответствуют

$$K_1 = \varphi_1\varphi_2\varphi_3 = 0{,}674$$

и

$$K_2 = \varphi_2\varphi_3\varphi_4 = 0{,}587.$$

При расчете струйных аппаратов для пневмотранспорта жидкости могут приниматься те же значения коэффициентов скорости, что и для газоструйных аппаратов, а именно:

$$\varphi_1 = 0{,}95;\ \varphi_2 = 0{,}975;$$

$$\varphi_3 = 0{,}9;\ \varphi_4 = 0{,}925,$$

чему соответствуют

$$K_1 = \varphi_1\varphi_2\varphi_3 = 0{,}834$$

и

$$K_2 = \varphi_2\varphi_3\varphi_4 = 0{,}812.$$

Испарением жидкости при этом можно пренебречь.

Рассмотрим основные расчетные уравнения.

Суммарный коэффициент инжекции

$$u = u_г + u_т. \qquad (6\text{-}3)$$

Предварительный расчет суммарного коэффициента инжекции производится по формуле (4-1).

При $\Delta p_к = 0$ формула для определения суммарного коэффициента инжекции принимает вид

$$u = \frac{K_1}{K_3} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{\frac{k_р}{k_р - 1} p_р v_р \left[1 - \left(\frac{p_н}{p_р}\right)^{\frac{k_р - 1}{k_р}}\right]}{v_с \Delta p_с}} - 1. \qquad (6\text{-}4а)$$

Если в уравнение (6-4а) подставить значение удельного объема смешанного потока на выходе из аппарата $v_с$ по уравнению (6-2в), то получим

$$u = \frac{K_1^2}{K_3^2} \times$$

$$\times \frac{\frac{k_р}{k_р - 1} p_р v_р \left[1 - \left(\frac{p_н}{p_р}\right)^{\frac{k_р - 1}{k_р}}\right]}{v_{с.г} \Delta p_с (1 + u_г)} - 1. \qquad (6\text{-}4б)$$

При одинаковых температурах рабочего и сжатого потоков, т. е. когда

$$T_р = T_н = T_с,$$

$$p_р v_р = p_с v_{с.г},$$

или

$$v_{с.г} = \frac{p_р v_р}{p_с}.$$

С учетом последнего выражения уравнение (6-4б) приводится к виду

$$u = \frac{K_1^2}{K_3^2} \cdot \frac{\frac{k_р}{k_р - 1}\left[1 - \left(\frac{p_н}{p_р}\right)^{\frac{k_р - 1}{k_р}}\right]\left[1 + \frac{p_н}{\Delta p_с}\right]}{1 + u_г} - 1,$$

или

$$u_т = \frac{K_1^2}{K_3^2} \times$$

$$\times \frac{\frac{k_р}{k_р - 1}\left[1 - \left(\frac{p_н}{p_р}\right)^{\frac{k_р - 1}{k_р}}\right]\left[1 + \frac{p_н}{\Delta p_с}\right]}{1 + u_г} - (1 + u_г). \qquad (6\text{-}5)$$

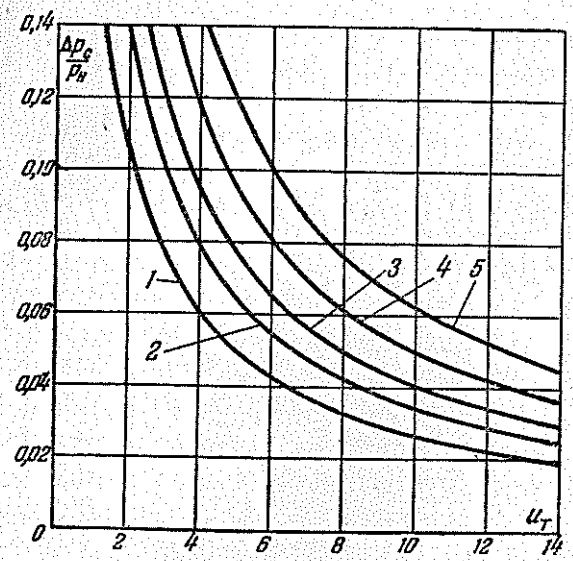


Рис. 6-3. Зависимость расчетного коэффициента инжекции по твердому телу $u_т$ от перепада давлений, создаваемого инжектором $u_т = f(\Delta p_с / p_н)$ при $u_г = 0$.

№ кривых	1	2	3	4	5
$p_р/p_н$	2	2,5	3	4	6

В частном случае, когда в качестве инжектируемой среды в струйный аппарат поступает сыпучее тело или жидкость без примеси газа, т. е. при $u_г = 0$,

$$u_т = \frac{K_1^2}{K_3^2} \cdot \frac{k_р}{k_р - 1} \left[1 - \left(\frac{p_н}{p_р} \right)^{\frac{k_р - 1}{k_р}} \right] \left[1 + \frac{p_н}{\Delta p_с} \right] - 1. \qquad (6\text{-}6)$$

Для определения коэффициента инжекции по твердому телу или жидкости $u_т$ по уравнению (6-5) необходимо знать $p_р$, $p_н$, $p_с$ и $u_г$.

Давление рабочего газа $p_р$ обычно бывает не ниже 2—3 *ата*.

Давление $p_н$ обычно равно 1 *ата*, если только в приемной камере аппарата искусственно не создается вакуум. Величина $\Delta p_с$, как правило, равна потере давления в сети после инжектора. Она зависит главным образом от диаметра и длины трубопровода после инжектора и удельного веса транспортируемой среды.

Как видно из уравнения (6-5), коэффициент инжекции $u_т$ по твердому телу или жидкости тем больше, чем меньше примесь газа к инжектируемым твердому телу или жидкости.

Наибольшего значения $u_т$ достигает, когда $u_г = 0$.

На рис. 6-3 и 6-4 приведена построенная по формуле (6-5) зависимость коэффициента инжекции по твердому телу от перепада давлений, развиваемого инжектором при двух значениях коэффициента инжекции по газу:

$$u_г = 0 \text{ и } u_г = 2.$$

Наивыгоднейшее распределение перепада давлений между диффузором и камерой смешений струйного аппарата

$$\mu = \frac{p_с - p_з}{p_с - p_2}$$

определяется по формуле (4-4).

При $\varphi_з = 0{,}81$

$$\mu_{опт} = \frac{\varphi_з^2}{2 - \varphi_з^2} = \frac{0{,}81^2}{2 - 0{,}81^2} = 0{,}49 \approx 0{,}5.$$

При $\varphi_з = 0{,}9$; $\mu_{опт} = 0{,}67$.

Таким образом, в струйных аппаратах для пневмотранспорта сыпучих материалов выгодно распределять восстанавливаемый перепад давлений примерно поровну между камерой смешения и диффузором. В струйных аппаратах для пневмотранспорта жид-

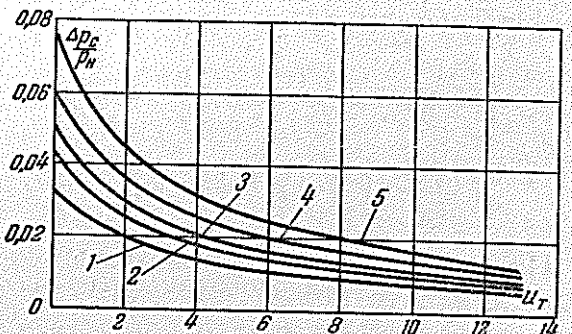


Рис. 6-4. Зависимость расчетного коэффициента инжекции по твердому телу $u_т$ от перепада давлений, создаваемого инжектором, $u_т = f(\Delta p_с / p_н)$ при $u_г = 2$.

№ кривых	1	2	3	4	5
$p_р/p_н$	2	2,5	3	4	6

кости выгодно одну треть перепада давлений восстанавливать в камере смешения, а две трети — в диффузоре.

Значение коэффициента $K_з$ определяется по формуле (4-3).

При $\varphi_з = 0{,}81$ и $\mu = 0{,}49$

$$K_з = \sqrt{\mu}\left[1 + \frac{\varphi_з^2(1-\mu)}{2\mu}\right] = 0{,}94.$$

При $\varphi_з = 0{,}9$ и $\mu = 0{,}67$ $K_з = 0{,}98$.

Зная производительность инжектора по твердому телу или жидкости $G_т$ и подсчитав коэффициент инжекции $u_т$, определяют расход рабочего газа по формуле

$$G_р = \frac{G_т}{u_т}.$$

Предварительный расчет геометрических параметров $f_з/f_{рх}$ и $f_2/f_{рх}$ производится по формулам (4-6) и (4-7). Оптимальное отношение сечений $f_з/f_{рх}$ определяется по формулам (4-10) и (4-12). Характеристика аппарата строится по формуле (4-8).

Если удельный объем $v_т$ инжектируемых твердого тела или жидкости во много раз меньше удельных объемов рабочего и инжектируемого газа ($v_р$ и $v_{н.г}$), можно для упрощения принять $v_т/v_{н.г} = 0$ и $v_т/v_р = 0$; тогда уравнение характеристики приводится к виду

$$\frac{\Delta p_с}{p_н} = \frac{f_{рх}}{f_з}\cdot\frac{p_р}{p_н}\left[\frac{f_{р1}}{f_{рх}}\left(\Pi_{р1} - \frac{p_н}{p_р}\right) + \frac{K_1}{\varphi_з} r\lambda_{р1} + \left(\frac{K_2}{\varphi_з} - 0{,}5\right) s\frac{f_{рх}}{f_{н2}} \times \frac{v_{с.г}}{v_р} u u_г - \left(\frac{1}{\varphi_з} - 0{,}5\right) s\frac{f_{рх}}{f_з} \times \frac{v_{с.г}}{v_р}(1+u)(1+u_г)\right]. \quad (6\text{-}7а)$$

При поступлении в приемную камеру аппарата инжектируемого твердого тела или жидкости без примеси газа, т. е. при $u_г = 0$ и $u = u_т$,

$$\frac{\Delta p_с}{p_н} = \frac{f_{рх}}{f_з}\cdot\frac{p_р}{p_н}\left[\frac{f_{р1}}{f_{рх}}\left(\Pi_{р1} - \frac{p_н}{p_р}\right) + \frac{K_1}{\varphi_з} r\lambda_{р1} - \left(\frac{1}{\varphi_з} - 0{,}5\right) s\frac{f_{рх}}{f_з} \times \frac{v_{с.г}}{v_р}(1+u_т)\right]. \quad (6\text{-}7б)$$

Критическое и выходное сечения рабочего сопла определяются по формулам (2-34) и (2-38).

Для определения осевых размеров аппарата могут быть использованы формулы (2-51) — (2-56), выведенные для расчета струйных компрессоров.

В том случае, когда в газоструйный аппарат в качестве инжектируемой среды поступает твердое тело или жидкость без примеси газа, но степень сжатия $p_с/p_н$ значительна, в струйном аппарате может наступить третий предельный режим, вызываемый достижением критической скорости в камере смешения. Расчет этого предельного режима может быть проведен по формуле (2-77). Поскольку объем инжектируемой жидкости или твердого тела очень мал по сравнению с объемом газа, можно принять, что все сечение камеры смешения занято только рабочим потоком. При этом условии предельное давление сжатия $(p_с)_{пр}$ должно соответствовать $u_{пр} = 0$. На основании формулы (2-77) находим

$$(p_с)_{пр} = p_р\frac{f_{рх}}{f_з}. \quad (6\text{-}8)$$

При одинаковых температурах рабочего и инжектируемого потоков $T_р = T_н = T_с$ равны также их критические скорости: $a_{рх} = a_{нх} = a_{сх}$. Однако критические сечения для рабочего и инжектируемого потоков различны, так как различны полные давления (давления адиабатного торможения) этих потоков.

Как видно из формулы (2-34б), критические сечения обратно пропорциональны полным давлениям потоков. Для рассматриваемого нами режима, когда $u = 0$, весовые расходы газа через сопло и камеру смешения равны $G_р = G_с$. При этом полному давлению рабочего потока $p_р$ соответствует критическое сечение $f_{рх}$, а полному давлению сжатого потока $(p_с)_{пр}$ — критическое сечение $f_з$. Поэтому $f_з/f_{рх} = p_р/(p_с)_{пр}$. Наступление третьего предельного режима определяется пересечением характеристики, построенной по уравнению (6-7), с линией предельных режимов, построенной по уравнению (6-8).

Пример 6-1. Рассчитать струйный аппарат для пневмотранспорта песка. Выбрать основные размеры аппарата и построить его характеристику $\Delta p_c/p_н = f(u_т)$.

Расход песка $G_т$=5 000 *кг/ч*=1,39 *кг/сек*. Параметры рабочего воздуха перед струйным аппаратом $p_р = 3$ *ата*; $t_р = 20°$ С. Вместе с песком в аппарат поступает также некоторое количество воздуха. Коэффициент инжекции по воздуху $u_г = 0{,}5$.

Смесь песка и воздуха поступает в струйный аппарат при давлении $p_н = 1$ *ата*.

На выходе смешанной среды из аппарата должно быть создано при расчетном режиме давление $p_с = 1{,}1$ *ата*.

Предварительный расчет

Определяем коэффициент инжекции по твердому телу по формуле (6-5):

$$u_т = \left(\frac{0{,}674}{0{,}94}\right)^2 \times$$

$$\times \frac{\frac{1{,}4}{0{,}4}\left[1-\left(\frac{1}{3}\right)^{0{,}285}\right]\left[1+\frac{1}{0{,}1}\right]}{1{,}5} - 1{,}5 = 2{,}0.$$

Определяем оптимальное отношение сечений $f_з/f_{р\,x}$ по формуле (4-12б):

$$\frac{f_з}{f_{р\,x}} = \frac{0{,}5 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}875 \cdot 0{,}742 \cdot 1{,}27}{0{,}033} = 12.$$

Окончательный расчет

Строим характеристику инжектора $\Delta p_c/p_н = f(u_т)$ по уравнению (6-7а) при $u_г = 0{,}5$ для предварительно выбранного значения $f_з/f_{р\,x} = 12$.

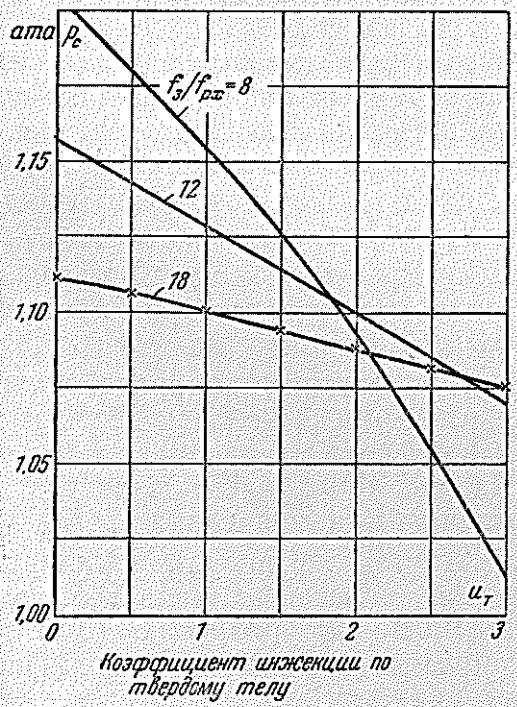


Рис. 6-5. Характеристики $p_с = f(u_т)$ инжектора для пневмотранспорта песка при различных значениях $f_з/f_{р\,x}$; $p_р = 3$ *ата*; $p_н = 1$ *ата*; $u_г = 0{,}5$.

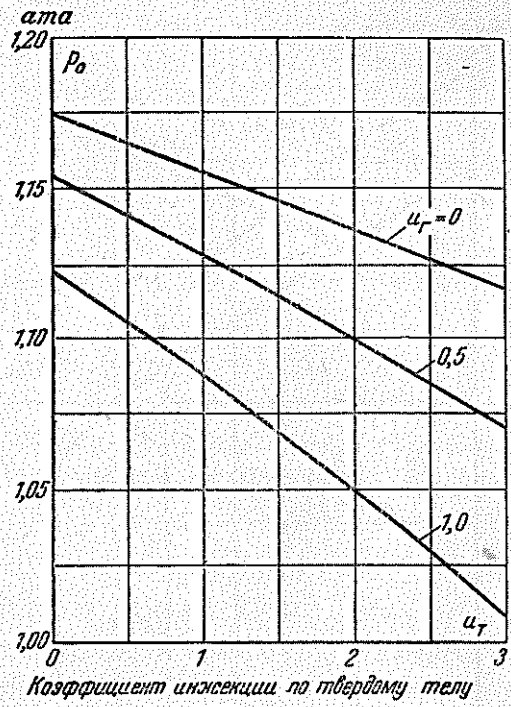


Рис. 6-6. Характеристики $p_с = f(u_т)$ инжектора для пневмотранспорта песка при различных значениях коэффициента инжекции по воздуху $u_г$.

$p_р = 3$ *ата*; $p_н = 1$ *ата*; $f_з/f_{р\,x} = 12$.

Результаты расчета приведены на рис. 6-5. Для сравнения там же приведены характеристики инжектора при значениях $f_з/f_{р\,x} = 8$ и 18, т. е. отличающихся в 1,5 раза от расчетного значения.

Как видно из результатов расчета, предварительно выбранное значение $f_з/f_{р\,x}$ является правильным. В инжекторе, имеющем отношение сечений $f_з/f_{р\,x} = 12$, при давлении сжатия $p_с = 1{,}1$ *ата* коэффициент инжекции по твердому телу составляет $u_т = 2$. В инжекторах с другим отношением $f_з/f_{р\,x}$ как при $f_з/f_{р\,x} > 12$, так и при $f_з/f_{р\,x} < 12$ коэффициент инжекции $u_т$ при $p_с = 1{,}1$ *ата* ниже 2.

Для того чтобы показать, как отражается на характеристике инжектора коэффициент инжекции по газу, на рис. 6-6 приведена характеристика $\Delta p_c/p_н = f(u_т)$ выбранного инжектора с отношением сечений $f_з/f_{р\,x} = 12$ при трех значениях $u_г$=0; 0,5 и 1,0.

Как видно из приведенных данных, увеличение примеси газа в инжектируемой среде приводит при одном и том же значении давления сжатия $p_с$ к значительному снижению коэффициента инжекции $u_т$, а значит, и производительности инжектора $G_т$ по твердому телу. При постоянном коэффициенте инжекции по твердому телу $u_т$ увеличение примеси воздуха в инжектируемой среде приводит к понижению давления сжатия $p_с$.

Пример 6-2. Рассчитать струйный аппарат для пневмотранспорта воды. Выбрать

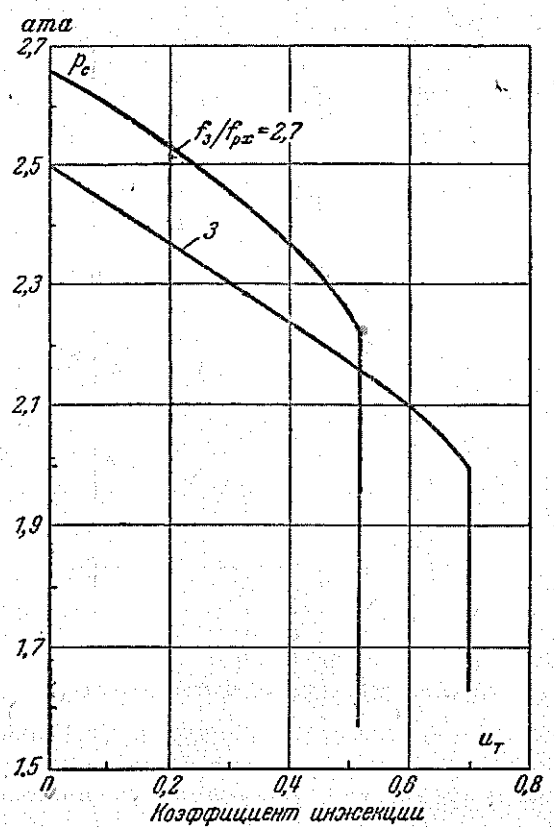


Рис. 6-7. Характеристики $p_с = f(u_т)$ газоводяного инжектора.
$p_р = 6$ *ата*; $p_н = 0{,}8$ *ата*.

основные размеры аппарата и построить его характеристику $p_с = f(u_т)$.

Давление рабочего воздуха перед аппаратом $p_р = 6$ *ата*. Температура рабочего воздуха $t_р = 20°$ С. Вода находится под давлением $p_н = 0{,}8$ *ата* и поступает в приемную камеру аппарата без примеси воздуха.

На выходе из струйного аппарата должно быть создано при расчетном режиме давление $p_с = 2{,}0$ *ата*.

Расчетный расход воды $G_т = 4\,000$ *кг/ч* $= 1{,}11$ *кг/сек*.

Предварительный расчет

Определяем коэффициент инжекции по воде по формуле (6-6):

$$u_т = \left(\frac{0{,}834}{0{,}98}\right)^2 \frac{1{,}4}{0{,}4}\left[1 - \left(\frac{0{,}8}{6}\right)^{0{,}285}\right]\left[1 + \frac{0{,}8}{1{,}2}\right] - 1 = 0{,}85.$$

Определяем оптимальное отношение сечений $f_з/f_{р\,x}$ по формуле (4-12б):

$$\frac{f_з}{f_{рх}} = \frac{0{,}5 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}975 \cdot 0{,}742 \cdot 1{,}57}{\frac{1{,}2}{6}} = 2{,}7.$$

Значение предельного давления сжатия определяем по формуле (6-8):

$$(p_с)_{пр} = \frac{6}{2{,}7} = 2{,}22 \text{ ата}.$$

Строим характеристику $p_с = f(u_т)$ по уравнению (6-7б).

Результаты расчета приведены на рис. 6-7.

Как видно из рис. 6-7, при выбранном значении $f_з/f_{р\,x} = 2{,}7$ максимальный коэффициент инжекции при $p_р = 6$ *ата* и $p_н = 0{,}8$ *ата* составит только $u_т = 0{,}5$. Это объясняется тем, что при $p_с = 2{,}22$ *ата* наступает предельный режим и дальнейшее снижение давления сжатия не приводит к увеличению коэффициента инжекции.

Для увеличения коэффициента инжекции инжектора целесообразно увеличить отношение сечений $f_з/f_{р\,x}$ с таким расчетом, чтобы предельное давление сжатия $(p_с)_{пр}$ было равно требуемому давлению сжатия $p_с = 2$ *ата*. Как видно из уравнения (6-8), при $p_р = 6$ *ата* такому условию соответствует $f_з/f_{р\,x} = 3$.

Для сравнения на рис. 6-7 приведена также характеристика инжектора при $f_з/f_{р\,x} = 3$.

Как видно из приведенных данных, увеличение отношения $f_з/f_{р\,x}$ с 2,7 до 3,0 позволяет повысить коэффициент инжекции $u_т$ в 1,4 раза (с 0,5 до 0,7) и во столько же раз снизить расход рабочего воздуха.

6-2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА

Уравнение характеристик струйных аппаратов для пневмотранспорта сыпучих материалов и жидкости было проверено на экспериментальных установках в лаборатории теплофикации ВТИ [Л. 58].

Расчетное уравнение характеристики струйных аппаратов для пневмотранспорта сыпучих материалов было проверено на инжекторе, имеющем следующие основные размеры: $d_{р\,x} = d_1 = 1$ *см*; $d_з = 5{,}4$ *см*; $f_з/f_{р\,x} = 29{,}2$. Рабочий воздух подавался в сопло инжектора при давлениях $p_р = 3$ и $2{,}5$ *ата*.

При испытании аппарата инжектируемыми средами были песок и минеральная вата.

На рис. 6-8 приведены результаты испытания при значениях $p_р/p_н = 2{,}5$ и 3,0. На том же рисунке сплошными линиями нанесены характеристики, построенные по уравнению (6-7) при указанных выше значениях коэффициентов скорости элементов проточной части струйного аппарата.

Как видно из рис. 6-8, опытные данные удовлетворительно описываются расчетной характеристикой.

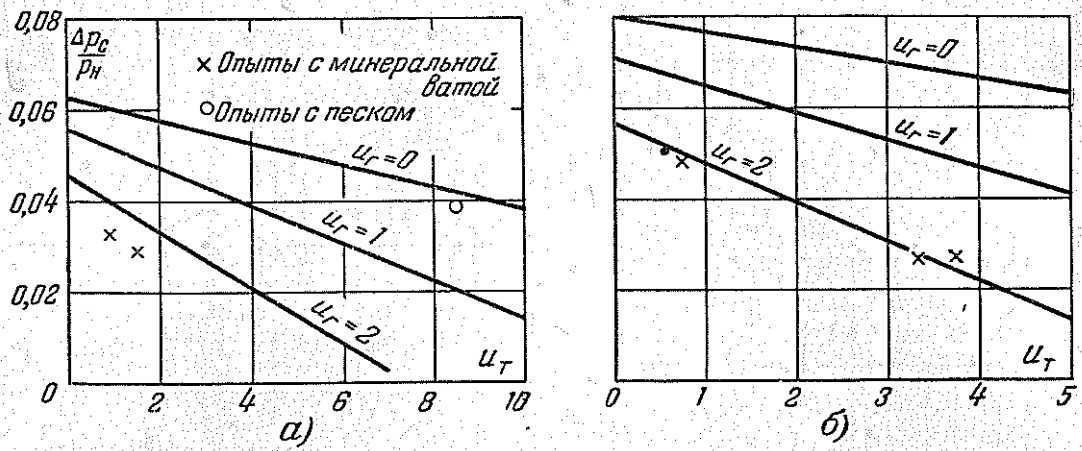


Рис. 6-8. Результаты испытаний инжектора при пневмотранспорте песка и минеральной ваты при различных значениях коэффициента инжекции по воздуху $u_г$.

Сплошные линии — расчетные характеристики $p_c = f(u_т)$; ××× — опыты с минеральной ватой; ○○○ — опыты с песком. *а* — $p_р/p_н = 2{,}5$; *б* — $p_р/p_н = 3{,}0$.

Расчетное уравнение характеристики струйного аппарата для пневмотранспорта жидкости было проверено на струйном аппарате, имеющем основные размеры $d_{рх} = d_1 = 3{,}7$ *мм*; $d_з = 8{,}5$ *мм*; $f_з/f_{рх} = 5{,}3$.

Испытания проводились при двух значениях давления рабочего воздуха перед аппаратом: 4 и 2 *ата* и трех значениях давления инжектируемой воды: 1,0; 0,8 и 0,6 *ата*. Жидкость поступала в приемную камеру из заполненного резервуара, поэтому $u_г = 0$.

На рис. 6-9 сплошными линиями нанесены расчетные характеристики аппарата, построенные по уравнению (6-7) при указанных выше значениях коэффициентов скорости проточной части. На этом же рисунке нанесены результаты испытания аппаратов.

Как видно из данных, опытные характеристики имеют более пологое протекание, чем расчетные, что может быть объяснено тем, что действительные коэффициенты скорости проточной части были несколько выше принятых в расчете.

Предельный режим в этом аппарате не был достигнут, что также теоретически объяснимо.

Действительно, на основании формулы (6-8) предельное давление сжатия $(p_c)_{пр}$, т. е. давление сжатия, при котором наступает предельный режим, выражается соотношением $(p_c)_{пр} = p_р f_{рх}/f_з$.

В данном случае при наивысшем давлении рабочего воздуха перед аппаратом $p_р = 4$ *ата* предельный режим должен был наступить при давлении сжатия $(p_c)_{пр} = 4/5{,}3 = 0{,}76$ *ата*. Так как во всех проведенных опытах действительное давление сжатия p_c было выше 1 *ата*, то предельный режим не имел места.

Для того чтобы проверить работу газоводяного инжектора в условиях предельного режима, была проведена отдельная серия опытов с газоводяным

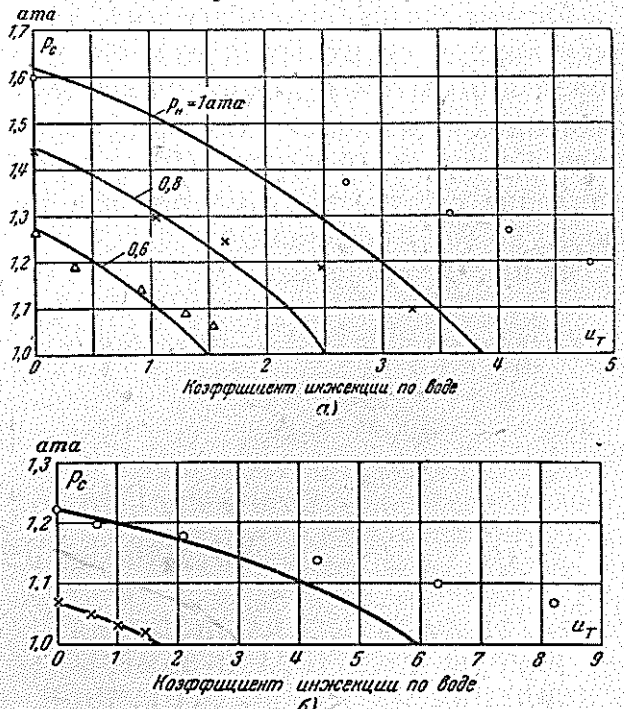


Рис. 6-9. Результаты испытания газоводяного инжектора.

$f_з/f_{р\ x} = 5{,}3$; $p_р = 4$ *ата*.

Сплошные линии — расчетные характеристики $p_c = f(u_т)$.

Опытные точки

○○○○ — $p_н = 1$ *ата*; ×××× — $p_н = 0{,}8$ *ата*; △△△△ — $p_н = 0{,}6$ *ата*.

а — $p_р = 4$ *ата*; *б* — $p_р = 2$ *ата*.

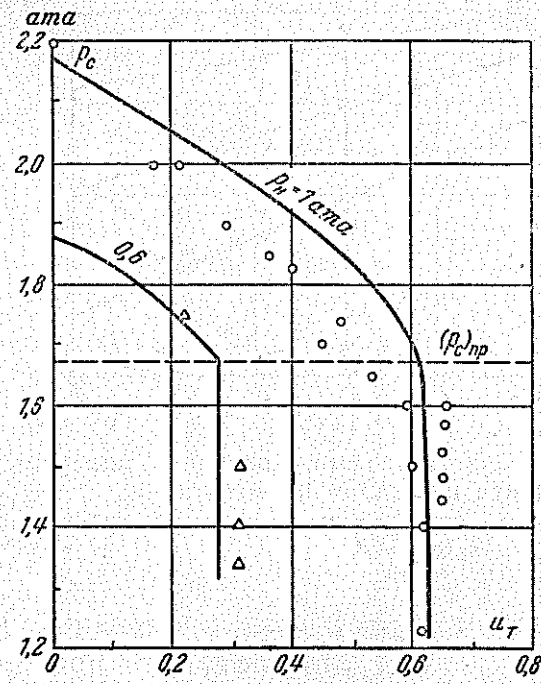


Рис. 6-10. Результаты испытания газоводяного инжектора.

$f_з/f_{р\,x} = f_з/f_{р1} = 2{,}37$; $p_р = 4$ *ата*; $u_г = 0$.

Сплошные линии — расчетные характеристики $p_с = f(u_т)$.

Опытные точки

○○○○ — $p_н = 1$ *ата*; △△△ — $p_н = 0{,}6$.

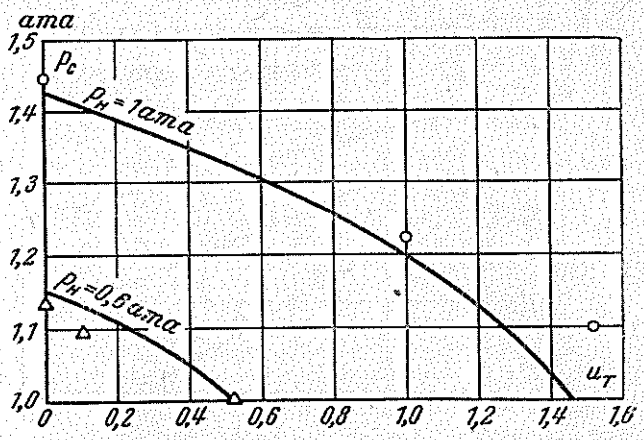


Рис. 6-11. Результаты испытания газоводяного инжектора.

$f_з/f_{р\,x} = f_з/f_{р1} = 2{,}37$; $p_р = 2$ *ата*; $u_г = 0$.

Сплошные линии — расчетные характеристики $p_с = f(u_т)$.

Опытные точки

○○○ — $p_н = 1$ *ата*; △△△ — $p_н = 0{,}6$ *ата*.

инжектором с основными размерами $d_3 = 5{,}7$ *мм*; $d_1 = 3{,}7$ *мм*; $f_з/f_{р1} = 2{,}37$.

Опыты были проведены при двух значениях давления рабочего воздуха перед аппаратом $p_р = 4$ и 2 *ата* и двух значениях давления инжектируемой воды $p_н = 1$ и 0,6 *ата*. Предельное давление сжатия в этом аппарате по формуле (6-8) составляет:

а) при $p_р = 4$ *ата*

$$(p_с)_{пр} = p_р \frac{f_{р\,x}}{f_з} = \frac{4}{2{,}37} = 1{,}68 \text{ ата};$$

б) при $p_р = 2$ *ата*

$$(p_с)_{пр} = p_р \frac{f_{р\,x}}{f_з} = \frac{2}{2{,}37} = 0{,}84 \text{ ата}.$$

Так как все опыты были проведены при давлении сжатия $p_с = 1$ *ата*, то предельный режим должен был наблюдаться в опытах при $p_р = 4$ *ата* и не должен был наблюдаться в опытах при $p_р = 2$ *ата*. На рис. 6-10 и 6-11 сплошными линиями нанесены характеристики, построенные по уравнениям (6-7б) и (6-8). Там же нанесены опытные точки — результаты экспериментального исследования. Как видно из приведенных данных, расчетные характеристики и уравнение предельного режима точно описывают режим работы аппарата.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

ВОДОВОЗДУШНЫЕ ЭЖЕКТОРЫ

7-1. ВИЗУАЛЬНЫЕ НАБЛЮДЕНИЯ РАБОТЫ ЭЖЕКТОРА И ЗАМЕРЫ ДАВЛЕНИЯ ПО ДЛИНЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

В водовоздушном эжекторе струя воды, вытекающая из сопла, подсасывает воздух и повышает его давление. Обычно водовоздушные эжекторы удаляют воздух из пространства с давлением ниже атмосферного в атмосферу. Характерной особенностью работы водовоздушного эжектора является большая разница в удельных весах рабочей воды и инжектируемого воздуха. Отношение этих величин в рабочих условиях может превышать 10 000. Весовые коэффициенты инжекции водовоздушного эжектора имеют обычно величину порядка 10^{-5}, а объемные коэффициенты инжекции — 0,2—2,0.

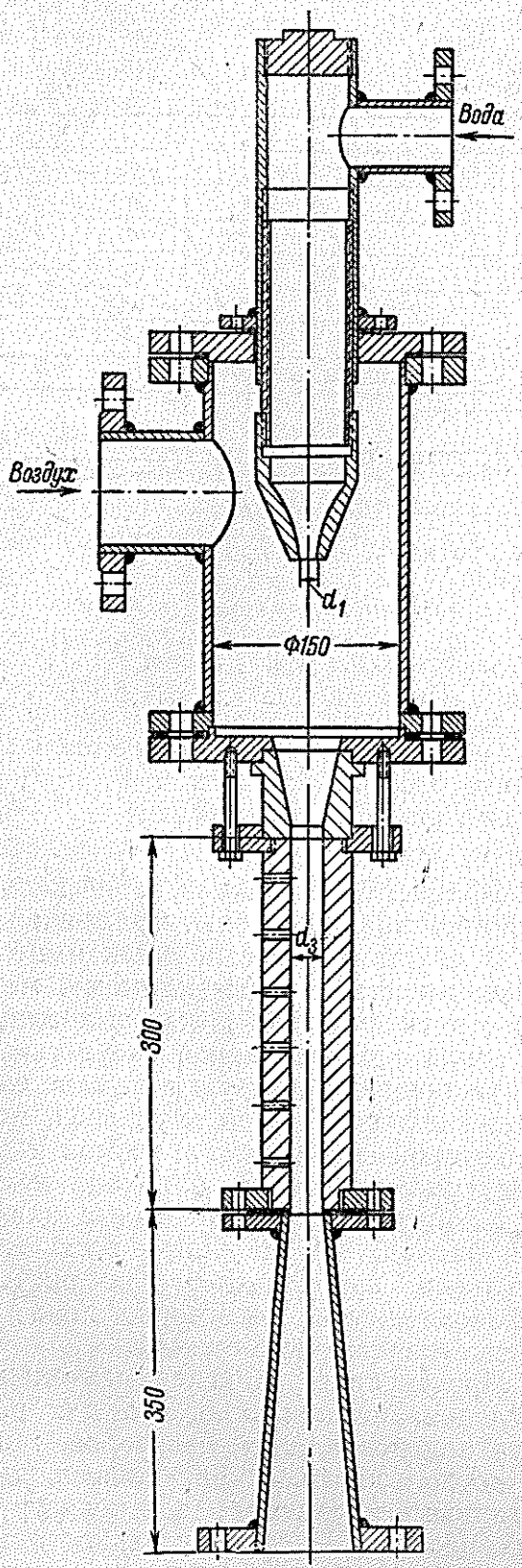


Рис. 7-1. Экспериментальный водовоздушный эжектор.

При проведении экспериментальных исследований водовоздушных эжекторов их обычно выполняют из прозрачного материала для возможности наблюдения за характером движения водовоздушной эмульсии. На рис. 7-1 представлен экспериментальный водовоздушный эжектор ВТИ, камера смешения с входным участком которого выполнена из плексигласа. В четырех точках по длине камеры смешения производились измерения давления.

На основании визуальных наблюдений и измерения давления по длине течение в камере смешения представляется следующим образом.

Струя воды поступает в камеру смешения, сохраняя свою первоначальную цилиндрическую форму. Примерно на расстоянии 2-3 калибров d_3 от начала камера смешения оказывается уже заполненной молочно-белой водовоздушной эмульсией (пеной), причем у стенок камеры смешения наблюдаются обратные токи водовоздушной эмульсии, которая выплескивается навстречу струе, снова захватывается ею и увлекается в камеру смешения и диффузор. Это возвратное движение обусловлено повышением давления по длине камеры смешения (рис. 7-2).

При всех рассмотренных режимах давление в начале камеры смешения равно давлению $p_н$ в приемной камере. При низких противодавлениях повышение давления в цилиндрической камере смешения сравнительно невелико. Основное повышение давления происходит в диффузоре.

При увеличении противодавления эта картина изменяется: повышение давления в диффузоре уменьшается, а повышение давления в камере смешения резко увеличивается, причем оно происходит на сравнительно небольшом участке камеры смешения, скачкообразно. Чем меньше отношение сечений камеры смешения и сопла, тем более резко выражен скачок давления. Место скачка хорошо различимо, так как после него движется уже не молочно-белая эмульсия, а прозрачная вода с пузырьками воздуха.

Чем больше отношение сечений камеры смешения и сопла, тем более развиты обратные токи водовоздушной эмульсии. При увеличении противодавления скачок давления перемещается против течения струи и, наконец, при определенном противодавлении $(p_с)_{макс}$ достигает начала камеры

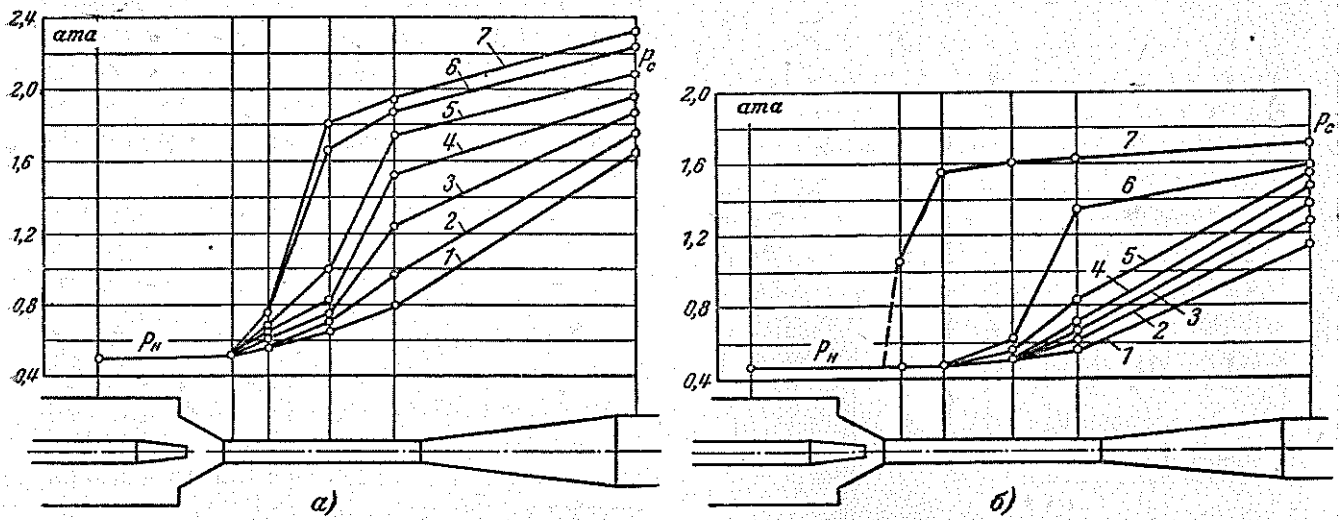


Рис. 7-2. Распределение давлений по длине проточной части при различных противодавлениях.

