

В. И. ПОЛИКОВСКИЙ

ВЕНТИЛЯТОРЫ
ВОЗДУХОДУВКИ
КОМПРЕССОРЫ

МАШГИЗ - МОСКВА - 1938

7.501

Государственная

Проф. В. И. ПОЛИКОВСКИЙ

ПОЛУЧЕНО
1/305496

ВЕНТИЛЯТОРЫ ВОЗДУХОДУВКИ КОМПРЕССОРЫ

ИЗДАНИЕ ТРЕТЬЕ, ИСПРАВЛЕННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

Допущено ГУУЗ НКМ СССР
в качестве учебного пособия
для машиностроительных вузов

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА

ПОЛУЧЕНО
СССР

НКМ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

ОСКВА

1938

ЛЕНИНГРАД

Предлагаемый курс имеет целью дать студентам (а также инженерам и техникам) руководство по подбору, проектированию и эксплуатации машин для подачи воздуха.

Настоящее 3-е издание курса переработано в соответствии с указаниями критики и требованиями учебных программ машиностроительных вузов.

Книга утверждена ГУУЗ НКМ в качестве учебного пособия.

Редактор В. К. Запорожец. Тех. редактор Е. Д. Гракова. Изд. № 55.
Сдано в набор 17/VII 1938 г. Подп. к печати 21/VIII 1938 г. Индекс МС-30-5-2.
Печатн. листов 16³/₄. Уполн. Главлита № Б-48597. Тираж 5000. Формат бумаги 60 × 92¹/₁₆. Учетн. авт. л. 21,05. Учетн. № 7588.

1-я типография Машгиза НКМ. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	Стр. 6
------------------------------	-------------------------

Часть первая

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

Глава I	
Физические свойства воздуха	7
§ 1. Сухой и влажный воздух	7
§ 2. Влияние на физические свойства воздуха изменения давления и температуры	11
Глава II	
Классификация машин для подачи воздуха	13
§ 3. Классификация нагнетателей по принципу действия	13
§ 4. Классификация нагнетателей по развиваемому ими давлению или разрежению	14
§ 5. Области применения нагнетателей	15
Глава III	
Теория нагнетания	16
§ 6. Работа, затрачиваемая при подаче воздуха	16
§ 7. Работа, затрачиваемая при подаче воздуха	21
§ 8. Ts -диаграмма (температура — энтропия) и ее свойства	24
§ 9. Анализ процессов нагнетания. Процессы без теплообмена с внешней средой	31
§ 10. Переход от уравнений термодинамики к уравнениям гидравлики	61
§ 11. Коэффициенты полезного действия нагнетателей	64
§ 12. Сводка основных формул для определения расходов мощности и подсчета к. п. д.	69
§ 13. Дополнительные соображения об относительной выгодности различных циклов компрессора	70

Часть вторая

ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Глава IV	
Теоретические основы	73
§ 14. Применение и классификация	73
§ 15. Вредное пространство. Объемный к. п. д. Коэффициент подачи	74
§ 16. Индикаторные диаграммы поршневых компрессоров	78
§ 17. Расчет основных размеров цилиндра	79
§ 18. Расход мощности на работу поршневого компрессора (воздуходувки)	83
§ 19. Бустерные цилиндры	86
§ 20. Наддув поршневых компрессоров	88

Глава V

Описание конструкций	89
§ 21. Одноступенчатые компрессоры. Клапаны и маховики	89
§ 22. Многоступенчатые компрессоры	99
§ 23. Установка поршневого компрессора	104
§ 24. Холодильники многоступенчатых компрессоров	108

Глава VI

Регулирование поршневых компрессоров и воздуходувок	114
§ 25. Регуляторы постоянного давления	115
§ 26. Регулирование величины подачи	119

Глава VII

Вакуумнасосы	120
------------------------	-----

Часть третья

ВЕНТИЛЯТОРЫ

Глава VIII

Центробежные вентиляторы	124
§ 27. Рабочее колесо вентилятора	124
§ 28. Формула Эйлера	128
§ 29. Работа колеса центробежного вентилятора	131
§ 30. Работа колес без кожуха	132
§ 31. Кожухи и направляющие аппараты	134

Глава IX

Осевые вентиляторы	135
§ 32. Основные понятия	135
§ 33. Сравнение осевых вентиляторов с центробежными	137

Глава X

Напор вентилятора	137
§ 34. Определение расчетного напора вентилятора	137
§ 35. Статический и полный напоры вентилятора	141

Глава XI

Характеристики вентиляторов	144
§ 36. Построение характеристик	144
§ 37. Работа вентилятора в сети	150
§ 38. Элементарные пересчеты характеристик вентиляторов на другие обороты	157
§ 39. Влияние размеров вентилятора на его работу	166
§ 40. Влияние плотности перемещаемого воздуха (газа) на характеристику вентилятора	170
§ 41. Учет влияния изменения плотности в самом вентиляторе и влияние числа Рейнольдса при пересчетах по размерам, оборотам и плотности перемещаемого газа	173
§ 42. Безразмерные характеристики вентиляторов	177

Глава XII

Типы и конструкции вентиляторов	182
§ 43. Понятие о типе вентилятора	182
§ 44. Типы и конструкции вентиляторов	186

Глава XIII

Совместная работа вентиляторов	200
§ 45. Параллельная работа вентиляторов	200
§ 46. Устойчивость работы вентиляторов и влияние на нее параллельного соединения	202
§ 47. Устойчивость параллельной работы	205
§ 48. Последовательная работа вентиляторов, а также вентилятора и естественной тяги	205

Глава XIV

Вентиляторные установки	207
§ 49. Подвод воздуха к вентилятору и отвод от вентилятора	207
§ 50. Шум при работе вентилятора	212
§ 51. Регулирование вентиляторов	214
§ 52. Переделка вентилятора в целях изменения его характеристики	217

Глава XV

Приближенное определение основных параметров вентилятора	218
§ 53. Центробежные вентиляторы	219

Часть четвертая

ТУРБОКОМПРЕССОРЫ И ВОЗДУХОДУВКИ

Глава XVI

Основные принципы	225
§ 54. Общие соображения	225
§ 55. Тепловой процесс турбовоздуходувки и турбокомпрессора	232
§ 56. Сравнение поршневых нагнетателей, турбокомпрессоров и воздуходувок	239

Глава XVII

Описание конструкций турбовоздуходувок и турбокомпрессоров	241
§ 57. Воздуходувки одноступенчатые	241
§ 58. Многоступенчатые воздуходувки	242
§ 59. Турбокомпрессоры	243

Глава XVIII

Регулирование турбокомпрессоров	245
§ 60. Вспомогательные устройства. Мультипликаторы	246
§ 61. Системы регулирования	248
§ 62. Регулирование на устойчивую работу	251

Часть пятая

РОТАЦИОННЫЕ КОМПРЕССОРЫ И ВОЗДУХОДУВКИ

Глава XIX

Принципы действия, конструкции и регулирование ротационных нагнетателей	254
§ 63. Общие соображения	254
§ 64. Ротационный пластинчатый компрессор	255
§ 65. Воздуходувки Рута	260
§ 66. Расчет воздуходувки Рута	261
§ 67. Прочие типы ротационных машин	263
§ 68. Регулирование производительности ротационных машин	266

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящая книга написана в соответствии с программами вузов и должна служить для студентов старших курсов, инженеров и техников руководством по подбору, проектированию и эксплуатации машин для подачи воздуха.

Поскольку книга не представляет собой теоретического исследования, мы при выводе основных положений обращали основное внимание на анализ физического содержания трактуемых вопросов и на приведение уравнений к виду, в котором возможно их непосредственное применение.

Книга снабжена большим количеством числовых примеров, органически связанных с содержанием и подлежащих обязательной проработке наряду со всем остальным материалом. Исходя из изложенных выше основных установок, во многих частях курса приводится экспериментальный материал без подробного описания методики проведения опыта, условий, степени точности, методики обобщения и т. д. Более того, в данном курсе безоговорочно дается значительное количество опытных коэффициентов, полученных на основе того или иного опытного либо каталожного материала, а иногда исходя из общих соображений.

Как уже указывалось, настоящая книга предназначена для инженеров, техников и студентов старших курсов. Поэтому при выводе и разборе основных положений считалось, что основы высшей математики, гидравлики, термодинамики и сопротивления материалов читателю известны. Исходя из указанных соображений, мы в целом ряде случаев ограничивались указанием на необходимость провести тот или иной поверочный расчет, не останавливаясь на нем. Особенно часты такие указания в разделах, посвященных вопросам охлаждения и прочности; однако и в целом ряде других разделов имеются такие указания, в тех случаях, когда соответствующие расчеты входят в основное содержание общетехнических дисциплин.

Все замечания и указания, сделанные автору, будут приняты с благодарностью.

В. И. Поликовский

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

ГЛАВА I

ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВОЗДУХА

§ 1. СУХОЙ И ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ

Окружающий нас воздух состоит (округленно) из 23,6 весовых частей кислорода и 76,4 частей азота (на 100 частей сухого воздуха). При точных химических расчетах приходится учитывать наличие в воздухе аргона и следов других благородных газов и уголекислоты. В практических расчетах, связанных с работой машин для подачи воздуха, эти незначительные примеси никакого значения не имеют.

Указанный выше состав сухого воздуха можно считать практически постоянным, не зависящим от высоты над уровнем моря и барометрических условий. С этим постоянством состава воздуха связано также и постоянство газовой постоянной, равной для сухого воздуха. $R = 29,27 \text{ кгм/кг}^\circ\text{Ц}^1$.

С сухим воздухом приходится иметь дело только в исключительных случаях. Обычно в том же объеме, что и воздух, в большем либо меньшем количестве содержатся также и пары воды.

Газовая постоянная для пара $R_v = 47,1 \text{ кгм/кг}^\circ\text{Ц}^2$ значительно отличается от газовой постоянной для сухого воздуха. Поэтому влажный воздух должен по своим свойствам отличаться от сухого.

Наибольшее количество паров воды, которое может находиться в рассматриваемом объеме, соответствует тому случаю, когда он заполнен насыщенным паром. Попытка ввести в объем, заполненный насыщенным паром, дополнительное количество пара приведет к выделению такого же количества воды.

Давление насыщенного пара зависит только от его температуры.

Если объем, содержащий насыщенный водяной пар, подогреть, не вводя в него дополнительных количеств пара, то пар будет перегреваться.

¹ При изменении давления воздуха в пределах 0—100 ата и температуры в пределах 0—200° Ц изменение газовой постоянной R для воздуха не превышает 3%.

² При изменении температуры насыщенного водяного пара от 0 до 200° Ц и соответствующего изменения давления в пределах 0—16 ата изменение газовой постоянной R для водяного пара не превышает 10%.

При более высокой температуре весовое количество насыщенного пара $\gamma_{н.п.}$, приходящееся на каждый куб. метр рассматриваемого объема газа, могло бы быть большим, чем количество перегретого пара $\gamma_{п.п.}$, соответствовавшего насыщению при более низкой температуре.

Абсолютной влажностью f называется количество водяных паров в граммах, приходящееся на каждый куб. метр рассматриваемого объема. Удельный вес пара $\gamma_{п.}$ обычно дается в кг/м³, следовательно,

$$f = 1000 \gamma_{п.}$$

Отношение удельного веса пара, заполняющего рассматриваемый объем, к удельному весу насыщенного пара при той же температуре, называется относительной влажностью

$$\psi = \frac{\gamma_{п.}}{\gamma_{н.п.}}$$

Очевидно, что $\psi \leq 1$. При повышении температуры $\gamma_{н.п.}$ растет, т. е. относительная влажность ψ падает. При понижении температуры $\gamma_{н.п.}$ падает, ψ растет. По достижении относительной влажностью значения $\psi = 1$ начинается выделение водяных капель.

Таблица 1

СУХОЙ НАСЫЩЕННЫЙ ВОДЯНОЙ ПАР ОТ 0° ДО 200° Ц (ТАБЛ. 3 МОЛЬЕ)

Тем- пера- тура $t^{\circ}C$	Давление p в кг/см ² абс	Давление p в мм рт. ст.	Удельный объем сухого насыщен- ного пара $v_{н.п.}$ в м ³ /кг	Удельный вес сухого пара $\gamma_{н.п.}$ в кг/м ³	Тем- пера- тура $t^{\circ}C$	Давление p в кг/см ² абс	Давление p в мм рт. ст.	Удельный объем сухого пара $v_{н.п.}$ в м ³ /кг	Удельный вес сухого пара $\gamma_{н.п.}$ в кг/м ³
0	0,0063	4,60	204,97	0,00488	100	1,033	760	1,6702	0,5987
5	0,0089	6,53	146,93	0,00681	105	1,232	906	1,4166	0,7059
10	0,0125	9,17	106,69	0,00938	110	1,462	1 075	1,2073	0,8283
15	0,0173	12,70	78,23	0,01278	115	1,726	1 269	1,0338	0,9673
20	0,0236	17,40	58,15	0,01720	120	2,027	1 491	0,8894	0,1243
25	0,0320	23,6	43,667	0,02290	125	2,371	1 744	0,7681	1,3018
30	0,0429	31,5	33,132	0,03018	130	2,760	2 030	0,6664	1,5005
35	0,0569	41,8	25,393	0,03938	135	3,200	2 354	0,5800	1,7241
40	0,0747	54,9	19,650	0,05089	140	3,695	2 718	0,5071	1,9719
45	0,0971	71,4	15,346	0,06516	145	4,248	3 125	0,4450	2,2471
50	0,125	92,0	12,091	0,08271	150	4,868	3 581	0,3917	2,553
55	0,160	117,5	9,607	0,10409	155	5,557	4 088	0,3460	2,890
60	0,202	148,8	7,695	0,12995	160	6,323	4 651	0,3065	3,262
65	0,254	186,9	6,211	0,16100	165	7,170	5 274	0,2724	3,671
70	0,317	233,1	5,050	0,19800	170	8,104	5 961	0,2429	4,117
75	0,392	288,5	4,1353	0,2418	175	9,131	6 717	0,2171	4,607
80	0,482	354,6	3,4085	0,2934	180	10,258	7 546	0,1945	5,140
85	0,589	433,0	2,8272	0,3537	185	11,491	8 453	0,2748	5,720
90	0,714	525,4	2,3592	0,4239	190	12,835	9 442	0,1575	6,348
95	0,862	633,7	1,9797	0,5051	195	14,300	10 519	0,1423	7,028
					200	15,890	11 638	0,1288	7,763

Из уравнения Клапейрона

$$p \cdot v = \frac{p}{\gamma} = R \cdot T$$

непосредственно вытекает равенство

$$\frac{p_n}{\gamma_n} = RT = \frac{p_{n.p}}{\gamma_{n.p}}, \text{ т. е. } \frac{\gamma_n}{\gamma_{n.p}} = \psi = \frac{p_n}{p_{n.p}}.$$

Отсюда получаем второе определение: *относительной влажностью называется отношение давления паров воды к давлению насыщенного пара при той же температуре.*

Пример 1. Определить удельный вес воздуха по следующим данным: барометрическое давление $p = 730$ мм рт. ст.; температура $40^\circ \text{C} = 313^\circ \text{ абс.}$; относительная влажность $\psi = 80\%$.