$p_н = 0{,}5$ *ата* = const; $\omega_{p1} = 26{,}4$ *м/сек*; $d_3 = 26$ *мм*; $a - d_1 = 16{,}5$ *мм*; Расход воды $V_р = 20{,}3$ *м³/ч*.

№ кривой	1	2	3	4	5	6	7
Расход инжектируемого воздуха $G_н$, *кг/ч*	6,08	5,29	4,79	4,27	4,09	3,75	3,45
Объемный коэффициент инжекции u_0	0,49	0,43	0,39	0,34	0,33	0,30	0,28

$б - d_1 = 11$ *мм*; $V_р = 9$ *м³/ч*.

№ кривой	1	2	3	4	5	6	7
Расход воздуха $G_н$, *кг/ч*	4,24	4,02	3,79	3,75	3,6	2,98	1,01
Объемный коэффициент инжекции u_0	0,81	0,76	0,73	0,72	0,69	0,58	0,19

смешения. При этом эжекция воздуха водой прекращается, вся камера смешения заполнена прозрачной водой без пузырьков воздуха. При низких противодавлениях струя может не касаться стенок на всей длине камеры смешения. Расход инжектируемого воздуха при этом резко уменьшается.

7-2. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ УРАВНЕНИЯ

Для расчета описанных в предыдущих главах типов струйных аппаратов весьма плодотворным оказывалось применение уравнения импульсов. Это уравнение учитывает основной вид необратимых потерь энергии, имеющих место в струйных аппаратах, так называемые «потери на удар». Последние определяются главным образом отношением масс и скоростей инжектируемой и рабочей сред. При работе водовоздушного эжектора масса инжектируемого воздуха оказывается в тысячи раз меньше массы рабочей воды и не может поэтому в какой-либо степени изменить скоростей струи рабочей воды. Поэтому применение уравнения импульсов для масс рабочей струи и инжектируемого воздуха приводит к значениям достижимого коэффициента инжекции, в несколько раз превышающим опытные значения.

В действительности обмен импульсами имеет место, по-видимому, между струей рабочей воды, выходящей из сопла с определенной скоростью, и окружающей эту струю в камере смешения водовоздушной эмульсией, масса которой соизмерима с массой рабочей воды, а скорость близка к нулю.

Установить количественные значения расхода и удельного веса этой эмульсии, необходимые для расчета водовоздушного эжектора, пока не представляется возможным.

Проведенное экспериментальное исследование показало, что для расчета водовоздушных эжекторов можно воспользоваться уравнениями, аналогичными уравнениям для водоструйных насосов. Производительность водовоздушного эжектора при этом определяется объемным коэффициентом инжекции

$$u_0 = \frac{V_в}{V_р}. \qquad (7\text{-}1а)$$

В водовоздушной эмульсии, движущейся в начале камеры смешения, благодаря большой поверхности контакта между водой и воздухом происходит насыщение пузырьков воздуха

парами воды. Поскольку количество испаренной влаги, соизмеримое с весовым расходом инжектируемого воздуха, в тысячи раз меньше расхода рабочей воды, температура пара в эмульсии практически равна температуре воды. Поэтому газовая фаза эмульсии представляет собой насыщенную паровоздушную смесь. Полное давление этой смеси в начале камеры смешения равно давлению инжектируемого сухого воздуха в приемной камере $p_н$.

Парциальное давление воздуха в смеси меньше этого давления на величину давления насыщенного пара при температуре рабочей воды $p_п$, т. е.

$$p_в = p_н - p_п. \qquad (7\text{-}2)$$

Поскольку, таким образом, сжимаемый в эжекторе воздух входит в состав паровоздушной смеси, то и в приведенном выше выражении для объемного коэффициента инжекции величина $V_в$ представляет собой объемный расход паровоздушной смеси, равный согласно закону Дальтона объемному расходу воздуха при парциальном давлении $p_в$.

Весовой расход инжектируемого воздуха при этом может быть определен из уравнения Клапейрона:

$$G_н = \frac{p_в V_в}{R_в T_р} = \frac{(p_н - p_п) V_в}{R_в T_р}. \qquad (7\text{-}3а)$$

Этот же расход, выраженный через параметры инжектируемого сухого воздуха,

$$G_н = \frac{p_н V_н}{R_в T_н}. \qquad (7\text{-}3б)$$

Отсюда

$$V_н = \frac{p_н - p_п}{p_н} \cdot \frac{T_н}{T_р} V_в. \qquad (7\text{-}4)$$

Объемный коэффициент инжекции по сухому воздуху

$$u_{ос} = \frac{V_н}{V_р}. \qquad (7\text{-}1б)$$

На основании формул (7-1а), (7-1б) и (7-4)

$$u_{ос} = \frac{p_н - p_п}{p_н} \cdot \frac{T_н}{T_р} u_0 =$$

$$= \left(1 - \frac{p_п}{p_н}\right) \frac{T_н}{T_р} u_0. \qquad (7\text{-}5)$$

При $p_п \ll p_н$ и $T_н \approx T_р$ $u_{ос} \approx u_0$.

При $G_н = 0$ ($u_{ос} = 0$) $p_н = p_п$, т. е. давление всасывания равно давлению насыщенного пара при температуре рабочей воды.

Следует указать, что при этом, несмотря на значение $u_{ос} = 0$, величина $u_0 > 0$, так как в приемной камере эжектора происходит вскипание рабочей воды и выделившийся пар отсасывается этой же рабочей водой. При повышении давления образовавшейся пароводяной эмульсии в диффузоре пар, содержащийся в эмульсии, конденсируется.

Объемный коэффициент инжекции водовоздушного эжектора может быть найден по следующему эмпирическому выражению:

$$u_0 = K \sqrt{\frac{\Delta p_р}{\Delta p_с}} - 1, \qquad (7\text{-}6а)$$

где $\Delta p_р = p_р - p_н$ — располагаемый перепад давлений рабочей воды;

$\Delta p_с = p_с - p_н$ — перепад давлений, создаваемый эжектором;

$p_р$, $p_н$, $p_с$ — давления рабочей, инжектируемой и сжатой сред.

Для предварительных расчетов можно принимать $K = 0{,}85$. При этом

$$u_0 = 0{,}85 \sqrt{\frac{\Delta p_р}{\Delta p_с}} - 1. \qquad (7\text{-}6б)$$

Рассчитанная по этому уравнению зависимость u_0 от $\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р}$ представлена на рис. 7-3.

Отношение сечений камеры смешения и сопла $\frac{f_з}{f_{р1}}$ определяется по уравнению, аналогичному (5-16б) при $\Delta p_к = 0$:

$$\frac{f_з}{f_{р1}} = \frac{1 + u_0}{\sqrt{\mu}} \sqrt{\frac{\Delta p_р}{\Delta p_с}},$$

где $\mu = \frac{\varphi_з^2}{2 - \varphi_з^2}$; при $\varphi_з = 0{,}9$ $\mu = 0{,}68$.

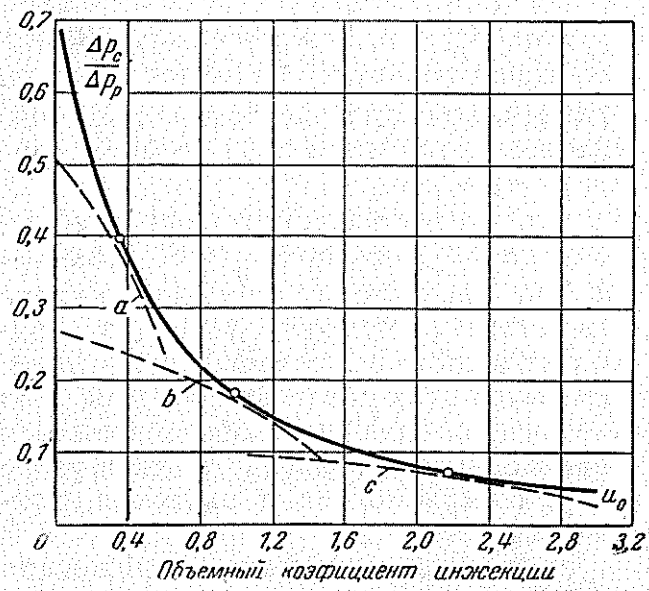


Рис. 7-3. Расчетные характеристики водо воздушных эжекторов.

Сплошная линия — коэффициенты инжекции по уравнению (7-6б); пунктирные линии — характеристики эжекторов при значениях $f_з/f_{p1} = 2,5$ (кривая *a*); 5,6 (кривая *b*); 14,0 — (кривая *c*) по уравнению (7-8б).

Подставляя значение u_0 из (7-6б), получаем

$$\frac{f_з}{f_{p1}} = \frac{0,85}{\sqrt{0,68}} \cdot \frac{\Delta p_p}{\Delta p_c} = 1,03 \frac{\Delta p_p}{\Delta p_c},$$

или приближенно

$$\frac{f_з}{f_{p1}} = \frac{\Delta p_p}{\Delta p_c}. \qquad (7\text{-}7)$$

Уравнение характеристики водовоздушного эжектора аналогично уравнению (5-19а), в котором условию $\Delta p_к = 0$ отвечает значение $f_{н2} = \infty$ и соответственно $\frac{f_{p1}}{f_{н2}} = 0$:

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = 2 \frac{\varphi_1}{\varphi_з} \cdot \frac{f_{p1}}{f_з} \times$$

$$\times \left[K_1 - \left(1 - \frac{\varphi_з}{2\varphi_1}\right) \frac{f_{p1}}{f_з} (1 + u_0)^2 \right]. \qquad (7\text{-}8а)$$

При указанных выше коэффициентах скорости это уравнение принимает вид

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = 2,12 \frac{f_{p1}}{f_з} \left[0,834 - \right.$$

$$\left. - 0,53 \frac{f_{p1}}{f_з} (1 + u_0)^2 \right] =$$

$$= 1,77 \frac{f_{p1}}{f_з} - 1,12 \left(\frac{f_{p1}}{f_з} \right)^2 (1 + u_0)^2. \qquad (7\text{-}8б)$$

Уравнение (7-8а) может быть представлено также в следующей модификации:

$$u_0 = \sqrt{\frac{K_1 - 0,5 \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} \cdot \frac{\varphi_з}{\varphi_1} \cdot \frac{f_з}{f_{p1}}}{\left(1 - \frac{\varphi_з}{2\varphi_1}\right) \frac{f_{p1}}{f_з}}}. \qquad (7\text{-}8в)$$

Этим уравнением удобно пользоваться для определения объемного коэффициента инжекции водовоздушного эжектора по заданным отношениям сечений $\frac{f_з}{f_{p1}}$ и перепадов давлений $\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}$.

На рис. 7-3 пунктиром представлены расчетные характеристики трех водовоздушных эжекторов, построенные по уравнению (7-8б) при различных значениях $f_з/f_{p1}$. Каждая характеристика касается кривой максимальных коэффициентов инжекции в одной точке. Эта точка соответствует расчетному режиму данного эжектора, при котором

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{f_{p1}}{f_з}.$$

Максимальный перепад давлений, создаваемый водовоздушным эжектором при $u_0 = 0$,

$$\left(\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} \right)_{макс} = 1,77 \frac{f_{p1}}{f_з} - 1,12 \left(\frac{f_{p1}}{f_з} \right)^2. \qquad (7\text{-}9а)$$

При коэффициентах скорости $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_з = 1$

$$\left(\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} \right)_{макс} = 2 \frac{f_{p1}}{f_з} - \left(\frac{f_{p1}}{f_з} \right)^2. \qquad (7\text{-}9б)$$

Кроме того, рис. 7-3 показывает, что протекание характеристики водовоздушного эжектора зависит от параметра аппарата $f_з/f_{p1}$.

При уменьшении параметра $f_з/f_p$, протекание характеристики $\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = f(u_0)$ делается более крутым. Такой эжектор развивает более высокую степень сжатия, но имеет меньший объемный коэффициент инжекции. Уравне-

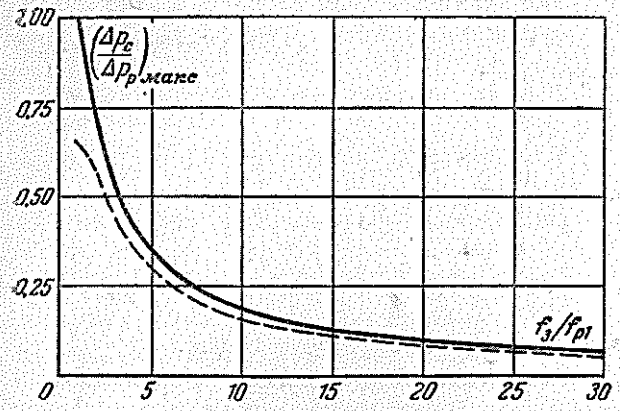


Рис. 7-4. Зависимость $(\Delta p_c/\Delta p_p)_{макс}$ от отношения сечений $f_з/f_{p1}$.

Сплошная линия — по уравнению (7-9б) (при $\varphi=1$); пунктир — по уравнению (7-9а).

ния (7-9) соответствуют значениям $\left(\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}\right)_{макс}$ для водоструйного насоса. Зависимость $\left(\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}\right)_{макс}$ от отношения сечений $f_з/f_{p1}$ по уравнениям (7-9) представлена на рис. 7-4.

В области глубокого вакуума (конденсаторы паровых турбин и т. п.), когда при постоянных значениях p_p и p_c небольшие изменения $p_н$ практически не меняют отношения $\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}$, объемный коэффициент инжекции $u_0=\frac{V_в}{V_p}$, как следует из уравнения (7-8), для аппарата данных размеров $(f_з/f_{p1}=\text{const})$ остается постоянным. Так как при этом практически не меняется и расход рабочей воды, то и объемный расход паровоздушной смеси $V_в$ также остается постоянным.

Из уравнения (7-3а)

$$p_н=p_п+\frac{R_в T_p}{V_в}G_н=p_п+aG_н, \quad (7\text{-}10)$$

где при $V_в=\text{const}$ сохраняется постоянным и коэффициент

$$a=\frac{R_в T_p}{V_в}=\frac{29{,}3\,(273+t_p)}{10^4 V_в}\ ama\cdot ч/кг. \quad (7\text{-}11)$$

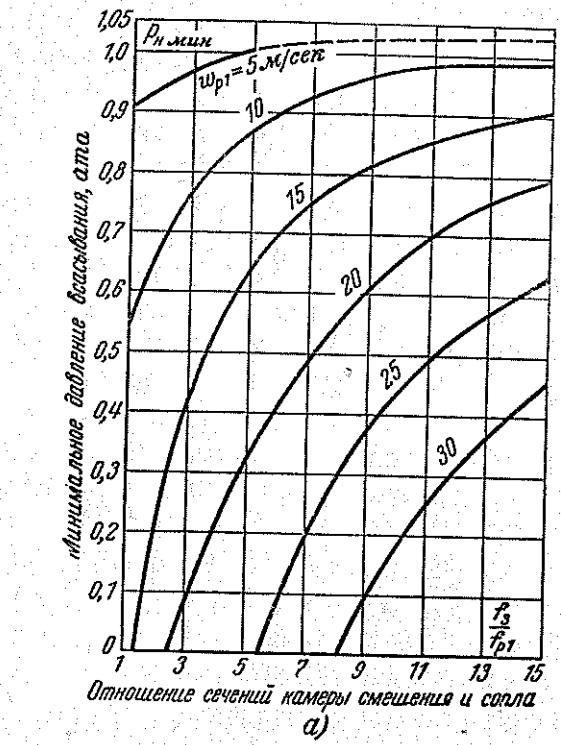
Это уравнение, описывающее характеристику водовоздушного эжектора при отсасывании сухого воздуха и постоянной температуре рабочей воды $(t_p=\text{const})$, аналогично уравнению (3-18), описывающему характеристику пароструйного эжектора при отсасывании паровоздушной смеси постоянной температуры $(t_{см}=\text{const})$.

Обычно водовоздушный эжектор удаляет воздух из пространства с давлением ниже атмосферного в атмосферу. По уравнениям (7-9) могут быть определены минимальные давления всасывания $(p_н)_{мин}$, достигаемые в этом случае с помощью водоструйного эжектора определенных геометрических размеров $(f_з/f_{p1})$ при заданном перепаде давлений Δp_p в рабочем сопле или, что то же, заданной скорости истечения воды из сопла w_{p1} (рис. 7-5, *а*).

Величина противодавления p_c здесь принята равной 1,05 *ата*. Из графика видно, например, что при отношении сечений $f_з/f_{p1}=5$ и скорости истечения воды из сопла 20 *м/сек* может быть получено минимальное давление всасывания $(p_н)_{мин}=0{,}33$ *ата*. Если же скорость истечения увеличится до 25 *м/сек*, то перепад давлений, который может быть создан эжектором, превысит 1,05 *ата*. Давление в приемной камере при полном прекращении подачи воздуха в этом случае понизится и будет соответствовать, как следует из уравнения (7-5), давлению насыщенного пара $p_п$ при температуре поступающей воды t_p.

В случае, если регулирования скорости истечения струи не производится, давление воды перед соплом сохраняется примерно постоянным. Снижение давления всасывания приводит в этих условиях к увеличению скорости истечения и расхода рабочей воды. Зависимость минимального давления всасывания $(p_н)_{мин}$ от отношения сечений $f_з/f_{p1}$ при различных давлениях воды перед соплом при ее температуре $t_p=2°C$ представлена на рис. 7-5, *б*.

Как видно из рис. 7-5, *б*, чем меньше отношение сечений $f_з/f_{p1}$, тем меньше требуемое давление рабочей воды для достижения заданного разрежения. Однако уменьшение отно-



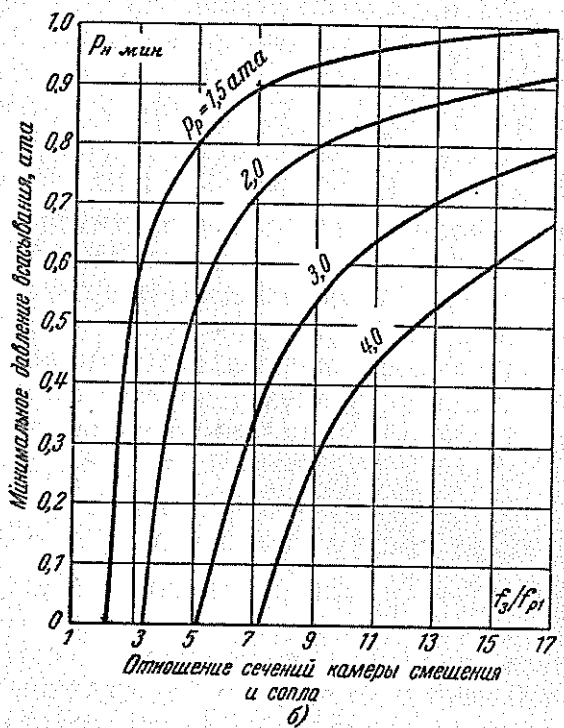


Рис. 7-5. Минимальное расчетное давление всасывания. Противодавление эжектора $p_c = 1{,}05$ *ата*.

а — при различных скоростях истечения воды из сопла w_{p1}; *б* — при различных давлениях воды перед соплом p_p.

шения $f_з/f_{p1}$ приводит к уменьшению производительности водовоздушного эжектора (рис. 7-3).

Пример 7-1. Рассчитать водовоздушный эжектор, а также построить характеристику его работы при изменении расхода инжектируемого воздуха и неизменном давлении воды перед рабочим соплом.

Исходные данные:

Давление инжектируемого воздуха $p_н = 0{,}1$ *ата*.

Расход инжектируемого воздуха $G_н = 2$ *кг/ч*.

Температура инжектируемого воздуха $t_н = 15°$ С.

Давление рабочей воды перед соплом $p_р = 4$ *ата*.

Температура рабочей воды $t_р = 15°$ С.

Сжатая водовоздушная смесь выбрасывается в атмосферу: $p_с = 1$ *ата*.

Решение. Определяем максимальный объемный коэффициент инжекции по формуле (7-6б):

$$\Delta p_р = p_р - p_н = 4 - 0{,}1 = 3{,}9 \text{ ат};$$

$$\Delta p_с = p_с - p_н = 1 - 0{,}1 = 0{,}9 \text{ ат};$$

$$u_0 = 0{,}85\sqrt{\frac{3{,}9}{0{,}9}} - 1 = 0{,}76.$$

Основной геометрический параметр эжектора по формуле (7-7)

$$\frac{f_з}{f_{p1}} = \frac{3{,}9}{0{,}9} = 4{,}34.$$

Уравнение характеристики (7-8) при этом значении $\frac{f_з}{f_{p1}}$ примет следующий частный вид:

$$\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р} = 2\frac{0{,}95}{0{,}9}\cdot\frac{1}{4{,}34}\left[0{,}834 - \left(1 - \frac{0{,}9}{2\cdot 0{,}95}\right)\times\right.$$

$$\left.\times\frac{1}{4{,}34}\cdot(1+u_0)^2\right] = 0{,}407 - 0{,}0595\,(1+u_0)^2.$$

Отсюда

$$u_0 = \sqrt{\frac{0{,}407 - \frac{\Delta p_с}{\Delta p_р}}{0{,}0595}} - 1.$$

При $u_0 = 0{,}76$ отношение $\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р} = 0{,}222$, что близко к исходным данным.

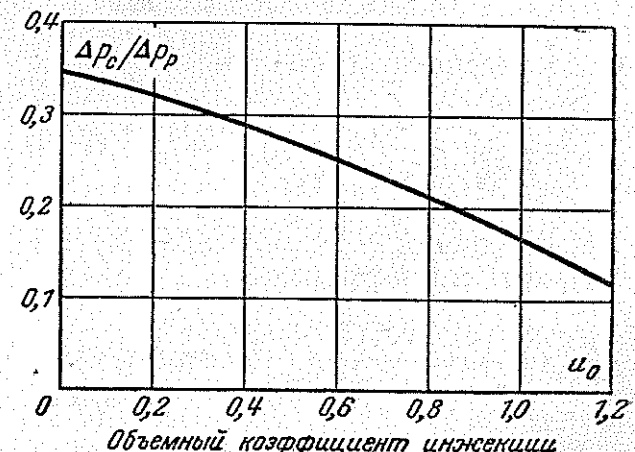


Рис. 7-6. Расчетная характеристика $\Delta p_с/\Delta p_р = f(u_0)$ водовоздушного эжектора с отношением сечений $f_з/f_{p1} = 4{,}34$ (к примеру 7-1).

На рис. 7-6 представлена зависимость $\frac{\Delta p_c}{\Delta p_р} = f(u_0)$ при расчетном отношении сечений $f_з/f_{pl}$.

Объемный расход паровоздушной смеси определяем из уравнения (7-3а).

Для принятых исходных данных температура $t_р = 15°$ С, $p_п = 0{,}017$ *ата*

$$V_в = \frac{2 \cdot 29{,}27 (273 + 15)}{(0{,}1 - 0{,}017) \cdot 10^4} = 20{,}4 \ м^3/ч.$$

Объемный расход рабочей воды

$$V_р = \frac{20{,}4}{0{,}76} = 27 \ м^3/ч.$$

Сечение рабочего сопла

$$f_{pl} = \frac{27 \cdot 10^6}{0{,}95 \sqrt{19{,}6 \cdot 3{,}9 \cdot 10 \cdot 3\,600}} = 287 \ мм^2.$$

Диаметр сопла $d_1 = 19$ *мм*.

Диаметр камеры смешения

$$d_з = d_1 \sqrt{\frac{f_з}{f_{pl}}} = 19 \sqrt{4{,}34} = 40 \ мм.$$

Определим расход инжектируемого воздуха при других давлениях всасывания, например при $p_н = 0{,}05$ *ата*.

а) При этом значении $p_н$; $\Delta p_р = 4 - 0{,}05 = 3{,}95$ *ат*; $\Delta p_c = 1 - 0{,}05 = 0{,}95$ *ат*; $\frac{\Delta p_c}{\Delta p_р} = 0{,}24$.

б) Из приведенного выше частного вида характеристики объемный коэффициент инжекции

$$u_0 = \sqrt{\frac{0{,}407 - \frac{\Delta p_c}{\Delta p_р}}{0{,}0595} - 1} = 0{,}68.$$

в) Расход рабочей воды изменяется пропорционально корню из отношения $\Delta p_р$:

$$V_р = 27 \sqrt{\frac{3{,}95}{3{,}9}} = 27{,}2 \ м^3/ч.$$

г) Объемный расход инжектируемой паровоздушной смеси

$$V_в = V_р u_0 = 27{,}2 \cdot 0{,}68 = 18{,}5 \ м^3/ч.$$

д) Весовой расход инжектируемого воздуха

$$G_н = \frac{18{,}5 (0{,}05 - 0{,}017) \cdot 10^4}{29{,}3 \cdot 288} = 0{,}725 \ кг/ч.$$

Аналогичным образом рассчитаны значения $G_н$ при других давлениях всасывания. Результаты расчетов приведены в табл. 7-2, а также на рис. 7-7 (линия *ab*).

Пример 7-2. Рассчитать водовоздушный эжектор для условий примера 7-1 при температурах рабочей воды $t_р = 5$ и 25° С.

Решение. Поскольку значения $\Delta p_р$ и Δp_c остаются теми же, что и в примере 7-1, величины объемного коэффициента инжекции u_0, основного геометрического параметра $f_з/f_{pl}$, а также безразмерная характеристика $\frac{\Delta p_c}{\Delta p_р} = f(u_0)$ не изменяются.

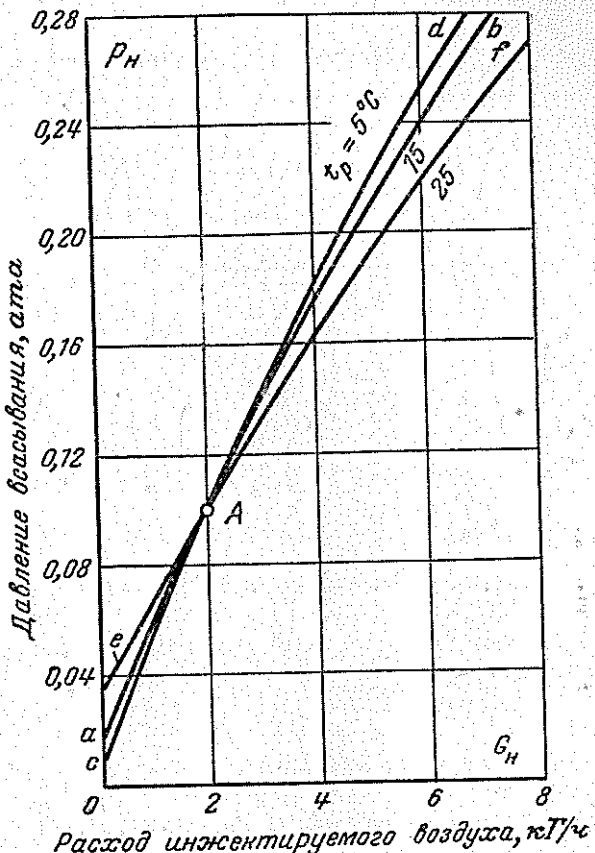


Рис. 7-7. Расчетные характеристики $p_н = f(G_н)$ водовоздушных эжекторов.

A — расчетная точка.

ab $d_1 = 19$ *мм*; $d_з = 40$ *мм*; $t_р = 15°$ С (к примеру 7-1);
cd $d_1 = 17{,}8$ *мм*; $d_з = 37$ *мм*; $t_р = 5°$ С (к примеру 7-2);
ef $d_1 = 21{,}2$ *мм*; $d_з = 44{,}1$ *мм*; $t_р = 25°$ С (к примеру 7-2).

Изменится объемная производительность эжектора из-за изменения давления насыщенного пара $p_п$.

Результаты расчета приведены в табл. 7-1.

Таблица 7-1

Результаты расчета водовоздушного эжектора

Температура рабочей воды, °С	Давление насыщения, *ата*	Парциальное давление воздуха, *ата*	Объемная производительность, $м^3/ч$	Объемный расход рабочей воды, $м^3/ч$	Диаметр рабочего сопла, *мм*	Диаметр камеры смешения, *мм*
5	0,009	0,091	17,9	23,6	17,8	37,0
25	0,032	0,068	25,7	33,8	21,2	44,1

Для эжекторов с определенными таким путем размерами построены характеристики $p_н = f(G_н)$ (рис. 7-7).

Результаты расчетов также приведены в табл. 7-2.

Таблица 7-2

Расчет характеристики $p_н = f(G_н)$ водовоздушного эжектора

Давление в приемной камере, *ата*	Перепад давлений в сопле, *ата*	Перепад давлений, создаваемый эжектором, *ата*	Объемный коэффициент инжекции	Объемный расход рабочей среды			Объемный расход сухого воздуха			Весовой расход инжектируемой среды		
				при температуре, °С								
				5	15	25	5	15	25	5	15	25
0,05	3,95	0,95	0,68	23,8	27,2	34,0	16,2	18,5	23,2	0,82	0,725	0,48
0,08	3,92	0,92	0,70	23,7	27,1	33,9	16,6	19,0	23,7	1,4	1,42	1,31
0,10	3,90	0,90	0,72	23,6	27,0	33,8	17,0	19,4	24,3	1,91	1,91	1,90
0,15	3,85	0,85	0,77	23,4	26,8	33,6	18,0	20,6	25,8	3,12	3,24	3,50
0,20	3,80	0,80	0,82	23,3	26,6	33,4	19,1	21,8	27,4	4,47	4,72	5,29
0,25	3,75	0,75	0,86	23,2	26,5	33,2	20,0	22,8	28,5	5,91	6,29	7,14
0,30	3,70	0,70	0,91	23,0	26,3	32,9	20,9	23,9	30,0	7,46	8,00	9,24

Пример 7-3. Построить характеристики $p_н = f(G_н)$ эжектора с основными размерами $d_1 = 19$ *мм* и $d_з = 40$ *мм* при различных температурах рабочей воды $t_р = 5$, 15 и 25° С.

Решение. Поскольку отношение сечений $f_з/f_{р1}$ остается тем же, что и в примере 7-1, безразмерная характеристика эжектора $\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р} = f(u_0)$ не изменяется. Изменится лишь весовой расход эжектируемого воздуха из-за изменения давления насыщенных паров $p_п$.

Результаты расчета приведены на рис. 7-8.

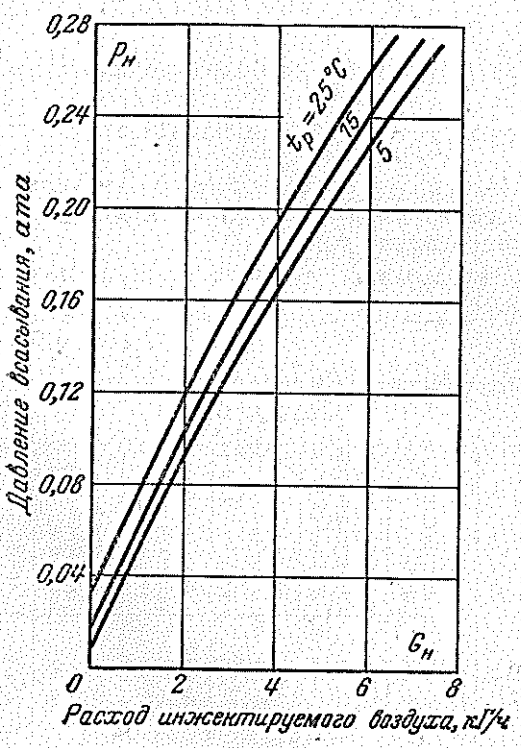


Рис. 7-8. Расчетные характеристики $p_н = f(G_н)$ водовоздушного эжектора с отношением сечений $f_з/f_{р1}$=4,34 при различных температурах рабочей воды (к примеру 7-3).

$d_1 = 19$ *мм*; $d_з = 40$ *мм*.

7-3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВОДОВОЗДУШНОГО ЭЖЕКТОРА

а) Экспериментальный стенд

В целях проверки приведенных выше уравнений было проведено специальное экспериментальное исследование.

На рис. 7-9 изображены принципиальная схема экспериментального стенда и установленные при испытаниях водоструйного эжектора контрольно-измерительные приборы.

Общий вид экспериментального водовоздушного эжектора представлен на рис. 7-1. Детали проточной части: сопло, камера смешения и диффузор — сменные. Испытания эжектора проводились при камерах смешения диаметром $d_з = 26$ и 40 *мм* с соплами диаметром $d_1 = 22$; 16,5; 11 и 7 *мм*. Имелась возможность изменять расстояние сопла от камеры смешения.

б) Влияние положения рабочего сопла

Для оценки влияния расстояния сопла от камеры смешения $l_с$ снимались характеристики эжектора при $l_с = 20$ и 120 *мм*. Все прочие условия опытов сохранялись неизменными (рис. 7-10).

Как видно из графика, опытные точки ложатся на одну экспериментальную кривую.

Величина максимального перепада давлений, который может быть создан эжектором, как показали специально проведенные опыты, также прак-

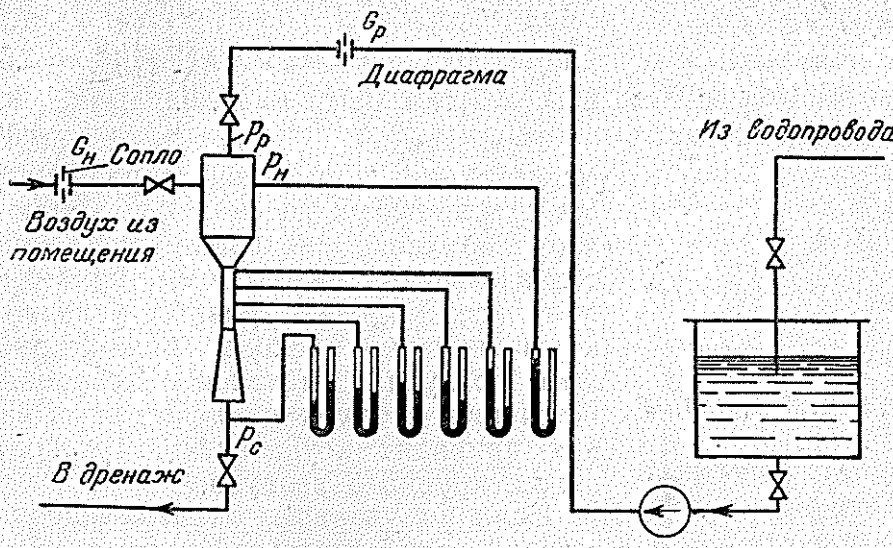


Рис. 7-9. Принципиальная схема экспериментального стенда.

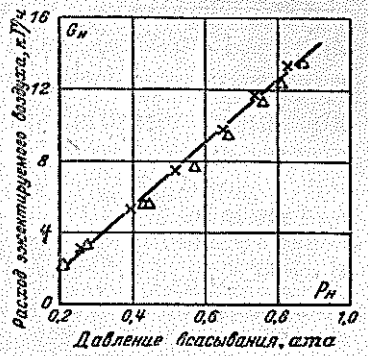


Рис. 7-10. Характеристики водовоздушного эжектора при различных расстояниях сопла от камеры смешения.

$d_1 = 16{,}5$ *мм*; $d_з = 26$ *мм*; $w_{р1} = 26{,}4$ *м/сек*; $V_р = 20{,}3$ *м³/ч*; $p_с = 1{,}6 - 1{,}7$ *ата*. Условные обозначения: $\times$ — $l_с = 20$ *мм*; $\triangle$ — $l_с = 120$ *мм*.

тически не зависит от положения сопла.

Все основные опыты на водовоздушном эжекторе, описанные ниже, проводились при значении $l_с = 20$ *мм*.

в) Максимальный перепад давлений, создаваемый эжектором

Путем увеличения противодавления или снижения расхода рабочей воды фиксировался режим, когда коэффициент инжекции u_0 снижался до нуля, камера смешения заполнялась водой и эжектор переставал отсасывать воздух. Полученные таким образом опытные значения $(\Delta p_с)_{макс}$ при различных скоростях истечения воды, давлениях всасывания $p_н$ и отношениях сечений $f_з/f_{р1}$ представлены на рис. 7-11. На этом же графике сплошными линиями нанесены расчетные значения $(\Delta p_с)_{макс}$ по уравнению (7-9б). Как видно из рис. 7-11, расчетные кривые хорошо совпадают с результатами испытаний.

Близкое совпадение с результатами опытов уравнения (7-9б), в котором коэффициенты скорости приняты равными единице, можно объяснить тем, что при нулевом коэффициенте инжекции весь эжектор заполнен водой, движущейся с небольшими скоростями, что приводит к снижению потерь, имеющих место при нормальной работе водовоздушного эжектора. Величина $(\Delta p_с)_{макс}$ может быть определена также из опытов Павел-Раммингена [Л.89]. Им был исследован водовоздушный эжектор с диаметром камеры смешения $d_з = 13$ *мм* и диаметрами рабочих сопел $d_1 = 6$, 8, 9 и 10 *мм*. При установке сопла с $d_1 = 6$ *мм* производилось снижение расхода инжектируемого воздуха. При этом снижалось давление всасывания. Когда давление $p_н$ достигало определенной минимальной величины, камера смешения заполнялась водой и эжектирование воздуха прекращалось: объемный расход эжектируемого воздуха снижался до нуля. Противодавление было равно 1 *ата*. Результаты этих опытов, проводившихся при неизменных давлениях воды перед соплом ($p_р = 1{,}5$; 1,7; 2,0;

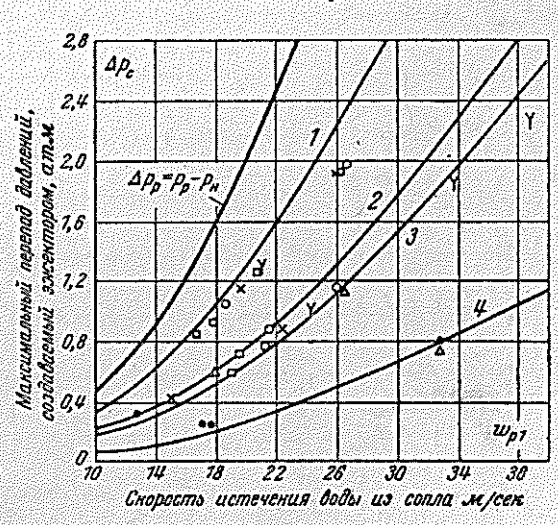


Рис. 7-11. Зависимость максимального перепада давлений, создаваемого водовоздушным эжектором, от скорости истечения воды $w_{р1}$ при различных значениях $f_з/f_{р1}$.

№ расчетной кривой	1	2	3	4
Отношение сечений $f_з/f_{р1}$	2,5	4,7	5,6	13,8

2,2; 2,4 и 2,5 *ата*), показали, что каждому значению $p_р$ отвечает определенное минимальное давление всасывания:

Давление воды перед соплом $p_р$, *ата*	1,5	1,7	2,0	2,2	2,4	2,5
Минимальное давление всасывания $(p_н)_{мин}$, *ата*	0,69	0,59	0,4	0,27	0,1	0,02

Сравнение полученных опытных значений $(p_н)_{мин}$ с расчетными значениями по уравнению (7-9б) показывает хорошую сходимость (рис. 7-11, кривая *2*).

г) Характеристики водовоздушного эжектора

Для того чтобы выяснить, является ли отношение $\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р}$ единственным фактором, определяющим объемный коэффициент инжекции u_0 водовоздушного эжектора заданных размеров ($f_з/f_{р1}$), производились измерения расхода инжектируемого воздуха при различных условиях работы эжектора (рис. 7-12).

Аналогичные характеристики были получены для эжектора с соплом диаметром $d_1 = 16{,}5$ *мм* ($f_з/f_{р1} = 2{,}5$) и $d_1 = 7$ *мм* ($f_з/f_{р1} = 13{,}8$).

Результаты экспериментального исследования эжекторов с различными отношениями сечений показывают, что увеличение перепада давлений, создаваемого эжектором, приводит при всех прочих равных условиях к уменьшению расхода инжектируемого воздуха; увеличение скорости истечения, а также давления всасывания приводит к увеличению расхода инжектируемого воздуха.

Если полученные экспериментальные характеристики представить в обобщенных координатах $\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р} = f(u_0)$ (рис. 7-13), то оказывается, что каждому отношению сечений $f_з/f_{р1}$ соответствует одна характеристика $\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р} = f(u_0)$.

На рис. 7-13 сплошной линией показаны максимальные объемные коэффициенты инжекции по уравнению (7-6б), а пунктиром — расчетные характеристики, построенные по уравнению (7-8б). В точках *A*, *B* и *C* — расчетных для этих трех эжекторов — имеет место равенство $\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р} = \frac{f_{р1}}{f_з}$, что и следует из уравнения (7-7).

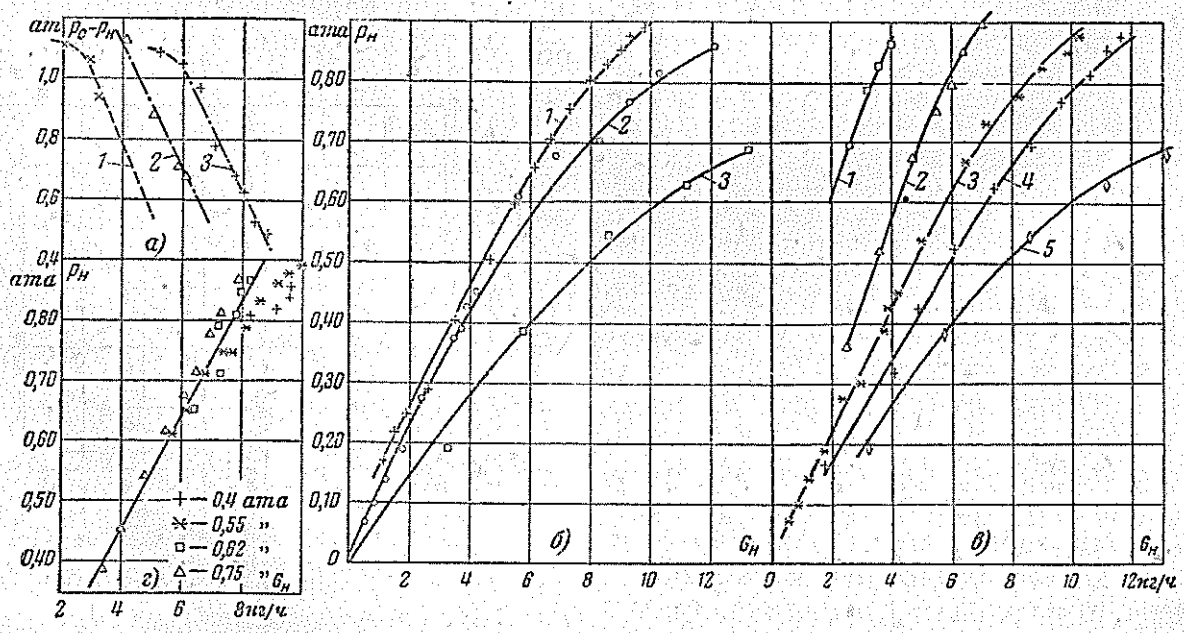


Рис. 7-12. Характеристики водовоздушного эжектора при различных режимах работы.
$d_з = 26$ *мм*; $d_1 = 11$ *мм* ($f_з/f_{р1} = 5{,}6$). *а* — $w_1 = 25{,}2$ *м/сек*: *1* — $p_н = 0{,}39$; *2* — $p_н = 0{,}62$; *3* — $p_н = 0{,}81$ *ата*, изменялось противодавление; *б* — $p_с = 1{,}15 - 1{,}20$ *ата*: *1* — $w_1 = 25{,}2$; *2* — $w_1 = 26{,}4$; *3* — $w_1 = 34$ *м/сек*, изменялось давление всасывания $p_н$; *в* — $p_с \approx$ const: *1* — $p_р = 2{,}0$; *2* — $p_р = 3{,}0$; *3* — $p_р = 4{,}0$; *4* — $p_р = 5{,}0$; *5* — $p_р = 6{,}5$ *ата*, изменялось давление всасывания $p_н$; *г* — $w_1 = 25{,}2$ *м/сек*; $\Delta p_с = p_с - p_н =$ const.

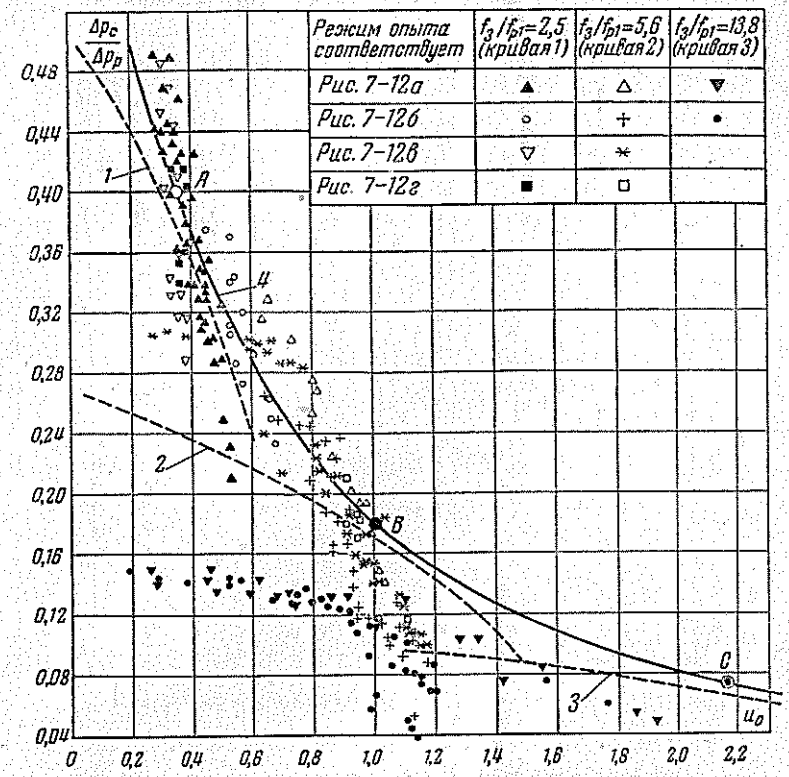


Рис. 7-13. Результаты испытаний водовоздушного эжектора в координатах $\Delta p_с/\Delta p_р = f(u_0)$.

При больших отношениях сечений $f_з/f_{р1}$ и малых отношениях $\Delta p_с/\Delta p_р$ работа водовоздушного эжектора становится неустойчивой. Коэффициенты инжекции u_0 при одном и том же отношении $\Delta p_с/\Delta p_р$ могут иметь различные значения, что объясняется тем, что при этих условиях струя воды может проходить всю камеру смешения, не касаясь стенок. При этом резко снижается расход инжектируемого воздуха, так как имеет место его частичная рециркуляция.

Из сопоставления опытных характеристик с расчетными можно заключить: уравнение (7-6б) позволяет достаточно точно определить величину достижимого объемного коэффициента инжекции, а уравнение (7-7)—требующееся для этого отношение сечений $f_з/f_{р1}$.

Действительная характеристика протекает несколько круче расчетной [по уравнению (7-8б)].

В расчетной точке имеет место пересечение действительной характеристики с расчетной, а также с кривой достижимых коэффициентов инжекции.

Результаты испытаний при повышенных температурах рабочей воды, доходящих до 60°С, показали, что при постоянном отношении сечений $f_з/f_{р1}$ объемный коэффициент инжекции зависит лишь от отношения $\Delta p_с/\Delta p_р$ и не зависит от $t_р$ (рис. 7-14).

Эти же опыты, представленные в координатах $p_н = f(G_н)$ (рис. 7-15), показывают, что повышение температуры рабочей воды приводит при всех прочих равных условиях к повышению давления всасывания $p_н$ на величину, равную повышению давления насыщенного пара при температуре рабочей воды в соответствии с уравнением (7-10).

Аналогичные выводы могут быть сделаны на основании экспериментального исследования водовоздушного эжектора, проведенного Павел-Раммингеном [Л. 89]. Испытывавшийся эжектор имел диаметр камеры смешения $d_з$=13 *мм* и диаметры сопел d_1=6, 8, 9 и 10 *мм*.

Полученные характеристики представлены автором в форме зависимостей объемного коэффициента инжекции u_0 от отношения $p_н/p_с$ при постоянных давлениях рабочей воды перед соплом $p_р$. Поскольку противодавление в этих опытах равнялось I *ата*

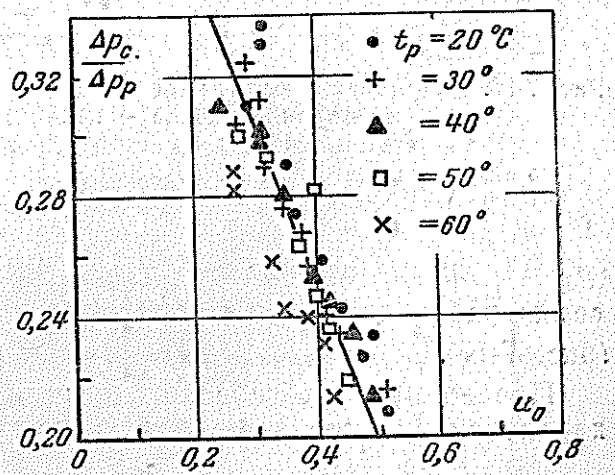


Рис. 7-14. Характеристики $\Delta p_с/\Delta p_р = f(u_0)$ водовоздушного эжектора при различных температурах рабочей воды $t_р$.

d_1=16,5 *мм*; $d_з$=26 *мм* ($f_з/f_{р1}$=2,4); $w_{р1}$=26,4 *м/сек*=const; $V_р$=20,3 *м³/ч*; $p_с$=1,5—1,7 *ата*.

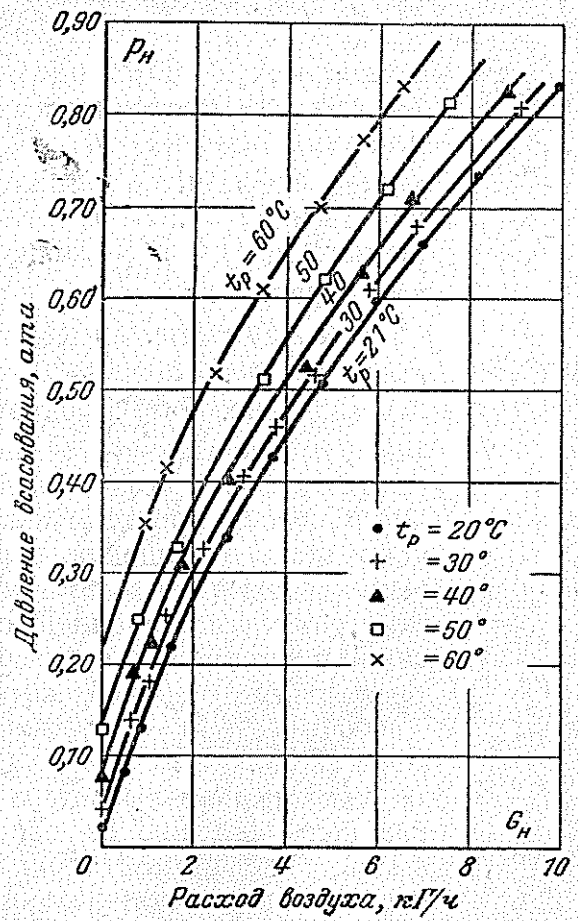


Рис. 7-15. Характеристики $p_н = f(G_н)$ водовоздушного эжектора при различных температурах рабочей воды $t_р$.

$d_1 = 16{,}5$ *мм*, $d_з = 26$ *мм* ($f_з/f_{р1}$=2,5); $\omega_{р1}$=26,4 *м/сек*= = const; $V_р = 20{,}3$ *м³/ч*; $p_с = 1{,}5 - 1{,}7$ *ата*.

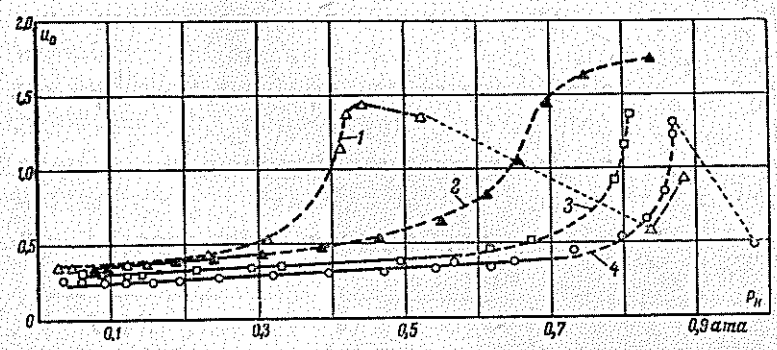


Рис. 7-16. Результаты испытаний водовоздушного эжектора, проведенных Павел-Раммингеном.

$d_з = 13$ *мм*; $d_1 = 8$ *мм* ($f_з/f_{р1} = 4{,}7$); $p_с = 1$ *ата*.

№ характеристики	1	2	3	4
$p_р$, *ата*	5,0	3,5	2,5	2,0

($p_с = 1$ *ата*), отношение $p_н/p_с$ численно равно давлению всасывания $p_н$ (рис. 7-16).

Проведенная обработка опытных характеристик показала, что в координатах $\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р} = f(u_0)$ полученные Павел-Раммингеном характеристики при различных значениях $p_р$ практически совпадают (рис. 7-17).

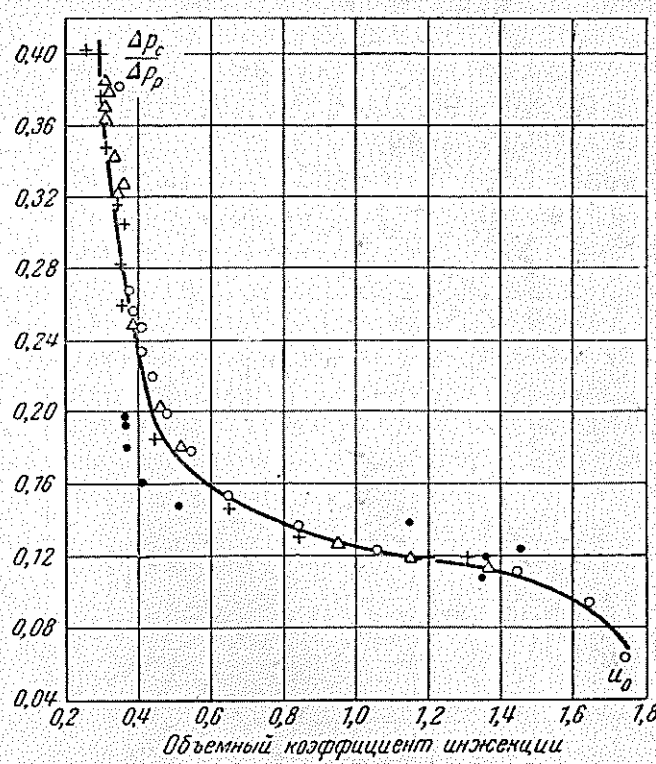


Рис. 7-17. Результаты испытания Павел-Раммингена в координатах $\Delta p_с/\Delta p_р = f(u_0)$.

$f_з/f_{р1} = 4{,}7$.

Условные обозначения	●	○	△	+
$p_р$, *ата*	5,0	3,5	2,5	2,0

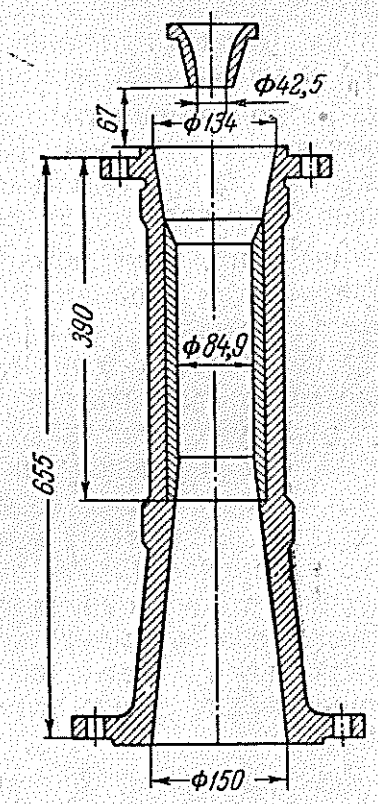


Рис. 7-18. Основные размеры проточной части промышленного водовоздушного эжектора.

Полученные в опытах Павел-Раммингена объемные коэффициенты инжекции меньше, чем в опытах ВТИ при тех же условиях, что объяс-

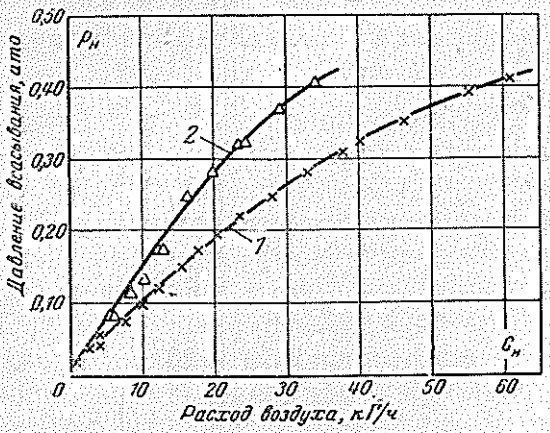


Рис. 7-19. Характеристики $p_н = f(G_н)$ водовоздушного эжектора.
$d_1 = 42{,}5$ *мм*; $d_э = 85$ *мм*; $t_р = 16°$ С.
1 — $p_р = 3{,}6$ *ата*; $v_р = 120$ *м³/ч*; *2* — $p_р = 2{,}9$ *ата*; $V_р = 110$ *м³/ч*.

няется, по-видимому, менее удовлетворительной формой камеры смешения без цилиндрического участка достаточной длины. Это обстоятельство определило и несколько иной характер протекания характеристики $\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р} = f(u_0)$.

Изменение расстояния сопла от камеры смешения от 15 до 35 *мм* также не привело к какому-либо изменению расхода эжектируемого воздуха при различных давлениях всасывания и скоростях истечения воды из сопла.

Описанные закономерности подтверждаются также результатами испытаний промышленного водовоздушного эжектора [Л. 32], проточная часть которого изображена на рис. 7-18.

Полученные характеристики $p_н = f(G_н)$ представлены на рис. 7-19,

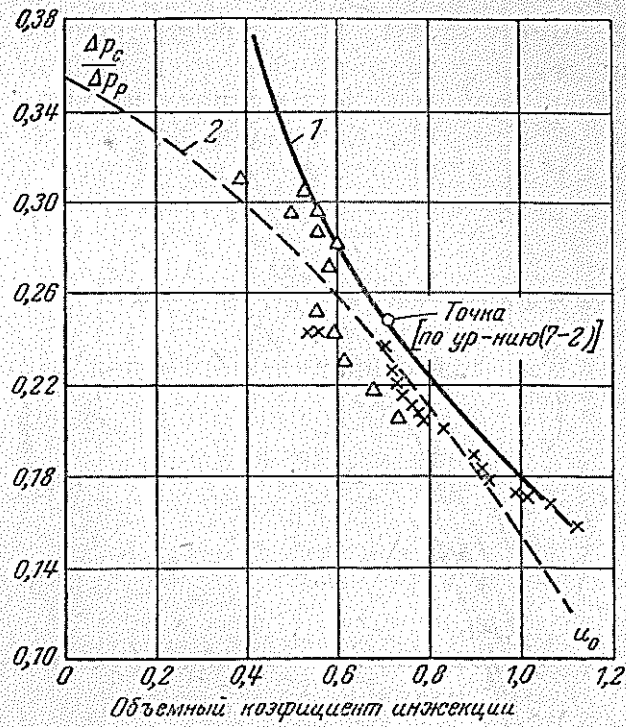


Рис. 7-20. Характеристики водовоздушного эжектора в координатах $\Delta p_с/\Delta p_р = f(u_0)$.
$f_э/f_{р1} = 4$; *1* — максимальные коэффициенты инжекции по уравнению (7-6б); *2* — характеристика эжектора по уравнению (7-8б).
× — результаты опытов при $p_р = 3{,}6$ *ата*;
△ — при $p_р = 2{,}9$ *ата*.

а обработка их в координатах $\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р} = f(u_0)$ — на рис. 7-20. Как видно из рис. 7-20, имеет место хорошее совпадение расчетных характеристик с опытными.

Результаты испытаний водовоздушных эжекторов показывают, таким образом, что предлагаемые расчетные уравнения позволяют с достаточной для практических целей точностью произвести расчет водоструйного эжектора с одной центральной струей рабочей воды при отсасывании сухого воздуха.

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

СТРУЙНЫЕ АППАРАТЫ ДЛЯ ГИДРОТРАНСПОРТА

8-1. МЕТОДИКА РАСЧЕТА

В этих аппаратах в качестве рабочей среды используется обычно вода, поступающая с большой скоростью из сопла в приемную камеру. Инжектируемой средой является твердое тело (песок, зола и др.) или смесь воды и твердого тела.

Для расчета струйных аппаратов для гидротранспорта принципиально применимы расчетные уравнения, выведенные для струйных насосов, так как эти уравнения получены из условия, что рабочая и инжектируемая среды являются неупругими.

Предварительный расчет коэффициента инжекции струйных аппаратов

для гидротранспорта производится по формуле (5-8а). Под коэффициентом инжекции аппарата следует в данном случае понимать сумму двух частных коэффициентов инжекции по твердому телу и жидкости:

$$u = u_т + u_в, \qquad (8\text{-}1)$$

где $u_т$ — коэффициент инжекции по твердому телу;

$u_в$ — коэффициент инжекции по жидкости;

$$u_т = \frac{G_т}{G_р}; \qquad (8\text{-}2)$$

$$u_в = \frac{G_{нв}}{G_р}, \qquad (8\text{-}3)$$

где $G_т$ — расход инжектируемого твердого тела, *кг/сек*;

$G_{нв}$ — расход инжектируемой жидкости, *кг/сек*;

$G_р$ — расход рабочей жидкости через сопло, *кг/сек*.

Удельный объем инжектируемой среды

$$v_н = v_{нв}\frac{u_в}{u_в + u_т} + v_т\frac{u_т}{u_в + u_г}\ м^3/кг, \qquad (8\text{-}4)$$

$v_{нв}$ — удельный объем инжектируемой жидкости, $м^3/кг$;

$v_т$ — удельный объем инжектируемого твердого тела, $м^3/кг$.

В частном случае, когда инжектируемой средой является твердое тело без примеси жидкости,

$$u_в = 0$$

и

$$v_н = v_т\ м^3/кг.$$

Удельный объем смешанной среды на выходе из аппарата

$$v_с = v_{св}\frac{1 + u_в}{1 + u_в + u_т} + v_т\frac{u_т}{1 + u_в + u_т}\ м^3/мг; \qquad (8\text{-}5а)$$

при $u_в = 0$

$$v_с = v_{св}\frac{1}{1 + u_т} + v_т\frac{u_т}{1 + u_т}\ м^3/кг, \qquad (8\text{-}5б)$$

где $v_{св}$ — удельный объем жидкости на выходе из аппарата, $м^3/кг$.

Струйные аппараты для гидротранспорта слабо изучены, вследствие чего в настоящее время отсутствуют достаточно надежные данные для выбора значений коэффициентов скорости проточной части этих аппаратов.

Для расчета струйных аппаратов для гидротранспорта можно предварительно рекомендовать те же значения коэффициентов скорости, которые принимаются для расчета струйных аппаратов для пневмотранспорта, а именно:

$\varphi_1 = 0{,}95$; $\varphi_2 = 0{,}875$; $\varphi_3 = 0{,}81$; $\varphi_4 = 0{,}83$, чему соответствуют

$$K_1 = \varphi_1\varphi_2\varphi_3 = 0{,}674$$

и

$$K_2 = \varphi_2\varphi_3\varphi_4 = 0{,}587.$$

Указанные значения коэффициентов скорости должны быть в дальнейшем уточнены на основе испытания этих аппаратов в лабораторных или промышленных условиях.

Наивыгоднейшее распределение перепада давлений между диффузором и камерой смешения струйного аппарата.

$$\mu = \frac{p_с - p_з}{p_с - p_2}$$

определяется по формуле (5-12).

При перечисленных выше значениях коэффициентов скорости

$$\mu_{опт} = \frac{\varphi_3^2}{2 - \varphi_3^2} = \frac{0{,}81^2}{2 - 0{,}81^2} = 0{,}49 \approx 0{,}5.$$

Значение коэффициента $K_з$ определяется по формуле (5-11). При $\mu = 0{,}49$

$$K_з = \sqrt{\mu}\left[1 + \frac{\varphi_3^2(1 - \mu)}{2\mu}\right] = 0{,}94.$$

Предварительный расчет перепада давлений, создаваемого струйным аппаратом, $\Delta p_с$ или перепада давлений рабочей жидкости в сопле аппарата $\Delta p_р$ производится по формулам (5-9) и (5-10).

Предварительный расчет геометрических параметров $f_з/f_{р1}$ и $f_2/f_{р1}$ производится по формулам (5-16) и (5-17).

Оптимальное отношение сечений $f_з/f_{р1}$ определяется по формулам (5-21) — (5-23).

Характеристика аппарата строится по формуле (5-19а).

Сечение рабочего сопла определяется по формуле (5-14).

Для определения осевых размеров струйно-транспортных аппаратов могут быть использованы те же расчетные формулы, что и для струйных компрессоров.

Пример 8-1. Рассчитать струйный аппарат для гидротранспорта песка. Производительность аппарата по песку $G_т = 100$ *т/ч*. Требующееся избыточное давление после аппарата

$$\Delta p_с = p_с - p_н = 1 \text{ ат}.$$

В струйный аппарат в качестве инжектируемой среды поступает смесь песка и воды $\frac{G_{нв}}{G_т} = \frac{u_в}{u_т} = 1$ при давлении $p_н = 1$ *ата*.

Располагаемое избыточное давление рабочей воды

$$\Delta p_р = p_р - p_п = 10 \text{ ат}.$$

Удельный объем

$$v_{нв} = v_{св} = v_р = 0{,}001 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Удельный объем песка

$$v_т = 0{,}0005 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Решение. Определяем предварительно максимальный коэффициент инжекции аппарата по формуле (5-8а).

Задаемся рядом значений $\Delta p_к = p_н - p_2$ и для каждого из них находим значения u и $u_т$.

Выбираем вариант, при котором коэффициент инжекции максимален. По формуле (8-4) находим

$$v_н = 0{,}00075 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Так как при расчете величина $v_с$ заранее неизвестна, то ею предварительно задаются, а затем уточняют по формуле (3-5) по найденному значению u.

Результаты расчета:

$\Delta p_к$ *ата*	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
u	1,55	1,66	1,69	1,67	1,64	1,6
$u_т$	0,775	0,83	0,845	0,835	0,82	0,8

Как видно, максимальные значения $u = 1{,}69$ и соответственно $u_т = 0{,}845$ имеют место при $\Delta p_к = 0{,}2$ *ат*.

При $u_т = 0{,}845$

$$v_с = 0{,}001 \frac{1 + 0{,}845}{1 + 2 \cdot 0{,}845} + 0{,}0005 \frac{0{,}845}{1 + 2 \cdot 0{,}845} = 0{,}00084 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

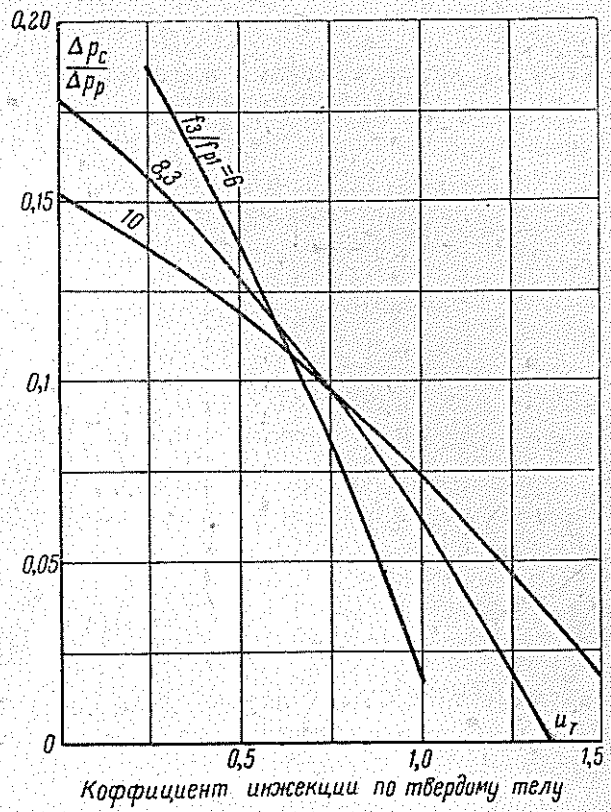


Рис. 8-1. Характеристики струйного аппарата для гидротранспорта песка при различных значениях $f_з/f_{р1}$.

Определяем предварительно геометрические параметры $f_з/f_{р1}$ и $f_2/f_{р1}$ по формулам (5-16а) и (5-17а):

$$\frac{f_з}{f_{р1}} = \frac{2{,}69}{\sqrt{0{,}49}} \sqrt{\frac{0{,}00084}{0{,}0001} \cdot \frac{10}{1{,}2}} = 10{,}2;$$

$$\frac{f_2}{f_{р1}} = 11{,}35.$$

Как видно, $\frac{f_2}{f_{р1}} > \frac{f_з}{f_{р1}}$. Это значит, что оптимальные расчетные условия, принятые при определении u, в цилиндрической камере смешения нельзя реализовать.

Определяем оптимальное отношение $f_з/f_{р1}$ по уравнению (5-23а):

$$\left(\frac{f_з}{f_{р1}}\right)_{опт} = \frac{0{,}95^2 \cdot 0{,}875}{0{,}1} = 8{,}3.$$

По уравнению (5-19а) рассчитываем характеристику аппарата.

При расчете принимаем $\frac{f_{р1}}{f_з} = \frac{1}{8{,}3} = 0{,}12$; $\frac{f_{р1}}{f_{н2}} = \frac{1}{7{,}3} = 0{,}137$.

Результаты расчета приведены в табл. 8-1 и на рис. 8-1.

Для сравнения там же приводятся также характеристики аппарата при значениях $f_з/f_{р1} = 10$ и 6.

Таблица 8-1

Расчет характеристики аппарата для гидротранспорта

Коэффициент инжекции	Коэффициент инжекции по твердому телу	$\Delta p_c/\Delta p_p$		
		Отношение сечений f_3/f_{p1}		
		6	8,3	10
0	0	0,225	0,1786	0,1517
0,5	0,25	0,188	0,1570	0,1370
1,0	0,50	0,141	0,1290	0,1204
1,5	0,75	0,085	0,0990	0,0995
2,0	1,00	0,017	0,0628	0,0754
2,5	1,25	—	0,0177	0,0476
3,0	1,50	—	—	0,0193

Как видно из рис. 8-1, при $\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = 0{,}1$ струйные аппараты с параметрами $f_3/f_{p1} = 8{,}3$ и 10 имеют практически одинаковые коэффициенты инжекции $u = 1{,}5$ и $u_т = 0{,}75$. Коэффициент инжекции аппарата с параметром $f_3/f_{p1} = 6$ в этих условиях ниже: $u = 1{,}34$; $u_т = 0{,}67$.

Расчет основных сечений струйного аппарата для гидротранспорта

$$G_p = \frac{G_т}{u_т} = \frac{100}{0{,}75}\ т/ч = 133\ т/ч = 37\ кг/сек.$$

Выходное сечение рабочего сопла определяется по формуле (5-14):

$$f_{p1} = \frac{37}{0{,}95}\sqrt{\frac{0{,}001}{19{,}6\cdot 10^5}} = 0{,}00088\ м^2 = 880\ мм^2;$$

$$d_1 = 1{,}13\sqrt{f_{p1}} = 1{,}13\sqrt{880} = 33{,}5\ мм.$$

Сечение камеры смешения:

$$f_з = 8{,}3 f_{p1} = 8{,}3 \cdot 880 = 7\,300\ мм^2;$$

$$d_з = 1{,}13\sqrt{f_з} = 1{,}13\sqrt{7\,300} = 97\ мм.$$

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

ПАРОВОДЯНЫЕ ИНЖЕКТОРЫ

9-1. ВЫВОД ОСНОВНЫХ УРАВНЕНИЙ И РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ИНЖЕКТОРА

Процесс, имеющий место в инжекторе с цилиндрической камерой смешения (рис. 9-1), можно схематически представить себе следующим образом:

Струя рабочего пара, выходящая из сопла, расположенного на некотором расстоянии от цилиндрической камеры смешения, полностью конденсируется в окружающей сопло инжектируемой воде до поступления в камеру смешения, повышая температуру воды до величины t_c и сообщая ей определенную скорость.

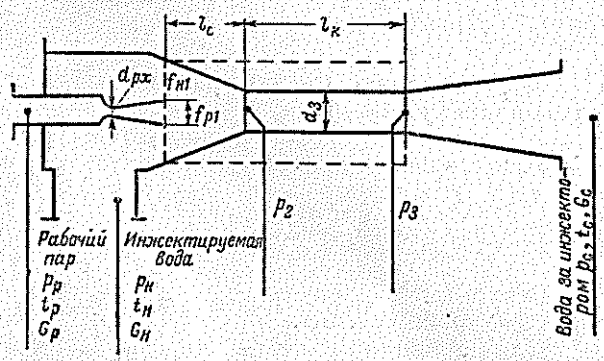


Рис. 9-1. Схема пароводяного инжектора с цилиндрической камерой смешения.

При поступлении воды в камеру смешения ограниченного сечения скорость воды возрастает, а давление ее соответственно снижается от величины $p_н$ до p_2. Если p_2 больше давления насыщенного пара при температуре t_c, то в камере смешения движется жидкость и процесс в камере смешения и диффузоре аналогичен процессу в водоструйном насосе. В этом случае в камере смешения происходит повышение давления до p_3 за счет выравнивания профиля скоростей, имеющего в начале камеры смешения значительную неравномерность. Затем в диффузоре давление воды повышается до p_c. При этом режимные или конструктивные факторы оказывают на характеристику пароводяного инжектора такое же влияние, как и на характеристику водоструйного насоса.

Существенные отличия наступают при малых коэффициентах инжекции. При снижении расхода инжектируемой воды и неизменном расходе ра-

бочего пара температура воды повышается до величины, соответствующей температуре насыщения при давлении в камере смешения, и наступает срыв работы инжектора из-за недостатка воды для конденсации всего поступающего рабочего пара. Этот режим определяет минимальный коэффициент инжекции $u_{мин}$.

При увеличении коэффициента инжекции, когда расход инжектируемой воды в результате снижения противодавления увеличивается, температура воды в камере смешения падает. Одновременно из-за увеличения скорости воды в камере смешения снижается давление воды. При увеличении расхода инжектируемой воды до определенной величины давление p_2 во входном сечении камеры смешения понижается до давления насыщения при температуре нагретой воды $p_к$. Последующее снижение противодавления не приводит к увеличению расхода воды, так как дальнейшее падение давления в камере смешения невозможно, а следовательно, не может увеличиться перепад давлений $p_н - p_2$, определяющий расход инжектируемой воды. Понижение противодавления в этом случае приводит лишь к вскипанию воды в камере смешения. Этот режим аналогичен кавитационному режиму водоструйного насоса. Вскипание воды в камере смешения обусловливает, таким образом, максимальный (предельный) коэффициент инжекции $u_{макс}$. Следует отметить, что именно этот режим является рабочим для питательных инжекторов. Он позволяет объяснить обнаруженную из опытов независимость производительности инжектора от противодавления при работе на кавитационном режиме.

Ниже приводится вывод основных расчетных уравнений для пароводяного инжектора с простейшей цилиндрической формой камеры смешения.

а) Уравнение характеристики

Уравнение импульсов для контура, обведенного пунктиром (рис. 9-1), можно написать в следующем виде:

$$\varphi_2\left[\frac{G_р}{g}w_{р1}+\frac{G_н}{g}w_{н1}\right]-\frac{G_р+G_н}{g}w_з=$$

$$=p_з f_з+\int_{f_з}^{f_{р1}+f_{н1}} p\,df-p_р f_{р1}-p_{н1}f_{н1}. \qquad (9\text{-}1)$$

Здесь, помимо указанных на рис. 9-1, приняты следующие обозначения:

$p_{р1}$ — давление пара в выходном сечении рабочего сопла;

$w_{р1}$ — действительная скорость пара в выходном сечении сопла: $w_{р1}=\varphi_1(w_{р1})_a$;

$(w_{р1})_a$ — скорость пара при адиабатном истечении;

$w_{н1}$ — скорость инжектируемой воды в кольцевом сечении $f_{н1}$ в плоскости выходного сечения сопла;

$w_з$ — скорость воды в конце камеры смешения.

Примем следующие допущения:

1. Сечение $f_{н1}$ в плоскости выходного сечения сопла настолько велико, что скорость инжектируемой воды $w_{н1}$ в сечении $f_{н1}$ близка к нулю ($p_{н1}=p_н$) и количеством движения инжектируемой воды $\frac{G_н}{g}w_{н1}$ по сравнению с количеством движения рабочего пара $\frac{G_р}{g}w_{р1}$ можно пренебречь.

2. Сечение приемной камеры в плоскости выходного сечения рабочего сопла $(f_{р1}+f_{н1})$ значительно превышает сечение цилиндрической камеры смешения $f_з$. Снижение давления от $p_н$ до p_2 происходит в основном в конце входного участка камеры смешения при значениях f, близких к $f_з$, благодаря чему можно считать

$$\int_{f_з}^{f_{р1}+f_{н1}} p\,df=p_н(f_{р1}+f_{н1}-f_з). \qquad (9\text{-}2)$$

При этих условиях уравнение (9-1) принимает вид

$$\varphi_2\frac{G_р}{g}w_{р1}-\frac{G_р+G_н}{g}w_з=p_з f_з-$$

$$-p_н(f_з-f_{р1})-p_{р1}f_{р1}. \qquad (9\text{-}3)$$

Скорость воды в конце камеры смешения

$$w_з = \frac{G_р + G_н}{f_з} v_с.$$

Давление воды в конце камеры смешения

$$p_з = p_с - \varphi_3^2 \frac{w_3^2}{2g v_с}. \qquad (9\text{-}4)$$

Подставляя эти значения $w_з$ и $p_з$ в уравнение (9-3) и разделив все члены на $p_н f_з$, получаем

$$\frac{\Delta p_с}{p_н} = \frac{p_{р1}}{p_р} \cdot \frac{p_р}{p_н} \cdot \frac{f_{р1}}{f_з} + \varphi_2 \frac{G_р w_{р1}}{g p_н f_з} + \varphi_3^2 \frac{(G_р + G_н)^2 v_с}{2g f_3^2 p_н} - \frac{(G_р + G_н)^2 v_с}{g f_3^2 p_н} - \frac{f_{р1}}{f_з}. \qquad (9\text{-}5)$$

Как известно, $\frac{p_{р1}}{p_р} = \Pi_{р1}$; $w_{р1} = \varphi_1 a_{рх} \lambda_{р1}$.