Решение. Давление насыщенного пара и его удельный вес при $t = 40^\circ \text{C}$ получим из табл. 1.

$$p_{n.p} = 747 \text{ кг/м}^2, \quad \gamma_{n.p} \approx 0,051 \text{ кг/м}^3.$$

Парциальное давление и удельный вес перегретого пара, соответствующие $\psi = 80\%$,

$$p_n = 0,8 \cdot 747 = 597 \text{ кг/м}^2, \quad \gamma_n = 0,8 \cdot 0,051 = 0,0408 \text{ кг/м}^3.$$

Давление сухого воздуха (парциальное)

$$p_a = p - p_n = 730 - 597 = 133 \text{ мм рт. ст.} = 9920 - 597 = 9323 \text{ кг/м}^2.$$

Удельный вес сухого воздуха

$$\gamma_a = \frac{p_a}{R \cdot T} = \frac{9323}{29,27 \cdot 313} = 1,02 \text{ кг/м}^3.$$

Удельный вес смеси (влажного воздуха)

$$\gamma = \gamma_a + \gamma_n = 1,02 + 0,0408 \approx 1,06 \text{ кг/м}^3.$$

Не учитывая влажности воздуха, мы получили бы удельный вес

$$\gamma = \frac{9920}{29,27 \cdot 313} = 1,08 \text{ кг/м}^3,$$

т. е. ошибка равнялась бы 2% .

Ошибка, связанная с пренебрежением влиянием влажности на удельный вес воздуха, получается, таким образом, весьма небольшой. Недочет влажности воздуха приводит, однако, в целом ряде случаев к гораздо более грубым ошибкам по следующей причине:

Машины для подачи воздуха суть машины объемные. Это значит, что размеры машины, потребные обороты и т. д. определяются объемами проходящего через машину воздуха и в свою очередь определяют объем подаваемого воздуха.

Вес воздуха, проходящего через машину, меняется при этом в довольно широких пределах в зависимости от состояния поступающего в машину воздуха (от барометрических условий).

В целом ряде случаев, особенно в тепловых процессах, требуется подача определенного весового количества воздуха.

¹ Умножение на 13,6 соответствует переходу от показания барометра в мм рт. ст. к давлению кг/м².

² Удельный вес сухого воздуха всегда больше удельного веса влажного.

Для характеристики воздуходувной машины (вентилятора, воздуходувки, компрессора) этот вес должен быть пересчитан на объем внешнего воздуха, всасываемого машиной, так как подача всех воздуходувных машин задается объемом воздуха, всасываемого в единицу времени (не объемом сжатого подаваемого воздуха), а не его весом¹.

Очевидно, что при определенном весе воздуха объем его может быть получен из равенства

$$V = \frac{G_a}{\gamma_a},$$

где γ_a — удельный вес сухого воздуха, а не удельный вес γ влажного воздуха, включающий удельный вес паров воды, находящихся в рассматриваемом объеме.

В рассмотренном нами случае (пример 1) $\gamma_a = 1,02 \text{ кг/м}^3$, $\gamma = 1,06 \text{ кг/м}^3$, а удельный вес воздуха, определенный по барометрическому давлению и температуре без учета влажности, равняется $1,08 \text{ кг/м}^3$.

Таким образом в данном расчете недоучет влияния влажности может привести к неточности порядка 4—6%, причем эта неточность получается в сторону преуменьшения подачи против потребной, что очевидно недопустимо.

Пример 2. Определить удельный вес воздуха в условиях стандартной атмосферы. Стандартными атмосферными условиями считаются²: $p = 760 \text{ мм рт. ст.} = 10330 \text{ кг/м}^2$; $t = 20^\circ \text{Ц} = 293^\circ \text{абс.}$; $\psi = 50\%$.

Решение. По табл. 1 $p_{н.н} = 236 \text{ кг/м}^2$, $\gamma_{н.н} \approx 0,017 \text{ кг/м}^3$. Отсюда

$$p_n = 0,5 \cdot 236 = 118 \text{ кг/м}^2, \quad \gamma_n = 0,5 \cdot 0,017 \approx 0,009 \text{ кг/м}^3.$$

Давление сухого воздуха

$$p_a = 10330 - 118 = 10212 \text{ кг/м}^2.$$

Соответственно удельный вес

$$\gamma_a = \frac{10212}{29,27 \cdot 293} = 1,191 \text{ кг/м}^3.$$

Удельный вес влажного воздуха

$$\gamma = \gamma_a + \gamma_n = 1,191 + 0,009 = 1,2 \text{ кг/м}^3.$$

Удельный вес воздуха при нормальных условиях рассматривается как эталон. По этому удельному весу производятся все расчеты и к нему приводятся данные всех испытаний воздуходувных машин.

При температурах t и барометрических давлениях p , отличных от нормальных p_0 и t_0 , соответствующих стандартной атмосфере, удельный вес обычно определяют не непосредственно из уравнения Клапейрона, а путем умножения удельного веса воздуха $\gamma_0 = 1,2 \text{ кг/м}^3$ при стан-

¹ Это положение приводит к тому, что для одной и той же печи, например, зимой и летом, потребные производительности воздуходувок могут различаться до полутора раз.

² Иногда приводят все данные расчетов и испытаний к $p = 10000 \text{ кг/м}^2$, а также к $t = 15^\circ \text{Ц}$ и $\psi = 0$.

дартных условиях на поправочный коэффициент, учитывающий отличие барометрических условий от условий стандартной атмосферы,

$$\gamma = k \cdot \gamma_0,$$

где

$$k = \frac{p(273 + t_0)}{p_0(273 + t)}.$$

Эта формула не учитывает влияния влажности воздуха. Из табл. 1 видно, что давление и удельный вес насыщенных паров быстро падает с уменьшением температуры. При $t \leq 20^\circ \text{C}$ давление $p_{\text{н.п.}} \leq 236 \text{ кг/м}^2$. При давлениях $p \approx 10\,000 \text{ кг/м}^2$ получаем, следовательно, что, не учитывая влияния влажности на удельный вес воздуха, мы можем сделать в худшем случае при $\psi = 1$ ошибку в определении удельного веса сухого воздуха γ_s до $2,5\%$. Ошибка в определении удельного веса влажного воздуха получается при этом не выше 1% .

Эти предельные величины неточности, вносимые в расчет (обычно $\psi < 1$), практически допустимы. Поэтому обычно при $t < 20^\circ \text{C}$ влияние влажности на удельный вес воздуха не учитывается.

§ 2. ВЛИЯНИЕ НА ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВОЗДУХА ИЗМЕНЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ И ТЕМПЕРАТУРЫ

Для сухого воздуха, а также для влажного воздуха при условии $\psi < 1$ изменение физических свойств учитывается уравнением Клапейрона (в пределах практически применяемых давлений и объемов)

$$pv = RT \text{ или } \gamma = \frac{p}{RT} \text{ кг/м}^3,$$

где для сухого воздуха, как уже указывалось, $R = 29,27 \text{ кгм/кг}^\circ \text{C}$.

Имея для каких-либо начальных условий удельный вес γ влажного воздуха, определенный, как указывалось выше, мы можем и для влажного воздуха пользоваться уравнением Клапейрона, найдя газовую постоянную из равенства

$$R = \frac{p}{\gamma \cdot T} \text{ кгм/кг}^\circ \text{C}.$$

При этом следует, однако, иметь в виду возможность в процессе изменения состояния влажного воздуха перейти через значение относительной влажности $\psi = 1$. Значения $\psi > 1$ соответствуют частичной конденсации паров воды, содержащихся во влажном воздухе, изменению состава воздуха и соответствующему изменению газовой постоянной.

Определение изменения относительной влажности воздуха при изменении его состояния яснее всего можно показать на примере.

Пример 3. Компрессор всасывает в минуту 20 м^3 воздуха при давлении $p_1 = 10\,000 \text{ кг/м}^2$ и при температуре $t_1 = 20^\circ \text{C}$ и относительной влажности $\psi_1 = 0,4$.

Из компрессора горячий воздух, имеющий давление 7 атм , попадает в холодильник, охлаждается в нем до 35°C и поступает к потребителю.

Определить относительную влажность воздуха в холодильнике; в случае $\psi > 1$ определить количество выделяющейся в час воды.

Решение. При $t = 35^\circ \text{C}$ давление насыщенного пара $p_{н.п} \approx 570 \text{ кг/м}^2$ и соответствующий удельный вес $(\gamma_{н.п})_2 = 39,4 \text{ г/м}^3$. При $t = 20^\circ \text{C}$ имеем $p_{н.п} = 236 \text{ кг/м}^2$ и $\gamma_{н.п} = 17,2 \text{ г/м}^3$. Количество (весовое) паров воды, приходящееся на 1 м^3 всасываемого воздуха, равняется

$$\psi \cdot \gamma_{н.п} = 0,4 \cdot 17,2 = 6,9 \text{ г/м}^3.$$

Объем воздуха, выходящего из холодильника, меньше объема входящего внешнего воздуха в отношении

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{p_1 \cdot T_2}{p_2 \cdot T_1} = \frac{273 + 35}{7(273 + 20)} = \frac{1}{6,7} \text{ раз.}$$

Отсюда следует, что весовое количество паров воды, приходящееся на каждый куб. метр воздуха, выходящего из холодильника, равняется $6,9 \cdot 6,7 = 46,2 \text{ г/м}^3$.

Соответствующая относительная влажность $\psi_2 = \frac{46,2}{39,4} \approx 1,17$.

Другими словами, из каждого куб. метра подаваемого (сжатого) воздуха, или из каждых $6,7 \text{ м}^3$ всасываемого воздуха в холодильнике сконденсируется пар в количестве

$$(\psi_2 - 1) (\gamma_{н.п})_2 = 0,17 \cdot 39,4 = 6,7 \text{ г.}$$

Общее количество воды, выделяющейся в час,

$$G_{вод} = \frac{6,7 \cdot 20}{6,7} \cdot 60 = 1200 \text{ г/час} = 1,2 \text{ л/час.}$$

Для определения ψ_2 при данных p_2, t_2 и начальных условиях ψ_1, p_1, t_1 может быть выведена общая формула.

Очевидно, что

$$\frac{\psi_2}{\psi_1} = \frac{\frac{\gamma_{2п}}{\gamma_{н.п.}}}{\frac{\gamma_{1п}}{\gamma_{н.п.}}} = \frac{\gamma_{1п.п.}}{\gamma_{2п.п.}} \cdot \frac{\gamma_{2п.п.}}{\gamma_{1п.п.}}$$

Далее имеем

$$\frac{\gamma_{2п.п.}}{\gamma_{1п.п.}} = \frac{p_2 T_1}{p_1 T_2}.$$

Отсюда получим

$$\psi_2 = \psi_1 \frac{\gamma_{1п.п.}}{\gamma_{2п.п.}} \cdot \frac{p_2 \cdot T_1}{p_1 \cdot T_2}.$$

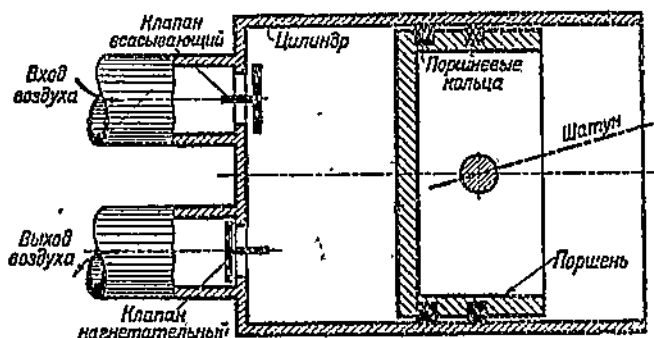
Сравнительно подробное рассмотрение вопроса об изменении относительной влажности при сжатии вызвано в основном тем обстоятельством, что определение изменения относительной влажности воздуха при сжатии его позволяет установить количество конденсирующихся паров воды. Эта величина играет значительную роль в расчете холодильников в связи с освобождающейся при конденсации скрытой теплотой парообразования.

КЛАССИФИКАЦИЯ МАШИН ДЛЯ ПОДАЧИ ВОЗДУХА

Машины для подачи воздуха — нагнетатели — разбиваются на отдельные группы по целому ряду признаков.

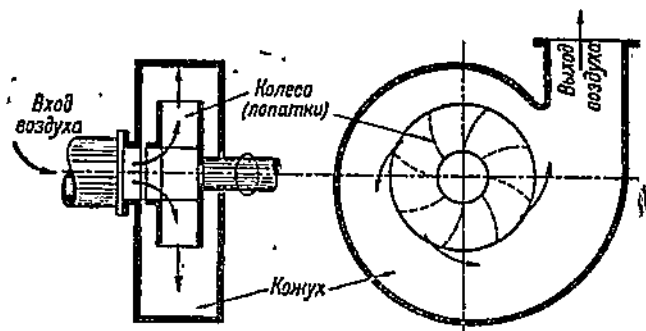
§ 3. КЛАССИФИКАЦИЯ НАГНЕТАТЕЛЕЙ ПО ПРИНЦИПУ ДЕЙСТВИЯ

Поршневые нагнетатели характеризуются: 1) возвратно-поступательным движением поршня в цилиндре (фиг. 1) и 2) принужденным сжатием воздуха за счет уменьшения объема рабочей камеры. При движении



Фиг. 1. Схема поршневого нагнетателя.

поршня в одну сторону (слева направо в соответствии со схемой, фиг. 1) воздух через всасывающий клапан поступает в цилиндр. Всасывающий клапан открыт, нагнетательный закрыт. При движении поршня в обрат-



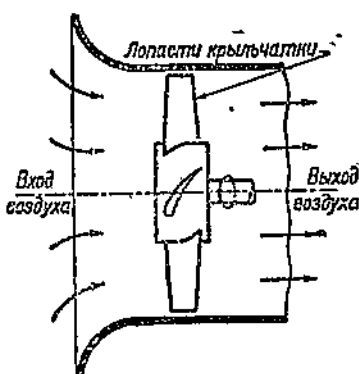
Фиг. 2. Схема центробежного нагнетателя.

ную сторону (справа налево) воздух сперва сжимается от давления входа p_e до давления p'_a , превышающего давление выхода p_a . При этом оба клапана закрыты. По достижении давления p'_a открывается нагнетательный клапан, и сжатый воздух поступает из машины в нагнетательный трубопровод.

Центробежные нагнетатели характеризуются: 1) непрерывным действием основного органа — вращающегося рабочего колеса, и 2) сжатием за счет инерционных сил, т. е. отсутствием принужденного сжатия. Воздух непрерывно поступает в рабочее колесо через отверстие, расположенное в центре колеса (фиг. 2), проходит через каналы между лопатками колеса от оси наружу (центробежно) и затем при помощи кожуха той или иной формы (а иногда и вовсе без кожуха) проходит в нагнетательный трубопровод либо выходит наружу.

Сжатие (повышение давления) происходит в центробежном нагнетателе как при прохождении воздуха через колесо, так и при движении воздуха в каналах кожуха, если таковой имеется.

Осевые нагнетатели так же, как и центробежные, характеризуются: 1) непрерывным действием основного органа — вращающегося рабочего



Фиг. 3. Схема осевого нагнетателя.

колеса (крыльчатки) и 2) сжатием за счет инерционных сил, т. е. отсутствием принужденного сжатия. Воздух непрерывно поступает к рабочему колесу вдоль его оси (фиг. 3), проходит между лопастями колеса, продолжает двигаться вдоль оси, и затем при помощи кожуха той или иной формы, а большей частью и без всякого кожуха, поступает в нагнетательный трубопровод либо выходит наружу. Сжатие (повышение давления) происходит в осевом нагнетателе при прохождении воздуха между лопастями крыльчатки и при движении воздуха в каналах кожуха, если вентилятор имеет кожух.

Ротационные нагнетатели характеризуются: 1) непрерывным действием основного органа — ротора и 2) принужденным сжатием.

Кинематические схемы ротационных нагнетателей приведены в пятой части (гл. XVIII). Эти нагнетатели по непрерывности действия и отсутствию клапанов¹ примыкают к группе турбонагнетателей, осевых и центробежных. По признаку принужденности сжатия они примыкают к поршневым машинам, являясь по существу поршневыми машинами с вращающимися поршнями.

§ 4. КЛАССИФИКАЦИЯ НАГНЕТАТЕЛЕЙ ПО РАЗВИВАЕМОМУ ИМИ ДАВЛЕНИЮ ИЛИ РАЗРЕЖЕНИЮ

Критерием для классификации по указанному признаку служит отношение давления на выходе p_a к давлению на входе p_e .