На основе уравнения (2-35)

$$G_р = \frac{k_р g p_р \Pi_{рх} f_{рх}}{a_{рх}}.$$

Проставляя эти выражения в уравнение (9-5), получаем

$$\frac{\Delta p_с}{p_н} = \left(\Pi_{р1} \frac{p_р}{p_н} - 1\right) \frac{f_{р1}}{f_з} + \varphi_1 \varphi_2 \times \frac{\lambda_{р1} k_р \Pi_{рх} p_р f_{рх}}{p_н f_з} - (1 - 0{,}5\varphi_3^2) \times \frac{k_р g p_р^2 \Pi_{рх}^2 v_с}{a_{рх}^2 p_н} \left(\frac{f_{рх}}{f_з}\right)^2 (1 + u)^2, \qquad (9\text{-}6)$$

или с учетом того, что

$$\Pi_{рх}^2 = \left(\frac{1}{k_р + 1}\right)^{\frac{2k_р}{k_р - 1}}$$

и

$$a_{рх}^2 = 2g \frac{k_р}{k_р + 1} p_р v_р,$$

$$\frac{\Delta p_с}{p_н} = \left(\Pi_{р1} \frac{p_р}{p_н} - 1\right) \frac{f_{р1}}{f_з} + \frac{K_1}{\varphi_з} k_р \Pi_{рх} \lambda_{р1} \times \frac{p_р}{p_н} \cdot \frac{f_{рх}}{f_з} - (1 - 0{,}5\varphi_3^2) \frac{k_р^2 g p_р^2 \left(\frac{2}{k_р + 1}\right)^{\frac{2k_р}{k_р - 1}} v_с}{2g \frac{k_р}{k_р + 1} p_р v_р p_н} \times \left(\frac{f_{рх}}{f_з}\right)^2 (1 + u)^2. \qquad (9\text{-}7)$$

Разделив обе части на $\frac{p_р}{p_н}$ и произведя возможные упрощения, получаем

$$\frac{\Delta p_с}{p_р} = \left(\Pi_{р1} - \frac{p_н}{p_р}\right) \frac{f_{р1}}{f_з} + \frac{K_1}{\varphi_з} k_р \Pi_{рх} \lambda_{р1} \frac{f_{рх}}{f_з} - (1 - 0\,5\varphi_3^2) k_р \left(\frac{2}{k_р + 1}\right)^{\frac{k_р + 1}{k_р - 1}} \frac{v_с}{v_р} \left(\frac{f_{рх}}{f_з}\right)^2 \times (1 + u)^2. \qquad (9\text{-}8)$$

В случае, если давление пара в выходном сечении сопла равно давлению инжектируемой воды ($p_{р1} = p_н$), $\Pi_{р1} = \frac{p_н}{p_р}$ и уравнение (9-8) принимает вид

$$\frac{\Delta p_с}{p_р} = \frac{K_1}{\varphi_з} k_р \Pi_{рх} \lambda_{р1} \frac{f_{рх}}{f_з} - (1 - 0{,}5\varphi_3^2) k_р \left(\frac{2}{k_р + 1}\right)^{\frac{k_р + 1}{k_р - 1}} \times \frac{v_с}{v_р} \left(\frac{f_{рх}}{f_з}\right)^2 (1 + u)^2. \qquad (9\text{-}9)$$

Из уравнения (9-8) давление после инжектора

$$p_с = p_р \left[\Pi_{р1} \frac{f_{р1}}{f_з} + \frac{K_1}{\varphi_з} k_р \Pi_{рх} \lambda_{р1} \frac{f_{рх}}{f_з} - (1 - 0{,}5\varphi_3^2) k_р \left(\frac{2}{k_р + 1}\right)^{\frac{k_р + 1}{k_р - 1}} \frac{v_с}{v_р} \left(\frac{f_{рх}}{f_з}\right)^2 \times (1 + u)^2\right] + \left(1 - \frac{f_1}{f_з}\right) p_н. \qquad (9\text{-}10)$$

Когда величина выходного сечения сопла близка к величине сечения камеры смешения, то давление после инжектора, как видно из уравнения (9-10), не зависит от давления инжектируемой воды.

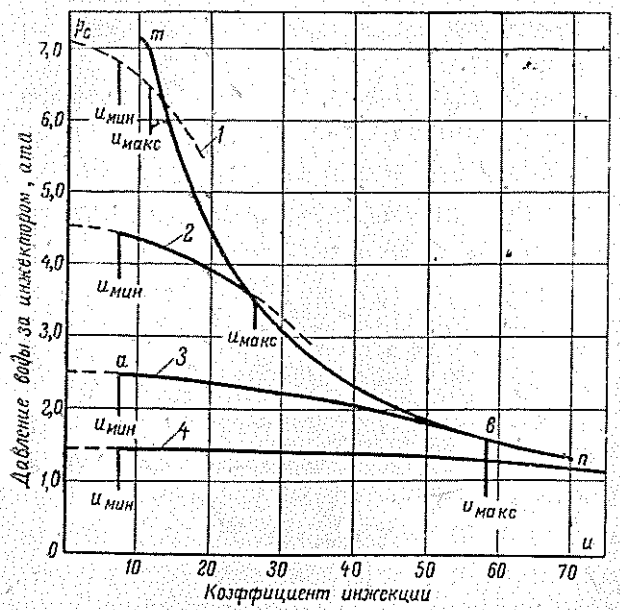


Рис. 9-2. Расчетные характеристики пароводяного инжектора.

$p_р = 6$ *ата*; $p_н = 0{,}8$ *ата*; $t_н = 8°$ С.

1—4 — характеристики инжектора по уравнению (9-10) при значениях $f_з/f_{рх}$ соответственно 1,0; 1,8; 4,0 и 10,0: $u_{мин}$, $u_{макс}$ — предельные коэффициенты инжекции по уравнению (9-14); *mn* — достижимые коэффициенты инжекции по уравнению (9-18).

На рис. 9-2 представлены характеристики, рассчитанные по уравнению (9-10) при одних и тех же давлениях рабочего пара и инжектируемой воды и различных значениях $\frac{f_з}{f_{рх}}$. Как видно из этого графика, отношение сечений оказывает на характеристики пароводяного инжектора такое же влияние, как и на характеристики других типов струйных аппаратов (пароструйных компрессоров, водоструйных насосов): увеличение $f_з/f_{рх}$ приводит к увеличению коэффициента инжекции и снижению давления воды после инжектора $p_с$.

б) Предельные режимы пароводяного инжектора

Как уже отмечалось, в пароводяном инжекторе вследствие вскипания воды в камере смешения максимальный и минимальный коэффициенты инжекции ограничены.

Вскипание воды в камере смешения будет происходить в случае, когда давление воды в камере смешения p_2 станет ниже давления насыщения (кавитации) $p_к$ при температуре воды в камере смешения $t_к = t_с$.

Оба эти давления ($p_к$ и p_2) зависят при заданных параметрах рабочего пара и инжектируемой воды и размерах инжектора от коэффициента инжекции u.

Температура воды в камере смешения определяется из теплового баланса:

$$t_к = \frac{i_р + ut_н}{1+u}. \qquad (9\text{-}11)$$

При этой температуре по таблицам насыщенного пара определяется соответствующее значение $p_к$.

Давление воды в начале цилиндрической камеры смешения p_2 зависит от скорости, которую получит масса инжектируемой воды до поступления в камеру смешения в результате обмена импульсами между инжектируемой и рабочей средами. Если считать, что после конденсации рабочего пара образуется струя рабочей жидкости, движущаяся с очень большой скоростью, занимающая вследствие этого весьма малое сечение, и основной обмен импульсами между этой струей и инжектируемой водой происходит в цилиндрической камере смешения, то средней скоростью, которую приобретает инжектируемая вода при давлении $p_н$, можно пренебречь.

В этом случае давление воды в начале камеры смешения может быть определено по уравнению Бернулли:

$$p_2 = p_н - \frac{w_2^2}{2gv_н}; \qquad (9\text{-}12)$$

$$w_2 = \frac{(G_р + G_н)}{f_з} v_н = \frac{G_р v_н}{f_з}(1+u);$$

с учетом этого значения w_2

$$p_2 = p_н - \frac{G_р^2 v_н}{2gf_з^2}(1+u)^2.$$

Подставив сюда значение $G_р^2$ из уравнения (2-36а), получаем

$$p_2 = p_н - gk_р\left(\frac{2}{k_р+1}\right)^{\frac{k_р+1}{k_р-1}}\frac{p_р}{v_р}\times$$

$$\times\frac{v_н}{2g}\cdot\frac{f_{рх}^2}{f_з^2}(1+u)^2,$$

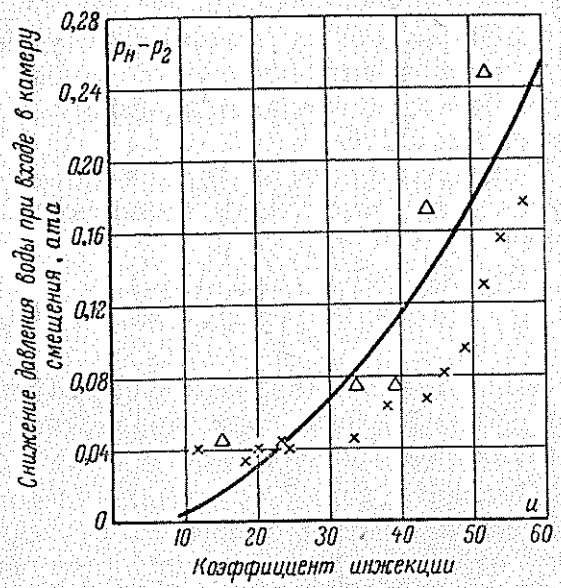


Рис. 9-3. Зависимость падения давления воды при входе в камеру смешения от коэффициента инжекции.

$p_р = 8$ *ата*; $f_з/f_{рх} = 10{,}0$.

Сплошная линия — расчетная по уравнению (9-13); опытные точки: × — при $p_н = 0{,}8$ *ата*; △ — при $p_н = 0{,}6$ *ата*.

или

$$\frac{p_2}{p_р} = \frac{p_н}{p_р} - \frac{k_р}{2}\left(\frac{2}{k_р + 1}\right)^{\frac{k_р + 1}{k_р - 1}}\left(\frac{f_{рх}}{f_з}\right)^2 \times \times \frac{v_н}{v_р}(1 + u)^2. \qquad (9\text{-}13)$$

Как показали проведенные измерения давления в начале камеры смешения, расчет значений p_2 по этому уравнению дает величины, близкие к опытным значениям (рис. 9-3). При повышенной температуре инжектируемой воды конденсация рабочего пара происходит менее интенсивно, чем при истечении пара в холодную воду. При этом процесс конденсации может не завершиться в приемной камере и некоторая часть входного сечения камеры смешения будет заполнена несконденсировавшимся рабочим паром. Сечение, остающееся для прохода инжектируемой воды, уменьшится и соответственно уменьшится предельный коэффициент инжекции.

На рис. 9-4 представлены расчетные зависимости $p_к$ и p_2 от коэффициента инжекции u при различных давлениях и температурах инжектируемой воды для инжекторов с различными отношениями сечений $f_з/f_{рх}$.

По этим графикам легко установить предельные коэффициенты инжекции для заданных условий работы инжектора.

Так, например, для инжектора с отношением сечений $f_з/f_{рх} = 4$ при давлении рабочего пара $p_р = 6$ *ата*, давлении инжектируемой воды $p_н = 0{,}8$ *ата* и ее температуре $t_н = 20°$ С кривые $p_к = f(u)$ и $p_2 = f(u)$ пересекаются в двух точках: a и b. Первая из них отвечает минимальному коэффициенту инжекции $u_{мин} = 8$, вторая — максимальному коэффициенту инжекции $u_{макс} = 57$. Между этими двумя значениями $p_2 > p_к$, поэтому в камере смешения и диффузоре протекает вода, и характеристика инжектора описывается уравнением (9-10). Предельные коэффициенты инжекции обозначены на соответствующей характеристике инжектора на рис. 9-2. При максимальном коэффициенте инжекции $u_{макс} = 57$ давление после инжектора составляет 1,6 *ата*, повышение давления инжектируемой воды составляет $\Delta p_с = 0{,}8$ *ат*. При минимальном коэффициенте инжекции $u_{мин} = 8$ давление воды после инжектора $p_с = 2{,}5$ *ата*, повышение давления воды в инжекторе $\Delta p_с = 1{,}7$ *ат*.

Для инжектора с меньшим отношением сечений $f_з/f_{рх} = 1{,}8$ при тех же условиях кривые $p_2 = f(u)$ согласно уравнению (9-13) идут круче, т. е. при том же значении u величина p_2 будет меньше. Это приводит к тому, что величина $u_{мин}$, как видно из рис. 9-4,*б* (точка a), немного возрастает (от 8 до 9), а величина $u_{макс}$ (точка b) значительно снижается (с 57 до 25). Диапазон коэффициентов инжекции, при которых возможна работа инжектора, значительно сужается при уменьшении отношения сечений $f_з/f_{рх}$ (рис. 9-2). Однако при этом давление воды после инжектора $p_с$ возрастает: при максимальном коэффициенте инжекции $p_с = 3{,}6$ *ата* (повышение давления $\Delta p_с = 2{,}8$ *ат*), при минимальном коэффициенте инжекции $p_с = 4{,}4$ *ата* ($\Delta p_с = 3{,}6$ *ат*).

При дальнейшем уменьшении отношения сечений $f_з/f_{рх}$ диапазоны между

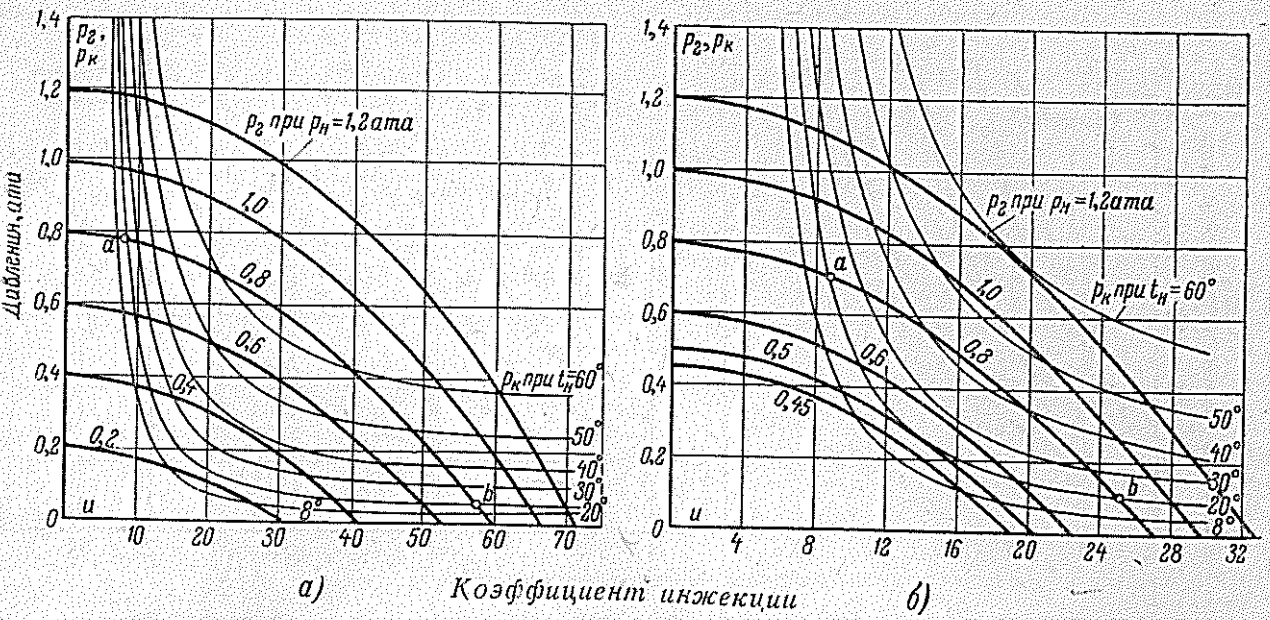
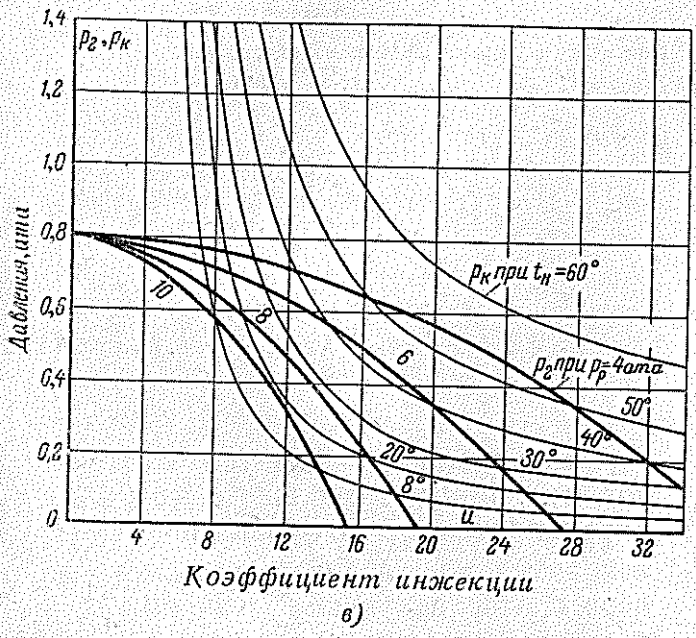


Рис. 9-4. Зависимости давления воды в начале камеры смешения p_2 и давления насыщенного пара $p_к$ при температуре воды в камере смешения $t_н$ от коэффициента инжекции при различных условиях работы инжектора.

$а$ — $f_з/f_{рх}=4{,}0$; $p_р=6$ *ата*; $t_р=240°$ С; $p_н=$ var; $t_н=$ var; $б$ — $f_з/f_{рх}=1{,}8$; $p_р=6$ *ата*; $t_р=240°$ С; $p_н=$ var; $t_н=$ var; $в$ — $f_з/f_{рх}=1{,}8$; $p_н=0{,}8$ *ата*; $p_р=$ var; $t_н=$ var.



$u_{мин}$ и $u_{макс}$ еще больше сокращаются и, наконец, при определенном отношении сечений $f_з/f_{рх}$ оба значения u совпадают.

Работа инжектора при дальнейшем снижении $f_з/f_{рх}$ невозможна.

Как показывает сопоставление рис. 9-4,*а* и 9-4,*б*, снижение давления инжектируемой воды при неизменной ее температуре ($t_н=$ const) приводит к сокращению рабочего диапазона инжектора, так как при этом сближаются значения $u_{макс}$ и $u_{мин}$. К аналогичному эффекту приводит повышение давления рабочего пара, что видно из рис. 9-4, *в*.

При определенном минимальном значении $p_н$ или максимальном значении $p_р$ кривые $p_к=f(u)$ и $p_2=f(u)$ пересекаются в одной точке: $u_{мин}$ и $u_{макс}$ совпадают. При дальнейшем снижении $p_н$ или увеличении $p_р$ работа инжектора невозможна.

Как видно из рис. 9-4,*а*, при $p_р=6$ *ата* и $f_з/f_{рх}=4$; минимальное давление инжектируемой воды $p_н$, при котором возможна работа инжектора, составляет:

Температура воды, °С	Давление воды, *ата*
20	0,23
40	0,41
60	0,72

При тех же условиях и меньшем отношении сечений $(f_з/f_{рх})=1{,}8$ (рис. 9-4,*б*) температуре $t_н=20°$ С отвечает значение $(p_н)_{мин}=0{,}4$ *ата*; при $t_н=40°$ С $(p_н)_{мин}=0{,}77$ *ата*; при $t_н=60°$ С $(p_н)_{мин}=1{,}2$ *ата*.

При неизменных давлении $p_н$ и температуре $t_н$ инжектируемой воды увеличение давления рабочего пара $p_р$ до определенной величины $(p_р)_{макс}$ приводит к срыву работы инжектора. Так, при $f_з/f_{рх}=1{,}8$, давлении инжектируемой воды $p_н=0{,}8$ *ата* и ее температуре $t_н=20°$ С срыв работы ин-

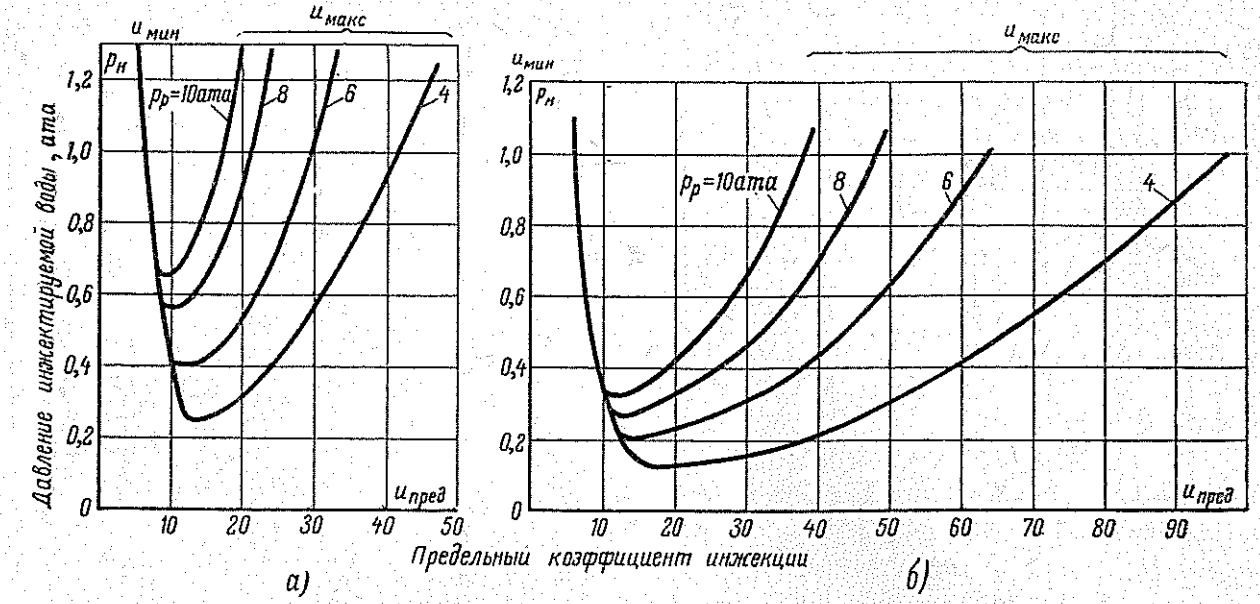


Рис. 9-5. Предельные коэффициенты инжекции пароводяных инжекторов.
$i_р = 700$ *ккал/кг* = const, *а* — $f_з/f_{рх} = 1{,}8$; $t_н = 8°$ С; *б* — $f_з/f_{рх} = 4{,}0$; $t_н = 18°$ С.

жектора наступает при повышении давления рабочего пара $p_р$ до 9,6 *ата* (рис. 9-4,*в*), а при $t_н = 40°$ С давление рабочего пара не может быть повышено выше 6,5 *ата*. Зависимости предельных коэффициентов инжекции от основного геометрического параметра инжектора $f_з/f_{рх}$, а также от условий его работы ($p_р$, $p_н$, $t_н$) представлены на рис. 9-5 и 9-6.

Величины предельных коэффициентов инжекции можно определить и аналитически, не прибегая к построениям, изображенным на рис. 9-4. Из уравнения (9-13)

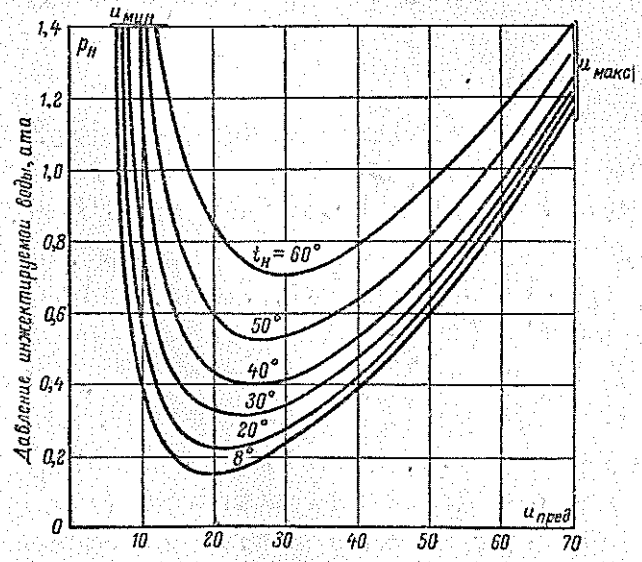


Рис. 9-6. Предельные коэффициенты инжекции пароводяного инжектора при различных температурах инжектируемой воды $t_н$.
$p_р = 6$ *ата*; $t_р = 240°$ С; $f_з/f_{рх} = 4{,}0$.

$$u_{пр} = \sqrt{\frac{2}{k}\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \frac{f_з}{f_{рх}} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{p_н - p_к}{p_р}} \sqrt{\frac{v_р}{v_н}} - 1. \quad (9\text{-}14)$$

Это уравнение решается методом подбора: при произвольном значении u определяется $t_к$, по уравнению (9-11) находится по таблицам насыщенного пара соответствующее значение $p_к$ и по уравнению (9-14) — величина $u_{пр}$. Если это значение не совпадает с исходным, расчет повторяется. Таким путем определяются оба значения предельных коэффициентов инжекции: $u_{мин}$ и $u_{макс}$.

в) Достижимые коэффициенты инжекции

Для того чтобы определить достижимый коэффициент инжекции при заданных условиях работы инжектора: параметрах рабочего пара $p_р$ и $t_р$, параметрах инжектируемой воды $p_н$ и $t_н$ и требуемом давлении воды после инжектора, следует решить совместно уравнение характеристики (9-8) и уравнение предельного коэффициента инжекции (9-14).

Уравнение (9-8) может быть представлено в следующем виде:

$$\frac{\Delta p_c}{p_р}=\frac{f_{рx}}{f_з}\left[\left(\Pi_{р1}-\frac{p_н}{p_р}\right)\frac{f_{р1}}{f_{рx}}+\right.$$

$$\left.+\frac{K_1}{\varphi_з}k_р\Pi_{рx}\lambda_{р1}\right]-(1-0{,}5\varphi_з^2)\times$$

$$\times k_р\left(\frac{2}{k_р+1}\right)^{\frac{k_р+1}{k_р-1}}\frac{v_c}{v_р}\left(\frac{f_{рx}}{f_з}\right)^2(1+u)^2.$$

На основе уравнения (9-14)

$$\frac{f_з}{f_{рx}}=\sqrt{\frac{k_р}{2}\left(\frac{2}{k_р+1}\right)^{\frac{k_р+1}{k_р-1}}}\times$$

$$\times\sqrt{\frac{p_р}{p_н-p_к}}\sqrt{\frac{v_н}{v_р}}(1+u). \quad (9\text{-}15)$$

После соответствующих преобразований получаем:

$$\Delta p_c=C\frac{\sqrt{p_н-p_к}}{1+u}-$$

$$-(2-\varphi_з^2)(p_н-p_к), \quad (9\text{-}16)$$

где

$$C=\sqrt{\frac{2}{k_р}\left(\frac{k_р+1}{2}\right)^{\frac{k_р+1}{k_р-1}}}\times$$

$$\times\left[\left(\Pi_{р1}-\frac{p_н}{p_р}\right)\frac{f_{р1}}{f_{рx}}+\frac{K_1}{\varphi_з}k_р\Pi_{рx}\lambda_{р1}\right]\times$$

$$\times\sqrt{\frac{v_р}{v_н}p_р}. \quad (9\text{-}17а)$$

В случае, когда рабочее сопло рассчитано из условия, что давление в выходном сечении равно $p_н$, что соответствует $\Pi_{р1}=\Pi_{рн}=\frac{p_н}{p_р}$, выражение для C принимает вид

$$C=\sqrt{\frac{2}{k_р}\left(\frac{k_р+1}{2}\right)^{\frac{k_р+1}{k_р-1}}}\frac{K_1}{\varphi_з}k_р\Pi_{рx}\times$$

$$\times\lambda_{рн}\sqrt{\frac{v_р}{v_н}p_р};$$

с учетом того, что

$$\Pi_{рx}=\left(\frac{2}{k_р+1}\right)^{\frac{k_р}{k_р-1}},$$

получаем

$$C=\frac{2K_1}{\varphi_з}\sqrt{\frac{k_р}{k_р+1}}\times$$

$$\times\sqrt{\frac{v_р}{v_н}p_р}\lambda_{рн}. \quad (9\text{-}17б)$$

Из уравнения (9-16) достижимый коэффициент инжекции

$$u=\frac{C\sqrt{p_н-p_к}}{\Delta p_c+(2-\varphi_з^2)(p_н-p_к)}-1. \quad (9\text{-}18)$$

На рис. 9-7—9-9 представлены результаты расчетов по уравнению (9-18) достижимых коэффициентов инжекции при различных давлениях рабочего

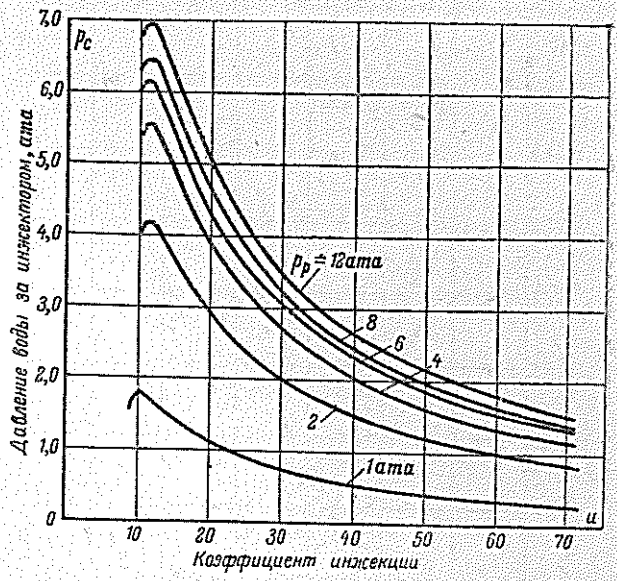


Рис. 9-7. Достижимые коэффициенты инжекции при различных давлениях рабочего пара $p_р$.

$p_н = 0{,}8$ *ата*; $t_н = 20°$ С.

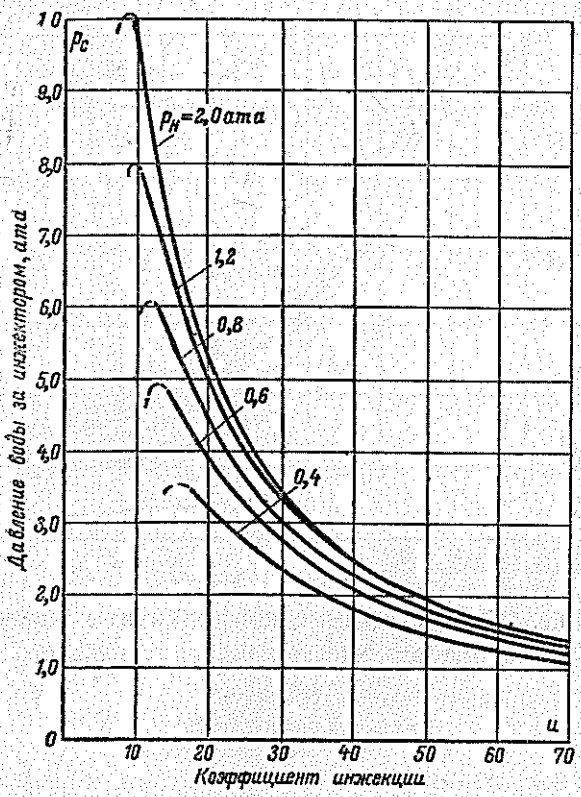


Рис. 9-8. Достижимые коэффициенты инжекции при различных давлениях инжектируемой воды $p_н$.
$p_р = 6$ *ата*; $t_н = 20°$ С.

пара, а также различных давлениях и температурах инжектируемой воды. Для каждого режима имеется определенный минимальный коэффициент инжекции, при котором достигается максимальное давление воды в инжекторе p_c.

Как видно из приведенных графиков, к увеличению u и p_c приводят увеличение $p_р$ и $p_н$ и понижение $t_н$.

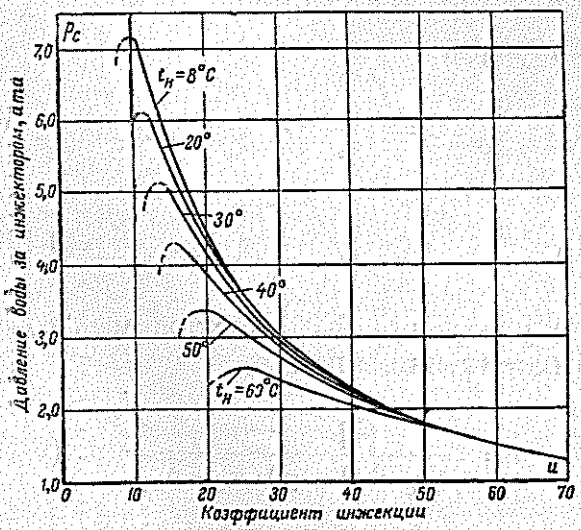


Рис. 9-9. Достижимые коэффициенты инжекции при различных температурах инжектируемой воды $t_н$.
$p_р = 6$ *ата* $p_н = 0{,}8$ *ата*.

Кривая достижимых коэффициентов инжекции приведена также на рис. 9-2. Характеристики инжекторов с различными отношениями сечений касаются этой кривой в точках, где наступает предельный режим инжектора ($u = u_{макс}$).

г) Основной геометрический параметр инжектора

Значение $f_з/f_{рх}$, позволяющее получить достижимый по уравнению (9-18) коэффициент инжекции, определяется по уравнению (9-15).

Это уравнение решается однозначно: заданному u соответствуют определенные величины $t_к$ и $p_к$.

Пример 9-1. Рассчитать инжектор для следующих условий:

Инжектируемая жидкость (щелочь)

Давление перед инжектором $p_н = 0{,}9$ *ата*.

Температура перед инжектором $t_н = 30°$ С.

Удельный вес $\gamma_н = 1\,150$ *кг/м*³.

Расход инжектируемой жидкости $G_н = 4\,000$ *кг/ч*.

Рабочий пар

Давление перед инжектором $p_р = 4$ *ата*.

Пар — сухой насыщенный. Температура $t_р = 143°$ С.

Энтальпия $i_р = 654$ *ккал/кг*; удельный объем $v_р = 0{,}47$ *м*³*/кг*.

Показатель адиабаты $k_р = 1{,}13$.

Требуемое давление жидкости за инжектором $p_c = 1{,}7$ *ата*.

Решение. а) Определяется достижимый при заданных условиях коэффициент инжекции u по уравнению (9-18).

Прежде всего определяем по формуле (9-17б) значение коэффициента C, входящего в расчетное уравнение (9-18):

$$П_{р1} = П_{рн} = \frac{0{,}9}{4} = 0{,}225.$$

Соответствующее значение $\lambda_{рн} = 1{,}6$.

$$C = \frac{2 \cdot 0{,}834}{0{,}9}\sqrt{\frac{1{,}13}{2{,}13}}\sqrt{0{,}47 \cdot 1{,}154 \cdot 4 \cdot 1{,}6} = 100.$$

Достижимый коэффициент инжекции

$$u = \frac{100\sqrt{0{,}9 - p_к}}{(1{,}7 - 0{,}9) + (2 - 0{,}81)(0{,}9 - p_к)} - 1 =$$

$$= \frac{100\sqrt{0{,}9 - p}}{0{,}8 + 1{,}19(0{,}9 - p)} - 1.$$

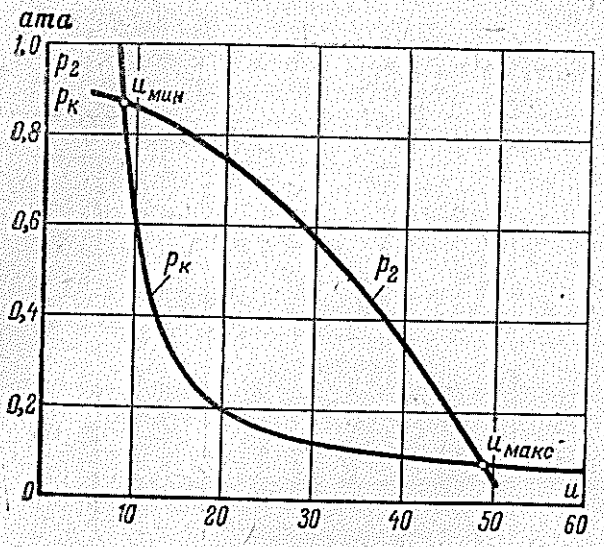


Рис. 9-10. Зависимость давлений p_2 и $p_к$ в камере смешения от коэффициента инжекции u (к примеру 9-1).

Это уравнение решается методом последовательных приближений: задаваясь произвольным значением u, определяем соответствующее значение $p_к$ и по уравнению (9-18) проверяем принятое значение u.

Зависимость $p_к$ от u находится из теплового баланса:

$$t_c = \frac{i_р + ut_н}{1+u} = \frac{654 + 30u}{1+u}.$$

Результаты расчета приведены на рис. 9-10.

Уравнение (9-18) имеет два решения, соответствующие минимальному и максимальному коэффициентам инжекции: $u_{мин} = 8{,}5$ при $p_к = 0{,}895$ *ата*; $u_{макс} = 50$ при $p_к = 0{,}088$ *ата*. Принимаем значение $u = 50$.

б) Величина основного геометрического параметра инжектора — отношение сечений камеры смешения и критического сечения $f_з/f_{рх}$, обеспечивающее реализацию достижимого коэффициента инжекции, определяется из уравнения (9-15):

$$\frac{f_з}{f_{рх}} = \sqrt{\frac{1{,}13}{2}\left(\frac{2}{2{,}13}\right)^{\frac{2{,}13}{0{,}13}}} \times \sqrt{\frac{4}{0{,}9-0{,}088}\cdot\frac{1}{1\,150\cdot 0{,}47}(1+50)} = 2{,}14.$$

Отношение выходного сечения рабочего сопла к критическому определяется по газодинамической функции q.

При $П_{рн} = 0{,}225$ $q_{рн} = 0{,}703$; $\frac{f_{р1}}{f_{рх}} = \frac{1}{q_{рн}} = \frac{1}{0{,}703} = 1{,}42$.

в) Расчет характеристики инжектора производится по уравнению (9-10):

$$p_c = 4\left[0{,}225\frac{1{,}42}{2{,}14} + \frac{0{,}834}{0{,}90}\cdot 1{,}13\left(\frac{2}{2{,}13}\right)^{\frac{1{,}13}{0{,}13}} \times 1{,}60\frac{1}{2{,}14} - (1-0{,}5\cdot 0{,}81)\cdot 1{,}13\left(\frac{2}{2{,}13}\right)^{\frac{2{,}13}{0{,}13}} \times \frac{1}{1\,150\cdot 0{,}47}\left(\frac{1}{2{,}14}\right)^2\cdot(1+u)^2\right] + \left(1-\frac{1{,}42}{2{,}14}\right)\cdot 0{,}9 = 2{,}645 - \frac{(1+u)^2}{2\,600}.$$

Расчетная характеристика представлена на рис. 9-11.

г) Расчет предельных коэффициентов инжекции.

Для определения предельных коэффициентов инжекции (максимального и минимального) определяется зависимость давления в начале камеры смешения p_2 от u по уравнению (9-13):

$$p_2 = 0{,}9 - \frac{1{,}13}{2}\left(\frac{2}{2{,}13}\right)^{\frac{2{,}13}{0{,}13}}\left(\frac{1}{2{,}14}\right)^2 \times \frac{4}{1\,150\cdot 0{,}47}(1+u)^2 = 0{,}9 - 0{,}325\cdot 10^{-3}(1+u)^2.$$

$u =$	5	10	20	40	50
p_2 *ата* =	0,89	0,86	0,75	0,35	0,05

Из рис. 9-10 по пересечениям кривых $p_к$ и p_2 находятся $u_{мин} = 9$ и $u_{макс} = 49$.

д) Абсолютные размеры инжектора. Расход рабочего пара

$$G_р = \frac{4\,000}{1+49} = 80 \text{ кг/ч}.$$

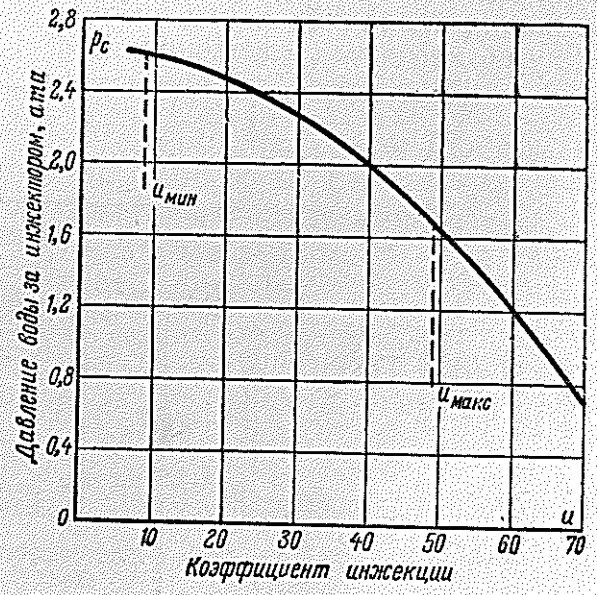


Рис. 9-11. Расчетная характеристика (к примеру 9-1).