Вентиляторами называются нагнетатели, у которых отношение $\frac{p_a}{p_e} = 1-1,1$, т. е. у которых развиваемое давление (разрежение) не превышает 0,1 $\text{атм} = 1000 \text{ мм вод. ст.}$

¹ За исключением весьма редких и мало распространенных конструкций.

Воздуходувки называются нагнетатели, у которых отношение $\frac{p_a}{p_e} = 1,06—4,0$, т. е. у которых развиваемое давление лежит в пределах 600 мм вод. ст. до 3 атм и разрежение в пределах 600 мм вод. ст. до 0,3 атм (вакуум 700/0).

Вентиляторы и воздуходувки, создающие разрежение (вакуум), носят название эксгаустеры.

Компрессоры называются нагнетатели, у которых отношение $\frac{p_a}{p_e} = 3,0—1000$ ¹. Давление, развиваемое компрессорами, доходит до 1000 атм. Разрежение, создаваемое компрессорами (называемыми в этом случае вакуумнасосами), доходит до 0,03 атм, другими словами, развиваемый вакуум доводится до 97 %.

Некоторая нечеткость в классификации по развиваемому давлению, частичное взаимное перекрытие пределов, имеет скорее историческое, чем техническое основание. Введение большей четкости в разграничение области давлений для каждого из названий — вентиляторы, воздуходувки, компрессоры — невозможно без грубого нарушения общепринятой в промышленности терминологии².

Кроме вышеприведенных основных признаков, по которым обычно делятся нагнетатели, имеется еще более мелкая градация внутри каждой из групп по специфическим признакам компоновки, назначения и конструкции. Более подробные указания на этот счет будут приведены в соответствующих разделах курса. Увязка между классификацией нагнетателей по конструктивным признакам и по развиваемому ими давлению дана в табл. 2.

Таблица 2
Классификация нагнетателей

Наименование	$\frac{p_a}{p_e}$
Вентиляторы осевые	1—1,05
центробежные	1—1,1
Воздуховки центробежные	1,06—4
" ротационные	1,06—4
" осевые	1,06—3
Компрессоры центробежные	3—9
" ротационные	3—9
" поршневые	3—1000

§ 5. ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Машины для подачи воздуха применяются во всех без исключения областях техники. Поэтому здесь мы можем перечислить только наиболее типичные области применения, являющиеся основными потребителями.

Вентиляторы применяются: 1) для целей вентиляции как жилых, так и производственных помещений, угольных шахт, метро, газозубежищ,

¹ Существуют опытные компрессоры специального назначения до 3000 ат и выше

² При более четкой градации могут появиться „доменные компрессоры“ вместо общепринятого термина „доменные воздуходувки“, или „нефтеперегонные воздуходувки“ вместо „нефтеперегонные компрессоры“ и тому подобные непривычные обозначения.

литейных, кузниц, гаражей и химпроизводства; 2) для целей пневматического транспорта; 3) для форсировки производственных процессов как путем непосредственного повышения их интенсивности (дутьевые вентиляторы топочных устройств, дымососы), так и путем охлаждения рабочих поверхностей (генераторы, моторы, двигатели внутреннего сгорания).

Воздуходувки применяются: 1) как основные агрегаты ряда производственных процессов (доменные и бессемеровские воздуходувки, коксохимические эксгаустеры, продувка двигателей); 2) для целей пневматического транспорта; 3) для форсировки технологических процессов (наддув двигателей); 4) для перекачки жидкости (подводные лодки).

Компрессоры применяются: 1) для получения сжатого воздуха, имеющего силовое назначение (пневматический инструмент, молоты, прессы, тормозы, и т. д.); 2) как основные агрегаты ряда производственных процессов (химические производства); 3) для перекачки и распыливания жидкости (нефть).

Как уже указывалось, приведенный перечень дает только наиболее яркие примеры, далеко не исчерпывающие обширной области применения нагнетателей.

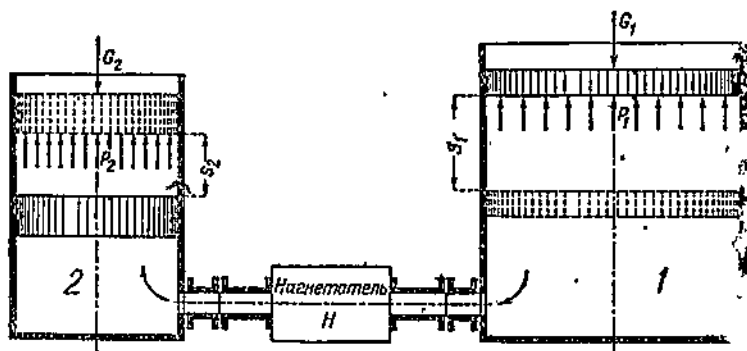
ГЛАВА III

ТЕОРИЯ НАГНЕТАНИЯ

§ 6. РАБОТА, ЗАТРАЧИВАЕМАЯ ПРИ ПОДАЧЕ ВОЗДУХА

Первое основное уравнение

Представим себе (фиг. 4) два цилиндрических сосуда, заполненных воздухом, в которых скользят без трения герметически их закрывающие поршни. Цилиндры окружены безвоздушным пространством¹.



Фиг. 4. Схема работы нагнетателя.

Между сосудами расположен какой-либо нагнетатель H — вентилатор, воздуходувка, компрессор, засасывающий воздух из цилиндра I и

¹ Последнее условие, строго говоря, излишнее, внесено для лучшей ясности схемы.

подающий его в цилиндр 2. Процесс подачи воздуха мы можем рассматривать как квазистатический, т. е. такой, при котором в каждый данный момент все силы взаимно уравновешиваются, ускорения отсутствуют.

Поскольку мы имеем дело с установившимся состоянием работы нагнетателя и поскольку объемы цилиндров можно считать достаточно большими по сравнению с объемом нагнетателя (с объемом подачи за один оборот), указанное выше допущение в достаточной степени соответствует действительным условиям процесса.

Какую работу приходится затратить нагнетателю на подачу 1 кг воздуха из объема 1 в объем 2?

Если в объеме 1 состояние воздуха определялось температурой T_1 и скоростью c_1 , а в объеме 2 — температурой T_2 и скоростью c_2 , то работа $AL_{\text{внутр}}$, приходящаяся на 1 кг, равняется

$$AL_{\text{внутр}} = c_v (T_2 - T_1) + A \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \text{ кал/кг},$$

где c_v — теплоемкость при постоянном объеме.

При прохождении воздуха через нагнетатель обычно имеет место отвод тепла Q наружу, в воду, охлаждающую нагнетатель, либо просто в окружающую среду. Очевидно, что к работе, затраченной на повышение внутренней энергии воздуха, проходящего через машину, приходится добавить работу, перешедшую тем или иным путем в тепло Q^1 .

Кроме внутренней работы, сообщенной воздуху, и тепла, отданного окружающей среде, следует учесть еще и то, что воздухом постоянного состояния, находящимся в цилиндрах 1 и 2, произведена определенная внешняя работа. По отношению к этой внешней работе воздух находится в качестве связи, как трос, которым поднимается груз, или как вода, поднимающая молот в гидравлическом прессе.

Внешняя работа $(AL_1)_{\text{внешн}}$, совершаемая за счет опускания вниз поршня 1, сообщается воздухом нагнетателю 2; внешнюю работу $(AL_2)_{\text{внешн}}$ поднятия поршня цилиндра 2 приходится совершать нагнетателю, используя для совершения этой работы воздух в качестве связи.

Окончательно внешняя работа, которую нужно совершить нагнетателю (в кал/кг),

$$AL_{\text{внешн}} = (AL_2)_{\text{внешн}} - (AL_1)_{\text{внешн}}.$$

¹ В обычных курсах термодинамики двигателей через Q обозначается подведенное к машине тепло. В курсах компрессоров через Q принято обозначать отведенное от машины тепло. Это обстоятельство приводит к тому, что в основных уравнениях термодинамики, написанные для компрессора, тепло входит с обратным знаком по сравнению с обычным написанием.

Компрессор и любой другой нагнетатель по существу является обращенным двигателем. Это способствует тому, что такое измененное правило знаков обычно не вызывает никаких недоразумений, тем более, что оно относится также и к механической работе L , которая считается положительной в случае затраты мощности на работу нагнетателя.

Из того условия, что в каждый данный момент вес поршней уравновешен внутренним давлением, получим

$$G_1 = F_1 \cdot p_1 \text{ и } G_2 = F_2 \cdot p_2,$$

откуда

$$(L_2)_{\text{внешн}} = F_2 \cdot p_2 \cdot s_2 = p_2 v_2,$$

$$(L_1)_{\text{внешн}} = F_1 \cdot p_1 \cdot s_1 = p_1 v_1.$$

Отсюда получим

$$L_{\text{внешн}} = p_2 v_2 - p_1 v_1 \text{ кгм/кг.}$$

Общая работа, которую приходится затратить нагнетателю на подачу 1 кг воздуха из объема 1 в объем 2, включая изменение его состояния и скорости, равняется, следовательно,

$$\begin{aligned} AL &= AL_{\text{внутр}} + A \cdot L_{\text{внешн}} + Q = \\ &= c_v (T_2 - T_1) + Ap_2 v_2 - Ap_1 v_1 + A \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + Q = \\ &= c_v (T_2 - T_1) + ART_2 - ART_1 + A \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + Q = \\ &= c_v (T_2 - T_1) + AR(T_2 - T_1) + A \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + Q = \\ &= (c_v + AR)(T_2 - T_1) + A \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + Q = \\ &= c_p (T_2 - T_1) + A \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + Q = \\ &= \left(I_2 + A \frac{c_2^2}{2g} \right) - \left(I_1 + A \frac{c_1^2}{2g} \right) + Q \text{ кал/кг.} \end{aligned}$$

Последние два выражения представляют собой формулировки основного уравнения (первое основное уравнение), на котором основана теория всех и всяких нагнетателей для воздуха — вентиляторов, воздуходувок, компрессоров.

В этих выражениях $I = c_p \cdot T$ есть теплосодержание воздуха, а c_p теплоемкость при постоянном давлении, значения которой могут быть определены из табл. 3.

Т а б л и ц а 3
Величина теплоемкости воздуха
 C_p в кал/кг °Ц.

Давление в кг/см ²	0°	60°	120°	180°	240°
1	0,2394	0,2416	0,2438	0,2460	0,2482
25	0,2463	0,2485	0,2507	0,2529	0,2551
50	0,2534	0,2556	0,2578	0,2600	0,2652
100	0,2672	0,2694	0,2716	0,2738	0,2760
150	0,2797	0,2819	0,2841	0,2863	0,2885
200	0,2903	0,2925	0,2941	0,2969	0,2991
300	0,3002	0,3024	0,3046	0,3068	0,3080

Из основного уравнения непосредственно следует, что если $AL = 0$, т. е. если между двумя объемами 1 и 2 никакого нагнетателя и никакого отвода тепла нет, то

$$I_1 + A \frac{c_1^2}{2g} = I_2 + A \frac{c_2^2}{2g} = \text{const.}$$

Если представить себе сечение цилиндра 2 бесконечно большим и соответственно скорость $c_2 \approx 0$, то в случае перехода воздуха из объема 1 в объем 2 без подвода и отвода тепла (адиабатическое торможение)

$$I_1 + A \frac{c_1^2}{2g} = I_2 = c_p t_2.$$

Если обозначить индексом 0 температуру и теплосодержание потока после его адиабатического торможения, т. е. после перехода его кинетической энергии в тепловую, то первое основное уравнение может быть переписано в виде

$$AL = I_{02} - I_{01} + Q$$

или

$$AL = c_p (t_{02} - t_{01}) + Q.$$

Очевидно, что полученные уравнения отличаются совершенной общностью, требуя лишь постоянства давлений в объемах 1 и 2. Введение в схему, иллюстрирующую вывод, цилиндров, поршней и т. д. последовало лишь цель наглядности.

Очевидно, что, например, замена цилиндра 1 атмосферой, а цилиндра 2 трубой с соплом на конце, несколько не изменит условий работы нагнетателя, получающего поперечному воздух постоянного давления, температуры и скорости и подающего воздух в пространство, также характеризующееся постоянным давлением и скоростью.

Поскольку не изменились условия работы нагнетателя, очевидно, не изменится и работа, затрачиваемая им на подачу 1 кг воздуха, а значит, не потерпит никакого изменения и основные уравнения.

Пример 4. Неохлаждаемая турбовоздуходувка подает 300 м³/мин воздуха. Условия всасывания соответствуют нормальной атмосфере. Температура выходящего воздуха 40° Ц. Скорость воздуха в выходном сечении равняется 50 м/сек. Определить расход мощности при механическом к. п. д. $\eta_{\text{мех}} = 0,95$.

Решение. Поскольку полученные нами основные уравнения написаны для 1 кг воздуха, определим подачу машины в кг/сек. Очевидно:

$$G_{\text{сек}} = \frac{\gamma_0 \cdot V_{\text{мин}}}{60} = \frac{1,2 \cdot 300}{60} = 6 \text{ кг/сек.}$$

По заданию $Q = 0$. Таким образом работа, затраченная на подачу 1 кг воздуха,

$$\begin{aligned} AL &= c_p (T_2 - T_1) + A \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \\ &= 0,24 (40 - 20) + \frac{50^2 - 0^2}{427 \cdot 2 \cdot 9,81} = 4,8 + 0,3 = 5,1 \text{ кал/кг.} \end{aligned}$$

¹ Интересно отметить, что термометр в потоке воздуха показывает на температуру текущего, а температуру адиабатически заторможенного воздуха. По-

Расход мощности без учета механических потерь на трение в сальниках, подшипниках и т. п. (индикаторная мощность¹)

$$N_i = \frac{AL \cdot G_{сек}}{A \cdot 75} = \frac{5,1 \cdot 427 \cdot 6}{75} = 174 \text{ л. с.}$$

Полный расход мощности

$$N = \frac{N_i}{\eta_{мех}} = \frac{174}{0,95} = 184 \text{ л. с.}$$

Пример 5. Компрессор подает 20 м³/мин воздуха при температуре 85° Ц. Скоростью в ресивере, где измеряется t_2 , можно пренебречь. Температура внешнего воздуха 15° Ц. Барометрическое давление 730 мм. рт. ст. Охлаждающая вода, проходящая через компрессор в количестве 6 м³/час, нагревается при этом от 12 до 18° Ц. Определить расход мощности при $\eta_{мех} = 0,85$ (низкий $\eta_{мех}$ объясняется наличием ременного привода).

Решение. Удельный вес воздуха при указанных барометрических условиях

$$\gamma = \gamma_0 \frac{p(273 + t_0)}{p_0(273 + t)} = 1,2 \cdot \frac{730 \cdot 293}{760 \cdot 288} = 1,17 \text{ кг/м}^3.$$

Количество воды, приходящееся на 1 кг воздуха (в л),

$$G_{вод} = \frac{6000}{60 \cdot 20 \cdot 1,17} = 4,27 \text{ л/кг.}$$

Количество тепла, отводимого в охлаждающую воду, приходящееся на 1 кг подаваемого воздуха,

$$Q = G_{вод} \Delta t = 4,27 (18 - 12) = 25,6 \text{ кал/кг.}$$

Расход работы (индикаторный), приходящийся на 1 кг подаваемого воздуха,

$$\begin{aligned} AL &= c_p (t_2 - t_1) + Q = 0,24 (85 - 15) + 25,6 = \\ &= 0,24 \cdot 70 + 25,6 = 16,8 + 25,6 = 42,4 \text{ кал/кг.} \end{aligned}$$

Индикаторный расход мощности

$$N_i = \frac{G_{сек} \cdot AL}{A \cdot 75} = \frac{\gamma \cdot V_{мин} \cdot AL}{A \cdot 75 \cdot 60} = \frac{1,17 \cdot 20 \cdot 42,4 \cdot 427}{75 \cdot 60} = 94,2 \text{ л. с.}$$

Полный расход мощности

$$N = \frac{N_i}{\eta_{мех}} = \frac{94,2}{0,85} \approx 110,0 \text{ л. с.}$$

этому, если температуры T_1 и T_2 (пример 4) получены непосредственно измерением, то

$$AL = c_p (T_2 - T_1) = 4,8 \text{ кал/кг, а не } 5,1 \text{ кал/кг.}$$

Если же фактическая температура воздуха равна 40°, то термометр, установленный на выходе, покажет

$$t_{02} = 40 + A \frac{c^2}{2gc_p} = 40 + 1,25 = 41,25^\circ \text{ Ц.}$$

и работа, затраченная на подачу 1 кг воздуха,

$$AL = 0,24 (41,25 - 20) = 5,1 \text{ кал/кг.}$$

¹ Мощность N_i называется индикаторной потому, что при испытании поршневых машин она может быть определена при помощи специальных приборов — индикаторов.

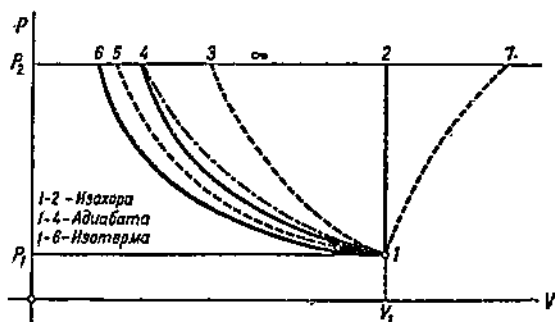
§ 7. РАБОТА, ЗАТРАЧИВАЕМАЯ ПРИ ПОДАЧЕ ВОЗДУХА

Второе основное уравнение. Влияние отвода тепла на расход мощности

Сжатие воздуха в нагнетателе в зависимости от условий подвода и отвода тепла Q можно представить себе протекающим по различным законам.

Если изобразить зависимость $V=f(p)$ графически (фиг. 5), то получится ряд кривых 1-2, 1-3, 1-4, 1-5, 1-6, лежащих между изохорой 1-2 и изотермой 1-6.

В первом случае (изохора 1-2) мы имеем сжатие, происходящее при сохранении объема газа, исключительно за счет подвода тепла. В этом случае $Q_{1-2} < 0$. В последнем



Фиг. 5. Различные процессы сжатия.



Фиг. 6. Схема сжатия газа в цилиндре.

случае (изотерма 1-6) мы имеем сжатие при постоянной температуре, т. е. при интенсивном отводе тепла. В этом случае $Q_{1-6} > 0$. Промежуточный случай — адиабатическое сжатие 1-4, при котором тепло к воздуху не подводится и не отводится, т. е. $Q_{1-4} = 0$.

Политропическое сжатие 1-5 получаем при $Q_{1-5} > 0$ (при отводе тепла).

Политропическое сжатие 1-3 соответствует $Q_{1-3} < 0$ (при подводе тепла).

Кроме приведенных случаев сжатия, сопровождающихся закономерным и непрерывным отводом либо подводом тепла во все время сжатия воздуха, возможны, очевидно, еще и случаи более сложные, представляющие чередование подвода и отвода тепла во время процесса сжатия. Чрезвычайно типичен в этом смысле сравнительно часто встречающийся на практике случай сжатия, начинающегося с подводом тепла $Q < 0$ и кончающегося с отводом тепла $Q > 0$. Такого рода кривая сжатия показана на фиг. 5 (пунктирная кривая 1-4).

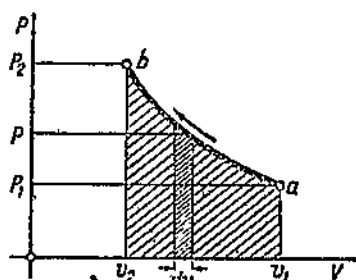
Для определения работы, которую нужно затратить при сжатии, соответствующем любой из указанных кривых, мы можем представить себе этот процесс сжатия осуществляемым в цилиндре, содержащем 1 кг рассматриваемого газа (фиг. 6). Во время сжатия объема воздуха от v_1 до v_2 к нему подводится (отводится) то количество тепла Q , которое соответствует избранному нами процессу сжатия.

Отметим, что приведенная на фиг. 6 схема чистого сжатия, как и выше, является только условной схемой. Сжатие, происходящее в различных нагнетателях, может протекать в совершенно иных условиях. В то же время, однако, расход работы на сжатие воздуха от состояния p_1, v_1 до состояния p_2, v_2 при условии прохождения его через заданные промежуточные состояния представляет собой совершенно определенную величину, наиболее удобно определимую при помощи простейшей схемы.

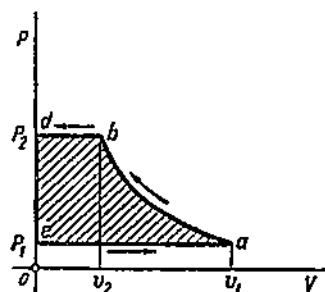
Пусть сжатие протекает в соответствии с кривой ab (фиг. 7). Очевидно, что работа, связанная с опусканием поршня площади F на элементарную длину ds , равняется

$$dL_{сжс} = -pFds = -pdv.$$

Знак минус соответствует тому обстоятельству, что положительной работе dL и существенно положительной величине давления p соответствует отрицательное приращение (уменьшение) объема dv .



Фиг. 7. Кривая сжатия в p - v -координатах и работа сжатия.



Фиг. 8. Цикл работы нагнетателя.

Очевидно, что вся работа сжатия от состояния p_1v_1 до состояния p_2v_2 будет определяться равенством

$$L_{сжс} = - \int_{v_1}^{v_2} p dv$$

и будет равняться в соответствующем масштабе площади v_1abv_2 . Имея в виду это последнее обстоятельство и возвращаясь к фиг. 5, мы приходим к выводу, что с точки зрения затраты механической работы процесс сжатия является тем более выгодным, чем больше подвод и соответственно, чем меньше отвод тепла Q . При очень больших подводах тепла компрессор во время хода сжатия может даже начать отдавать мощность на вал машины. В случае подвода во время сжатия тепла в количестве, достаточном для повышения давления от p_1 до p_2 в постоянном объеме ($Q = Q_{1,2}$), сжатие происходит без затраты работы так же, как при сжатии объемноустойчивых жидкостей.

Сказанное выше относится к процессу сжатия. Цикл любого нагнетателя включает, как было указано выше, кроме работы сжатия, также и работу всасывания (фиг. 8)

$$L_{вс} = -p_1v_1 = \text{плоч. } ov_1ae,$$

работу выталкивания

$$L_{\text{выт}} = p_2 v_2 = \text{плоч. } ov_2 bd$$

и работу, идущую на изменение скоростной энергии (живой силы) воздушной струи $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$.

Выражая все составляющие работы цикла через выведенные выше равенства, получим

$$L = -p_1 v_1 - \int_1^2 p dv + p_2 v_2 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \int_{p_1}^{p_2} v dp + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}.$$

Это последнее равенство представляет собой второе основное уравнение всей теории нагнетателей. Как видно непосредственно из диаграммы $p v$ (фиг. 8), так называемой индикаторной диаграммы, работа цикла, кроме последнего члена $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$, которым обычно можно пренебречь¹, равняется в соответствующем масштабе площади

$$p_1 a b p_2 = \int_1^2 v dp.$$

Индикаторная диаграмма (фиг. 8) представляет собой изображение цикла идеального поршневого компрессора:

($e - a$) — всасывание,
($a - b$) — сжатие,
($b - d$) — выталкивание.

Как явствует из всего содержания данной главы, площадь индикаторной диаграммы даст нам не специфическую работу только поршневой машины, но и работу любой машины, нагнетающей воздух при тех же значениях начальных, конечных и промежуточных давлений и температур.

Другими словами, индикаторной диаграммой можно пользоваться при изучении любых нагнетателей, а не только поршневых, хотя по отношению к последним она является, безусловно, особо наглядным и целесообразным орудием исследования.

¹ Скорости, встречающиеся на выходе из нагнетателя, обычно не превышают 50 м/сек, а большей частью лежат значительно ниже. При скорости на всасывании, равной нулю, получим работу, потраченную на увеличение кинетической энергии (живой силы) воздушной струи,

$$AL_{\text{кин}} = A \frac{c_2^2}{2g} = \frac{50^2}{427 \cdot 2 \cdot 9,81} = 0,3 \text{ кал/кг.}$$

При рассмотрении работы компрессоров и воздуходувок эта величина оказывается, обычно настолько относительно малой, что ею вполне можно пренебречь в практических расчетах.

При рассмотрении работы вентиляторов, а также и воздуходувок низкого давления, указанная величина начинает играть существенную роль. В то же время, однако, для этих машин различие между теми или иными тепловыми циклами становится совершенно неощутимым.

Поэтому при анализе тепловых уравнений работы нагнетателей обычно величина измерения скоростной энергии воздушной струи в рассмотрение не вводится.

Очевидно, что площадь цикла тем меньше, чем левее расположена точка b , т. е. чем меньше объем $v_2 = \frac{RT_2}{p_2}$, т. е. при данном конечном давлении p_2 , чем ниже температура T_2 , а следовательно, чем больше тепла отводится во время сжатия.

Таким образом по отношению ко всему циклу вывод получится обратный полученному выше по отношению к процессу сжатия.

Работа цикла, а следовательно, и затрата мощности на подачу сжатого воздуха получается тем меньше, чем больше тепла отводится во время работы сжатия. Поскольку охладить воздух ниже начальной температуры практически невозможно¹, получаем, что наиболее выгодной с точки зрения затраты мощности работа компрессора получается при изотермическом сжатии.

Если (фиг. 9) площадь $eadc$ изображает собой изотермический цикл, то при работе по любому другому циклу мы расходуем дополнительную работу, соответствующую площади abc .

После нагнетателя до поступления к потребителю сжатый воздух обычно охлаждается до начальной или близкой к начальной температуры. Очевидно, что охлаждение после нагнетателя (воздуходувки, компрессоры) на расходе мощности отразиться уже не может и преследует чисто эксплуатационные цели, — в основном устранение возможности конденсации паров воды и масла при охлаждении воздуха в сети.

Если даже специальные меры для охлаждения воздуха не применяются, то все равно, за счет теплоотдачи поверхности воздухопровода, воздух, подходящий к потребителю, в большинстве случаев будет иметь температуру, близкую к начальной.

Таким образом независимо от конечной температуры сжатия потребитель получает обычно воздух при давлении p_2 и температуре, близкой к начальной температуре t_1 . Но если при всех циклах потребитель получает воздух с теми же данными p_2 и t_1 , то, очевидно, что тот из циклов компрессора, при котором затрата мощности минимальная, и будет самым выгодным. Отсюда следует, что за исключением особых случаев (см. § 13) наиболее выгодным циклом для нагнетателя будет изотермический цикл.

§ 8. Тs-ДИАГРАММА (ТЕМПЕРАТУРА — ЭНТРОПИЯ) И ЕЕ СВОЙСТВА

Как будет показано ниже, формулы, при помощи которых исследуются и рассчитываются процессы нагнетания, отличаются сложностью и ненаглядностью.

¹ Теоретически охлаждение воздуха во время сжатия до температур ниже t_2 возможно при помощи холодильников, что потребует затраты лишней мощности.

Из этих соображений принято рассматривать процессы нагнетания при помощи графических приемов, значительно облегчающих исследование этих процессов.

Таких приемов, в основном, с теми или иными модификациями, применяют два — изображение процесса в координатах $p\upsilon$ (давление — объем) и в Ts -координатах (температура — энтропия).

Изображение нагнетания в $p\upsilon$ -координатах, называемое индикаторной диаграммой (см. выше), может с достаточной наглядностью передать механизм работы одних только поршневых машин, в которых процессы всасывания, сжатия и выталкивания воздуха происходят в отдельные во времени части цикла. Поэтому этот метод рассмотрения работы нагнетателей отнесен в раздел курса „Поршневые воздуходувки и компрессоры“.

Изображение нагнетания в Ts -диаграмме применимо для любых машин, подающих воздух, во всех случаях отчетливо освещая все элементы процесса. Поэтому мы рассмотрим типичных процессов нагнетания проведем при помощи этой диаграммы, предпослав этому рассмотрению краткий обзор ее свойств.

Изменение энтропии s каждого килограмма воздуха при изменении его состояния, т. е. при изменении его свойств p_1, υ_1, T_1 до p_2, υ_2, T_2 , получается из самого определения энтропии

$$ds = -\frac{dQ}{T}$$

равным

$$s_2 - s_1 = -\int_1^2 \frac{dQ}{T}.$$

В этих выражениях Q — отводимое (подводимое) при изменении состояния количество тепла. Знак минус перед выражением для энтропии обусловлен тем обстоятельством, что, как уже указывалось выше, отводимое тепло рассматривается как положительная величина в отличие от обозначений, принятых в курсах термодинамики двигателей.

Поэтому для возможности сохранения общепринятых обозначений, формул и таблиц приходится вводить приведенное выше определение энтропии, при котором, как обычно, *приращение энтропии получается положительным при подводе тепла*.

Исходя из элементарных уравнений термодинамики, написанных выше в интегральной форме, мы можем связать выражение для приращения энтропии с изменением основных параметров состояния p, υ, T .

Работа сжатия 1 кг

$$AL_{\text{сж}} = -A \int_1^2 p d\upsilon = c_v (T_2 - T_1) + Q,$$

отсюда

$$-dQ = c_v dT + A p d\upsilon,$$

$$ds = -\frac{dQ}{T} = c_v \frac{dT}{T} + A \frac{p}{T} d\upsilon.$$

бару p_2 , определится из равенства

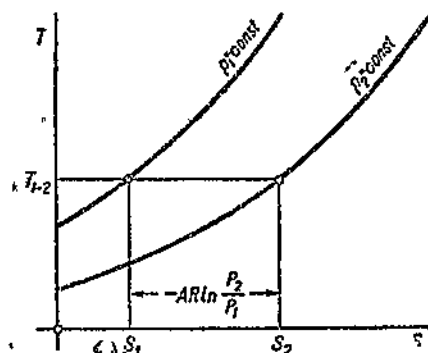
$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_{1-2}}{T_{1-2}} - AR \ln \frac{p_2}{p_1} = -AR \ln \frac{p_2}{p_1}.$$

Из этого последнего равенства вытекает, что

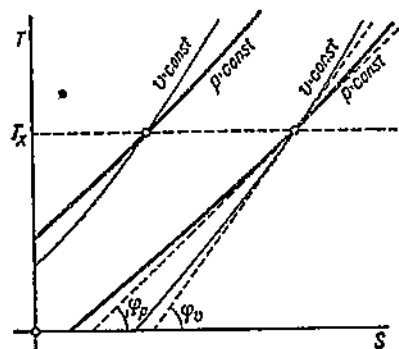
$$s_2 - s_1 > 0 \text{ при } \frac{p_2}{p_1} < 1, \text{ т. е. } p_2 < p_1.$$

Иначе говоря, если на Ts -диаграмме нанести сетку изобар, то большие давления расположены слева и вверх, а малые давления — справа и вниз (см. Ts -диаграмму в конце книги).

При помощи совершенно аналогичных рассуждений может быть построена и сетка изохор, кривых постоянного удельного объема (удель-



Фиг. 11. Изобары в координатах Ts эквидистантны.



Фиг. 12. Изохоры и изобары в координатах Ts .

ного веса), представляющих собой сетку логарифмических кривых, определяемых уравнениями вида

$$s_x - s_0 = c_v \ln \frac{T_x}{T_0} + AR \ln \frac{v_2}{v_1}.$$

Расстояние между изохорами

$$s_2 - s_1 = AR \ln \frac{v_2}{v_1}.$$

Из того обстоятельства, что $s_2 - s_1 > 0$ при $\frac{v_2}{v_1} > 1$, т. е. при $v_2 > v_1$, следует, что большие удельные объемы расположены справа внизу, в области малых p . Малые удельные объемы — слева вверх, в области больших p (см. Ts -диаграмму в конце книги).