Критическое сечение рабочего сопла

$$f_{p\,x}=\frac{80\cdot10^6}{3\,600\cdot203\sqrt{\frac{4}{0,47}}}=37,5\ мм^2,$$

откуда диаметр критического сечения сопла $d_{p\,x}=7$ *мм*.

Диаметр выходного сечения рабочего сопла

$$d_1=7\sqrt{1,42}=8,35\ мм.$$

Диаметр камеры смешения

$$d_3=7\sqrt{2,14}=10\ мм.$$

9-2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИНЖЕКТОРА И ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ УРАВНЕНИЙ

Испытывавшийся инжектор изображен на рис. 9-12. Конструкция его допускала смену камер смешения и рабочих сопел. Имелась возможность изменять осевое положение сопла (в пределах 27 *мм*). Измерения давления в начале и конце камеры смешения производились лишь при камере смешения с $d_3=47$ *мм*. В опытах были использованы рабочие сопла и камеры смешения, основные размеры которых приведены в табл. 9-1.

Таблица 9-1

Основные размеры сопел и камер смешения пароводяного инжектора

Рабочие сопла			Камеры смешения		
Диаметр критического сечения d_{px}, *мм*	Диаметр выходного сечения d_1, *мм*	Угол раствора сопла, град.	Диаметр цилиндрического участка d_3, *мм*	Длина цилиндрического участка $l_к$, *мм*	Длина входного конического участка $l_{вх}$, *мм*
15	15	—	30	160	9
15	20	3	20	100	19
15	30	10	20	50	66
15	40	12	20	0	117
20	20	—	—	—	—

а) Расстояние рабочего сопла от камеры смешения

Оптимальное положение рабочего сопла должно определяться экспериментальным путем. Опыты с различными расстояниями сопла от камеры смешения проводились для инжектора с двумя камерами смешения: с $d_3=47$ *мм* и с $d_3=30$ *мм*. При работе инжектора с камерой смешения $d_3=47$ *мм* характеристики $\Delta p_c=f(u)$ для положений сопла $l_c=26,5$ *мм* и $l_c=-1$ *мм* практически совпадают (рис. 9-13). Опытные характеристики достаточно удовлетворительно совпадают с расчетными.

При работе инжектора с камерой смешения $d_3=30$ *мм*, так же как и для камеры смешения $d_3=47$ *мм*, положение сопла не оказывает заметного влияния на протекание пологой части характеристики $\Delta p_c=f(u)$, которая, как видно из рис. 9-14, близка к расчетной. Существенное влияние оказывает положение сопла на величину предельного коэффициента инжекции: чем меньше расстояние сопла от камеры смешения, тем меньше предельный коэффициент инжекции (рис. 9-14). Это можно объяснить

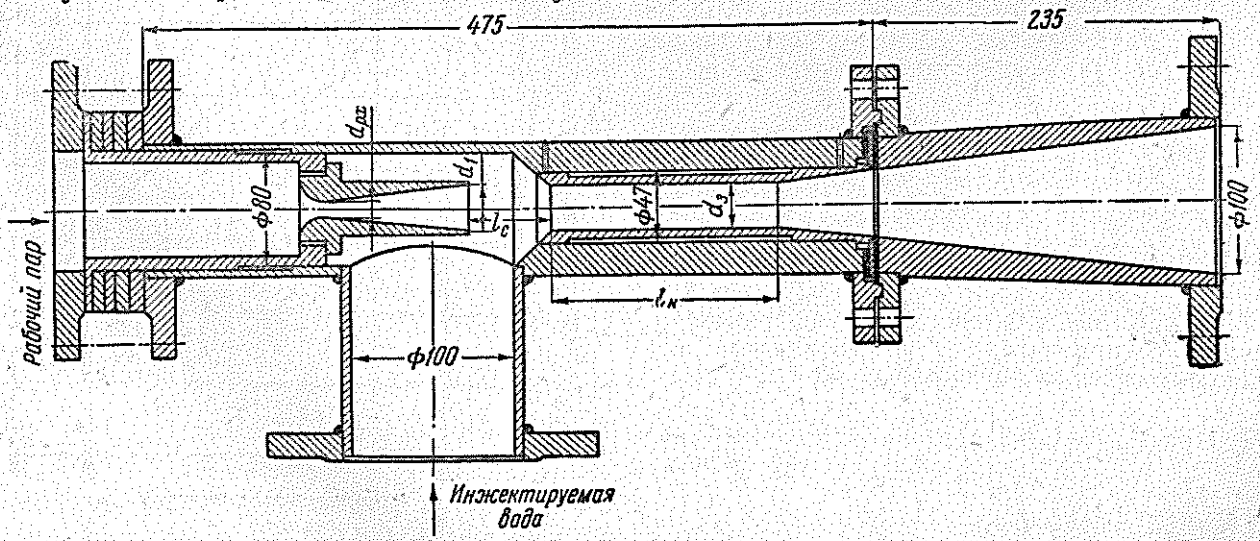


Рис. 9-12. Экспериментальный пароводяной инжектор.

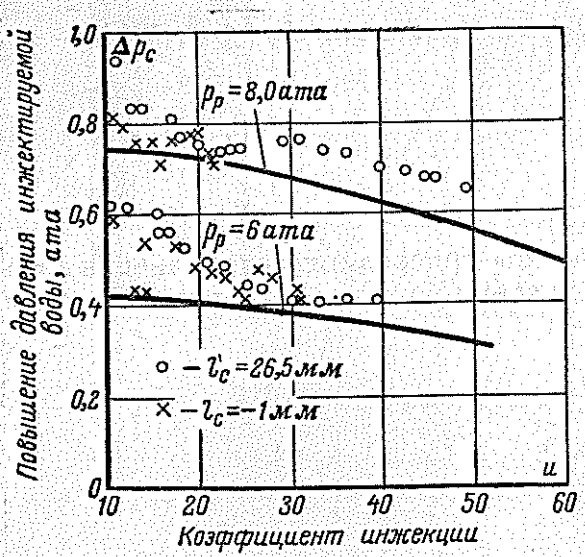


Рис. 9-13. Характеристики $\Delta p_c = f(u)$ при различных расстояниях сопла от камеры смешения l_c.

$d_{px} = 15$ мм; $d_1 = 40$ мм; $d_3 = 47$ мм; $p_н = 0{,}8$ ата; $t_н = 11{,}5°$ С.

Сплошные линии — расчетные характеристики.

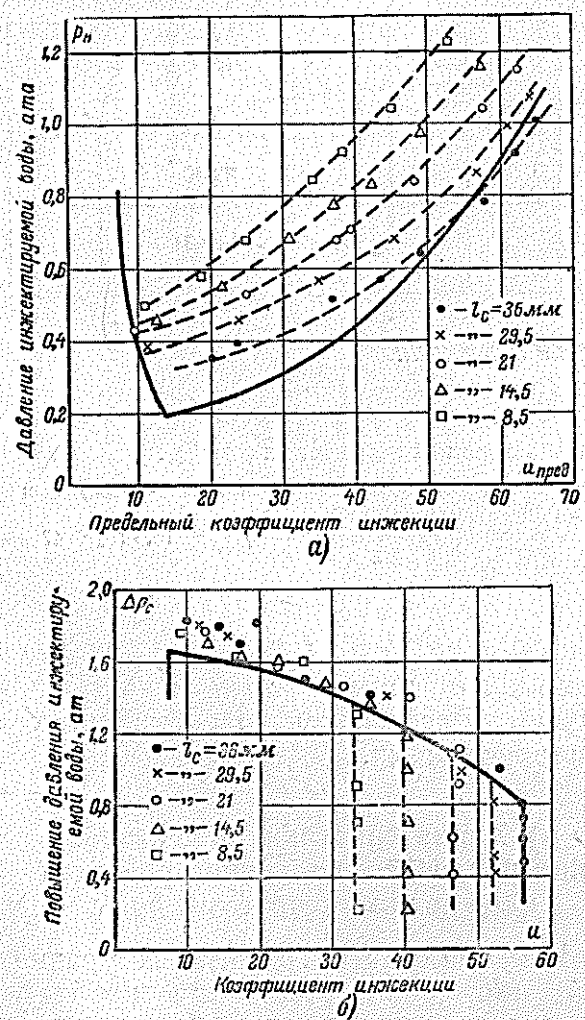


Рис. 9-14. Характеристики инжектора при различных расстояниях сопла от камеры смешения l_c.

$d_{px} = 15$ мм; $d_1 = 20$ мм; $d_3 = 30$ мм ($f_3/f_{px} = 4$).

а — $p_р = 6$ ата; $t_р = 220°$ С; $p_c = 1$ ата; $t_н = 1{,}5°$ С;

б — $p_р = 6{,}0$ ата; $t_р = 220°$ С; $p_н = 0{,}8$ ата; $t_н = 1{,}5°$ С.

Сплошные линии — расчетные характеристики.

тем, что при малых расстояниях сопла от камеры смешения рабочий пар не успевает полностью конденсироваться в приемной камере и занимает часть входного сечения камеры смешения, уменьшая тем самым сечение для прохода воды. При увеличении расстояния сопла от камеры смешения предельный коэффициент инжекции увеличивается, но это увеличение постепенно замедляется. При максимальном значении $l_c = 36$ мм предельный коэффициент инжекции был близок к расчетному. Можно предполагать, что дальнейшее увеличение l_c не приведет к заметному увеличению предельного коэффициента инжекции.

Такая же закономерность наблюдалась при различных давлениях рабочего пара и различных диаметрах выходного сечения сопла.

Исходя из полученных результатов, все опыты с другими камерами смешения и рабочими соплами проводились при максимальном расстоянии сопла от камеры смешения.

б) Основной геометрический параметр инжектора f_3/f_{px}

На рис. 9-15 приводится сравнение расчетных характеристик с опытными для давления инжектируемой воды $p_н = 0{,}8$ *ата* и ее температуры 2—18° С при значениях $f_3/f_{px} = 1{,}8$; 4,0 и 10. Как видно из рис. 9-15, расчетные характеристики во всех случаях удовлетворительно совпадают с опытными. Лишь при $f_3/f_{px} = 1{,}8$ и $p_р = 8$ *ата* повышение давления инжектируемой воды меньше расчетного, что объясняется, по-видимому, тем, что при этих условиях режим работы инжектора близок к срыву. Действительно, рис. 9-5,*а* показывает, что при $f_3/f_{px} = 1{,}8$ и $p_р = 8$ *ата* расчетное минимальное давление инжектируемой воды составляет около 0,6 *ата*. Опытные точки, нанесенные на рис. 9-15, относятся к давлению инжектируемой воды 0,8 *ата*. При $f_3/f_{px} = 1{,}8$ и $p_р = 8$ *ата* давление инжектируемой воды близко к минимальному.

При этом режиме инжектор работает с предельным коэффициентом

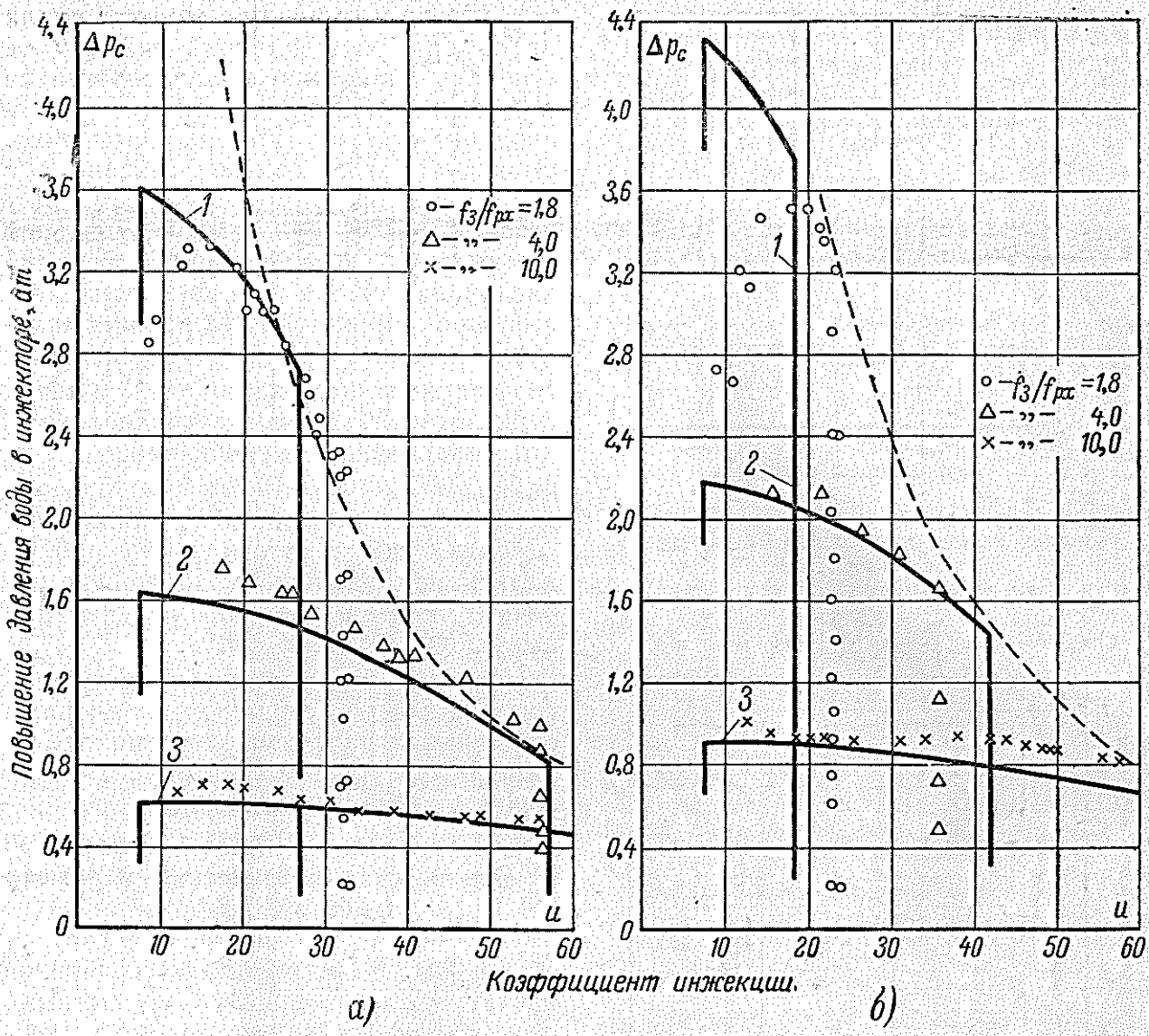


Рис. 9-15. Характеристики $\Delta p_c = f(u)$ при различных значениях $f_з/f_{рх}$.

$p_н = 0{,}8$ *ата*; $t_н = 2 - 18°$ С. Пунктир — достижимые коэффициенты инжекции по уравнению (9-18); сплошные линии — расчетные характеристики по уравнению (9-10).

1 — $f_з/f_{рх} = 1{,}8$ ($d_з = 20$ *мм*; $d_{рх} = 15$ *мм*); *2* — $f_з/f_{рх} = 4{,}0$ ($d_з = 30$ *мм*; $d_{рх} = 15$ *мм*); *3* — $f_з/f_{рх} = 10{,}0$ ($d_з = 47$ *мм*; $d_{рх} = 15$ *мм*). *а* — $p_р = 6$ *ата*; *б* — $p_р = 8$ *ата*.

инжекции, почти равным расчетному, но не создает расчетного повышения давления инжектируемой воды. Такое явление наблюдалось и в других опытах, когда инжектор работал в режиме, близком к срывному. Для того чтобы при этих условиях реализовать теоретически возможные значения повышения давления воды в инжекторе Δp_c, необходимы, по-видимому, более тщательное выполнение проточной части, точный выбор расстояния между соплом и камерой смешения и т. п.

При других значениях $f_з/f_{рх}$, при которых проводились экспериментальные исследования, т. е. при $f_з/f_{рх}$, равных 4,0 и 10,0, расчетное минимальное давление инжектируемой воды значительно ниже 0,8 *ата* и для этих режимов опытные точки значительно лучше описываются расчетными характеристиками.

в) Характеристики инжекторов при различных давлениях рабочего пара и инжектируемой воды

Как следует из расчетных уравнений, повышение давления рабочего пара приводит к повышению величины Δp_c и одновременно к снижению предельного коэффициента инжекции $u_{макс}$. При повышении давления рабочего пара до определенной величины максимальный и минимальный коэффициенты инжекции совпадают и на-

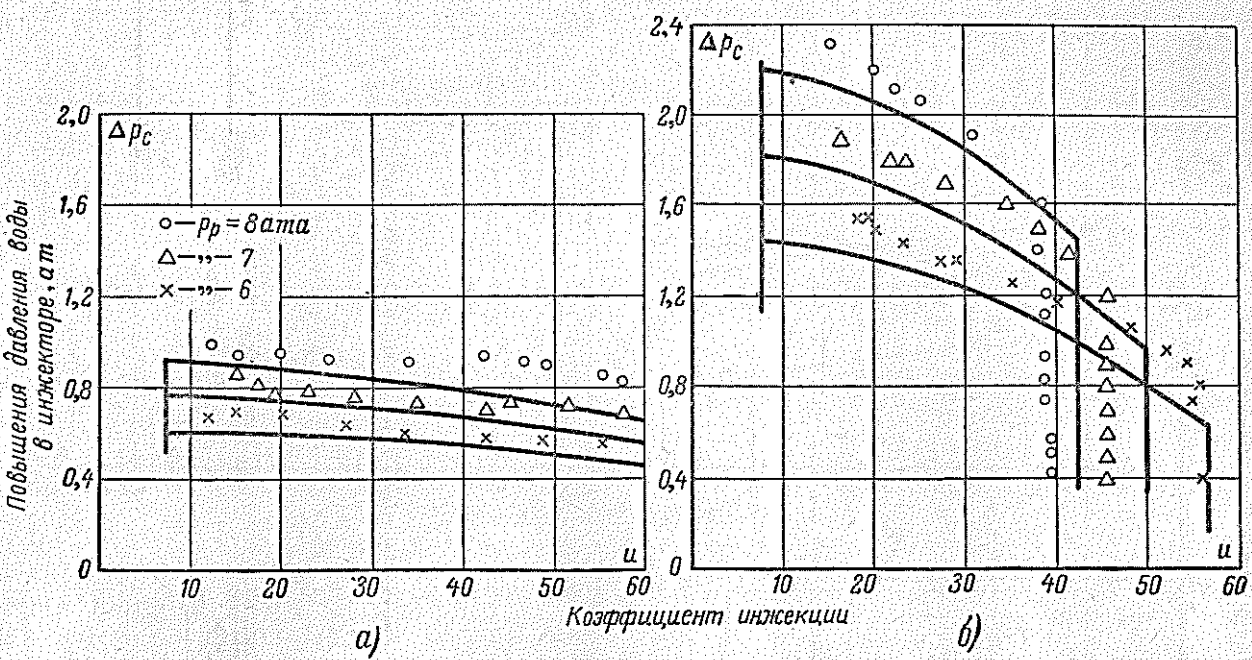
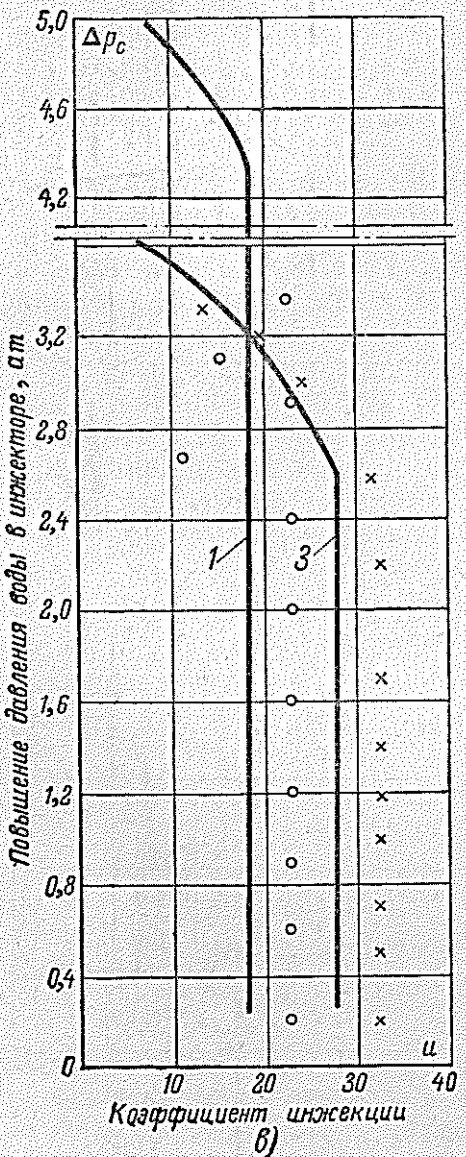


Рис. 9-16. Характеристики $\Delta p_c = f(u)$ при различных давлениях рабочего пара.
$p_н = 0{,}8$ *ата*; $t_н = 2 - 18°$ С.
Сплошные линии — расчетные характеристики. *1* — $p_р = 8$ *ата*; *2* — $p_р = 7$ *ата*; *3* — $p_р = 6$ *ата*.
а — $f_з/f_{рх} = 10{,}0$; *б* — $f_з/f_{рх} = 4{,}0$; *в* — $f_з/f_{рх} = 1{,}8$.



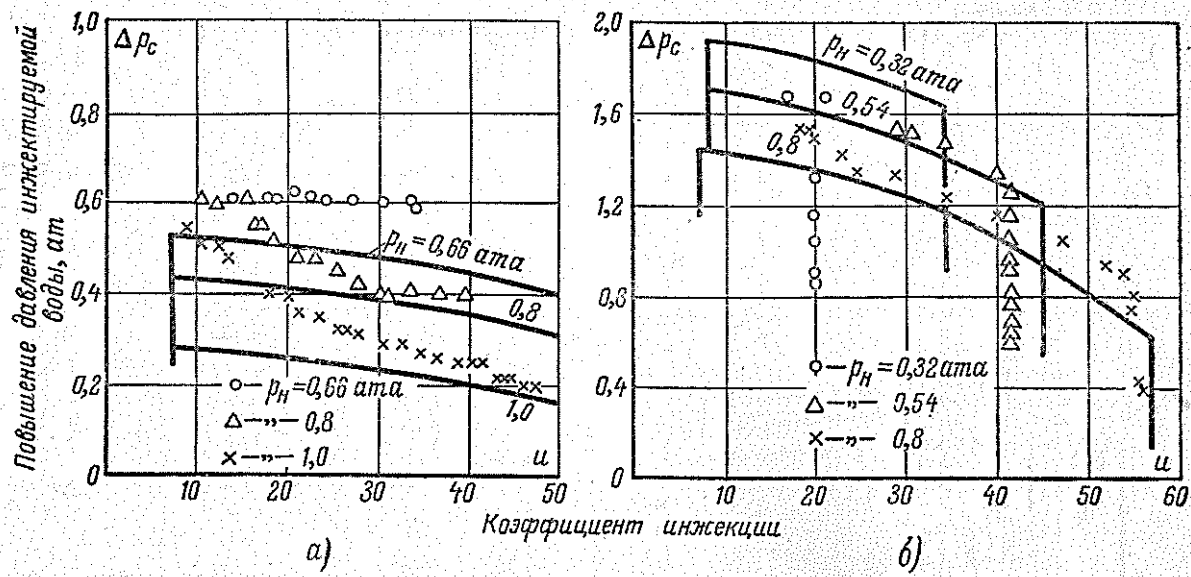
ступает срыв работы инжектора. Чем ближе режим работы инжектора к срывному режиму, тем хуже совпадают опытные значения Δp_c с расчетными (рис. 9-16). Так, при $f_з/f_{рх} = 10$ и $f_з/f_{рх} = 4$ режим работы инжектора далек от срывного и расчетные характеристики близки к опытным при всех трех давлениях рабочего пара $p_р$: 6, 7 и 8 *ата*.

При $f_з/f_{рх} = 1{,}8$ и $p_р = 6$ *ата* (рис. 9-16,*в*) опытная характеристика $\Delta p_c - u$ близка к расчетной, а при $p_р = 8$ *ата*, когда режим работы инжектора близок к срывному, опытные значения Δp_c намного ниже расчетных.

Такое же положение имеет место и при изменении давления инжектируемой воды (рис. 9-17).

Снижение давления инжектируемой воды приводит к снижению предельного коэффициента инжекции $u_{макс}$. При снижении давления инжектируемой воды до определенной величины максимальный и минимальный коэффициенты инжекции совпадают и наступает срыв работы инжектора. Чем ниже давление $p_н$, тем меньше диапазон коэффициентов инжекции, при которых может работать инжектор.

При $f_з/f_{рх} = 4$ опытная характеристика при $p_н = 0{,}82$ *ата* и $p_н = 0{,}54$ *ата* хорошо совпадает с рас-



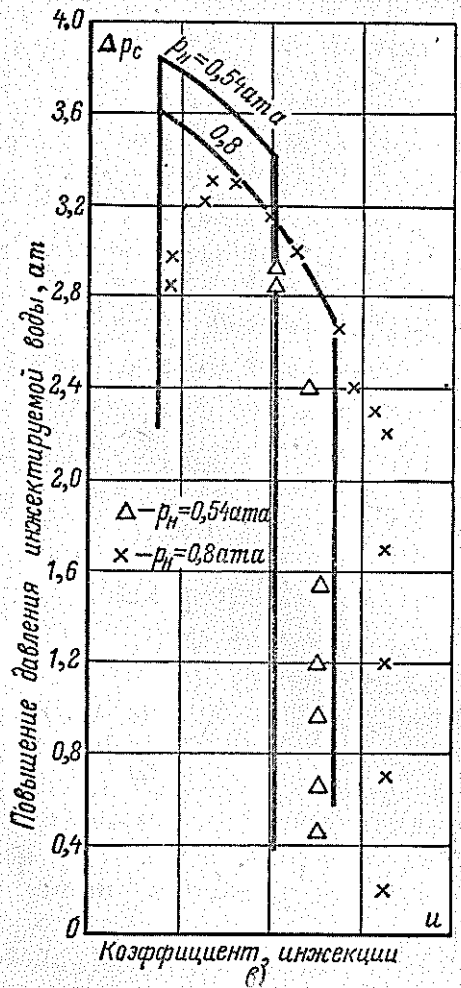


Рис. 9-17. Характеристики $\Delta p_c = f(u)$ при различных давлениях инжектируемой воды $p_н$.

$p_р = 6$ *ата*; $t_н = 2 - 18°$ С.
Сплошные линии — расчетные характеристики.
а — $f_э/f_{рх} = 10{,}0$; *б* — $f_э/f_{рх} = 4{,}0$; *в* — $f_э/f_{рх} = 1{,}8$.

четной, а при $p_н = 0{,}32$ *ата*, т. е. при режиме, близком к срывному, опытное значение p_c примерно на 0,5 *ата* ниже расчетного (рис. 9-17,*б*).

При $f_э/f_{рх} = 1{,}8$ (рис. 9-17,*в*) режим работы инжектора при $p_н = 0{,}54$ *ата* уже близок к срывному, поэтому эта характеристика значительно ниже расчетной. Опытная характеристика при $p_н = 0{,}8$ *ата* удовлетворительно совпадает с расчетной.

г) Влияние диаметра выходного сечения сопла

В случае, когда степень расширения рабочего пара соответствует отношению выходного сечения сопла к критическому, давление пара в выходном сечении сопла равно давлению инжектируемой воды. Потери при конденсации пара в воде в этом случае, по-видимому, будут минимальными.

Экспериментальная проверка подтвердила, что чем ближе выходное сечение сопла ($f_{р1}/f_{рх}$) к расчетному при данной степени расширения рабочего пара $p_р/p_н$, тем выше значение Δp_c (рис. 9-18).

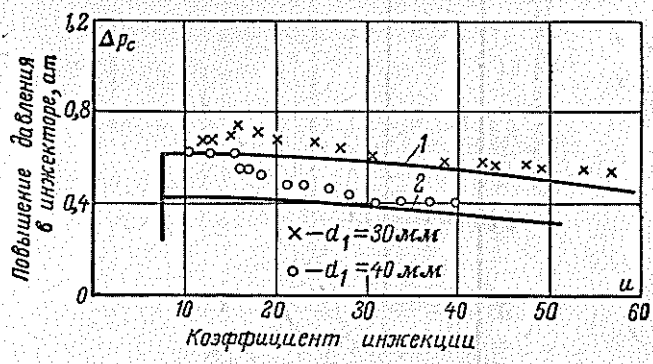
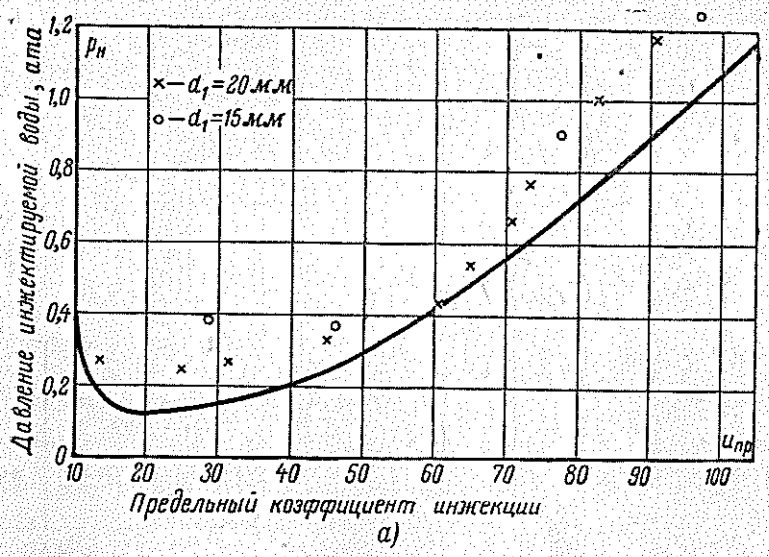
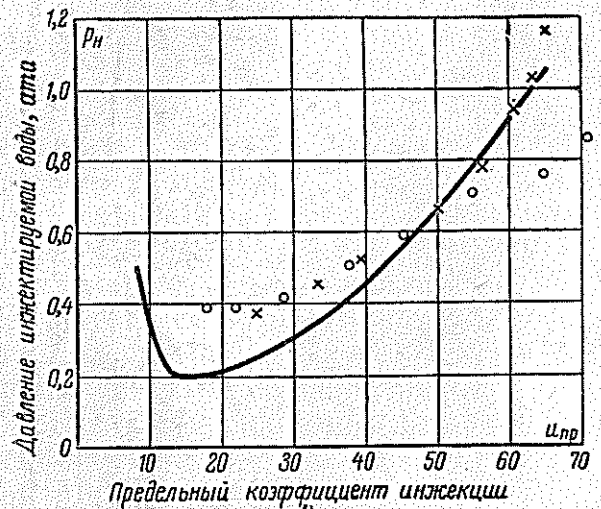


Рис. 9-18. Характеристики $\Delta p_c = f(u)$ при различных диаметрах выходного сечения рабочего сопла d_1.

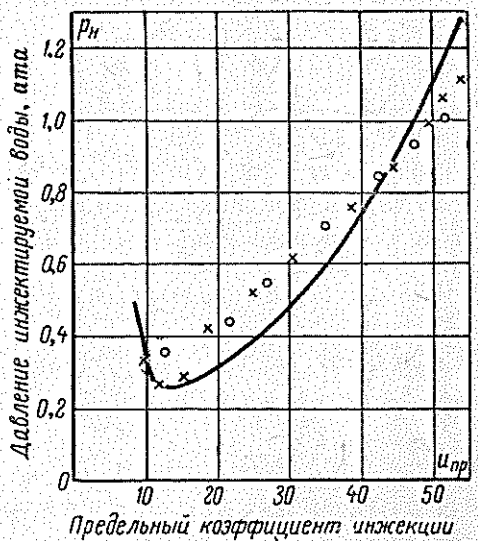
$p_р = 6$ *ата*; $p_н = 0{,}8$ *ата*; $t_н = 2$–18° С, $d_э = 47$ *мм* $d_{рх} = 15$ *мм* ($f_э/f_{рх} = 10$).
Сплошные линии — расчетные характеристики.
1 — $d_1 = 30$ *мм*; *2* — $d_1 = 40$ *мм*.



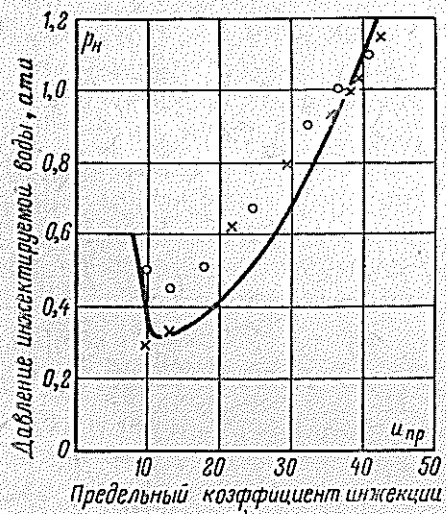
а)



б)



в)



г)

Рис. 9-19. Характеристики $p_н = f(u_{пр})$ при различных значениях d_1.

$d_з = 30$ *мм*; $d_{рх} = 15$ *мм* $(f_з/f_{рх} = 4)$; $t_н = 2 - 18°$ С. Сплошные линии — расчетные характеристики.
а — $p_р = 4$ *ата*; *б* — $p_р = 6$ *ата*; *в* — $p_р = 8$ *ата*; *г* — $p_р = 10$ *ата*.

Величина предельного коэффициента инжекции, как следует из уравнения (9-14), не зависит от выходного сечения рабочего сопла.

Проведенная экспериментальная проверка аппаратов с различными отношениями сечений подтвердила это положение (рис. 9-19).

д) Характеристики пароводяных инжекторов с различными формами камеры смешения

Как известно, в пароструйных компрессорах и эжекторах конденсационных установок переход от цилиндрической камеры смешения к конической приводит к увеличению предельного коэффициента инжекции и снижению развиваемой эжектором степени сжатия.

Такое же влияние оказывает переход от цилиндрической камеры смешения к конической и на работу пароводяного инжектора (рис. 9-20). Переход к конической камере смешения при $f_з/f_{рх} = 1{,}8$ снижает, как это

633—1

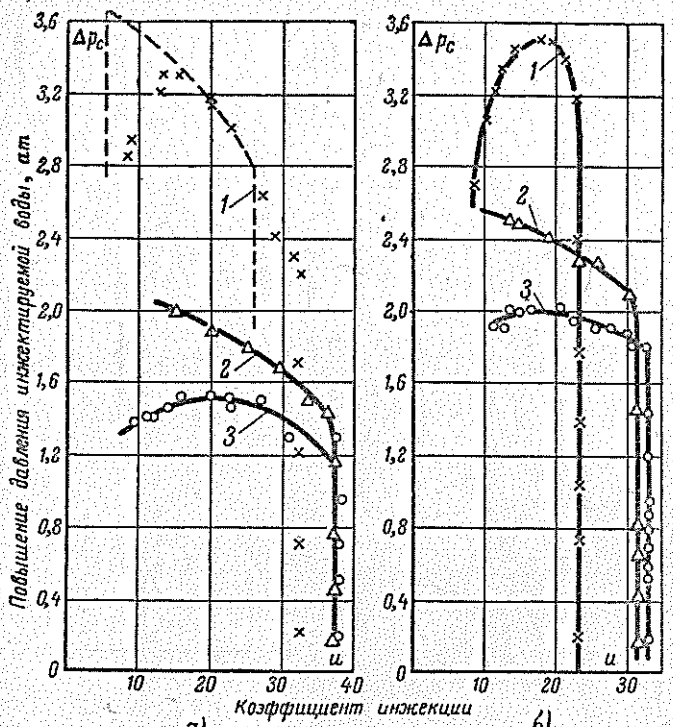


Рис. 9-20. Характеристики $\Delta p_c = f(u)$ пароводяных инжекторов с различными формами камеры смешения.

$d_{px} = 15$ *мм*; $d_1 = 20$ *мм*; $d_3 = 20$ *мм* $(f_3/f_{px} = 1{,}8;)$ $p_н = 0{,}8$ *ата*; $t_н = 2 - 18°$ С.

Длина цилиндрического участка камеры смешения: *а* — $p_р = 6$ *ата*; *б* — $p_р = 8$ *ата*; *1* — $l_к = 100$ *мм*; *2* — $l_к = 50$ *мм*; *3* — $l_к = 0$.

видно из рис. 9-20, величину Δp_c почти в 2 раза и увеличивает величину предельного коэффициента инжекции на $20 - 30\%$.

е) Работа инжектора при повышенных температурах инжектируемой воды

На основании рис. 9-6 построены расчетные зависимости предельного коэффициента инжекции $u_{макс}$ от температуры инжектируемой воды при давлении рабочего пара $p_р = 6$ *ата*, давлениях инжектируемой воды $p_н = 1{,}0$; 0,8 и 0,54 *ата* и минимальном противодавлении. Эти характеристики для инжектора с отношением сечений

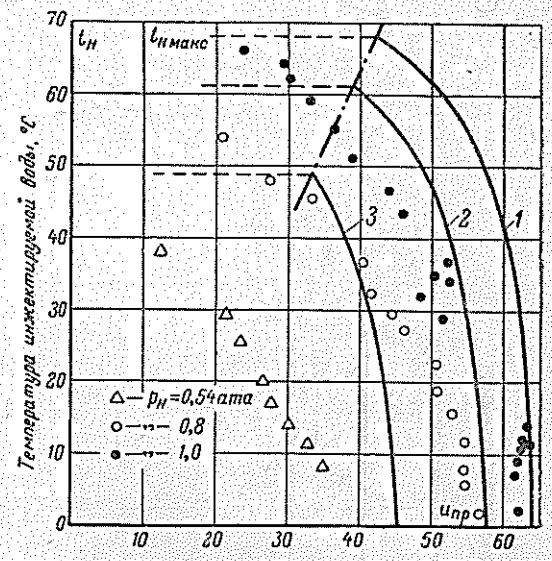


Рис. 9-21. Зависимость предельного коэффициента инжекции от температуры инжектируемой воды для инжектора с цилиндрической камерой смешения.

$d_3 = 30$ *мм*; $d_{px} = 15$ *мм*; $d_1 = 20$ *мм* $(f_3/f_{px} = 4)$; $l_к = 160$ *мм*; $p_р = 6$ *ата*; $p_c = 1$ *ата*.

Сплошные линии — расчетные зависимости. *1* — $p_н = 1{,}0$ *ата*; *2* — 0,8 *ата*; *3* — 0,54 *ата*.

$f_3/f_{px} = 4$ представлены на рис. 9-21. Там же нанесены и результаты соответствующих опытов при цилиндрических камерах смешения.

Сравнение опытных характеристик с расчетными показывает, что повышение температуры инжектируемой воды приводит в действительности к большему снижению предельного коэффициента инжекции, чем это следует из расчетных характеристик. Как указывалось выше, можно предположить, что при повышенных температурах инжектируемой воды процесс конденсации не успевает завершиться в приемной камере и некоторая часть входного сечения камеры смешения оказывается занятой несконденсировавшимся рабочим паром. В результате этого уменьшается сечение для прохода инжектируемой воды и соответственно уменьшается предельный коэффициент инжекции.

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

СМЕШИВАЮЩИЕ СТРУЙНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ

10-1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД; МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ

В смешивающем струйном подогревателе в отличие от рассмотренного в предыдущей главе пароводяного инжектора рабочей средой является вода, а инжектируемой — пар, который при конденсации нагревает воду.

Высокая интенсивность процесса теплоотдачи от пара к турбулентной

струе жидкости при их непосредственном контакте, в сотни раз превосходящая интенсивность процесса в поверхностных теплообменниках, позволяет получить конструктивно простой малогабаритный смешивающий подогреватель.