При одной и той же температуре для изобары (фиг. 12)

$$\frac{ds_x}{dT} = \frac{c_p}{T_x} = \text{ctg } \varphi_p.$$

Для изохоры

$$\frac{ds_x}{dT} = \frac{c_v}{T_x} = \text{ctg } \varphi_v.$$

Из того, что

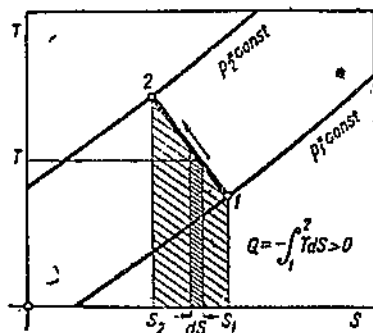
$$\frac{c_p}{T_x} > \frac{c_v}{T_x}, \text{ т. е. } \text{ctg } \varphi_p > \text{ctg } \varphi_v,$$

непосредственно вытекает, что изохоры проходят круче изобар. Это же

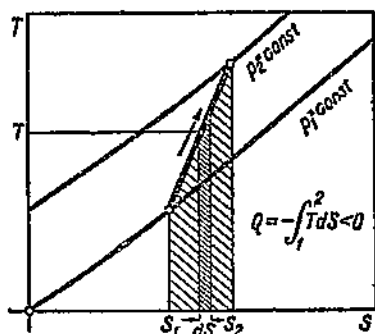
вытекает из физических свойств газа, так как при изменении состояния воздуха по изобаре при повышении температуры (фиг. 12) мы должны перейти в область больших удельных объемов.

Нанеся в соответствии с описанным выше сетку изобар, изохор и изотерм в Ts -координатах, мы получим так называемую Ts -диаграмму, обладающую рядом весьма примечательных свойств, позволяющих при помощи ее весьма наглядно исследовать работу нагнетателей, как и всякого рода других тепловых машин¹.

Первое основное свойство Ts -диаграммы заключается в том, что любой процесс нагнетателя, сводящийся к изменению давления p , температуры T , удельного объема v или энтропии s , изображается в Ts -диаграмме кривой, причем, зная любую пару значений pv , pT , ps и т. д., мы непосредственно из диаграммы можем определить остальные два значения.



Фиг. 13. Изображение процесса с отводом тепла в Ts -диаграмме.



Фиг. 13а. Изображение процесса с подводом тепла в Ts -диаграмме.

Второе свойство Ts -диаграммы заключается в том, что площадь, лежащая под кривой, изображающей процесс нагнетателя, будучи подсчитана в соответствии с масштабами T и s , численно равняется теплу, подводенному к воздуху либо отведенному от него во время процесса.

Это свойство Ts -диаграммы непосредственно вытекает из определения элементарного приращения энтропии

откуда

$$ds = -\frac{dQ}{T},$$

$$-dQ = ds \cdot T,$$

$$Q = -\int_1^2 ds \cdot T.$$

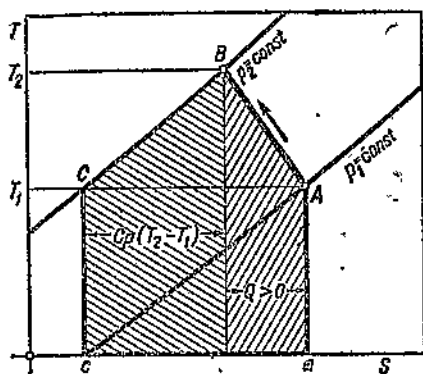
Как уже указывалось выше, при $s_2 - s_1 < 0$ получаем $Q > 0$ (отвод тепла, фиг. 13), при $s_2 - s_1 > 0$ получаем $Q < 0$ (подвод тепла, фиг. 13а).

Третье основное свойство Ts -диаграммы заключается в том, что:

1. Алгебраическая сумма площадей, лежащих под кривой, изображающей процесс нагнетания, и под отрезком изобары, заключенным между конечной точкой процесса и изотермой начала процесса, равняется работе нагнетания (фиг. 14 и 14а).

¹ В конце настоящего курса приложена Ts -диаграмма для воздуха.

2. Алгебраическая сумма площадей, лежащих под кривой, изображающей процесс нагнетания, и под отрезком изохоры, заключенным между конечной точкой процесса и изотермой начала процесса, равняется работе сжатия воздуха (фиг. 15).



Фиг. 14. Сжатие с отводом тепла. Работа нагнетания

$$AL = c_p(T_2 - T_1) + Q = \text{пл. } aABCa.$$

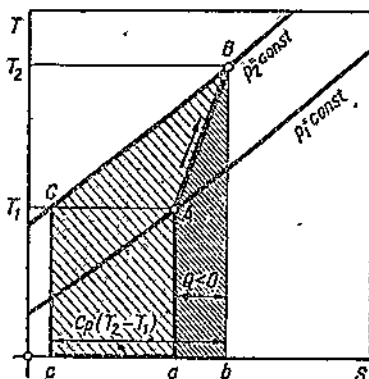
Это свойство Ts -диаграммы непосредственно вытекает из того, что, как было показано выше,

$$AL = c_p(T_2 - T_1) + Q,$$

$$AL_{\text{сж}} = c_v(T_2 - T_1) + Q.$$

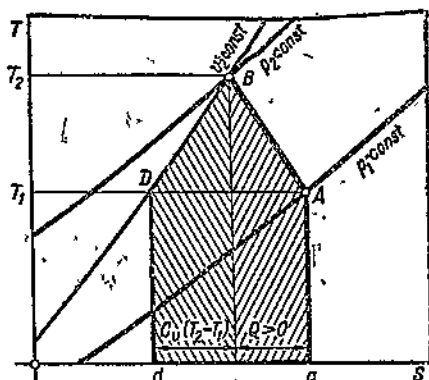
Площадь, лежащая под отрезком изобары BC , очевидно, равняется $c_p(T_2 - T_1)$. Площадь, лежащая под равняется $c_v(T_2 - T_1)$. Площадь, лежащая под отрезком AB , изображающим процесс сжатия, как уже указывалось, равняется Q (причем $Q \leq 0$). Эти три соотношения и являются основанием для указанного третьего свойства Ts -диаграммы. При этом следует обратить внимание на то, что тепло Q считается подведенным (отведенным) посторонним реагентом и в p а б о т у нагнетания не входит. Если же подводимое тепло образуется за счет работы нагнетателя, то очевидно, что к полученной из измерения площади работе нагнетания соответствующую работу приходится добавлять дополнительно. При этом получим

$$AL_{\text{общ}} = AL - Q = A \int_1^2 v dp - Q > AL, \text{ так как } Q < 0.$$



Фиг. 14а. Сжатие с подводом тепла. Работа нагнетания

$$AL = c_p(T_2 - T_1) - Q = \text{пл. } aABCa.$$



Фиг. 15. Графическое изображение работы сжатия

$$AL_{\text{сж}} = c_v(T_2 - T_1) + Q = \text{пл. } aABDd.$$

Для получения четвертого основного свойства Ts -диаграммы примем в первом приближении отрезки изобар и изохор между точкой конца процесса и изотермой начала его за прямые, а также и самую кривую, изображающую процесс нагнетателя, примем за прямую (фиг. 16).

Не вдаваясь в математический анализ указанного допущения, укажем, что в практических расчетах в огромном большинстве случаев такое упрощение вполне допустимо из-за малой кривизны указанных кривых и является общепринятым.

Рассмотрим отношение $\frac{da}{ca}$.

da есть расстояние между изобарами p_1 и p_2 , т. е.

$$da = -AR \ln \frac{p_2}{p_1} = AR \ln \frac{p_1}{p_2},$$

ca — расстояние между двумя изохорами v_1 и v_2 :

$$ca = AR \ln \frac{v_2}{v_1},$$

отсюда получим

$$\frac{da}{ca} = \frac{\ln p_1 - \ln p_2}{\ln v_2 - \ln v_1}.$$

Очевидно, что для любой промежуточной точки процесса a' мы получим ту же величину отношения $\frac{d'a'}{c'a'} = \frac{da}{ca}$. Обозначим эту постоянную величину через m .

Получим

$$\ln p_1 - \ln p_2 = m \ln v_2 - m \ln v_1.$$

Отсюда

$$\ln p_1 + m \ln v_1 = \ln p_2 + m \ln v_2$$

или

$$p_1 v_1^m = p_2 v_2^m = \text{const.}$$

Это же равенство будет иметь место и для любой промежуточной точки процесса сжатия ab

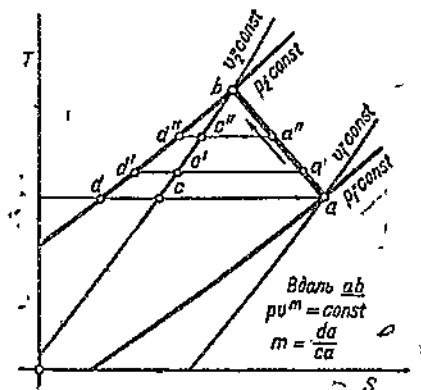
$$pv^m = p_1 v_1^m = p_2 v_2^m.$$

Таким образом указанное отношение отрезков $\frac{da}{ca}$ представляет собой показатель политропы сжатия, основной параметр, связывающий величины давлений и удельных объемов.

Определив из уравнения pv^m связь между p и v , мы получаем возможность интегрирования основного уравнения работы

$$L = \int_1^2 v dp,$$

т. е. получаем возможность параллельного аналитического и графического исследования работы нагнетателя.



Фиг. 16. Определение показателя политропы сжатия.

§ 9. АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ НАГНЕТАНИЯ. ПРОЦЕССЫ БЕЗ ТЕПЛООБМЕНА С ВНЕШНЕЙ СРЕДОЙ

В настоящем и следующем параграфе мы рассмотрим работу нагнетателей при различных рабочих циклах. Порядок исследования нами принят следующий:

Iа. Процессы без теплообмена с внешней средой, протекающие с малыми скоростями движения воздуха.

Такого рода процессы имеют место при работе поршневых и ротационных нагнетателей, работающих при умеренных давлениях.

Iб. Процессы без теплообмена с внешней средой, протекающие с большими скоростями движения воздуха.

Такого рода процессы имеют место при работе центробежных нагнетателей.

II. Процессы с подводом тепла извне.

III. Процессы с отводом тепла (охлаждением).

Такого рода процессы имеют место при работе всякого рода компрессоров как поршневых, так и ротационных и центробежных.

При рассмотрении процессов, связанных с теплообменом с внешней средой, мы не будем рассматривать отдельно процессов, протекающих с большими и малыми скоростями. Влияние больших скоростей детально разбирается в разделе Iб, и выводы этого раздела могут быть легко обобщены самими читателями в случае наличия теплообмена с внешней средой.

Процессы без теплообмена с внешней средой, протекающие с малыми скоростями движения воздуха

В этом случае в уравнении

$$AL = I_{02} - I_{01} + Q = I_2 - I_1 + A \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + Q$$

можно пренебречь членом, содержащим разность скоростных напоров входящего в нагнетатель и выходящего из него воздуха. При рассмотрении работы нагнетания поршневых и ротационных машин (см. выше), выводы данного параграфа могут быть применены безоговорочно. При рассмотрении работы турбонагнетателей, и особенно при анализе работы отдельных элементов их, пренебрежение изменением скоростных напоров становится недопустимым.

Рассматривается сперва случай, когда при работе нагнетателя внешнее тепло к воздуху не подводится и тепло от воздуха не отводится наружу. При этом основное уравнение работы нагнетателя примет вид:

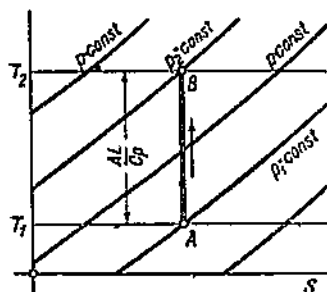
$$AL = I_2 - I_1 = c_p(T_2 - T_1) \text{ кал/кг.}$$

В начале процесса температура T_1 и давление p_1 заданы. При помощи этих данных мы можем нанести на Ts -диаграмму точку начала процесса (точка А, фиг. 17). Очевидно, что точка, изображающая конец процесса, — состояние воздуха на выходе из машины — будет лежать на изотерме T_2 , определяемой из равенства

$$T_2 = \frac{AL}{c_p} + T_1.$$

Поскольку внешнее тепло и подведенное и отведенное $Q = 0$, казалось бы, что площадь, лежащая под кривой, изображающей процесс, должна равняться нулю, т. е. что процесс протекает по прямой AB , идущей параллельно оси ординат и представляющей собой в Ts -диаграмме адиабату (фиг. 17).

В случае отсутствия гидравлических потерь при протекании воздуха через машину это рассуждение оказывается совершенно правильным.



Фиг. 17. Процесс нагнетания при $Q = 0$ и отсутствии гидравлических потерь.

Представим себе, однако, что при протекании воздуха через нагнетатель имеют место сопротивления в клапанах, при изменении сечения и направлении струи, потери на трение и т. п. Очевидно, что при этом давление на выходе из машины окажется ниже, чем давление p_2 , соответствующее изобаре, проходящей через точку B .

Температура T_2 при наличии гидравлических потерь внутри машины останется, однако, той же, что и раньше, так как гидравлические потери с точки зрения количества энергии, приходящейся на каждый килограмм газа, не являются потерями.

Это следует из того, что работа AL , подведенная к нагнетателю, очевидно, целиком передается нагнетаемому газу, так как по условию тепло наружу не отводится; при этом повышение энергии газа, соответствующее повышению его теплосодержания $c_p T$, очевидно, не зависит от тех процессов, которые внутри машины происходят, лишь бы в результате этих процессов каждому килограмму воздуха была сообщена работа AL .

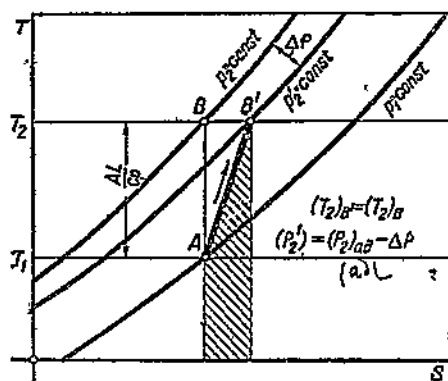
Это положение иногда формулируется так:
Запас энергии в газе характеризуется температурой газа, его теплосодержанием $c_p T$.
Количество работы, которое может совершить при своем расширении 1 кг сжатого воздуха (газа), равняется

$$AL = c_p (T - T')$$

причем перепад температур $T - T'$ зависит от располагаемого перепада давления $p - p'$, но отнюдь не равняется ему.

Другими словами, количество энергии в газе определяется теплосодержанием газа $c_p T$; возможность же превращения этой энергии во внешнюю работу зависит от располагаемого перепада давления.

Если потеря давления по отношению к $(p_{2ад})$ в результате наличия гидравлических сопротивлений равняется Δp , то, очевидно, точка B'



Фиг. 18. Процесс нагнетания при наличии гидравлических потерь в нагнетателе.

конца процесса определится на Ts -диаграмме по температуре T_2 и давлению $p_2' = p_2 - \Delta p$ (фиг. 18).

При таких процессах, сопровождающихся гидравлическими потерями, точка B' смещается, следовательно, вправо от точки A , чему соответствует подвод тепла к воздуху во время процесса нагнетания в количестве Q , определяемом заштрихованной площадью, лежащей под кривой AB' .

В то же время, как указывалось выше, мы рассматриваем процесс нагнетания, производимый без подвода тепла и звне.

Откуда же берется тепло $Q_{AB'}$, подводимое к воздуху? Очевидно, что величина $Q_{AB'}$ представляет собой тепловой эквивалент работы $AL_{сопр}$, затраченной на преодоление гидравлических сопротивлений.