В отличие от рассмотренных выше типов струйных аппаратов процессы, протекающие в струйном подогревателе, могут быть описаны и проанализированы пока лишь с качественной стороны. Произвести количественный расчет тепловых и гидравлических характеристик струйного подогревателя, учитывающий и конструктивные размеры аппарата и режим его работы, пока не представляется возможным. В связи с этим в настоящей главе мы более подробно остановимся на результатах экспериментальных исследований струйных подогревателей, так как опытные данные являются пока единственным материалом, позволяющим проектировать эти аппараты и учитывать их действительные характеристики при переменных режимах.

Общий вид испытывавшегося во ВТИ струйного подогревателя приведен на рис. 10-1.

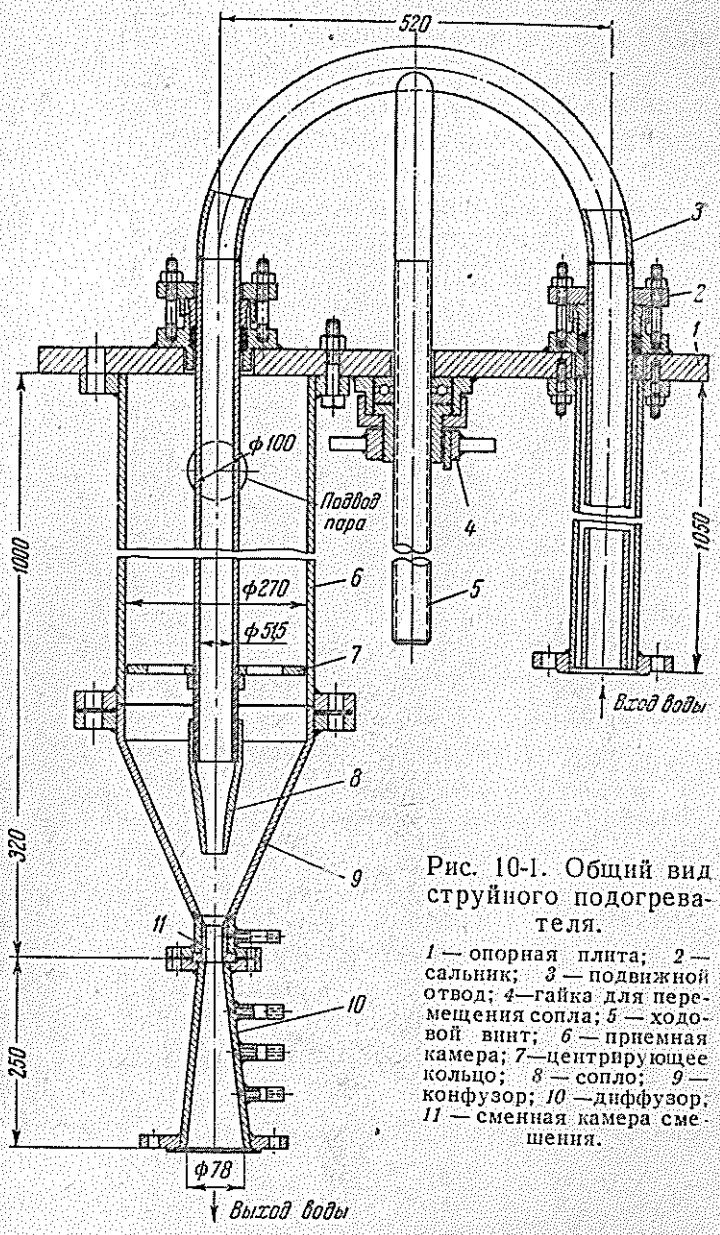


Рис. 10-1. Общий вид струйного подогревателя.

1 — опорная плита; *2* — сальник; *3* — подвижной отвод; *4*—гайка для перемещения сопла; *5* — ходовой винт; *6* — приемная камера; *7*—центрирующее кольцо; *8* — сопло; *9* — конфузор; *10* —диффузор; *11* — сменная камера смешения.

Конструкция подогревателя допускала возможность осевого перемещения рабочего сопла *8* во время работы, а также смену рабочих сопел и камер смешения.

Экспериментальное исследование производилось по следующей методике.

В начале каждой серии опытов экспериментально устанавливалось наивыгоднейшее расстояние рабочего сопла от начала камеры смешения, т. е. расстояние, при котором в струйном подогревателе при заданной скорости истечения воды из сопла, заданном давлении пара в приемной камере и постоянной температуре входящей воды достигался минимальный недогрев воды до температуры насыщения греющего пара (при этом в подавляющем большинстве случаев в струйном подогревателе достигалось и максимальное восстановление давления $\Delta p_c = p_c - p_н$). Все дальнейшие опыты проводились при этом оптимальном положении сопла. Давление в приемной камере во всех опытах, за исключением серии опытов, проведенной для исследования влияния давления пара на работу подогревателя, поддерживалось неизменным, равным 2,2 *ата*. Опыты проводились при скоростях истечения воды из сопла 5, 10, 15, 20 и 25 *м/сек*. Диапазон расходов воды лежал в пределах 3—30 *т/ч* (при разных соплах).

После того как был установлен заданный режим, постепенно увеличивалось давление p_c после струйного подогревателя до предельного давления, после которого наступал срыв работы подогревателя. Срыв выражался в том, что приемная камера подогревателя начинала заполняться водой, доступ пара к струе воды прекращался и дав-

ление в приемной камере начинало резко увеличиваться (давление в паропроводе было 19 *ата*). Для восстановления нормальной работы подогревателя открывался вентиль после диффузора, сопротивление линии после аппарата уменьшалось и скопившаяся в приемной камере вода удалялась в дренаж.

Повышение давления после аппарата производилось, начиная с давления 1,25 *ата* и до максимального, при котором подогреватель мог длительно работать без срыва. Измерялись: расход воды через сопло, температура воды до подогревателя и после него, температура пара, давление воды перед соплом, давление пара в приемной камере, давление по длине проточной части подогревателя, давление после диффузора.

Было проведено экспериментальное исследование внешних тепловых и гидравлических характеристик струйного подогревателя. Исследование внутренних характеристик, т. е. замеры температуры и давления внутри струи, не производилось. Детальное исследование внутренних характеристик струйных подогревателей было проведено во ВТИ Н. Г. Морозовым.

10-2. ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ФАКТОРОВ

а) Форма рабочего сопла

Для исследования влияния формы рабочего сопла на работу струйного подогревателя были сопоставлены характеристики струйного подогревателя с соплами различных форм (рис. 10-2). Все прочие условия опытов были одинаковыми.

Диаметр камеры смешения был равен 20 *мм*, давление пара 2,2 *ата*; температура поступающей воды 2—4° С. Опыты проводились при скоростях истечения воды из сопла в диапазоне 5—25 *м/сек*. Значения коэффициентов скорости для сопел *1—3* составляли 0,98—0,99, для сопла *4* — 0,86—0,89. При всех скоростях истечения для всех сопел изменялось расстояние выходного сечения сопла от камеры смешения от минимального значения $l_c = 20$—40 *мм* до максимального значения, при котором аппарат еще работал устойчиво, т. е. не наблюдались резкие колебания давления пара в камере подогревателя.

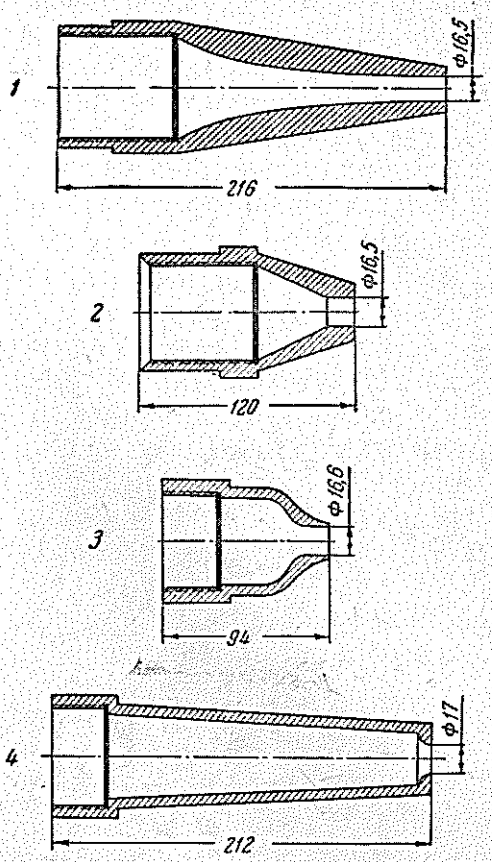


Рис. 10-2. Рабочие сопла различных форм.
1 — сопло с плавным выходным участком; *2* — коническое сопло с цилиндрическим выходным участком; *3* — сферическое сопло с цилиндрическим выходным участком; *4* — сопло со скругленной выходной кромкой.

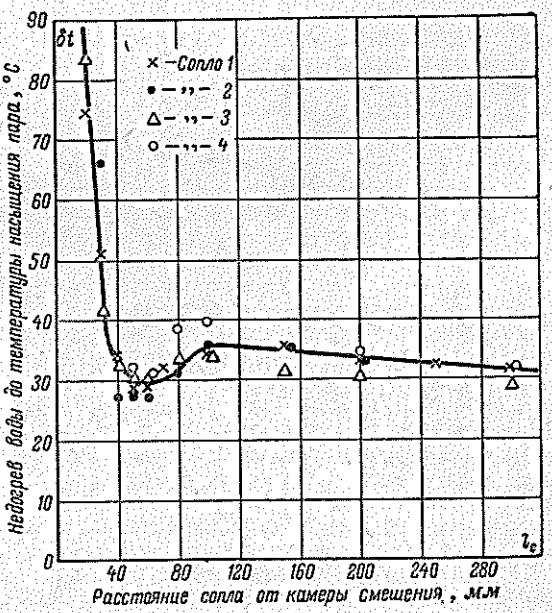


Рис. 10-3. Зависимость недогрева воды до температуры насыщения греющего пара δt от положения сопла l_c для сопел различных форм (см. рис. 10-2).
$w_1 = 10$ *м/сек*; $d_1 = 16{,}5$ *мм*; $d_2 = 20$ *мм*; $l_к = 29$ *мм* ($f_2/f_1 = 1{,}46$); $t_р = 3°$ С; $p_н = 2{,}2$ *ата*.

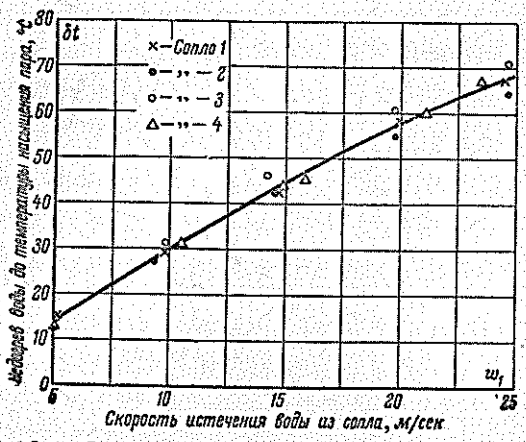


Рис. 10-4. Зависимость недогрева δt от скорости истечения воды из сопла w_1 для сопел различных форм (см. рис. 10-2).
$d_1 = 16{,}5$ *мм*; $d_3 = 20$ *мм* ($f_3/f_1 = 1{,}46$); $l_к = 29$ *мм*; $l_с = 60$ *мм*; $t_р = 3°$ С; $p_н = 2{,}2$ *ата*.

Изменения недогрева в зависимости от величины $l_с$ для всех исследованных сопел примерно одинаковы (рис. 10-3).

На рис. 10-4 приведены для различных сопел зависимости недогрева от скорости истечения воды через сопло. Величины недогрева относятся к расстоянию сопла от камеры смешения $l_с = 60$ *мм*, при котором для всех сопел имеет место минимальный недогрев воды до температуры насыщения греющего пара. Таким образом, форма сопла практически не оказывает влияния на нагрев воды в подогревателе.

Одновременно с тепловыми характеристиками исследовались и гидравлические характеристики подогревателя при различных формах рабочего сопла. При этом оказалось, что оптимальное расстояние сопла от камеры

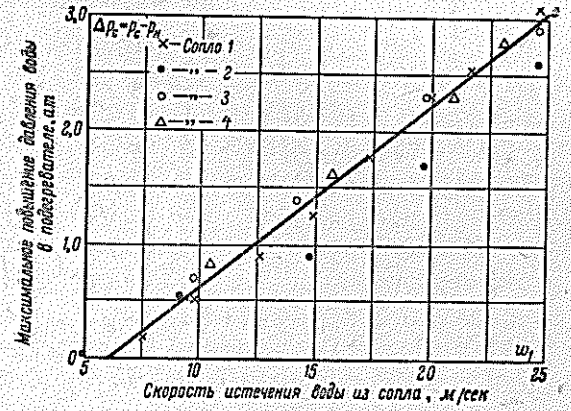


Рис. 10-5. Зависимость повышения давления воды в подогревателе $\Delta p_с = p_с - p_н$ от скорости истечения w_1 для сопел различных форм (см. рис. 10-2). Условия опытов см. рис. 10-4.

смешения $l_с = 50$—60 *мм*, при котором получается минимальный недогрев, является в то же время наилучшим и по восстановлению давления, хотя этот максимум не так резко выражен, как минимум недогрева. Результаты опытов показали, что форма сопла не оказывает существенного влияния также на величину восстановления давления (рис. 10-5).

б) Расстояние сопла от камеры смешения

Рассмотрим работу подогревателя при изменении положения сопла на примере опытов с $d_1 = 16{,}5$ *мм* и $d_3 = 20$ *мм* (рис. 10-6). При увеличении расстояния сопла от камеры смешения с 10—20 до 60 *мм* недогрев резко падает. При значении $l_с = 60$—80 *мм* имеет место минимум недогрева. При дальнейшем увеличении $l_с$ до 100 *мм* недогрев несколько увеличивается, а затем он или сохраняется постоянным, или незначительно падает.

При каждом положении сопла постепенно повышалось противодавление $p_с$ до тех пор, пока не наступал срыв работы подогревателя. Это значение $p_с$ фиксировалось. Опыты пока-

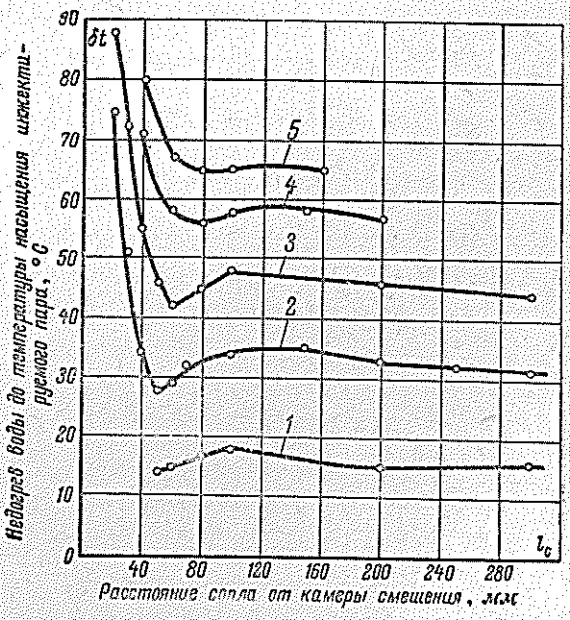


Рис. 10-6. Зависимость недогрева от положения сопла $l_с$.
$d_1 = 16{,}5$ *мм*; $d_3 = 20$ *мм* ($f_3/f_1 = 1{,}46$); $l_к = 29$ *мм*; $t_р = 3°$ С; $p_н = 2{,}2$ *ата*.

№ характеристики	1	2	3	4	5
Скорость истечения из сопла w_1, *м/сек*	5,0	9,8	14,7	19,9	24,5
Расход рабочей воды $G_р$, *т/ч*	3,95	7,8	11,5	15,40	19,1

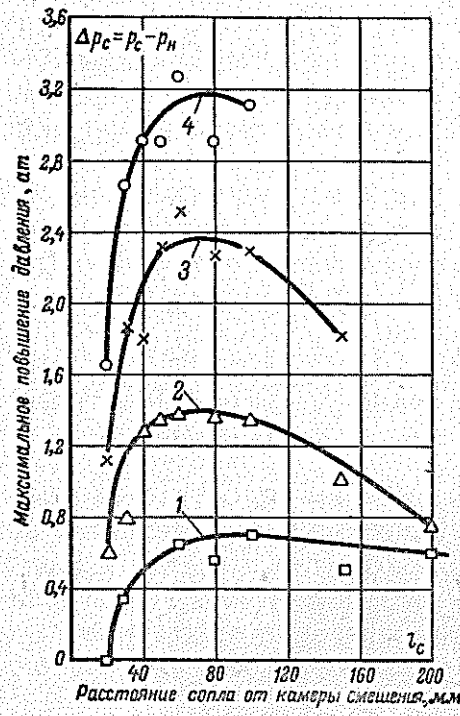


Рис. 10-7. Зависимость максимального повышения давления $\Delta p_c = p_c - p_н$ от положения сопла l_c.

$d_1 = 16{,}5$ *мм*; $d_з = 20$ *мм* ($f_з/f_1 = 1{,}46$); $l_к = 29$ *мм*; $t_р = 3°$ С; $p_н = 2{,}2$ *ата*.

Условия опытов соответствуют указанным на рис. 10-6.

зали, что при тех значениях l_c, при которых недогрев минимален, т. е. расход пара максимален, имеет место и максимальная величина восстановления давления Δp_c. При небольших отношениях сечений горловины и сопла $f_з/f_{р1} = 1{,}46$ (рис. 10-7) значения $p_c - p_н$ имеют максимум при положениях сопла $l_c = 60 - 100$ *мм*. При отодвигании сопла величина восстановления давления уменьшается. При большом отношении сечений камеры смешения и сопла ($f_з/f_{р1} = 5{,}9$) величина $p_c - p_н$ почти не меняется с изменением расстояния сопла от камеры смешения.

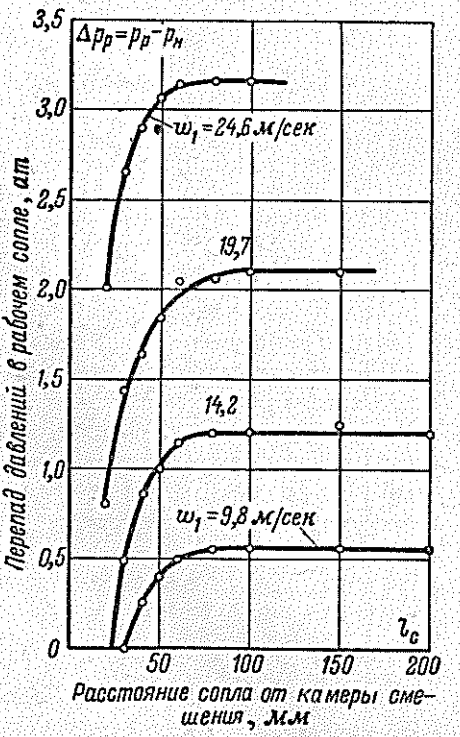


Рис. 10-8. Зависимость перепада давлений в сопле $\Delta p_р = p_р - p_н$ от положения сопла.

$d_1 = 16{,}5$ *мм*; $d_з = 20$ *мм*; $f_з/f_1 = 1{,}45$.

При небольших расстояниях сопла от камеры смешения сечение для прохода пара уменьшается, давление в выходном сечении сопла вследствие большой скорости натекания пара становится значительно ниже давления пара в приемной камере, о чем свидетельствует падение давления перед рабочим соплом при постоянном расходе воды через сопло (см. рис. 10-8). Постоянный расход воды при этом поддерживается по показанию дифманометра, установленного на линии рабочей воды.

При значительном приближении сопла к камере смешения давление $p_р$ может стать равным и даже меньшим давления пара в приемной камере $p_н$.

Давление в плоскости выходного сечения сопла становится равным $p_н$ лишь при увеличении l_c до 60 *мм*. При этом, как отмечено выше, имеют место максимальный расход инжектируемого пара $G_н$ и максимальная величина восстановления давления Δp_c.

Очевидно, что при дальнейшем увеличении l_c струя воды нагревается до температуры, превышающей ту, которая может иметь место при устанавливающемся давлении в горловине при данном режиме. В результате происходят вскипание и выделение излишнего количества пара, что приводит к некоторому ухудшению тепловых и гидравлических характеристик струйного подогревателя.

Из приведенных материалов видно, насколько существенным является правильная установка сопла в приемной камере. Оптимальное положение сопла может быть определено на основании испытания струйного подогревателя; поэтому в конструкции струйного по-

догревателя должна быть обеспечена возможность осевого перемещения сопла на 3—4 калибра. Предварительно можно рекомендовать установку сопла на расстоянии 3—4 калибров сопла от камеры смешения.

в) Диаметры сопла и камеры смешения

Опыты, проведенные на струйном подогревателе, показали, что отношение сечений $f_з/f_{р1}$ является основным геометрическим параметром и для аппаратов этого типа.

Были получены характеристики струйного подогревателя для трех сопел различных абсолютных размеров: $d_1 = 11{,}0$; 16,5 и 22,0 *мм* при одинаковом отношении сечений $f_з/f_{р1} = 1{,}0$; 1,47; 3,32 (рис. 10-9—10-11).

Для струйных подогревателей, так же как и для других типов струйных аппаратов, критерием, определяющим

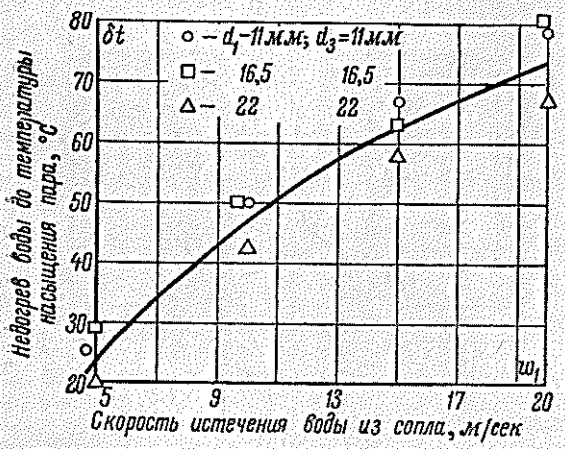


Рис. 10-9. Зависимость недогрева δt от скорости истечения w_1 при отношении сечений $f_з/f_1 = 1{,}0$.
$t_р = 3°$ С; $p_н = 2{,}2$ *ата*.

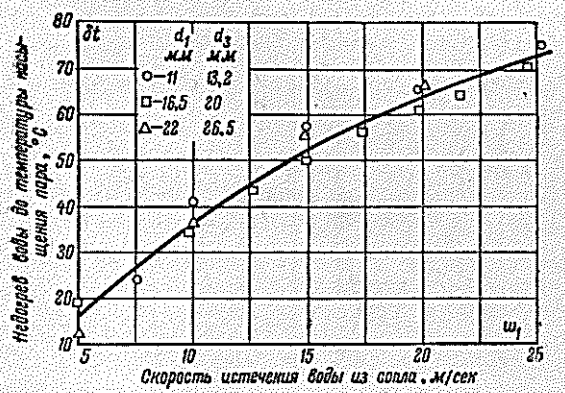


Рис. 10-10. Зависимость недогрева от скорости истечения при отношении сечений $f_з/f_1 = 1{,}46$.
$t_р = 3°$ С; $p_н = 2{,}2$ *ата*.

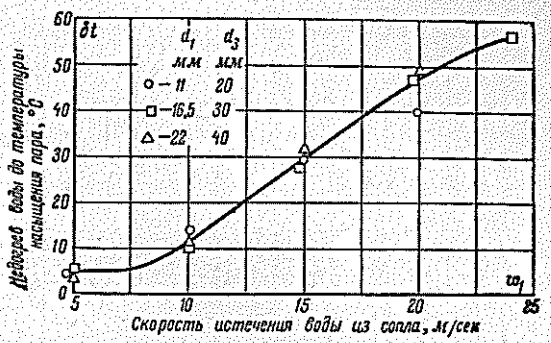


Рис. 10-11. Зависимость недогрева от скорости истечения при отношении сечений $f_з/f_1 = 3{,}32$.
$t_р = 3°$ С; $p_н = 2{,}2$ *ата*.

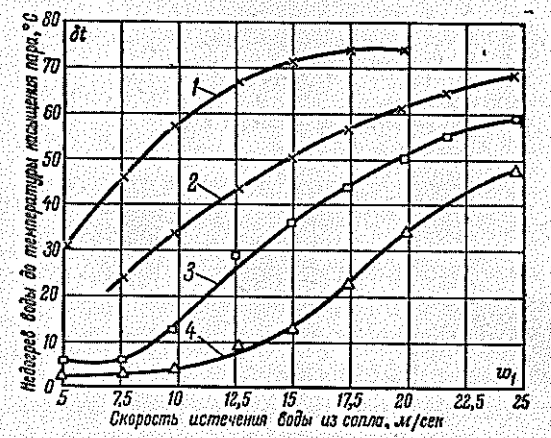


Рис. 10-12. Зависимость недогрева от скорости истечения при различных диаметрах камеры смешения.
$d_1 = 16{,}5$ *мм*; $t_р = 3$—5° С; $p_н = 2{,}2$ *ата*.

№ характеристики	1	2	3	4
Диаметр камеры смешения d_3, *мм*	16,5	20	30	40
Отношение сечений $f_з/f_1$	1	1,46	3,3	5,9

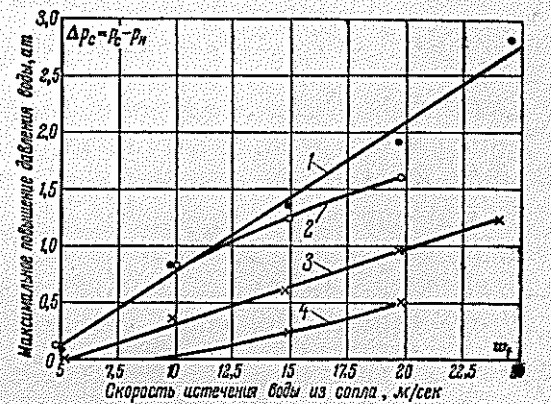


Рис. 10-13. Зависимость восстановления давления от скорости истечения при различных диаметрах камеры смешения.
Условия опытов см. рис. 10-12.

работу аппарата, является отношение $f_з/f_{р1}$.

При сопле с $d_1 = 16{,}5$ *мм* опыты проводились с шестью камерами смешения в широком диапазоне отношений от $f_з/f_{р1} = 1$ до $f_з/f_{р1} = 5{,}9$ (рис. 10-12 и 10-13).

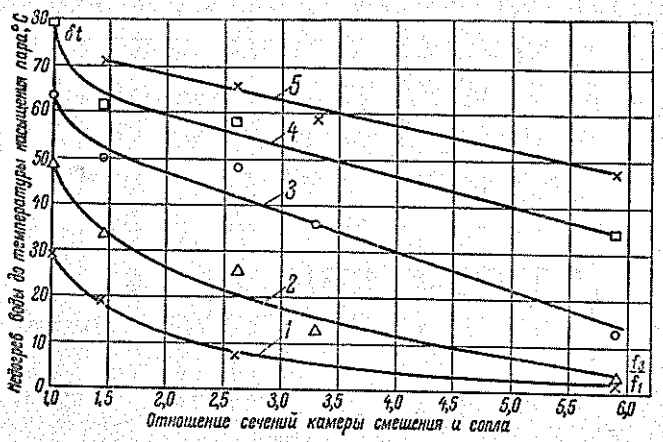


Рис. 10-14. Зависимость недогрева от отношения сечений $f_з/f_1$ при различных скоростях истечения w_1.

$d_1 = 16{,}5$ *мм*; длина камер смешения $l_к = 1{,}5d_з$; $t_р = 2$—6° С; $p_н = 2{,}2$ *ата*.

№ характеристики	1	2	3	4	5
Скорость истечения из сопла w_1, *м/сек*	5	10	15	20	25

Из приведенных графиков видно, что с ростом скорости истечения из сопла при всех исследованных соплах и камерах смешения растет как величина недогрева воды до температуры насыщения δt так и величина восстановленного перепада давлений. С увеличением отношения сечений $f_з/f_{p1}$ при постоянной скорости истечения воды из сопла значения δt и $p_с - p_н$ уменьшаются (рис. 10-14 и 10-15).

Из приведенных материалов следует, что выбор отношения сечений $f_з/f_{p1}$ должен определяться заданными условиями работы струйного подогревателя.

Если требуется получение минимального недогрева, следует идти на бо́льшие отношения сечений $f_з/f_{p1}$, однако это связано с меньшим восстановлением давления. Если величина недогрева не играет большой роли, следует выбрать меньшее отошенние

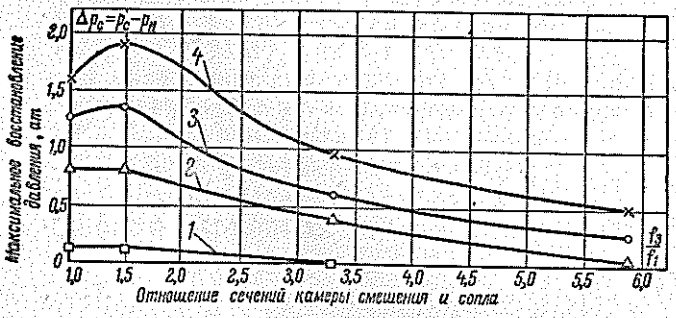


Рис. 10-15. Зависимость восстановления давления $p_с - p_н$ от отношения сечений $f_з/f_1$ при различных скоростях истечения w_1.

Условия опытов см. рис 10-14.

сечений $f_з/f_{p1}$; при этом может быть получено большее восстановление давления. Расчет величины $f_з/f_{p1}$ пока не может быть произведен. Поэтому выбор значений $f_з/f_{p1}$ для проектируемых аппаратов должен производиться на основе опытных данных.

г) Длина камеры смешения

Проточная часть струйного подогревателя с удлиненной камерой смешения представлена на рис. 10-16.

Как показали проведенные опыты, переход от короткой камеры смешения к длинной значительно улучшил работу подогревателя.

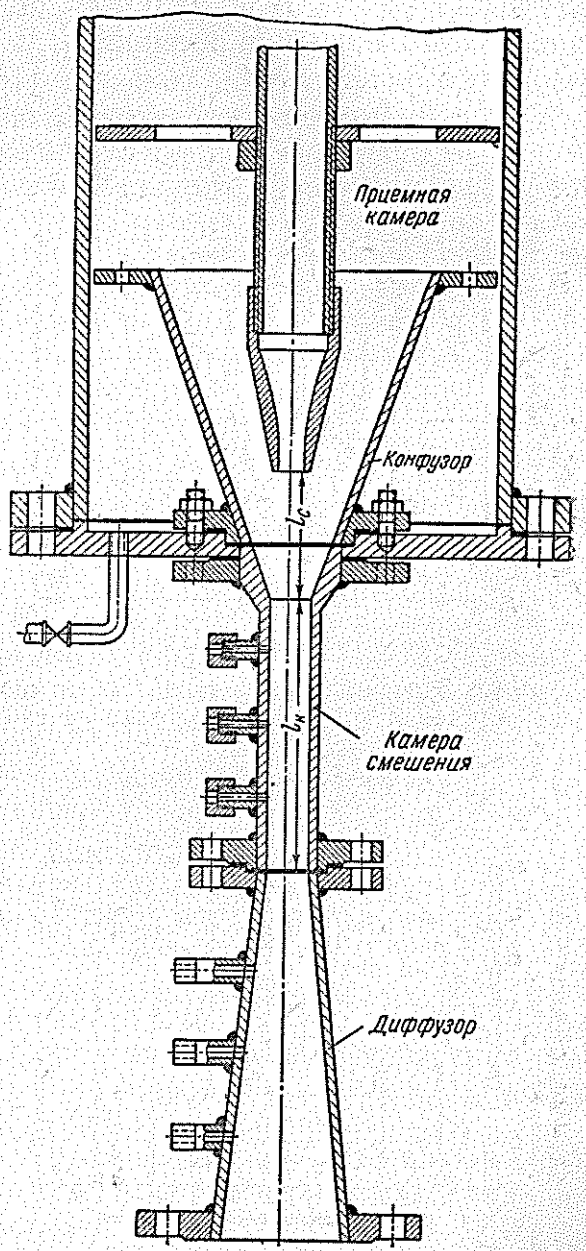


Рис. 10-16. Проточная часть струйного подогревателя с удлиненной цилиндрической камерой смешения.

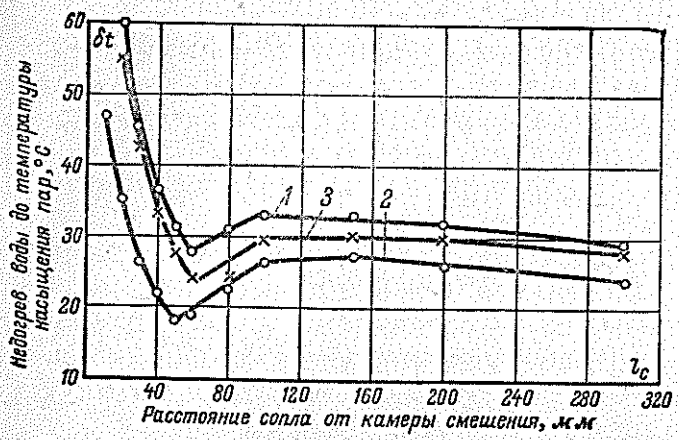


Рис. 10-17. Зависимость недогрева δt от положения сопла l_c при различных длинах камеры смешения.

$d_1 = 16{,}5$ *мм*; $d_3 = 30$ *мм*; $f_3/f_1 = 3{,}3$; $w_1 = 15$ *м/сек*; $t_p = 2$—$4°$ С; $p_н = 2{,}2$ *ата*.

№ характеристики	1	2	3
Длина камеры смешения $l_к$, *мм*	45	151	284
$l_к/d_3$	1,5	5	9,4

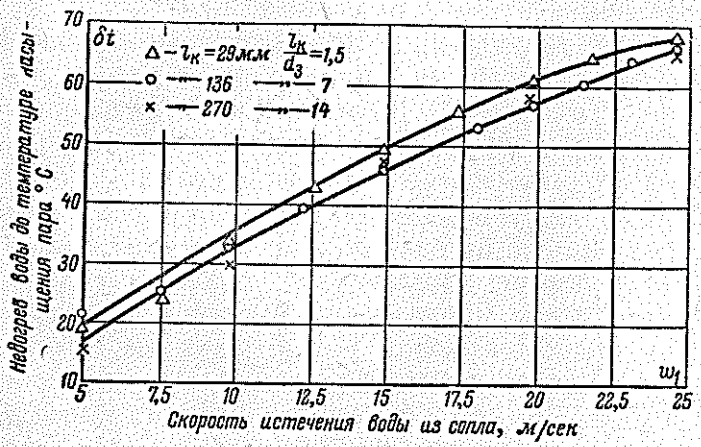


Рис. 10-18. Зависимость недогрева δt от скорости истечения w_1 при различных длинах камер смешения.

$d_1 = 16{,}5$ *мм*; $d_3 = 20$ *мм*; $p_н = 2{,}2$ *ата*.

Зависимость недогрева от положения сопла при длинных камерах смешения примерно такая же, как и при коротких (рис. 10-17).

Величина недогрева δt, как это видно из рис. 10-18, при удлинении камеры смешения несколько снижается. Это наблюдалось для всех исследованных камер смешения, особенно при больших отношениях сечений и скоростях истечения.

Характер восстановления давления при изменении положения сопла (рис. 10-19) отличается тем, что имеет место резко выраженный максимум при расстоянии сопла от камеры смешения 40—60 *мм*. Величина максимального восстановления давления значительно превышает соответствующее восстановление давления при установке короткой камеры смешения. Увеличение максимального значения Δp_c при удлинении цилиндрических камер смешения имеет место при всех скоростях истечения (рис. 10-20).

Из сравнения камер смешения с длиной $l_к = 5d_3$ и $l_к = 10d_3$ следует, что лучшие результаты получаются при камере смешения длиной $5d_3$. Эта длина камеры смешения может быть рекомендована при проектировании струйных подогревателей.

д) Исследование работы струйного подогревателя с промежуточными конусами

Ряд опытных данных показывает, что установка промежуточных конусов в приемной камере улучшает нагрев воды в струйном подогревателе. Описанные в литературе конструкции струйных конденсаторов выполняются в большинстве случаев многоконусными. Поэтому представляло интерес уточнение влияния промежуточных конусов на работу подогревателя и, в частности, следующих конструктивных факторов: положения сопла, рас-

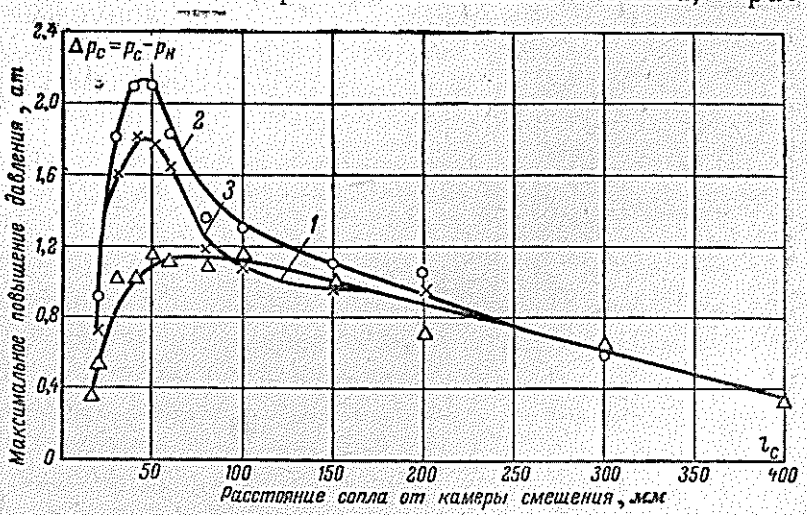


Рис. 10-19. Зависимость максимального повышения давления от положения сопла при различных длинах камеры смешения.

Сопло с $d_1 = 16{,}5$ *мм*; $d_3 = 20$ *мм*; $f_3/f_1 = 1{,}46$; $p_н = 2{,}2$ *ата*; $w_1 = 15$ *м/сек*.

№ характеристики	1	2	3
Длина камеры смешения $l_к$, *мм*	29	136	270
$l_к/d_3$	1,5	7	14

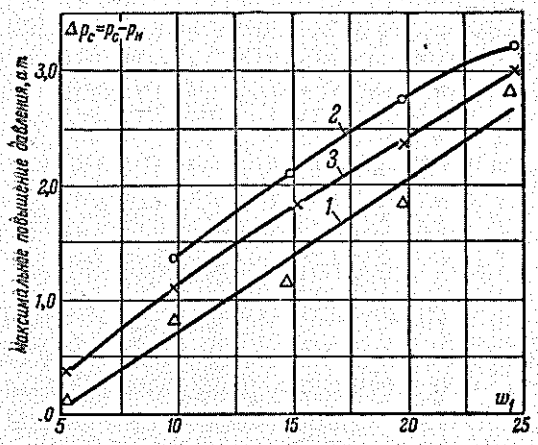


Рис. 10-20. Зависимость максимального повышения давления от скорости истечения при различных длинах камеры смешения.
$d_1 = 16{,}5$ *мм*; $d_3 = 20$ *мм*; $f_3/f_1 = 1{,}46$; $p_н = 2{,}2$ *ата*.

№ характеристики	1	2	3
Длина камеры смешения $l_к$, *мм*	29	136	270
$l_к/d_3$	1,5	7	14

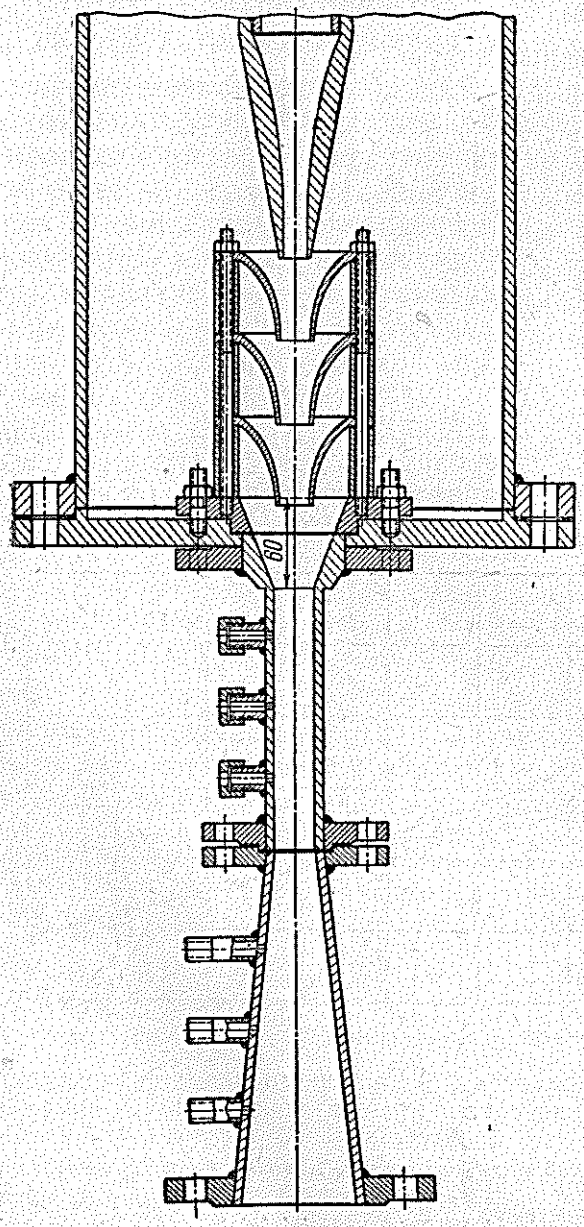


Рис. 10-21. Проточная часть подогревателя с промежуточными конусами.

стояния между промежуточными конусами, числа промежуточных конусов, различных диаметров камер смешения и промежуточных конусов.

На рис. 10-21 показана проточная часть подогревателя с установленными в приемной камере промежуточными конусами. К нижней крышке приемной камеры присоединяется фланец, в который ввернуты четыре стержня Ø 10 *мм*. На эти стержни надеваются промежуточные конусы. Расстояние между конусами фиксируется проставками. Опыты проводились с соплом диаметром $d_1 = 16{,}5$ *мм* и камерой смешения диаметром $d_3 = 20$ *мм* длиной $l_к = 136$ *мм*. Некоторые опыты проводились с камерой смешения $d_3 = 30$ *мм* ($f_3/f_{p1} = 3{,}3$).

Длины проставок, которые использовались при проведении опытов, составляли 25, 35 и 50 *мм*. Эскизы различных вариантов установки промежуточных конусов приведены рис. 10-22.

В дальнейшем для описания варианта проточной части приняты следующие обозначения: сначала указываются число промежуточных конусов и их выходной диаметр, затем длины проставок между конусами (порядок их принят по ходу воды). Например, обозначения $3d_{пк} = 20$ *мм*, $l_{пк} = 35;35;50$ указывают, что установлены три промежуточных конуса диаметром 20 *мм*, расстояние между первым и вторым конусами 35 *мм*, между вторым и третьим 35 *мм*, между третьим и началом входного участка камеры смешения 50 *мм*. Положение сопла l_c отсчитывалось от входного сечения первого промежуточного конуса, которое принималось за нуль отсчета; отрицательные значения l_c соответствовали вдвиганию сопла внутрь промежуточного конуса.

Положение рабочего сопла

При установке промежуточных конусов область устойчивой работы подогревателя значительно сужается: при $l_c > 50 - 80$ *мм*, т. е. $l_c > 3 - 5$ калибров сопла, работа подогревателя становится неустойчивой, что выражалось в колебаниях давления в приемной камере.

На рис. 10-23 представлены характеристики струйного подогревателя

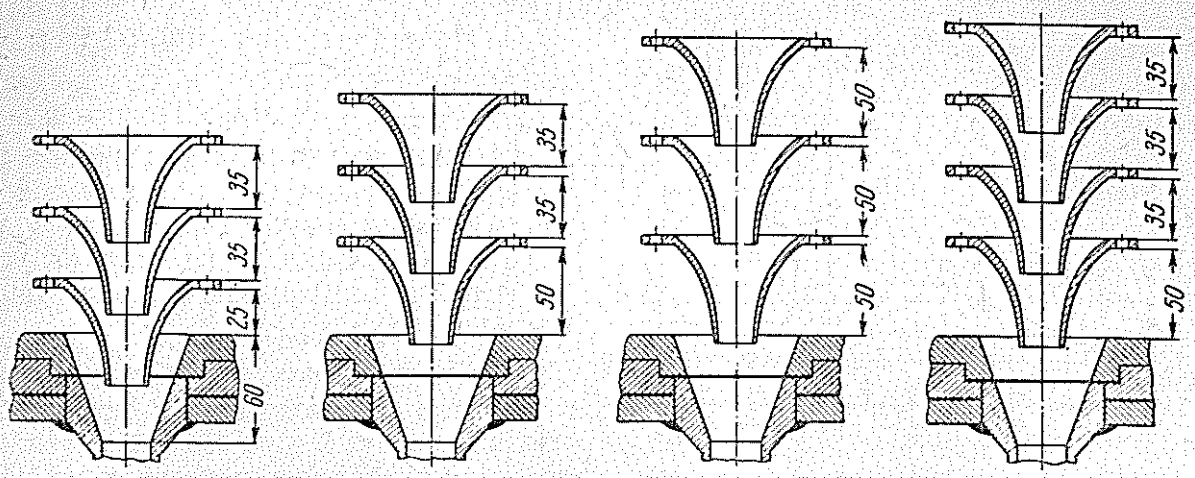


Рис. 10-22. Варианты установки промежуточных конусов.

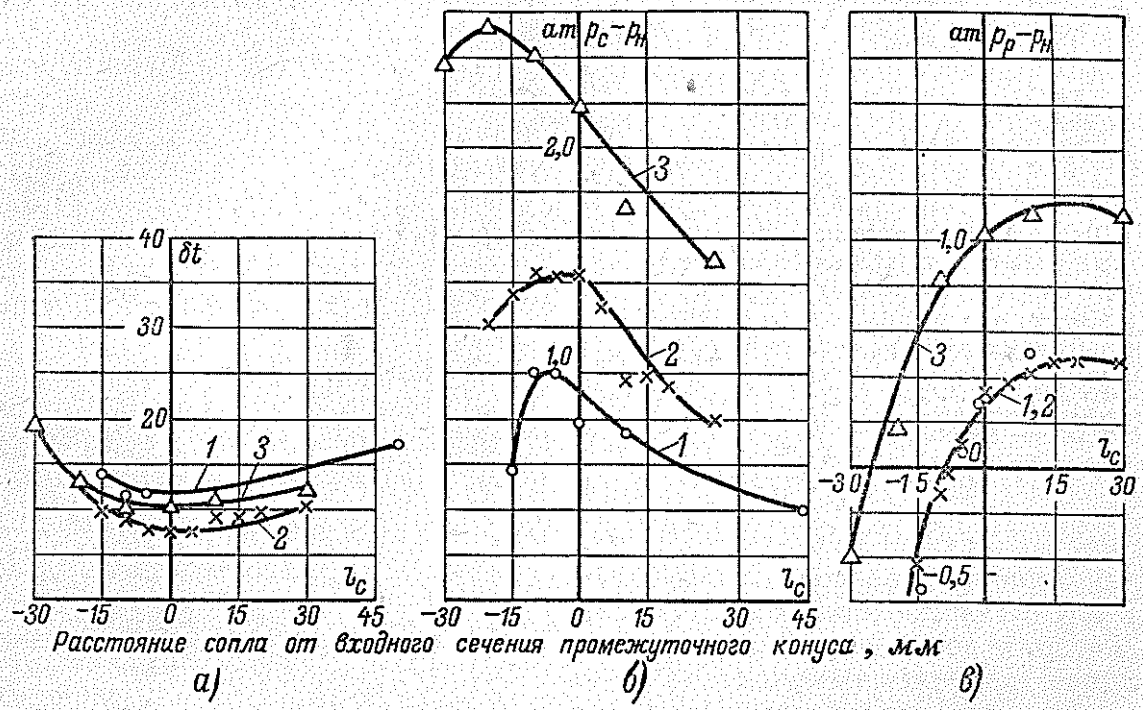


Рис. 10-23. Характеристики подогревателей с промежуточными конусами при изменении положения сопла.

$d_1 = 16{,}5$ *мм*; $d_3 = 20$ *мм*; $p_н = 2{,}2$ *ата*; $t_р = 2$—4° С. Диаметр промежуточных конусов $d_{пк} = 20$ *мм*.

№ характеристики	1	2	3
Число промежуточных конусов	1	2	4
Расстояние между конусами, *мм*	50	35—50	35—35—35—50
Скорость истечения воды из сопла w_1, *м/сек*	10	10	15

а — δt — недогрев воды до температуры насыщения инжектируемого пара, °С; *б* — $\Delta p_с = p_с - p_н$ — максимальное повышение давления воды в подогревателе, *в* — $\Delta p_р = p_р - p_н$ — перепад давлений в рабочем сопле.

при установке одного, двух и четырех промежуточных конусов.

Как видно из рис. 10-23, недогрев имеет слабо выраженный минимум при $l_с = -10 \div 0$ *мм*. Значения $p_с - p_н$ для этих же положений сопла имеют максимум. Обращает на себя внимание уменьшение значения $p_р - p_н$ (при постоянной скорости истечения) при вдвигании сопла внутрь промежуточного конуса. Вследствие значительного сокращения кольцевой щели между соплом и первым промежуточным конусом уменьшаются количество натекающего пара и давление в выходном сечении сопла.

Все основные опыты со струйным подогревателем проводились при положении сопла $l_с = -10 \div 0$ *мм*, т. е. при положении сопла, при котором его конец немного вдвинут внутрь первого промежуточного конуса. Таким образом, на основании проведенных опытов можно заключить, что в струйных подогревателях с промежуточными конусами, так же как и в аппаратах

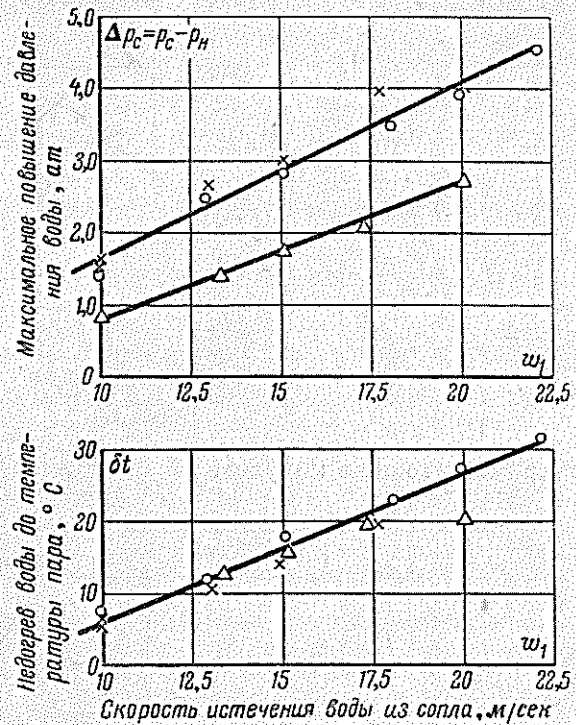


Рис. 10-24. Характеристики подогревателя при различных расстояниях между промежуточными конусами.

$d_1 = 16{,}5$ *мм*; $d_3 = 20$ *мм*; $d_{пк} = 20$ *мм*, число промежуточных конусов—3; $p_н = 2{,}2$ *ата*; $t_р = 2°$ С.

Условные обозначения опытных точек	○	×	△
Расстояние между промежуточными конусами, *мм*	35—35—25 50—50—50	35—35—50	

с простейшей формой проточной части, при работе на холодной воде оптимальным является положение сопла, при котором поток пара, натекающий на струю, получает направление движения, параллельное струе воды. Специальные опыты показали, что при подаче в сопло горячей воды количество натекающего пара мало и положение сопла почти не оказывает влияния на работу подогревателя.

Расстояние между промежуточными конусами

Эта зависимость исследовалась на модели подогревателя с тремя промежуточными конусами. На рис. 10-22 приведены три варианта их установки: $l_{пк} = 35 - 35 - 25$ *мм*; $l_{пк} = 35 - 35 - 50$ *мм*; $l_{пк} = 50 - 50 - 50$ *мм*. Во всех трех случаях выходное сечение рабочего сопла было вдвинуто внутрь первого промежуточного конуса на 5 — 10 *мм*.

Изменение расстояния между конусами практически не оказывает влияния на величину недогрева (рис. 10-24). Величина восстановления давления $p_с - p_н$ падает при чрезмерном увеличении расстояния между конусами ($l_{пк} = 50—50—50$ *мм*). Наилучшие результаты дает такая установка промежуточных конусов, при которой они оказываются вдвинутыми один в другой и пар натекает на струю через небольшие кольцевые щели параллельно струе воды.

Число промежуточных конусов

Число промежуточных конусов изменялось от 1 до 4. Все остальные условия оставались неизменными. Диаметры промежуточных конусов были равны 20 *мм*, диаметр камеры смешения $d_3 = 20$ *мм*.

При установке промежуточных конусов величина недогрева резко падает (рис. 10-25). При установке одного промежуточного конуса недогрев уменьшается примерно на 15° С на всем диапазоне исследованных скоростей. При двух промежуточных конусах недогрев уменьшается еще на 10° С.

Дальнейшее увеличение числа промежуточных конусов (3 и 4 промежуточных конуса) уже не дает уменьшения недогрева.

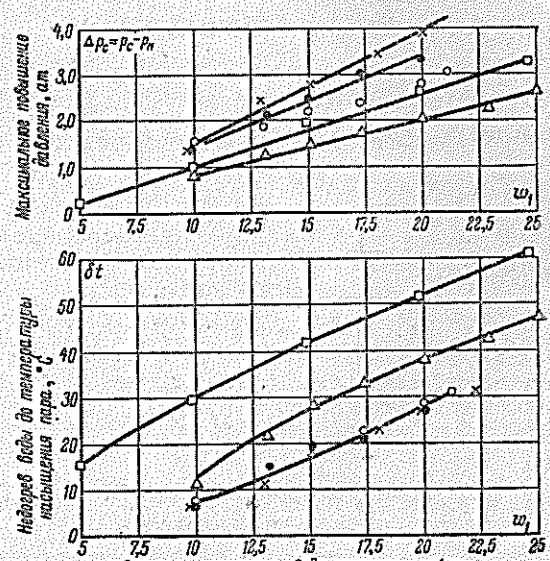


Рис. 10-25. Характеристики подогревателя с различными числами промежуточных конусов.

$d_1 = 16{,}5$ *мм*; $d_3 = 20$ *мм*; $d_{пк} = 20$ *мм*; $t_р = 2°$ С, $p_н = 2{,}2$ *ата*

Условные обозначения опытных точек	□	△	○	×	⊕
Число промежуточных конусов . .	0	1	2	3	4
Расстояние между промежуточными конусами, *мм*	—	50	35—50	35—35—25	35—35—50

Увеличение числа промежуточных конусов до 3 увеличивает восстановление давления. При установке четвертого конуса дальнейшего роста $p_с - p_н$ не происходит.

Таким образом, проведенные опыты показали, что при работе на холодной воде оптимальной является установка трех промежуточных конусов.

Диаметры камер смешения и промежуточных конусов

При проведении опытов со струйным подогревателем без промежуточных конусов было обнаружено весьма сильное влияние на работу подогревателя отношения сечений камеры смешения и рабочего сопла $f_з/f_{р1}$.

Увеличение диаметра камеры смешения с 20 до 30 *мм* при диаметре сопла $d_1 = 16{,}5$ *мм* (увеличение $f_з/f_{р1}$ с 2,4 до 3,3) снижало недогрев примерно на 20—25° С во всем диапазоне изменений скорости истечения воды из сопла. Вместе с этим уменьшалась и величина восстановленного напора на 0,6—0,8 *ат*.

При наличии промежуточных конусов это положение изменяется. Такое же увеличение $f_з/f_{р1}$ при установленных трех промежуточных конусах совершенно не сказывается на величине недогрева. Величина восстановления давления $\Delta p_с$ уменьшается (рис. 10-26 и 10-27).

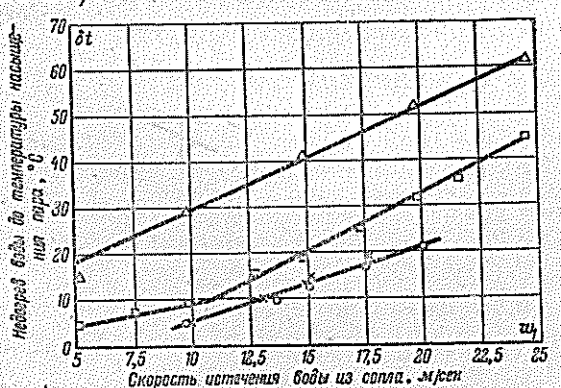


Рис. 10-26. Зависимость недогрева от скорости истечения воды при различных диаметрах камеры смешения.
$d_1 = 16.5$ *мм*; $p_н = 2{,}2$ *ата*.

Условные обозначения опытных точек	×	○	△	□
Диаметр камеры смешения $d_з$, *мм*	20	30	20	30
Число промежуточных конусов	3	3	0	0
Диаметр промежуточных конусов $d_{пк}$, *мм*	20	20	—	—
Расстояние между промежуточными конусами, *мм*	35—35—50	35—35—50	—	—
Температура рабочей воды $t_р$, °С	2	2	19	20

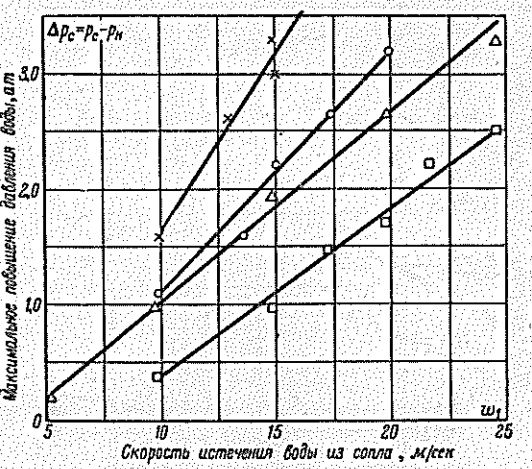


Рис. 10-27. Зависимость восстановления давления от скорости истечения при различных диаметрах камеры смешения.
$d_1 = 16{,}5$ *мм*; $p_н = 2{,}2$ *ата*.
Условия опытов см. рис. 10-26.

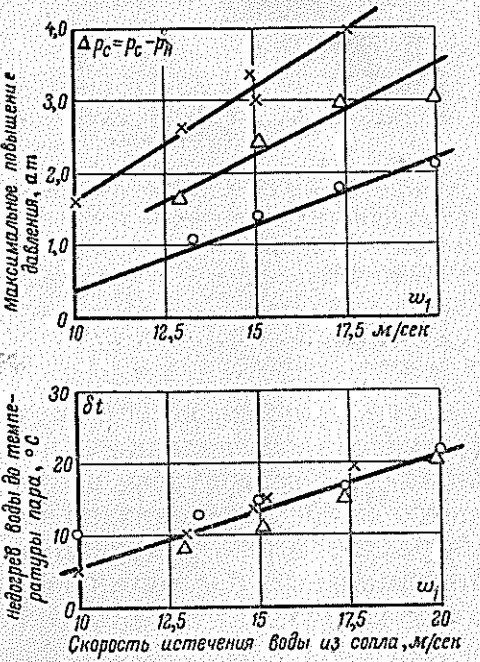


Рис. 10-28. Характеристики подогревателя с промежуточными конусами различных диаметров.
$d_1 = 16{,}5$ *мм*; $d_з = 20$ *мм*; $p_н = 2{,}2$ *ата*; $t_р = 2°$ С.
Число промежуточных конусов — 3, расстояние между промежуточными конусами 35—35—50 *мм*.

Условные обозначения опытных точек	×	○	△
Диаметр промежуточных конусов	20	30	20—25—30

Примерно такой же результат дает увеличение диаметров промежуточных конусов при неизменном диаметре камеры смешения (рис. 10-28). Увеличение диаметра промежуточных конусов почти не оказывает влияния на нагрев воды в аппарате, но уменьшает восстановление давления.

10-3. ВЛИЯНИЕ РЕЖИМНЫХ ФАКТОРОВ

а) Расход рабочей воды

Описанное в предыдущем параграфе влияние конструктивных факторов

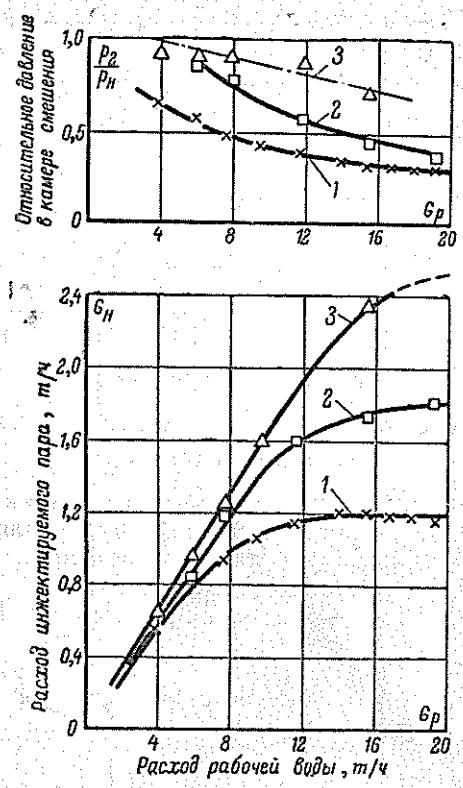


Рис. 10-29. Зависимость расхода инжектируемого пара от расхода рабочей воды.

$d_1 = 16{,}5$ *мм*; $p_н = 2{,}2$ *ата*; $t_р = 2°$ С.

№ характеристики	1	2	3
$d_з$, *мм*	20	30	40
$f_з/f_{р1}$	1,46	3,3	5,9
$l_к/d_з$	7	5	4

на работу струйного подогревателя характеризовалось величиной недогрева воды до температуры насыщения греющего пара. Эта величина определяется расходом инжектируемого пара.

Максимальный расход инжектируемого пара имеет место при величине недогрева $\delta t = 0$. При этом коэффициент инжекции струйного подогревателя

$$u = u_{макс} = \frac{G_н}{G_р} = \frac{t_с - t_р}{i_н - t_с} = \frac{\Delta t}{r},$$

где Δt — нагрев воды в подогревателе;

r — скрытая теплота конденсации инжектируемого пара.

При давлении пара $p_н = 2{,}2$ *ата*, $r = 524$ *ккал/кг*, $t_н = 122°$ С температуре рабочей воды $t_р = 10°$ С отвечает максимальный коэффициент инжекции $u_{макс} = 0{,}214$.

При температуре $t_р = 50°$ С $u_{макс} = 0{,}14$.

Указанные максимальные коэффициенты инжекции могут быть практически реализованы лишь при истечении струи воды в паровое пространство большого объема. При этом, однако, кинетическая энергия пара, натекающего на струю, не используется и давление нагретой воды не превышает давления греющего пара.

В струйном подогревателе, где струя воды и часть несконденсировавшегося пара попадают из приемной камеры в камеру смешения ограниченного сечения, давление в последней оказывается ниже, чем давление пара в приемной камере.

В этом случае минимальная температура нагретой воды не может превышать температуры насыщения при давлении в камере смешения.

Если при неизменных температуре рабочей воды и давлении инжектируемого пара увеличивать расход воды, то давление p_2 во входном сечении камеры смешения будет снижаться, а расход инжектируемого пара — возрастать, хотя и медленнее, чем расход рабочей воды. Поэтому коэффициент инжекции будет снижаться, а недогрев до температуры насыщения пара — возрастать. Наконец, при некотором расходе рабочей воды давление в камере смешения снизится настолько, что отношение $\frac{p_2}{p_н}$ станет меньше критического отношения давлений.

При этом расход инжектируемого пара достигает определенной максимальной величины $(G_н)_{макс}$. При дальнейшем увеличении расхода рабочей воды отношение давлений $\frac{p_2}{p_н}$ продолжает снижаться, однако это, как и в случае критического истечения пара через сопло постоянного сечения, не приводит к увеличению расхода инжектируемого пара (рис. 10-29).

Как видно из графика на рис. 10-29, чем больше отношение сечений камер смешения и рабочего сопла $f_з/f_{р1}$, тем при всех прочих равных условиях выше отношение давления $p_2/p_н$, т. е. тем меньше падение давления потока при входе в камеру смешения.

При значениях $p_2/p_н$, бо́льших критического отношения давлений, расходы инжектируемого пара мало зависят от диаметра камеры смешения. При этом коэффициенты инжекции близки к максимальным.

По мере увеличения расхода рабочей воды критическое отношение давлений достигается сперва у подогревателя с камерой смешения $d_з = 20$ *мм*, т. е. с малым отношением сечений ($f_з/f_{pl} = 1{,}47$). При этом был достигнут максимальный расход инжектируемого пара $G_н = 1{,}1 - 1{,}2$ *т/ч*. При камере смешения $d_з = 30$ *мм* ($f_з/f_{pl} = 3{,}2$) критическое отношение давлений наступает примерно при вдвое большем расходе воды. Соответствующий максимальный расход пара составлял 1,8 *т/ч*. При камере смешения $d_з = 40$ *мм* ($f_з/f_{pl} = 5{,}9$) критическое отношение давлений $П_{нх}$ не было достигнуто даже при максимальном по условиям опытов расходе воды, равном 20 *т/ч*. Поэтому, как видно из рис. 10-29, не был достигнут и максимальный расход инжектируемого пара.

Аналогичный характер носят зависимости расхода инжектируемого пара от расхода рабочей воды для всех исследованных сопел и камер смешения.

б) Температура рабочей воды

Опыты по исследованию работы подогревателя при различных диаметрах сопла и камеры смешения, различных длинах камеры смешения и формах сопла и установке промежуточных конусов проводились с водой, температура которой была равна температуре водопроводной воды. Для исследования влияния температуры поступающей воды на работу подогревателя были проведены специальные

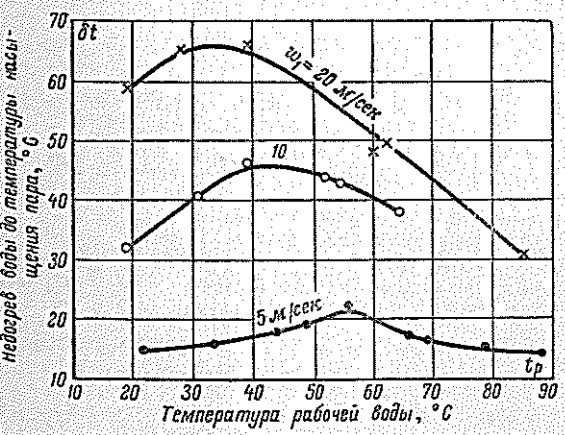


Рис. 10-30. Зависимость недогрева температуры поступающей воды.
$d_1 = 16{,}5$ *мм*; $d_з = 20$ *мм*; $f_з/f_{pl} = 1{,}46$; $l_к = 136$ *мм*; $p_н = 2{,}2$ *ата*.

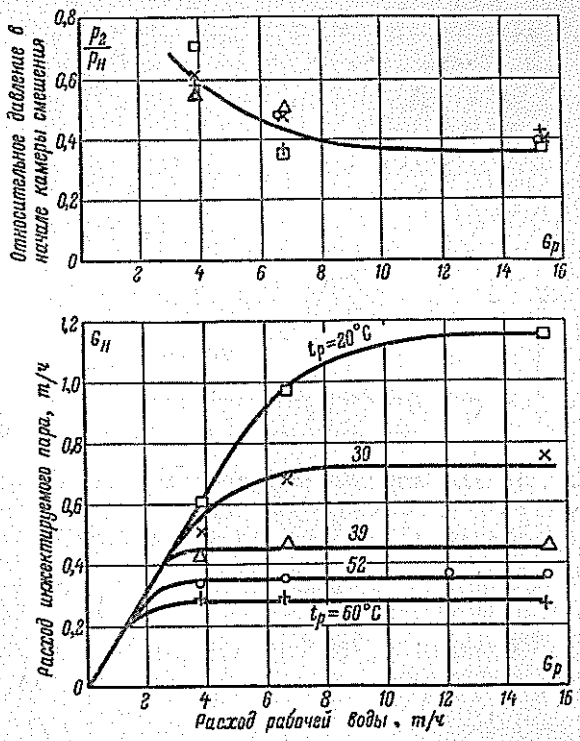


Рис. 10-31. Зависимость расхода инжектируемого пара от расхода рабочей воды при различных температурах рабочей воды.
$d_1 = 16{,}5$ *мм*; $d_з = 20$ *мм*; $l_к = 136$ *мм*; $p_н = 2{,}2$ *ата*.

опыты. Опыты проводились с соплами с $d_1 = 16{,}5$ и 22 *мм* при различных диаметрах камер смешения и скоростях истечения. Температура поступающей воды изменялась от 10 до 80—85° С.

Опыты выявили единообразную зависимость нагрева воды и восстановления давления от температуры поступающей воды. При постоянных скорости истечения из сопла и давлении пара в приемной камере с повышением температуры поступающей воды недогрев воды увеличивается: при некоторой температуре поступающей воды он достигает максимума, а затем начинает уменьшаться (рис. 10-30).

Максимальный недогрев имеет место при температурах поступающей воды 30—60° С, причем с уменьшением скорости истечения воды из сопла температура $t_р$, при которой имеет место максимальный недогрев, увеличивается, а максимум на кривой недогрева становится менее заметным.

При повышенных температурах рабочей воды увеличение расхода воды также не приводит к увеличению расхода пара выше определенной максимальной величины (рис. 10-31). Отношение $p_2/p_н$ практически не зависит от температуры рабочей воды.

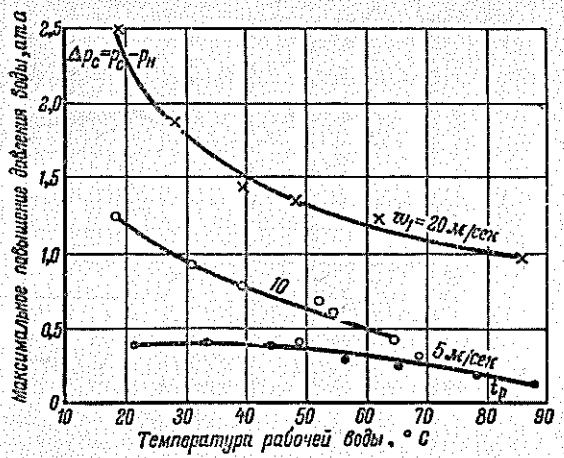


Рис. 10-32. Зависимость восстановления давления от температуры поступающей воды.
$d_1 = 16{,}5$ мм; $d_3 = 20$ мм; $f_3/f_{p1} = 1{,}46$; $l_к = 136$ мм; $p_н = 2{,}2$ ата.

Величина восстановления давления с увеличением $t_р$ уменьшается (рис. 10-32). Это объясняется, очевидно, тем, что в результате уменьшения нагрева воды уменьшается количество конденсируемого пара, кинетическая энергия которого существенно влияет на величину восстановления давления.

Такие же результаты получаются и для струйного подогревателя с промежуточными конусами.

в) Давление инжектируемого пара

Описанные выше опыты по исследованию работы струйного подогревателя при различных диаметрах сопла и камеры смешения, длинах камеры смешения, температурах поступающей воды проводились при одном давлении инжектируемого пара $p_н = 2{,}2$ ата. Для

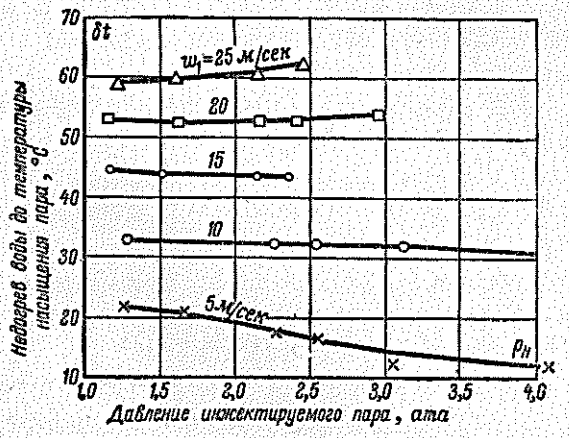


Рис. 10-33. Зависимость недогрева воды до температуры насыщения пара от давления инжектируемого пара при различных скоростях истечения воды w_1.
$d_1 = 16{,}5$ мм; $d_3 = 20$ мм; $f_3/f_{p1} = 1{,}46$; $l_к = 135$ мм; $t_р = 2$–$4°$ С.

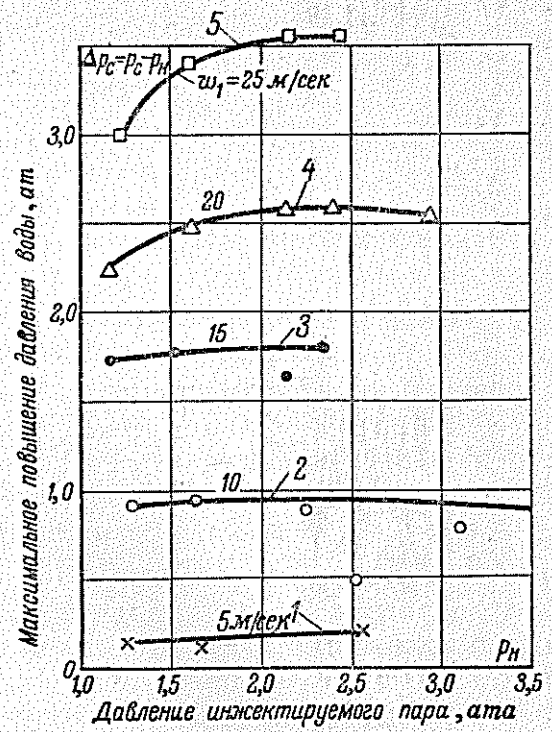


Рис. 10-34. Зависимость восстановления давления от давления инжектируемого пара при различных скоростях истечения воды.
Условия опытов см. рис. 10-33.

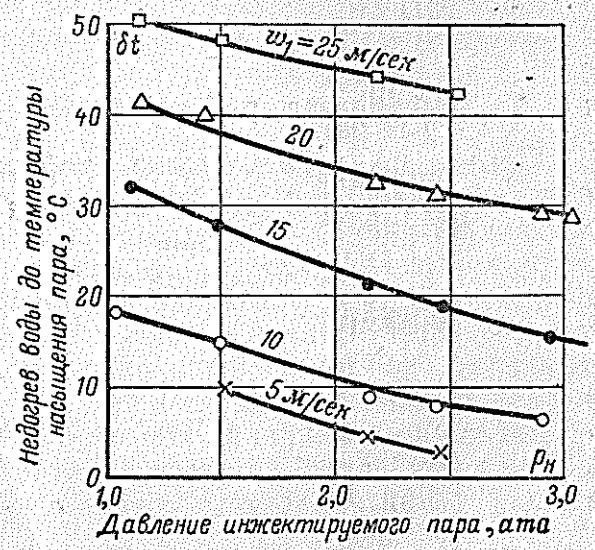


Рис. 10-35. Зависимость недогрева воды до температуры насыщенного пара от давления инжектируемого пара при различных скоростях истечения w_1.
$d_1 = 16{,}5$ мм; $d_3 = 30$ мм; $l_к = 151$ мм; $t_р = 2$–$4°$ С.

исследования влияния давления пара на работу подогревателя были проведены специальные опыты.

Давление инжектируемого пара изменялось от 1,2 до 5 ата.

Проверка оптимального положения сопла при повышенном давлении пара показала, что оно не изменилось. Не изменился также и характер зависимости недогрева воды δt и повышения

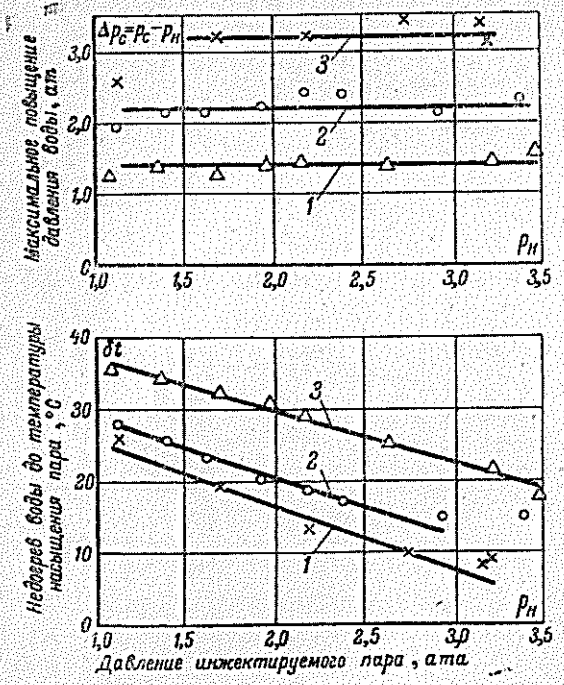


Рис. 10-36. Характеристики подогревателя с различными числами промежуточных конусов при изменениях давления пара $p_н$.

$d_1 = 16{,}5$ *мм*; $d_з = 20$ *мм*; $d_{пк} = 20$ *мм*; $t_р = 2°$С; $w_1 = 15$ *м/сек*.

№ характеристики	1	2	3
Число промежуточных конусов	1	2	3
Расстояние между конусами, *мм*	50	35—50	35—50—50

давления $p_с - p_н$ от положения сопла. При небольшом отношении сечений ($f_з/f_{р1} = 1{,}46$) повышение давления пара не приводит к изменению недогрева воды и повышению давления $p_с - p_н$ (рис. 10-33 и 10-34); при больших отношениях сечений ($f_з/f_{р1} = 3{,}3$), а также при установке промежуточных конусов недогрев воды с повышением давления эжектируемого пара уменьшается (рис. 10-35 и 10-36). Эти величины недогрева определяются расходом инжектируемого пара. Зависимость расхода инжектируемого пара от расхода рабочей воды при всех исследованных давлениях пара имеет идентичный характер (рис. 10-37).

Значения $p_2/p_н$ не зависят от величины давления пара. Поэтому максимальный расход пара достигается примерно при одном и том же расходе воды независимо от давления пара. Величина максимального расхода пара пропорциональна его давлению (рис. 10-38), что свидетельствует о наличии критического течения инжектируемого пара.

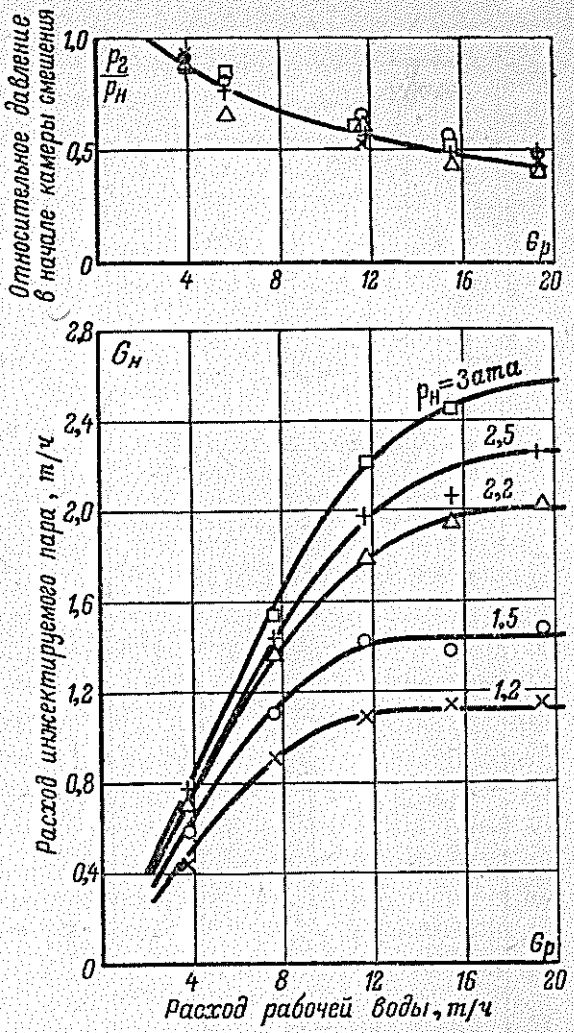


Рис. 10-37. Зависимость расхода инжектируемого пара от расхода рабочей воды при различных давлениях инжектируемого пара $p_н$.

$d_1 = 16{,}5$ *мм*; $d_з = 30$ *мм*; $f_з/f_{р1} = 3{,}3$; $l_к = 151$ *мм*; $t_р = 2°$ С.