Гидравлические сопротивления, как известно, делятся на линейные потери на трение и местные сопротивления (потери на поворот, на удары и т. д.). В первом случае тепло, развивающееся при трении слоев жидкости друг о друга, непосредственно возвращается в жидкость, полностью возвращая в нее в виде тепла израсходованную на трение работу.

При наличии местных сопротивлений в потоке жидкости (газа) возникают местные вихреобразования. Работа, затраченная на создание таких вихреобразований (устойчивых вихревых зон, а также срывающихся и затем увлекаемых потоком вихрей), в конечном итоге также возвращается обратно в поток в виде тепла трения,

Таким образом *отсутствие отвода тепла наружу и подвода тепла извне недостаточно для того, чтобы процесс нагнетания был адиабатическим*. Для этого еще необходимо, чтобы не было подвода тепла к газу за счет наличия гидравлических потерь.

Очевидно, что при данной затраченной работе AL при отсутствии отвода тепла наружу наиболее выгодным процессом будет процесс адиабатический, так как при этом точка B конца сжатия (фиг. 18) будет лежать на изобаре наибольшего давления. Всякий другой процесс AB' , потребляя ту же работу

$$AL = c_p(T_2 - T_1),$$

приведет к меньшему давлению p_2' . Исходя из этих соображений для оценки нагнетателей, работающих без охлаждения, обычно пользуются понятием адиабатического к. п. д. $\eta_{ад}$.

Адиабатическим к. п. д. $\eta_{ад}$ называется отношение работы (мощности), которую нужно было бы затратить при том же перепаде давлений, если бы процесс шел по адиабате, к действительно израсходованной работе (мощности).

$$\eta_{ад} = \frac{L_{ад}}{L_{эфф}} = \frac{L_{ад} \cdot G_{сек}}{L_{эфф} \cdot G_{сек}} = \frac{N_{ад}}{N_{эфф}}.$$

Если не учитывать механических потерь, то в соответствии с фиг. 19 при сжатии воздуха от p_1 до p_2 по политропе AB' мы получили бы следующие равенства:

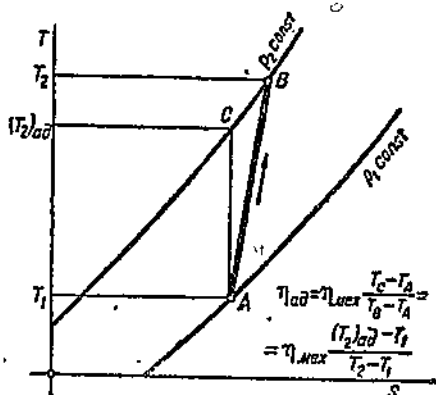
$$AL_{ад} = c_p(T_C - T_A), \quad AL_{эфф} = c_p(T_B - T_A),$$

и следовательно,

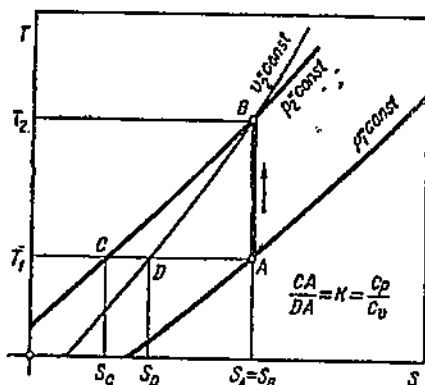
$$\eta_{ad} = \frac{c_p(T_C - T_A)}{c_p(T_B - T_A)}.$$

Обозначая по вполне очевидным соображениям температуру конца сжатия, соответствующую адиабатическому циклу, через $T_{2ad} = T_C$, мы получим основное уравнение для определения адиабатического к. п. д.

$$\eta_{ad} = \frac{T_{2ad} - T_1}{T_2 - T_1}.$$



Фиг. 19. Определение η_{ad} при помощи диаграммы Ts .



Фиг. 20. Адиабатический процесс в Ts -диаграмме.

При наличии механических потерь

$$AL_{вф\phi} = \frac{c_p(T_2 - T_1)}{\eta_{мех}},$$

и следовательно,

$$\eta_{ad} = \eta_{мех} \cdot \frac{T_{2ad} - T_1}{T_2 - T_1}.$$

Поскольку при рассмотрении работы нагнетателей, работающих без охлаждения, адиабатический процесс является „эталоном“, рассмотрим его подробнее.

Адиабатический процесс (фиг. 20)

Как уже указывалось, показатель политропы m любого процесса AB в уравнении $p v^m = \text{const}$ определяется как отношение отрезков

¹ Иногда мощность, расходуемая на воздухоподдувку, может быть определена только лишь по перепаду температур выходящего и входящего воздуха.

Очевидно, что по отношению к мощности, определенной таким образом, $\eta_{мех} = 1$, т. е.

$$\eta_{ad} = \frac{N_{ad}}{N} = \frac{T_{2ad} - T_1}{T_2 - T_1}.$$

CA и DA. В данном случае

$$CA = s_A - s_C = s_B - s_C = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - AR \ln \frac{p_B}{p_C} = c_p \ln \frac{T_2}{T_1},$$

$$DA = s_A - s_D = s_B - s_D = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + AR \ln \frac{p_B}{p_D} = c_v \ln \frac{T_2}{T_1}.$$

Отсюда

$$m = \frac{CA}{DA} = \frac{c_p \ln \frac{T_2}{T_1}}{c_v \ln \frac{T_2}{T_1}} = \frac{c_p}{c_v}.$$

Отношение $\frac{c_p}{c_v}$, равное для воздуха и вообще для двухатомных газов 1,41, обычно обозначается буквой k . При этом уравнение адиабатического процесса напишется следующим образом:

$$p \cdot v^k = p_1 \cdot v_1^k = \text{const.}$$

При помощи этого уравнения мы можем получить основные формулы расчета для того случая, когда мы пользуемся аналитическими, а не графическими методами.

Работа цикла

$$L_{ad} = \int_1^2 v dp \text{ кгм/кг.}$$

Подставляя вместо v его значение из вышеприведенного равенства

$$v = v_1 \left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{1}{k}},$$

получим элементарный интеграл

$$\begin{aligned} L_{ad} &= \int_1^2 v_1 \cdot p_1^{\frac{1}{k}} \cdot p^{-\frac{1}{k}} \cdot dp = v_1 \cdot p_1^{\frac{1}{k}} \left[\frac{1}{1 - \frac{1}{k}} p^{-\frac{1}{k} + 1} \right] = \\ &= v_1 \cdot p_1^{\frac{1}{k}} \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[p_2^{\frac{k-1}{k}} - p_1^{\frac{k-1}{k}} \right] = \\ &= v_1 \cdot p_1^{\frac{1}{k}} p_1^{\frac{k-1}{k}} \left(\frac{k-1}{k} \right) \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \\ &= \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \\ &= \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \text{ кгм/кг.} \end{aligned}$$

При $k = 1,41$ получим

$$L_{ad} = 3,5 p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,286} - 1 \right] = 3,5 RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,286} - 1 \right] \text{ кгм/кг.}$$

Последние две формулы несколько неудобны для пользования, потому что при их помощи определяется расход работы на 1 кг воздуха, а не на 1 м³ всасываемого объема.

Очевидно, что работа на 1 м³, т. е. на вес γ_1 , определится как $L_{ad} \cdot \gamma_1$, где L_{ad} — определенная выше работа на 1 кг воздуха.

Имея в виду, что $\gamma_1 \cdot v_1 = 1$, получим основное уравнение, при помощи которого в технических расчетах производится определение адиабатической работы нагнетания

$$L_{ad} = 3,5 p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,286} - 1 \right] \text{ кгж/м}^3.$$

Из уравнения адиабаты может быть непосредственно определена величина температуры T_2 конца сжатия. Имеем $p \cdot v^k = \text{const.}$ Отсюда получим

$$p^{\frac{1}{k}} \cdot v = p \cdot v \cdot p^{\frac{1}{k}-1} = RT \cdot p^{\frac{1-k}{k}},$$

и следовательно,

$$T_2 \cdot p_2^{\frac{1-k}{k}} = T_1 \cdot p_1^{\frac{1-k}{k}},$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

При помощи этого равенства формула адиабатической работы может быть приведена к виду

$$L_{ad} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \text{ кгж/кг}.$$

Нетрудно показать при помощи элементарных соотношений термодинамики

$$c_p = k \cdot c_v, \quad c_p - c_v = AR,$$

что это последнее равенство тождественно соответствует равенству

$$AL_{ad} = c_p (T_2 - T_1) \text{ кал/кг}.$$

Политропический процесс с подводом тепла (фиг. 18)

Рассмотрев адиабатический цикл, вернемся к рассмотрению более общего случая политропы AB (фиг. 18), соответствующей наличию гидравлических потерь в машине.

Прежде всего отметим, что, поскольку при определении температуры конца сжатия T_2 в случае адиабатического процесса мы не делали никаких допущений относительно величины показателя адиабаты k , можно полученный вывод распространить на любой неадиабатический процесс сжатия при том условии, что рассматриваемый процесс протекает по политропе с постоянным показателем, т. е. подчиняется уравнению

$$p \cdot v^m = \text{const.}$$

Как уже указывалось, практически в большинстве случаев можно принять процесс сжатия происходящим по политропе с постоянным по-

казателем m ; там, где такое предположение приводит к недопустимым ошибкам, мы разбиваем работу нагнетателя на ряд ступеней, для каждой из которых мы считаем процесс протекающим по политропе с постоянным показателем m .

Распространяя уравнение, полученное для адиабаты, на общий случай политропического сжатия, получим равенство

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}}.$$

При изотермическом сжатии $T_2 = T_1$ и $m = 1$. При адиабатическом сжатии $m = k = 1,41$.

При отклонении политропы вправо T_2 получается большим, чем $T_{2ад}$ при том же отношении $\frac{p_2}{p_1}$, чему соответствует повышение значения m по сравнению с показателем политропы адиабатического цикла.

При выводе уравнения работы адиабатического нагнетания воздуха мы приняли $Q = 0$.

При рассмотрении политропы AB мы указанного допущения сделать более не можем, так как тепло Q , соответствующее работе ΔL_h , затраченной на преодоление гидравлических сопротивлений, к воздуху подводится.

Поэтому, несмотря на то, что подвода тепла извне нет, мы все же имеем $Q \neq 0$.

Очевидно, что для определения величины

$$\int_1^2 v dp = AL - Q = AL - A\Delta L_h$$

мы можем воспользоваться равенством, аналогичным выведенному для адиабатического цикла¹. При этом получим

$$\int_1^2 v dp = \frac{m}{m-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \text{ кгм/кг.}$$

Поскольку, однако, это равенство не учитывает работы, израсходованной на преодоление гидравлических сопротивлений, т. е. дает нам только часть всей затраченной работы, существенной практической ценности оно не имеет.

Воспользовавшись выводами, касающимися адиабатического цикла, мы можем по аналогии построить основное уравнение для аналитического исследования политропического цикла.

Для этого вспомним указанное выше соотношение

$$L_{ад} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = \frac{c_p (T_2 - T_1)}{A} \text{ кгм/кг.}$$

Очевидно, что последнее соотношение справедливо для любого политро-

¹ Кроме изотермы, для которой формулы интегрирования имеют иной вид (см. ниже).

пического процесса, протекающего между температурами T_1 и T_2 . В случае адиабатического цикла

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}},$$

откуда мы непосредственно приходим к вышеприведенному уравнению адиабатической работы.

Для любой политропы

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}},$$

откуда и получается основное уравнение расхода работы для неохлаждаемых нагнетателей при любых политропических процессах нагнетания

$$L = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \text{ кгм/кг}$$

или

$$L = \frac{k}{k-1} p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \text{ кгм/м}^3.$$

Полученные нами формулы дают возможность численно определить работу L кгм/м³, а затем и расход мощности

$$N = \frac{L \cdot V_{\text{мин}}}{60 \cdot 75 \cdot \eta_{\text{мех}}} = \frac{L_{\text{ад}} \cdot V_{\text{мин}}}{60 \cdot 75 \cdot \eta_{\text{ад}}}.$$

Практически, однако, значительно более удобно и наглядно производить тепловой расчет при помощи Ts -диаграммы, определяя работу из равенства

$$L = \frac{c_p (T_2 - T_1)}{A \cdot v_1} \text{ кгм/м}^3,$$

где величины T_2 и v_1 определены непосредственно из Ts -диаграммы.

В то время как удельная работа цикла при данных p_2 и p_1 , определенная по формуле

$$L = \frac{k}{k-1} p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \text{ кгм/м}^3,$$

явно не зависит ни от температуры, ни от удельного объема всасывания, та же работа, определяемая по формуле

$$L = \frac{c_p (T_2 - T_1)}{A_2 \cdot v_1} \text{ кгм/м}^3,$$

внешне зависит от удельного объема воздуха на входе в нагнетатель v_1 . В действительности, однако, величина $\frac{T_2 - T_1}{v_1}$ при работе в данном интервале давлений и при данном показателе политропы m есть величина постоянная. Это видно из следующих соотношений

$$\frac{T_2 - T_1}{v_1} = \frac{T_1}{v_1} \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = \frac{p_1}{R} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right].$$

Отсюда следует, что при работе с Ts -диаграммой выбор начальной температуры и удельного объема воздуха никакой роли не играет.

Пример 6. Обычные сорта компрессорных масел допускают без заметного ухудшения смазывающих свойств температуру не выше 160°C .

Определить степень сжатия, допустимую в нагнетателе при сжатии, происходящем: 1) по адиабате; 2) по политропе с показателем $m=1,3$ (политропа с отводом тепла, типичная для поршневых компрессоров с водяной рубашкой); 3) по политропе с показателем $m=1,5$ (политропа с подводом тепла трения, типичная для турбо- и ротационных нагнетателей).

Решение. Согласно вышеуказанному

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}}$$

Подставляя числовые значения, получим

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{273 + 160}{273 + 20} = 1,48 = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}},$$

или

$$\frac{p_2}{p_1} = 1,48^{\frac{m}{m-1}}$$

Для адиабаты при $m=k=1,41$ получим $\frac{p_2}{p_1} = 1,48^{3,5} = 3,94$ или при $p_1 = 1,0 \text{ ага}$, $p_2 \approx 3,94 \text{ ага}$.

При $m=1,3$ получим $\frac{p_2}{p_1} = 1,48^{4,85} = 5,5$ или при $p_1 = 1,0 \text{ ага}$ будем иметь $p_2 = 4,5 \text{ ага}$.

При $m=1,5$ получим $\frac{p_2}{p_1} = 1,48^3 = 3,25$ или при $p_1 = 1,0 \text{ ага}$ имеем $p_2 = 2,25 \text{ ага}$.

Из этого примера видно, что предельные температуры допустимые для обычных сортов смазки достигаются при относительно невысоких давлениях. Кроме того, видно, что относительно небольшое изменение показателя политропы весьма резко отражается на величине давления, развиваемого при данном перепаде температур, т. е. при данном расходе мощности.

Заметим, что при $m=k=1,41$, т. е. для случая адиабаты, указанный пример решается без всяких вычислений при помощи Ts -диаграммы (фиг. 21).

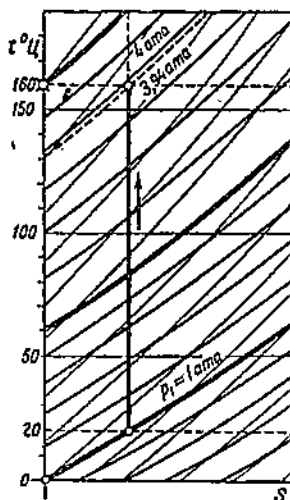
Пример 7. Воздух выходит из воздуходувки (неохлаждаемой) при температуре 100°C и давлении $2,0 \text{ ага}$. Условия входа соответствуют стандартной атмосфере. Определить показатель политропы сжатия m и адиабатический к. п. д. $\eta_{ад}$ при механическом к. п. д. $\eta_{мех} = 0,9$.

Решение. Из равенства

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}}$$

получим

$$\frac{273 + 100}{273 + 20} = \left(\frac{2}{1}\right)^{\frac{m-1}{m}}$$



Фиг. 21. Определение предельного допустимого сжатия при помощи Ts -диаграммы.

¹ Наилучшие сорта смазочных масел работают удовлетворительно при температурах, доходящих до $250-300^\circ\text{C}$.

Отсюда

$$\frac{m-1}{m} \lg 2 = \lg 1,28 = 0,106.$$

Решая это уравнение, получим $m = 1,67$.

При адиабатическом процессе при том же перепаде давлений температура конца сжатия

$$T_{2ad} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 293 \cdot 2,0^{0,286} = 357^\circ \text{ абс.}$$

Отсюда получим адиабатический к. п. д.

$$\eta_{ad} = \eta_{мех} \cdot \frac{T_{2ad} - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{357 - 293}{373 - 293} \cdot 0,9 = 0,72.$$

Такого рода задачи могут быть весьма просто решены при помощи Ts -диаграммы (фиг. 19 и 20)

$$\eta_{ad} = \eta_{мех} \cdot \frac{CA}{T_2 - T_1}, \quad (\text{фиг. 19})$$

$$m = \frac{CA}{AD}, \quad (\text{фиг. 20})$$

Пример 8. Определить расход мощности на работу компрессора по следующим данным: $\frac{p_2}{p_1} = 7,0$; $V_{мин} = 20 \text{ м}^3/\text{мин}$; $\eta_{ad} = 0,7$.

Адиабатическая работа на подачу 1 м^3 воздуха

$$L_{ad} = 3,5 p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,286} - 1 \right] = 3,5 \cdot 10000 \cdot [7,0^{0,286} - 1] = 26100 \text{ кгм/м}^3.$$

Расход мощности при адиабатическом цикле

$$N_{ad} = \frac{L_{ad} \cdot V_{мин}}{60 \cdot 75} = \frac{26100 \cdot 20}{60 \cdot 75} = 115 \text{ л. с.}$$

Действительный расход мощности

$$N = \frac{N_{ad}}{\eta_{ad}} = \frac{115}{0,7} = 166 \text{ л. с.}$$

Компрессоры на давление 6—7 *атм* имеют весьма широкое применение на заводах машиностроения. Для определения расходуемой на их работу мощности принято пользоваться понятием удельной мощности, расходуемой на подачу 1 м^3 воздуха при данном перепаде давлений.

В нашем случае

$$N_{уд} = \frac{N}{V_{мин}} = \frac{166}{20} \approx 8 \text{ л. с./м}^3/\text{мин.}$$

При помощи Ts -диаграммы (см. в конце книги) последний пример решится следующим образом.

Из Ts -диаграммы получим (при $p_1 = 1,0 \text{ атм}$ и $t_1 = 20^\circ \text{ Ц}$) значения $T_{2ad} = 238^\circ \text{ Ц}$ и $v_1 = 0,86 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Отсюда адиабатическая работа

$$L_{ad} = \frac{c_p}{A} (238 - 20) = 0,241 \cdot 427 \cdot 218 = 22400 \text{ кгм/кг} = 26100 \text{ кгм/м}^3.$$

Далее решение остается тем же, что и выше.

Пример 9. Воздух всасывается нагнетателем при давлении $p_1 = 0,7 \text{ атм}$ и температуре $t = -15^\circ \text{ Ц}$. На нагнетание каждого килограмма воздуха затрачи-

вается работа $L = 3800 \text{ ккал/кг}$. Работа, затраченная на преодоление вредных гидравлических сопротивлений в нагнетателе, составляет 1500 ккал/кг . Определить давление воздуха на выходе из нагнетателя.

Решение. Такого рода задачи, типичные для расчета турбовоздуходувок, проще всего решаются при помощи Ts -диаграммы (фиг. 22). Из основного уравнения

$$AL = c_p (T_2 - T_1)$$

находим

$$T_2 = \frac{AL}{c_p} + T_1 = \frac{3800}{427 \cdot 0,24} + (-15^\circ \text{Ц}) = 22^\circ \text{Ц}.$$

Работа, израсходованная на вредные сопротивления, соответствует подводу тепла

$$Q = AL_{sp} = \frac{1500}{427} = 3,5 \text{ ккал/кг}.$$

Эта работа выразится в Ts -диаграмме заштрихованной площадью

$$3,5 = \Delta s \cdot \frac{T_2 + T_1}{2} = \Delta s \cdot \frac{(273 + 22) + (273 - 15)}{2} = 276,5 \cdot \Delta s \text{ ккал/кг}.$$

Отсюда находим

$$\Delta s = \frac{3,5}{276,5} = 0,0126 \text{ ед. энтропии}.$$

По данным Δs_{1-2} и T_2 находим давление p_2 выхода воздуха из нагнетателя, равное $0,925 \text{ атм}$.

Аналитическое решение примера может быть получено при помощи известной из общих курсов термодинамики формулы для определения величины теплоемкости политропического процесса

$$c = c_v \frac{m - k}{m - 1}.$$

При данном $Q = 3,5 \text{ ккал/кг}$, $\Delta T = 22 - (-15) = 37^\circ \text{Ц}$ получим величину теплоемкости $c = \frac{3,5}{37} = 0,095 \text{ ккал/кг}^\circ \text{Ц}$.

Из равенства $0,095 = 0,17 \frac{m - 1,41}{m - 1}$ получим $m = 1,935$, откуда

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{m}{m-1}} = \left(\frac{295}{258} \right)^{2,05} = 1,325,$$

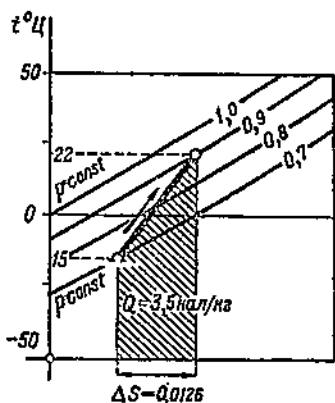
и следовательно, $p_2 = 0,7 \cdot 1,325 = 0,925 \text{ атм}$.

Процессы без теплообмена с внешней средой, протекающие с большими скоростями движения воздуха

Основное уравнение, при помощи которого производится изучение процесса нагнетания, в указанном случае имеет вид

$$\begin{aligned} AL &= c_p (T_2 - T_1) + A \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \sqrt{2} - I_1 + A \Delta_1^2 \frac{c^2}{2g} = \\ &= I_{02} - I_{01} = c_p (T_{02} - T_{01}) \text{ ккал/кг}, \end{aligned}$$

где I — теплосодержание газа; $I = c_p \cdot T \text{ ккал/кг}$, I_0 и T_0 — теплосодержа-



Фиг. 22. Ts -диаграмма к примеру 9.

ние и температура адиабатически заторможенного газа; $I_0 = c_p T + A \frac{c^2}{2g} = c_p \cdot T_0$ кал/кг.

Воспользовавшись приведенными равенствами для определения температуры T_2 конца процесса, получим

$$T_2 = T_1 - \frac{A}{c_p} \Delta_1^2 \frac{c^2}{2g} + \frac{AL}{c_p}.$$

В частном случае движения воздуха по неподвижным каналам (нагнетателя либо трубопровода) изменение температуры, соответствующее изменению скорости от c_1 до c_2 , определится из формулы

$$T_1 - T_2 = \frac{A}{c_p \cdot 2g} \Delta_1^2 \frac{c^2}{2g} = \frac{1}{427 \cdot 0,241 \cdot 2 \cdot 9,81} \Delta_1^2 c^2 = \frac{1}{2000} \Delta_1^2 \cdot c^2.$$

При определении изменения скорости при данном изменении температуры обычно пользуются равенством

$$I_1 + A \frac{c_1^2}{2g} = I_2 + A \frac{c_2^2}{2g},$$

откуда

$$\Delta_1^2 c = \sqrt{\frac{2g}{A}} \cdot \sqrt{I_1 - I_2} = 91,5 \sqrt{I_1 - I_2} \text{ м/сек.}$$

Иначе

$$\Delta_1^2 c = 91,5 \sqrt{c_p} \sqrt{T_1 - T_2} = 44,9 \sqrt{T_1 - T_2} \text{ м/сек.}$$

При помощи приведенных формул и на основании соображений предыдущего параграфа может быть произведен анализ процесса нагнетания в целом ряде основных случаев.

Пример 10. В трубе диаметром 500 мм вставлено сопло (фиг. 23) диаметром 400 мм. Давление перед соплом $p_1 = 1,4$ ата, температура $t_1 = 50^\circ \text{C}$. Давление за соплом 1 ата. Определить весовой расход воздуха через сопло, считая, что поджатие струи не имеет места, и пренебрегая потерями в сопле.

Решение. Воспользуемся Ts -диаграммой (фиг. 23). Из нее непосредственно видно, что $t_2 = 20^\circ \text{C}$, и следовательно температурный перепад, соответствующий заданному перепаду давлений, равняется

$$t_1 - t_2 = 50 - 20 = 30^\circ \text{C}.$$

Следует заметить, что $t_2 = 20^\circ \text{C}$ представляет собой расчетную температуру, соответствующую адиабатическому расширению воздуха при данных p_2 и p_1 ; при расчетах именно этой величиной (t_2)_{ад} и следует пользоваться, так как непосредственные показания термометров, расположенные за соплом, дают совершенно непригодные значения. Из соотношения (уравнение неразрывности)

$$G_{сек} = \frac{F_1 \cdot c_1}{v_1} = \frac{F_2 \cdot c_2}{v_2} \text{ кг/сек}$$

получим равенство

$$c_2 = c_1 \frac{F_1}{F_2} \cdot \frac{v_2}{v_1} \text{ м/сек.}$$

Как видно из Ts -диаграммы (фиг. 23), при $F_1 = 0,196 \text{ м}^2$, $v_1 = 0,675 \text{ м}^3/\text{кг}$; при $F_2 = 0,125 \text{ м}^2$, $v_2 = 0,86 \text{ м}^3/\text{кг}$, и следовательно

$$c_2 = c_1 \cdot \frac{0,196 \cdot 0,86}{0,125 \cdot 0,675} = 2 \cdot c_1.$$

Таким образом

$$c_2^2 - c_1^2 = 4c_1^2 - c_1^2 = 3c_1^2 = 2000 (T_1 - T_2)$$

или

$$c_1 = \sqrt{\frac{2000}{3} \cdot 30} = 141 \text{ м/сек.}$$

Из этого последнего равенства получим ответ

$$G_{\text{сек}} = \frac{F_1 \cdot c_1}{v_1} = \frac{0,196 \cdot 141}{0,675} = 41,0 \text{ кг/сек.}$$

Следует иметь в виду, что скорость в узком сечении сопла c_2 не может получиться большей, чем скорость звука, соответствующая температуре T_2

$$c_2 \leq (c_{3a})_2 = \sqrt{k \cdot g \cdot p_2 v_2} = \sqrt{k \cdot g \cdot R T_2} = 20,1 \sqrt{T_2}.$$

В рассмотренном случае $c_2 = 2 \cdot 141 = 282 \text{ м/сек.}$, $(c_{3a})_2 = 20,1 \sqrt{293} = 345 \text{ м/сек.}$ В тех случаях, когда скорость в узком сечении насадка получается $\geq (c_{3a})_2$, следует принимать $c_2 = (c_{3a})_2$. Задача в этом случае несколько усложняется тем обстоятельством, что температура $(T_2)_{ад}$ и давление p_2 неизвестны. Следует, однако, иметь в виду, что протекание воздуха через насадок при температуре T_1 и значительной скорости приращения c_1 адекватно истечению из бесконечно большого объема, в котором температура воздуха

$$T_{10} = T_1 + \frac{A}{c_p} \frac{c_1^2}{2g}$$

и давление воздуха, определяемое на Ts -диаграмме путем проведения адиабаты из точки 1 до температуры T_{10} . Очевидно, что давление

$$p_{10} = p_1 \left(\frac{T_{10}}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Для такого истечения

$$\begin{aligned} (c_{3a})_2 &= 18,3 \sqrt{T_{10}}, \\ T_2 &= 0,83 \cdot T_{10}, \\ p_2 &= 0,528 p_{10}, \\ v_2 &= 1,57 v_{10}. \end{aligned}$$

Очевидно, что при скорости $c_1 \approx 0$ те же равенства останутся в силе, при замене индексов „1“ — 0“ на индекс „1“.

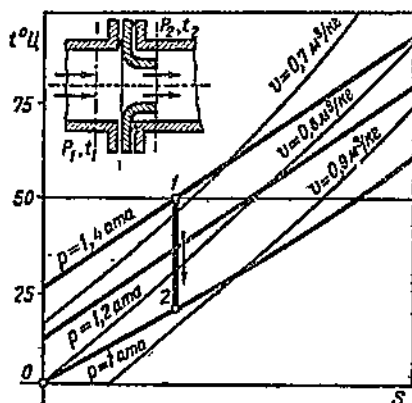
Пример II. Воздух входит в нагнетатель при температуре $t_1 = 20^\circ \text{C}$ и давлении 1 ага. Энергия, сообщенная каждому килограмму воздуха в нагнетателе, равняется 5000 ккал/кг. Скорость выхода воздуха из нагнетателя 80 м/сек. Определить температуру воздуха на выходе из нагнетателя и давление выходящего воздуха: 1) при отсутствии гидравлических потерь (теоретический случай); 2) при затрате работы $\Delta L_h = 2000 \text{ ккал/кг}$ на преодоление гидравлических сопротивлений внутри нагнетателя.

Решение. Температура T_2 определится из равенства

$$c_p t_1 + A \frac{c_1^2}{2g} + \Delta L = c_p \cdot t_2 + A \frac{c_2^2}{2g},$$

откуда

$$t_2 = \frac{A}{c_p} \left(L - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \right) + t_1.$$



Фиг. 23. Ts -диаграмма к примеру 10. Определение расхода воздуха.

При $c_1 = 0$ и данных значениях t_1 и L получим

$$t_2 = \frac{5000 - \frac{80^2}{2 \cdot 9,81}}{427 \cdot 0,241} + 20 = 65,5^\circ \text{Ц.}$$

Заметим, что полученная температура на выходе будет иметь место независимо от величины гидравлических потерь.

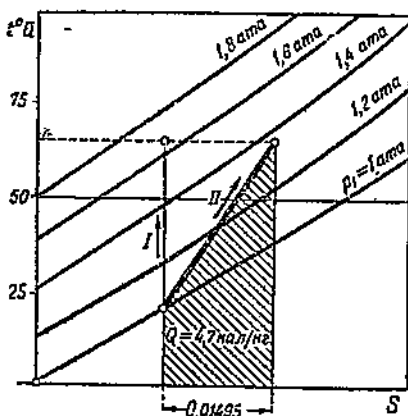
Дальнейшее решение задачи может проводиться либо аналитически (см. пример 9), либо при помощи Ts -диаграммы. Воспользуемся последним методом (фиг. 24).

Непосредственно из диаграммы получаем, что при отсутствии гидравлических потерь $p_2 \approx 1,65 \text{ ага}$. При наличии гидравлических сопротивлений получим величину приращения энтропии из равенства

$$\Delta L_h = \Delta s \left(273 + \frac{t_1 + t_2}{2} \right) \text{ кал/кг.}$$

Подставляя численные значения, получим

$$\frac{2000}{427} = 4,7 = \Delta s \left(273 + \frac{20 + 65,5}{2} \right) = 316 \cdot \Delta s \text{ кал/кг.}$$



Отсюда

$$\Delta s = \frac{4,7}{316} = 0,0149 \text{ ед. энтропии,}$$

чему в масштабе Ts -диаграммы (1 мм = 0,001 ед.) соответствует отрезок

$$\Delta s = \frac{0,0149}{0,001} = 14,9 \text{ мм.}$$

Проведя соответствующее построение, получим на Ts -диаграмме давление на выходе из воздухоподогревателя

$$p_2 = 1,33 \text{ ага.}$$

Как видно из примеров 10 и 11, расчет теплового процесса при наличии заданных скоростей воздуха и заданных гидравлических потерь не представляет собой никаких особых трудностей по сравнению

с теми случаями, когда скоростями воздуха можно пренебречь.