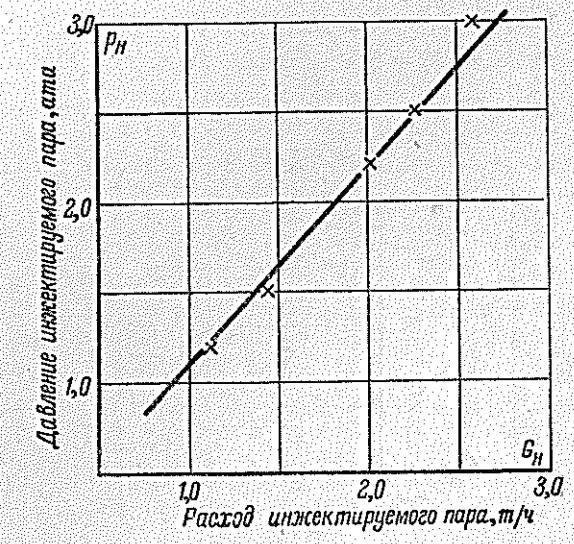


Рис. 10-38. Зависимость максимального расхода инжектируемого пара от его давления.

$d_1 = 16{,}5$ *мм*; $d_з = 30$ *мм*; $f_з/f_{р1} = 3{,}3$; $l_к = 151$ *мм*; $t_р = 2°$ С.

ВЗАИМОСВЯЗЬ ОСНОВНЫХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ФУНКЦИЙ

Обозначения функции	Основные соотношения					Значения газодинамических функций		
						$\lambda=0$	$\lambda=1$	$\lambda_{макс}$
λ	λ	$\lambda_{макс}\sqrt{1-\tau}$	$\lambda_{макс}\sqrt{1-\Pi^{\frac{k-1}{k}}}$	$\lambda_{макс}\sqrt{1-\varepsilon^{k-1}}$	$\lambda_{макс}\sqrt{1-\frac{1}{\beta^{k-1}}}$	0	$\lambda_x=1,0$	$\lambda_{макс}=\sqrt{\frac{k+1}{k-1}}$
τ	$1-\frac{k-1}{k+1}\lambda^2$	τ	$\Pi^{\frac{k-1}{k}}$	ε^{k-1}	$\frac{1}{\beta^{k-1}}$	1	$\tau_x=\frac{2}{k+1}$	0
Π	$\left(1-\frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}}$	$\tau^{\frac{k}{k-1}}$	Π	ε^k	$\frac{1}{\beta^k}$	1	$\Pi_x=\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$	0
ε	$\left(1-\frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}$	$\tau^{\frac{1}{k-1}}$	$\Pi^{\frac{1}{k}}$	ε	$\frac{1}{\beta}$	1	$\varepsilon_x=\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}$	0
β	$\frac{1}{\left(1-\frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}}$	$\frac{1}{\tau^{\frac{1}{k-1}}}$	$\frac{1}{\Pi^{\frac{1}{k}}}$	$\frac{1}{\varepsilon}$	β	1	$\beta_x=\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}}$	∞
q	$\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}}\lambda\times$ $\times\left(1-\frac{\lambda^2}{\lambda_{макс}^2}\right)^{\frac{1}{k-1}}$	$\lambda_{макс}\left(\frac{\tau}{\tau_x}\right)^{\frac{1}{k-1}}\times$ $\times\sqrt{1-\tau}$	$\lambda_{макс}\left(\frac{\Pi}{\Pi_x}\right)^{\frac{1}{k}}\times$ $\times\sqrt{1-\Pi^{\frac{k-1}{k}}}$	$\lambda_{макс}\frac{\varepsilon}{\varepsilon_x}\times$ $\times\sqrt{1-\varepsilon^{k-1}}$	$\lambda_{макс}\frac{\beta_x}{\beta}\times$ $\times\sqrt{1-\frac{1}{\beta^{k-1}}}$	0	$q_x=1,0$	0

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ЧИСЛОВЫЕ ЗНАЧЕНИЯ $\lambda_{макс}$, А ТАКЖЕ ОСНОВНЫХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ФУНКЦИЙ ПРИ $\lambda = 1$

	$\lambda_{макс}$	τ_x	π_x	ε_x	β_x
$k = 1{,}4$	2,45	0,833	0,528	0,634	1,577
$k = 1{,}3$	2,768	0,87	0,55	0,628	1,592
$k = 1{,}25$	2,990	0,889	0,554	0,624	1,602
$k = 1{,}13$	4,0	0,939	0,57	0,61	1,64

ПРИЛОЖЕНИЯ 3 и 4

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ФУНКЦИИ ДЛЯ ВОДЯНОГО ПАРА

λ	$k=1{,}13$				$k=1{,}3$			
	π	ε	τ	q	π	ε	τ	q
0,02	0,9992	0,9993	0,9999	0,03243	0,9998	0,9998	0,9999	0,03187
0,04	0,9992	0,9993	0,9999	0,06486	0,9991	0,9993	0,9998	0,06369
0,06	0,9982	0,9984	0,9998	0,09721	0,9980	0,9985	0,9995	0,09546
0,08	0,9966	0,9970	0,9996	0,1294	0,9964	0,9972	0,9992	0,1271
0,10	0,9948	0,9954	0,9994	0,1615	0,9944	0,9957	0,9987	0,1581
0,12	0,9914	0,9924	0,9991	0,1937	0,9919	0,9937	0,9981	0,1900
0,14	0,9896	0,9908	0,9988	0,2251	0,9890	0,9915	0,9974	0,2212
0,16	0,9861	0,9877	0,9984	0,2565	0,9855	0,9888	0,9967	0,2521
0,18	0,9827	0,9847	0,9980	0,2876	0,9818	0,9860	0,9958	0,2828
0,20	0,9794	0,9817	0,9975	0,3186	0,9776	0,9827	0,9948	0,3179
0,22	0,9743	0,9795	0,9970	0,3497	0,9729	0,9791	0,9937	0,3432
0,24	0,9700	0,9734	0,9965	0,3791	0,9679	0,9752	0,9925	0,3729
0,26	0,9650	0,9690	0,9959	0,4088	0,9623	0,9729	0,9912	0,4022
0,28	0,9590	0,9636	0,9952	0,4378	0,9564	0,9663	0,9898	0,4311
0,30	0,9531	0,9584	0,9945	0,4666	0,9501	0,9614	0,9883	0,4596
0,32	0,9474	0,9533	0,9937	0,4951	0,9434	0,9562	0,9866	0,4875
0,34	0,9400	0,9467	0,9929	0,5223	0,9363	0,9506	0,9849	0,5150
0,36	0,9335	0,9409	0,9921	0,5505	0,9288	0,9448	0,9831	0,5420
0,38	0,9260	0,9342	0,9912	0,5761	0,9209	0,9386	0,9812	0,5683
0,40	0,9179	0,9270	0,9902	0,6017	0,9127	0,9321	0,9791	0,5941
0,42	0,9099	0,9198	0,9892	0,6269	0,9040	0,9253	0,9770	0,6193
0,44	0,9019	0,9128	0,9881	0,6680	0,8951	0,9183	0,9747	0,6438
0,46	0,8932	0,9049	0,9871	0,6755	0,8851	0,9109	0,9724	0,6677
0,48	0,8838	0,8965	0,9859	0,6983	0,8761	0,9033	0,9699	0,6909
0,50	0,8745	0,8881	0,9847	0,7206	0,8662	0,8954	0,9674	0,7133
0,52	0,8653	0,8798	0,9835	0,7424	0,8559	0,8872	0,9647	0,7351
0,54	0,8554	0,8710	0,9822	0,7632	0,8453	0,8788	0,9620	0,7561
0,56	0,8456	0,8621	0,9809	0,7834	0,8344	0,8700	0,9591	0,7763
0,58	0,8351	0,8526	0,9795	0,8025	0,8233	0,8610	0,9561	0,7958
0,60	0,8242	0,8426	0,9780	0,8204	0,8119	0,8519	0,9530	0,8145
0,62	0,8132	0,8328	0,9765	0,8379	0,8002	0,8424	0,9499	0,8322
0,64	0,8023	0,8230	0,9750	0,8547	0,7883	0,8328	0,9466	0,8493
0,66	0,7910	0,8127	0,9734	0,8704	0,7760	0,8229	0,9432	0,8653
0,68	0,7799	0,8025	0,9718	0,8855	0,7637	0,8127	0,9397	0,8806
0,70	0,7681	0,7918	0,9701	0,8994	0,7511	0,8024	0,9361	0,8950
0,72	0,7564	0,7811	0,9684	0,9126	0,7384	0,7919	0,9324	0,9085
0,74	0,7443	0,7701	0,9666	0,9248	0,7253	0,7811	0,9286	0,9211
0,76	0,7316	0,7585	0,9647	0,9355	0,7122	0,7702	0,9247	0,9327
0,78	0,7199	0,7476	0,9629	0,9463	0,6989	0,7591	0,9206	0,9435
0,80	0,7070	0,7358	0,9609	0,9568	0,6854	0,7478	0,9165	0,9533
0,82	0,6950	0,7247	0,9590	0,9643	0,6718	0,7364	0,9123	0,9622
0,84	0,6819	0,7126	0,9569	0,9714	0,6581	0,7248	0,9080	0,9702
0,86	0,6696	0,7012	0,9549	0,9786	0,6443	0,7130	0,9053	0,9771
0,88	0,6563	0,6889	0,9527	0,9838	0,6304	0,7012	0,8990	0,9833
0,90	0,6438	0,6773	0,9506	0,9892	0,6194	0,6892	0,8943	0,9884
0,92	0,6304	0,6648	0,9483	0,9925	0,6023	0,6771	0,8896	0,9925
0,94	0,6172	0,6524	0,9461	0,9952	0,5882	0,6649	0,8847	0,9958

λ	k=1,13				k=1,3			
	П	ε	τ	q	П	ε	τ	q
0,96	0,6049	0,6409	0,9437	0,9984	0,5740	0,6525	0,8798	0,9982
0,98	0,5916	0,6283	0,9414	0,9992	0,5599	0,6401	0,8747	0,9996
1,00	0,5787	0,6162	0,9390	1,0000	0,5457	0,6276	0,8696	1,0000
1,02	0,5654	0,6037	0,9365	0,9993	0,5315	0,6150	0,8643	0,9995
1,04	0,5524	0,5915	0,9340	0,9983	0,5174	0,6024	0,8589	0,9982
1,06	0,5392	0,5789	0,9314	0,9958	0,5032	0,5897	0,8534	0,9960
1,08	0,5262	0,5665	0,9288	0,9928	0,4891	0,5769	0,8479	0,9928
1,10	0,5135	0,5544	0,9262	0,9896	0,4750	0,5641	0,8422	0,9887
1,12	0,5002	0,5417	0,9234	0,9845	0,4611	0,5513	0,8364	0,9838
1,14	0,4877	0,5296	0,9207	0,9797	0,4471	0,5384	0,8305	0,9780
1,16	0,4749	0,5174	0,9179	0,9740	0,4333	0,5268	0,8245	0,9737
1,18	0,4620	0,5049	0,9150	0,9668	0,4196	0,5127	0,8184	0,9640
1,20	0,4494	0,4927	0,9121	0,9594	0,4050	0,4998	0,8122	0,9558
1,22	0,4372	0,4820	0,9092	0,9543	0,3925	0,4870	0,8059	0,9467
1,24	0,4248	0,4687	0,9061	0,9431	0,3791	0,4742	0,7994	0,9370
1,26	0,4124	0,4566	0,9031	0,9336	0,3659	0,4614	0,7929	0,9264
1,28	0,4001	0,4446	0,9000	0,9235	0,3528	0,4487	0,7863	0,9152
1,30	0,3883	0,4329	0,8969	0,9132	0,3399	0,4360	0,7796	0,9032
1,32	0,3761	0,4209	0,8937	0,9016	0,3272	0,4234	0,7727	0,8908
1,34	0,3646	0,4095	0,8904	0,8905	0,3147	0,4109	0,7658	0,8773
1,36	0,3530	0,3979	0,8871	0,8781	0,3023	0,3984	0,7588	0,8634
1,38	0,3417	0,3866	0,8838	0,8658	0,2901	0,3960	0,7516	0,8489
1,40	0,3305	0,3754	0,8804	0,8529	0,2782	0,3738	0,7444	0,8338
1,42	0,3192	0,3640	0,8769	0,8388	0,2665	0,3616	0,7370	0,8182
1,44	0,3083	0,3530	0,8734	0,8249	0,2550	0,3495	0,7295	0,8020
1,46	0,2976	0,3423	0,8699	0,8110	0,2438	0,3376	0,7220	0,7854
1,48	0,2872	0,3315	0,8663	0,7962	0,2327	0,3258	0,7143	0,7683
1,50	0,2770	0,3211	0,8627	0,7816	0,2219	0,3142	0,7065	0,7510
1,52	0,2730	0,3106	0,8590	0,7661	0,2114	0,3026	0,6986	0,7329
1,54	0,2570	0,3005	0,8552	0,7510	0,2011	0,2912	0,6907	0,7146
1,56	0,2472	0,2903	0,8515	0,7350	0,1911	0,2800	0,6826	0,6961
1,58	0,2375	0,2803	0,8476	0,7187	0,1814	0,2690	0,6744	0,6772
1,60	0,2285	0,2708	0,8438	0,7031	0,1719	0,2581	0,6661	0,6580
1,62	0,2192	0,2610	0,8398	0,6861	0,1627	0,2474	0,6577	0,6387
1,64	0,2103	0,2517	0,8358	0,6698	0,1538	0,2369	0,6492	0,6191
1,66	0,2017	0,2425	0,8318	0,6532	0,1452	0,2266	0,6406	0,5994
1,68	0,1932	0,2335	0,8277	0,6366	0,1368	0,2165	0,6319	0,5795
1,70	0,1851	0,2247	0,8236	0,6199	0,1287	0,2066	0,6231	0,5596
1,72	0,1771	0,2161	0,8194	0,6032	0,1209	0,1969	0,6141	0,5396
1,74	0,1693	0,2075	0,8152	0,5859	0,1134	0,1874	0,6051	0,5196
1,76	0,1617	0,1994	0,8109	0,5695	0,1062	0,1781	0,5960	0,4996
1,78	0,1544	0,1914	0,8066	0,5529	0,09922	0,1691	0,5866	0,4796
1,80	0,1474	0,1837	0,8023	0,5366	0,09256	0,1603	0,5774	0,4598
1,82	0,1403	0,1759	0,7978	0,5195	0,08618	0,1517	0,5680	0,4400
1,84	0,1337	0,1729	0,7934	0,5162	0,08007	0,1434	0,5584	0,4204
1,86	0,1272	0,1612	0,7889	0,4865	0,07424	0,1353	0,5488	0,4010
1,88	0,1210	0,1543	0,7843	0,4707	0,06870	0,1274	0,5390	0,3818
1,90	0,1150	0,1474	0,7797	0,4544	0,06341	0,1198	0,5291	0,3628
1,92	0,1090	0,1408	0,7750	0,4387	0,05840	0,1125	0,5192	0,3441
1,94	0,1032	0,1341	0,7703	0,4221	0,05364	0,1054	0,5091	0,3257
1,96	0,0980	0,1280	0,7655	0,4071	0,04915	0,09851	0,4989	0,3077
1,98	0,0928	0,1219	0,7607	0,3916	0,04491	0,09191	0,4887	0,2900
2,00	0,0878	0,1161	0,7559	0,3768	0,04092	0,08556	0,4783	0,2727
2,02	0,0829	0,1104	0,7510	0,3619	0,03717	0,07946	0,4678	0,2595
2,04	0,0783	0,1049	0,7460	0,3472	0,03366	0,07363	0,4572	0,2393
2,06	0,0739	0,0997	0,7410	0,3332	0,03038	0,06804	0,4465	0,2233
2,08	0,0696	0,0945	0,7359	0,3190	0,02732	0,06271	0,4357	0,2078
2,10	0,0655	0,0897	0,7308	0,3056	0,02448	0,05762	0,4248	0,1928
2,12	0,0616	0,0849	0,7257	0,2920	0,02185	0,05280	0,4138	0,1784
2,14	0,0579	0,0803	0,7205	0,2789	0,01942	0,04822	0,4027	0,1644
2,16	0,0543	0,0759	0,7152	0,2660	0,01718	0,04389	0,3915	0,1511
2,18	0,0509	0,07168	0,7099	0,2535	0,01513	0,03979	0,3801	0,1382
2,20	0,0477	0,06766	0,7046	0,2415	0,01325	0,03595	0,3687	0,1260

λ	k=1,13				k=1,3			
	π	ε	τ	q	π	ε	τ	q
2,22	0,0446	0,06377	0,6992	0,2297	0,01155	0,03234	0,3572	0,1144
2,24	0,0416	0,06007	0,6938	0,2183	0,01050	0,02895	0,3455	0,1033
2,26	0,0389	0,05651	0,6883	0,2072	0,00861	0,02580	0,3338	0,0929
2,28	0,0364	0,05307	0,6827	0,1963	0,00770	0,02288	0,3220	0,0831
2,30	0,0337	0,04981	0,6771	0,1859	0,00625	0,02017	0,3100	0,07392
2,32	0,0314	0,04673	0,6715	0,1769	0,00527	0,01767	0,2980	0,06531
2,34	0,0291	0,04376	0,6658	0,1661	0,00440	0,01538	0,2858	0,05735
2,36	0,0270	0,04096	0,6601	0,1568	0,00364	0,01329	0,2736	0,04997
2,38	0,0250	0,03828	0,6543	0,1478	0,00298	0,01139	0,2612	0,04320
2,40	0,0232	0,03574	0,6485	0,1392	0,00241	0,00968	0,2487	0,03702
2,42	0,02140	0,03331	0,6426	0,1308	0,00192	0,00814	0,2361	0,03139
2,44	0,01973	0,03002	0,6366	0,1188	0,00151	0,00677	0,2235	0,02632
2,46	0,01819	0,02885	0,6307	0,1151	0,00117	0,00557	0,2107	0,02183
2,48	0,01672	0,02677	0,6246	0,1077	0,00089	0,00451	0,1978	0,01781
2,50	0,01535	0,02482	0,6185	0,10060	0,00066	0,00360	0,1848	0,01434
2,52	0,01409	0,02300	0,6124	0,09406	0,00048	0,00281	0,1717	0,01128
2,54	0,01289	0,02127	0,06062	0,08767	0,00034	0,00216	0,1585	0,00875
2,56	0,01179	0,01965	0,6000	0,08163	0,00024	0,00161	0,1452	0,00656
2,58	0,01076	0,01812	0,5937	0,07586	0,00015	0,00117	0,1318	0,00481
2,60	0,00981	0,01669	0,5874	0,07042	0,00010	0,00081	0,1183	0,00336
2,62	0,00892	0,01534	0,5810	0,06522	0,00006	0,00054	0,1047	0,00225
2,64	0,00809	0,01409	0,5746	0,06052	0,00003	0,00034	0,09096	0,00143
2,66	0,00735	0,01292	0,5682	0,05577	0,000020	0,000200	0,07713	0,000840
2,68	0,00664	0,01182	0,5616	0,05140	0,000006	0,000100	0,06320	0,000430
2,70	0,00599	0,01079	0,5551	0,04727	0,000002	0,000050	0,04917	0,000220
2,72	0,00541	0,00986	0,5485	0,04350	0	0,000010	0,03503	0,000050
2,74	0,00486	0,00897	0,5418	0,03986	0	0,000002	0,02078	0,000008
2,76	0,00436	0,00815	0,5351	0,03649	0	0	0,00644	0
2,78	0,00390	0,00738	0,5283	0,03331		0	0,00004	0
2,80	0,00348	0,00668	0,5215	0,03199				
2,82	0,00310	0,00602	0,5147	0,02760				
2,84	0,00276	0,00544	0,5077	0,02506				
2,86	0,00245	0,00489	0,5008	0,02268				
2,88	0,00217	0,00439	0,4938	0,02052				
2,90	0,00191	0,00393	0,4867	0,01849				
2,92	0,00168	0,00351	0,4796	0,01662				
2,94	0,00148	0,00313	0,4725	0,01492				
2,96	0,00129	0,00278	0,4653	0,01335				
2,98	0,00113	0,00246	0,4580	0,01190				
3,00	0,0009	0,00217	0,4507	0,0105				
3,02	0	0	0,4506	0				

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ФУНКЦИИ ДЛЯ ВОЗДУХА k=1,4

λ	π	ε	τ	q
0,02	0,9998	0,9998	0,9999	0,0315
0,04	0,9990	0,9993	0,9997	0,0631
0,06	0,9979	0,9985	0,9994	0,0945
0,08	0,9963	0,9974	0,9989	0,1259
0,10	0,9942	0,9959	0,9983	0,1571
0,12	0,9916	0,9940	0,9976	0,1832
0,14	0,9886	0,9918	0,9967	0,2190

λ	Π	ε	τ	q
0,16	0,9851	0,9893	0,9957	0,2497
0,18	0,9812	0,9866	0,9946	0,2801
0,20	0,9768	0,9834	0,9933	0,3102
0,22	0,9720	0,9799	0,9919	0,3401
0,24	0,9668	0,9762	0,9904	0,3696
0,26	0,9611	0,9721	0,9887	0,3987
0,28	0,9550	0,9677	0,9869	0,4274
0,30	0,9485	0,9630	0,9850	0,4557
0,32	0,9415	0,9579	0,9829	0,4835
0,34	0,9342	0,9525	0,9807	0,5109
0,36	0,9265	0,9469	0,9784	0,5377
0,38	0,9183	0,9409	0,9759	0,5640
0,40	0,9097	0,9346	0,9733	0,5897
0,42	0,9008	0,9281	0,9707	0,6149
0,44	0,8915	0,9212	0,9677	0,6394
0,46	0,8819	0,9142	0,9647	0,6633
0,48	0,8719	0,9 67	0,9616	0,6865
0,50	0,8616	0,8991	0,9583	0,7091
0,52	0,8509	0,8911	0,9549	0,7309
0,54	0,8400	0,8829	0,9514	0,7520
0,56	0,8287	0,8744	0,9477	0,7724
0,58	0,8172	0,8657	0,9439	0,7920
0,60	0,8053	0,8567	0,9400	0,8109
0,62	0,7932	0,8475	0,9359	0,8288
0,64	0,7808	0,8380	0,9317	0,8459
0,66	0,7681	0,8283	0,9274	0,8623
0,68	0,7553	0,8183	0,9229	0,8778
0,70	0,7422	0,8082	0,9183	0,8924
0,72	0,7289	0,7978	0,9136	0,9061
0,74	0,7154	0,7872	0,9087	0,9189
0,76	0,7017	0,7764	0,9037	0,9308
0,78	0,6878	0,7655	0,8986	0,9418
0,80	0,6738	0,7543	0,8933	0,9518
0,82	0,6597	0,7429	0,8879	0,9610
0,84	0,6454	0,7314	0,8824	0,9691
0,86	0,6310	0,7197	0,8767	0,9764
0,88	0,6165	0,7079	0,8709	0,9826
0,90	0,6019	0,6959	0,8650	0,9879
0,92	0,5873	0,6838	0,8589	0,9923
0,94	0,5726	0,6715	0,8527	0,9957
0,96	0,5579	0,6591	0,8464	0,9981
0,98	0,5431	0,6466	0,8399	0,9995
1,00	0,5283	0,6340	0,8333	1,0000
1,02	0,5135	0,6212	0,8266	0,9995
1,04	0,4987	0,6084	0,8197	0,9980
1,06	0,4840	0,5955	0,8127	0,9957
1,08	0,4693	0,5826	0,8056	0,9924
1,10	0,4546	0,5694	0,7983	0,9880
1,12	0,4400	0,5564	0,7909	0,9829
1,14	0,4255	0,5432	0,7834	0,9768
1,16	0,4111	0,5300	0,7757	0,9698
1,18	0,3969	0,5168	0,7679	0,9620
1,20	0,3827	0,5035	0,7600	0,9531
1,22	0,3687	0,4908	0,7519	0,9435
1,24	0,3548	0,4770	0,7437	0,9331
1,26	0,3411	0,4638	0,7354	0,9217
1,28	0,3276	0,4505	0,7269	0,9096
1,30	0,3142	0,4374	0,7183	0,8969
1,32	0,3010	0,4241	0,7096	0,8831
1,34	0,2880	0,4110	0,7007	0,8688
1,36	0,2753	0,3980	0,6917	0,8538
1,38	0,2628	0,3850	0,6826	0,8380
1,40	0,2505	0,3720	0,6733	0,8216
1,42	0,2385	0,3592	0,6639	0,8046
1,44	0,2267	0,3464	0,6544	0,7869

λ	π	ε	τ	q
1,46	0,2152	0,3338	0,6447	0,7687
1,48	0,2040	0,3212	0,6349	0,7499
1,50	0,1930	0,3088	0,6250	0,7301
1,52	0,1824	0,2965	0,6149	0,7110
1,54	0,1720	0,2844	0,6048	0,6909
1,56	0,1619	0,2724	0,5944	0,6703
1,58	0,1522	0,2606	0,5839	0,6494
1,60	0,1427	0,2489	0,5733	0,6282
1,62	0,1336	0,2374	0,5625	0,6067
1,64	0,1248	0,2261	0,5517	0,5850
1,66	0,1163	0,2150	0,5407	0,5630
1,68	0,1081	0,2041	0,5296	0,5409
1,70	0,1003	0,1934	0,5183	0,5187
1,72	0,0928	0,1830	0,5069	0,4965
1,74	0,0856	0,1727	0,4954	0,4741
1,76	0,0787	0,1628	0,4837	0,4520
1,78	0,0722	0,1530	0,4719	0,4296
1,80	0,0660	0,1435	0,4600	0,4075
1,82	0,0602	0,1343	0,4479	0,3855
1,84	0,0546	0,1253	0,4357	0,3638
1,86	0,0494	0,1167	0,4234	0,3423
1,88	0,0445	0,1083	0,4109	0,3211
1,90	0,0399	0,1002	0,3983	0,3002
1,92	0,0356	0,0923	0,3856	0,2797
1,94	0,0316	0,0848	0,3727	0,2596
1,96	0,0279	0,0776	0,3597	0,2400
1,98	0,0245	0,0707	0,3466	0,2209
2,00	0,0214	0,0642	0,3333	0,2024
2,02	0,0185	0,0579	0,3199	0,1845
2,04	0,0159	0,0520	0,3064	0,1672
2,06	0,0136	0,0464	0,2927	0,1507
2,08	0,0115	0,0411	0,2789	0,1348
2,10	0,0095	0,0361	0,2650	0,1198
2,12	0,00792	0,0315	0,2509	0,1055
2,14	0,00646	0,0273	0,2367	0,0921
2,16	0,00519	0,0233	0,2224	0,0795
2,18	0,00410	0,0197	0,2079	0,0678
2,20	0,00318	0,0164	0,1933	0,0570
2,22	0,00241	0,0135	0,1786	0,0472
2,24	0,00178	0,0116	0,1637	0,0408
2,26	0,00127	0,00813	0,1487	0,0290
2,28	0,000872	0,00652	0,1336	0,0234
2,30	0,000571	0,00482	0,1183	0,0175
2,32	0,000351	0,00340	0,1029	0,0124
2,34	0,000197	0,00226	0,0874	0,00834
2,36	$0{,}988\cdot10^{-4}$	0,00138	0,0717	0,00513
2,38	$0{,}413\cdot10^{-4}$	0,000739	0,0559	0,00277
2,40	$0{,}128\cdot10^{-4}$	0,000320	0,0400	0,00121
2,42	$0{,}211\cdot10^{-5}$	$0{,}884\cdot10^{-4}$	0,0239	0,00034
2,44	$0{,}316\cdot10^{-7}$	$0{,}410\cdot10^{-5}$	0,00771	$0{,}158\cdot10^{-4}$
2,449	0	0	0	0

Приложение 6

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ФУНКЦИИ (графическое изображение см. вкладку)

$$\lambda = \frac{w}{a_x}$$

$$\tau = \frac{T}{T_0} = 1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2 \qquad \varepsilon = \frac{\gamma}{\gamma_0} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}$$

$$\pi = \frac{p}{p_0} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \qquad q = \frac{w\gamma}{a_x\gamma_x} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}}\lambda\varepsilon$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Абрамович Г. Н., Прикладная газовая динамика, Гостехиздат, 1953.

2. Абрамович Г. Н., Турбулентные свободные струи жидкостей и газов, Госэнергоиздат, 1948.

3. Антонович С. А., О расчете струйных насосов (эжекторов), «Энергомашиностроение», 1958, № 9.

4. Аронс Г. А., Струйные аппараты, Госэнергоиздат, 1948.

5. Андреева К. С., Зингер Н. М. и Соколов Е. Я., Увеличение производительности питательного насоса с помощью водоструйного эжектора, «Электрические станции», 1956, № 1.

6. Баулин К. К., Эжекторы, «Отопление и вентиляция», 1931, № 10.

7. Баулин К. К., Исследование работы эжектора, «Отопление и вентиляция», 1933, № 2.

8. Баулин К. К., О расчете эжектора, «Отопление и вентиляция», 1938, № 6.

9. Берман Л. Д., Теория и расчет водоводяных струйных насосов, «Известия ВТИ», 1935, № 3.

10. Берман Л. Д., Характеристика водяных струйных насосов и их расчет, «Тепло и сила», 1935, № 8.

11. Берман Л. Д., Расчет струйных аппаратов, «Вестник инженеров и техников», 1938, № 2 и 1939, № 1.

12. Берман Л. Д., Работа пароструйных эжекторов конденсационных установок при переменном режиме, «Известия ВТИ», 1949, № 3.

13. Берман Л. Д., О предельном противодавлении пароструйного эжектора, «Известия ВТИ», 1949, № 9.

14. Берман Л. Д., К выбору рационального профиля проточной части струйного аппарата, «Известия ВТИ», 1950, № 3.

15. Берман Л. Д., Построение эксплуатационных характеристик пароструйных эжекторов по данным испытаний на сухом воздухе, «Электрические станции», 1954, № 6.

16. Берман Л. Д. и Зингер Н. М., Руководящие указания по наладке и эксплуатации пароструйных эжекторов конденсационных установок, Госэнергоиздат, 1956.

17. Вулис Л. А., Термодинамика газовых потоков, Госэнергоиздат, 1950.

18. Гончаров В. Н., Теория эжектора, Новочеркасск, 1930.

19 и 20. Дейч М. Е., Техническая газодинамика, Госэнергоиздат, 1953.

21. Дейч М. Е., Кох А. А., Робожев А. В. и Степанчук В. Ф., Исследование структуры потока в ступени эжектора с изобарическим начальным участком смешения, «Теплоэнергетика», 1954, № 12.

22. Дейч М. Е. и Поликовский М. В., К расчету переменного режима эжектора, «Теплоэнергетика», 1954, № 3.

23. Дейч М. Е. и Степанчук В. Ф., К расчету предельных режимов эжекторов с изобарическим начальным участком смешения, «Теплоэнергетика», 1956, № 3.

24. Зингер Н. М. Выбор оптимального расстояния сопла от камеры смешения в струйных аппаратах, «Известия ВТИ», 1949, № 6.

25. Зингер Н. М., Экспериментальное исследование пароструйных компрессоров с различной длиной камеры смешения, «Известия ВТИ» 1950, № 10.

26. Зингер Н. М., Эксплуатационные характеристики пароструйных компрессоров, «За экономию топлива», 1952, № 4.

27. Зингер Н. М., Расчетные характеристики пароструйных эжекторов конденсационных установок, «Известия ВТИ», 1953, № 5.

28. Зингер Н. М. и Андреева К. С. Испытания трехступенчатого пароструйного эжектора, «Теплоэнергетика», 1955, № 12.

29. Зингер Н. М., Исследование водовоздушного эжектора, «Теплоэнергетика», 1958, № 8.

30. Зингер Н. М. и Андреева К. С., Исследование пароструйного эжектора конденсационной установки, «Электрические станции», 1954, № 1.

31. Зингер Н. М. и Андреева К. С., Испытание пароводяной эжекторной холодильной установки, «Промышленная энергетика», 1957, № 10.

32. Зингер Н. М. и Андреева К. С., Сравнительные испытания пароструйных и водоструйных эжекторов конденсационных установок, «Электрические станции», 1958, № 11.

33. Идельчик И. Е., Потери на удар в потоке с неравномерным распределением скоростей, Труды ЦАГИ, 1948, № 662.

34. Копьев С. Ф., Вспомогательное оборудование машинных цехов электростанций, Госэнергоиздат, 1954.

35. Крылов К. и Шумелишский М., Эжекторная холодильная машина общего назначения, «Холодильная техника», 1954, № 3.

36. Келлер С. Ю., Инжекторы, Машгиз, 1954.

37. Каменев П. Н., Гидроэлеваторы и другие струйные аппараты, Машстройиздат, 1950.

38. Киселев Б. М., Расчет одномерных газовых течений, «Прикладная математика и механика», 1947, № 1.

39 и 40. Коновалов В. И., Некоторые вопросы теории инжектора и струйного подогревателя, «Известия ВТИ», 1951, № 5.

41. Коржаев С. А., Теоретические основы расчета гидроэлеваторов, «Известия ОТН АН СССР», 1939, № 6.

42. Ложкин А. Н., Трансформаторы тепла, Машгиз, 1948.

43. Поляков А. М. и Сафонов А. П., Повышение эффективности работы водоструйных элеваторов, «Электрические станции», 1958, № 9.

44. Поликовский М. В., К расчету входного участка эжектора, «Известия ОТН АН СССР», 1957, № 1.

45. Полканов Л. Д., Структура всасываемой струи, «Котлотурбостроение», 1952, № 5.

46. Портнов И. Г., О стационарных режимах работы сверхзвукового газового эжектора, «Известия ОТН АН СССР», 1957, № 4.

47. Рабинович З. М., Насосно-эжекторные установки для подъема воды из шахт и трубчатых колодцев, «Водоснабжение и санитарная техника», 1957, № 3.

48. Романенко П. Н., К теории эжекции и расчету струйных аппаратов, «Известия ОТН АН СССР», 1953, № 6.

49. Ржаницын Н. А., Водоструйные насосы (гидроэлеваторы), ГОНТИ, 1938.

50. Рамм В. М., Пароструйные вакуум-эжекционные установки, Госхимиздат, 1949.

51. Соколов Е. Я., Расчет и построение характеристик пароструйных компрессоров и водоструйных насосов с цилиндрической камерой смешения, «Известия ВТИ», 1948, № 9.

52. Соколов Е. Я., Экспериментальное исследование пароструйных компрессоров, «Известия ВТИ», 1948, № 11.

53. Соколов Е. Я., Пароструйные компрессоры и их применение в промышленности, «За экономию топлива», 1949, № 6.

54. Соколов Е. Я., Теоретическое и экспериментальное исследование водоструйных насосов и методика их расчета, «Известия ВТИ», 1950, № 3.

55. Соколов Е. Я., Предельные режимы пароструйных компрессоров, «Известия ВТИ», 1950, № 10.

56. Соколов Е. Я., Расчет и конструирование пароструйных компрессоров (Информационное письмо 2/22), Госэнергоиздат, 1951.

57. Соколов Е. Я. и Андреева К. С., Теоретическое и экспериментальное исследование газоструйных эжекторов, «Известия ВТИ», 1952, № 4.

58. Соколов Е. Я., К расчету эжекционных установок для пневмотранспорта, Теплоэнергетика», 1954, № 8.

59. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. и Шишов Н. П., Пароструйная компрессионная установка высокого давления, «Электрические станции», 1954, № 8.

60. Соколов Е. Я., Тепловые сети, Госэнергоиздат, 1956.

61. Сафонов А. П., Выбор оптимального положения сопла в приемной камере элеваторов, «Теплоэнергетика», 1957, № 7.

62. Сазонов Р. П., Экспериментальное исследование водоструйных насосов с цилиндрической камерой смешения, «Известия ВТИ», 1949, № 11.

63. Сцилард К. С., Исследование диффузоров аэродинамических труб больших скоростей, «Технические заметки ЦАГИ», 1938, № 160.

64. Спиваковский А. О., Конвейерные установки, ч. IV, Гостехиздат Украины, 1935.

65. Христианович С. А., О расчете эжектора, Сборник ЦАГИ «Промышленная аэродинамика», 1944.

66. Христианович С. А., Рябинков Г. М., Миллионщиков М. Д. и Требин Ф. А., Применение эжекторов в газосборных сетях, «Известия ОТН АН СССР», 1946, № 3.

67 и 68. Харитонов В. Г., Исследование эффективности газового эжектора с цилиндрической камерой смешения, «Теплоэнергетика», 1958, № 4.

69. Широков М. Ф., Физические основы газодинамики, ГИФМЛ, 1958.

70. Шумелишский М. Г. Диаграмма теплового баланса пароводяной эжекторной холодильной машины, «Холодильная техника», 1955, № 1.

71. Шумелишский М. Г., О причинах неустойчивой работы пароводяных эжекторных холодильных машин, «Холодильная техника», 1955, № 3.

72. Шидловский В. П., К расчету газожидкостного эжектора, «Известия ОТН АН СССР», 1954, № 10.

73. Щукин В. К., Влияние конструктивных параметров одноступенчатого струйного компрессора на основные показатели его работы, «Теплоэнергетика», 1956, № 4.

74. Янченко В. Ф., Ненормальности работы эжекторов и их наладка, «Электрические станции», 1951, № 11.

75. Ярин П. С., Воздухоструйные и газоструйные эжекторы, ДНТВУ, 1938.

76. Ackeret J., Helvetica Physica Acta 1928, v. I.

77. Arahl, Untersuchungen und Berechnung der Blasrohr von Lokomotive, 1912.

78. Betts, Steam jet refrigeration, Trans. Inst. Chem. Engrs, 1955, 33, № 1.

79. Bosnjakovic F., Über Dampfstrahlgeblase, Z. für gesamte kälte Industrie, 1936, № 11.

80. Elrod H. S., Theory of ejectors, ASME Transactions, 1945, IX, v. 12, № 13; 1946, VI, v. 13, № 2.

81. Flügel G., Berechnung von Strahlapparaten, VDI Forschungsheft, 1935, 325; 1939, 365.

82. Johanesen N.. H., Ejector theory and experiment, Trans. Danish Acad. Techn. Sci., 1951, № 1.

83. Kaye J., Rivas M., Experimental and analytical study of two-component, two-phase flow in an ejector with condensation, ASME Paper 57.

84. Keenan J. H. and Neumann E. P., A simple air ejector, Journal of Applied Mechanics, 1942, № 2.

85. Keenan, Neumann, Lustwerk, An investigation of ejector design by analysis and experiment, Journal of Applied Mechanics, 1950, September, v. 17, № 3.

86. Messing Th., Dampfstrahl Kältemaschienen für Klimatanlage, Heizung, Lüftung, Haustechnik, März, 1955, Bd 6, H. 2.

87. Новотный М., Конструкция и расчет эжектора для пневмотранспорта, Strojîrenstvî, 1955, 5, № 4.

88. Rankin M., Proceedings of the Royal Soc., 1870.

89. Pawel-Rammingen, Untersuchungen an Wasserstrahl-Luftpumpen mit einem einzigen Kreiszylindrischen Treibstrahl, Berlin, 1936.

90. Riffart A., Versuche mit Verdichtungsdüsen, VDJ Forschungsheft 257, 1922.

91. Royds R., Johnson E., Fundamental principles of the steam ejector, Inst. of Mech. Engrs, Journal and Proceedings, 1941, X, v. 145, № 5.

92. Schrauft G., Untersuchungen über den Arbeitsvorgang in Injector, 1909.

93. Victorin K., Untersuchung turbulenter Mischvorgange, Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, 1941, Bd 12, № 1.

94. Vogel R., Theoretische und experimentelle Untersuchungen an Strahlapparatten, Maschinenbautechnik, 1956, 5, № 12.

95. Watson F., The production of a vacuum in an air tank, Engineering, Feb. 24, 1933.

96. Weidanz W., Die Vorgänge in Strahlapparaten, Berlin, 1939.

97. Wiegand J., Bemessung von Dampfstahlverdichten, VDJ Forschungscheft 401, 1940.

98. Wiegand J., Dampfstrahlapparaten in der Vacuumtechnik, Ingenieur (Utrecht), 1955, Bd 67, № 27.

99. Zeuner G., Das Lokomotiven Blasrohr, 1863.

100. Zeuner G., Vorlesungen über Theorie der Turbinen, Leipzig, 1899.

101. Zeuner G., Technische Termodynamik, 1905.