В общем виде, однако, задача получается значительно более сложной. Сущность затруднений, возникающих при расчете, сводится к тому, что при заданной весовой подаче нагнетателя:

- 1) гидравлические потери есть функции скоростей воздуха $\Delta L_h = f(c)$;
- 2) скорости воздуха при данных сечениях есть функции удельного объема воздуха $c = f(v)$;
- 3) удельный объем воздуха или, вернее, удельные объемы воздуха в различных сечениях есть функции гидравлических потерь и скоростей

$$v = f(\Delta L_h, c).$$

Получается обычно очень сложная неявная функция ряда переменных. При расчетах приходится пользоваться либо методом подбора, задаваясь

в начале расчета скоростями или удельными объемами и проверяя их в конце расчета, либо вести расчет по средним удельным объемам (по средним плотностям) также с последующей проверкой принятых в начале расчета ориентировочных средних значений.

Вопрос о том, какова именно связь между значениями удельных объемов, скоростей и гидравлических сопротивлений, требует дополнительного разъяснения.

При протекании данного весового количества воздуха $G_{сек}$ через данное сечение F , скорости c и удельные объемы воздуха v связаны самоочевидным соотношением

$$c_x = \frac{v_x \cdot G_{сек}^1}{F}$$

С другой стороны,

$$c_x = 44,9 \sqrt{T_{10} - T_x},$$

где T_{10} — температура адиабатически заторможенного газа, подходящего к рассматриваемому каналу.

Исключая из двух последних уравнений скорость c_x , получим равенство

$$v_x \frac{G_{сек}}{F} = 44,9 \sqrt{T_{10} - T_x}$$

или, обозначая $\frac{G_{сек}}{F} = G_{уд}$ (удельный весовой расход через единицу площади поперечного сечения), получим

$$T_x = T_0 - \frac{v_x^2 \cdot G_{уд}^2}{2000}.$$

Поскольку для определения состояния газа достаточны любые два параметра из характеристик p, v, t, s , очевидно, что последнее уравнение дает нам множество возможных состояний воздуха в рассматриваемом сечении. При этом только состояния воздуха, подчиняющиеся последнему уравнению, есть возможные состояния при данных $G_{сек}, F, T_{10}$.

Определив ряд совместных значений T_x и v_x , соответствующих данным $G_{сек}$ и F , мы можем построить в Ts -диаграмме кривую возможных состояний, так называемую кривую Фанно (фиг. 25).

Кривая Фанно играет при тепловых расчетах нагнетателей, связанных с учетом значительных скоростей, ту же роль, что при малых значениях скоростей играет изотерма конечной температуры (см. пример 11.) При помощи этой кривой определяется конечное давление и температура воздуха при данных гидравлических потерях, причем в данном случае точка 2 процесса, определяемая путем подбора, из условия равенства заштрихованной площади подведенному теплу гидравлических сопротивлений (фиг. 26)

$$Q = A \Delta L_h$$

лежит на соответствующей кривой Фанно.

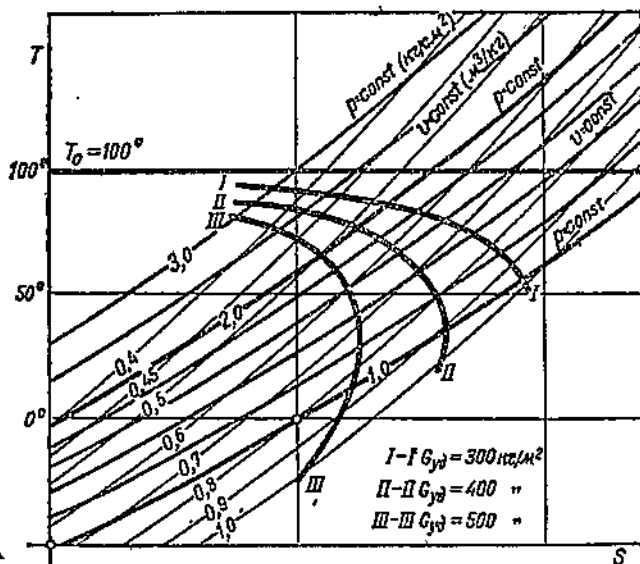
¹ В некоторых случаях при скорости c , не направленной по нормали к сечению F , приведенное уравнение справедливо не для всей скорости c , а только для нормальной ее составляющей. В этих случаях изложенный ниже метод кривых Фанно неприменим.

В области скоростей, достаточно далеких от скорости звука, при значениях так называемого критерия Барстоу

$$\frac{c}{c_{зв}} \leq 0,5 - 0,6,$$

наклон кривой Фанно в Ts -диаграмме настолько незначителен, что обычно удается обойтись расчетом машины по элементам, считая плотность в каждом из них величиной постоянной, не зависящей от скорости.

При значениях критерия Барстоу, более близких к единице, учет связи между изменением скорости и изменением плотности становится



Фиг. 25. Кривые Фанно.

необходимым, так как всякий приближенный метод расчета может привести к недопустимым грубым ошибкам.

Процессы с подводом тепла извне

Как уже указывалось выше, наиболее выгодным процессом нагнетания обычно является процесс изотермический, связанный с интенсивным отводом тепла. Поэтому тепло к нагнетателю никогда не подводится в виде непосредственного нагревания горячей жидкостью (газами).

Источником извне подводимого тепла является обычно работа трения. В поршневой машине это будет в основном трение поршневых колец о стенки цилиндра, в ротационной — трение пластинок, в турбонагнетателях различного рода — гидравлические сопротивления и паразитные токи в нерабочих полостях машины, расходующие мощность в конечном итоге на преодоление сопротивления трения газа о стенки.

Указанная работа трения приводит, с одной стороны, к дополнительному расходу мощности на валу машины; с другой стороны, при

отсутствии отвода тепла наружу, вся работа трения превращается в тепло, нагревающее воздух, что в свою очередь также приводит к повышению расхода мощности.

Отсюда получим следующие равенства:

Работа, израсходованная на приведение цикла нагнетания,

$$AL = c_p(T_2 - T_1) - Q.$$

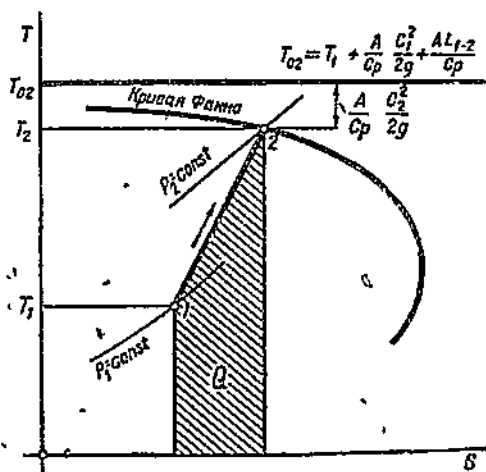
Знак минус перед Q соответствует подводу тепла к воздуху.

Работа трения составляет

$$AL_{\text{max}} = Q \text{ кал/кг.}$$

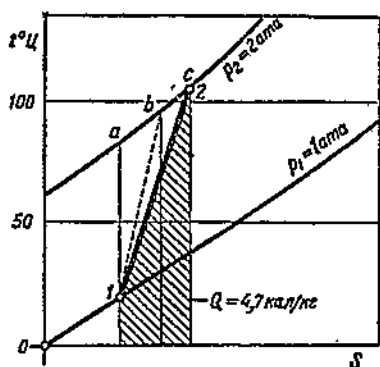
Общая работа на валу нагнетателя, приходящаяся на 1 кг нагнетаемого воздуха (без учета механических потерь в сальниках, подшипниках и т. д.)¹

$$AL_{обм} = AL + AL_{гр} = c_p(T_2 - T_1) - Q + Q = c_p(T_2 - T_1) \text{ кал/кг.}$$



Фиг. 26. Определение конечного давления и температуры при помощи кривой Фанно.

Мы пришли к тому же уравнению, которым пользовались выше. Таким образом при



Фиг. 27. К примеру 12.

подводе тепла за счет работы трения все основные формулы для определения давлений, температур, мощностей и т. д. остаются без изменения.

При рассмотрении процессов с подводом тепла нужно отметить два обстоятельства.

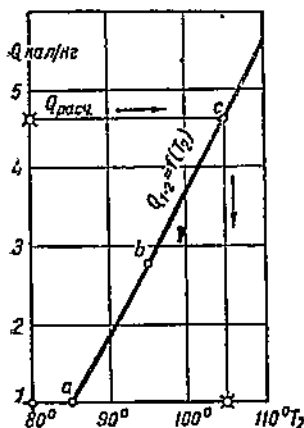
Первое,—это то, что подвод тепла увеличивает расход мощности не только в связи с работой трения, преобразуемой в подводимое тепло (заштрихованная площадь, фиг. 27); кроме этого, сам процесс происходит по политропе $1-s$ (фиг. 27) вместо адиабаты $1-a$. Поэтому

$$AL > AL_{ad} + AL_{mn}.$$

Это обстоятельство не позволяет оценивать качество работы нагнетателя нормальным путем, разделяя полезные и вредные компоненты работы.

¹ Без учета трения в тех местах машины, откуда теплота отводится излучением, маслом, водой и т. д. и не попадает в нагретаемый воздух.

Второе обстоятельство, заслуживающее внимания, заключается в том, что если приблизить процесс нагнетателя к адиабатическому (или даже довести показатель политропы сжатия до значения $m < k$), то все равно расход мощности на трение и гидравлические сопротивления имеет место. Поэтому в случае охлаждаемого нагнетателя к работе политропического (в частном случае адиабатического) цикла работа трения все же прибавляется. Поэтому выигрыш в расходуемой работе будет равен только площадке $1-a-c$ (фиг. 27).



Фиг. 28. К примеру 12.

Пример 12. Воздух выходит из поршневой воздухоудвки с давлением 2 атм.

Температура и давление входящего воздуха соответствуют условиям стандартной атмосферы¹. Подача соответствует 40 м³/мин всасываемого воздуха.

Расход мощности N_1 на трение поршневых колец о стенки составляет 13,5 л. с.²; на преодоление сопротивления клапанов расходуется $N_2 = 9,0$ л. с. и на трение в сальниках, подшипниках и т. д. расходуется $N_3 = 10$ л. с. Определить расход мощности и $\eta_{ад}$.

Решение. Данная задача проще всего решается при помощи Ts -диаграммы (фиг. 27).

Работа, подводимая к каждому килограмму воздуха в виде тепла, равняется

$$\frac{A \cdot (N_1 + N_2) 75 \cdot 60}{G_{мин}} = \frac{(13,5 + 9,0) 75 \cdot 60}{40 \cdot 1,2 \cdot 427} = 4,7 \text{ ккал/кг.}$$

Строим по трем точкам a, b, c , лежащим на изобаре p_2 , вспомогательную кривую $Q = f(T_2)$ (фиг. 28). Точка пересечения этой кривой с ординатой $Q = 4,7$ ккал/кг определит нам температуру выхода воздуха из воздухоудвки $T_2 = 105^\circ \text{Ц}$. Отсюда получим работу, приходящуюся на 1 кг подаваемого воздуха,

$$AL = c_p (T_2 - T_1) = 0,24 (105 - 20) = 20,4 \text{ ккал/кг.}$$

Расход мощности

$$N = \frac{(AL \cdot V_{мин} \cdot \gamma_1)}{A \cdot 60 \cdot 75} + N_3 = \frac{20,4 \cdot 427 \cdot 40 \cdot 1,2}{60 \cdot 75} + 10 = 93,5 + 10 = 103,5 \text{ л. с.}$$

Адиабатическая удельная работа (по Ts -диаграмме)

$$AL_{ад} = c_p (T_{2ад} - T_1) = 0,24 (84 - 20) = 15,3 \text{ ккал/кг.}$$

Механический к. п. д.

$$\eta_{мех} = \frac{103,5 - 13,5 - 10}{103,5} = 0,77.$$

¹ И здесь и в ряде других задач, связанных с использованием Ts -диаграммой, условия стандартной атмосферы несколько изменены. С целью более удобного пользования диаграммой начальные условия приняты $p_1 = 1$ атм, $T_1 = 20^\circ \text{Ц}$. Барометрическое давление стандартной атмосферы $p_1 = 760$ мм рт. ст. = 1,033 атм.

Очевидно, что указанная условность никакого принципиального значения не имеет.

² Подвод тепла к воздуху за счет трения поршневых колец о стенки цилиндра будет в действительности гораздо меньше в связи с отводом тепла от стенок водой, циркулирующей в водяной рубашке цилиндра. В данной части задача представляет собой упрощенную схему расчета.

Адиабатический к. п. д.

$$\eta_{ад} = \eta_{мех} \frac{L_{ад}}{L} = 0,77 \cdot \frac{15,3}{20,4} = 0,575.$$

Эта задача может быть решена также и аналитически (см. пример 9)

$$\Delta t = T_2 - T_1 = T_1 \left[\left(\frac{T_2}{T_1} \right) - 1 \right] = T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right].$$

Теплоемкость политропического процесса

$$c = \frac{Q}{\Delta t} = \frac{4,7}{293 \left[\left(\frac{2}{1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]} = c_v \frac{m-1,41}{m-1}.$$

Решая путем подстановок это уравнение, получим

$$m = 1,58.$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} = 293 \cdot 2^{\frac{1,58-1}{1,58}} = 378^\circ = 105^\circ \text{ Ц.}$$

$$N_1 = \frac{c_p (T_2 - T_1) \cdot G_{сек}}{A \cdot 75} = \frac{0,24 (378 - 293) \cdot 40 \cdot 1,2 \cdot 427}{60 \cdot 75} = 93,5 \text{ л. с.}$$

$$N = N_1 + N_{мех} = 93,5 + 10,0 = 103,5 \text{ л. с.}$$

Пример 13. Колесо турбовоздуходувки сообщает каждому килограмму протекающего воздуха работу $L_h = 4000 \text{ кгм/кг}$. Работа, расходуемая в воздуходувке на преодоление вредных сопротивлений, $\Delta L_h = 1000 \text{ кгм/кг}$. Расход мощности на создание паразитных токов в окружающих колесо воздушных объемах $N' = 10,0 \text{ л. с.}$ Весовое количество воздуха, текущее через колесо, $G_{сек} = 1 \text{ кг/сек.}$ Воздух поступает в машину непосредственно из атмосферы. Определить давление и температуру воздуха на выходе из воздуходувки при скорости воздуха $c_a = 70 \text{ м/сек}$, а также определить адиабатический к. п. д. $\eta_{ад}$.

Решение (аналитическое, без помощи Ts -диаграммы). Тепло, подводимое к каждому килограмму воздуха, равняется

$$Q = A \cdot \Delta L_h + A \frac{75 \cdot N'}{G_{сек}} = \frac{1000}{427} + \frac{75 \cdot 10}{427} = 2,34 + 1,76 = 4,1 \text{ кал/кг.}$$

Температура на выходе из машины определится из равенства

$$c_p (T_2 - T_1) + A \frac{c_a^2}{2g} = A L_h + A \frac{75 \cdot N'}{G_{сек}};$$

$$c_p (T_2 - T_1) + \frac{70^2}{427 \cdot 2 \cdot 9,81} = \frac{4000}{427} + 1,76;$$

$$c_p (T_2 - T_1) = 9,4 + 1,76 - 0,59 \approx 10,6 \text{ кал/кг;}$$

$$T_2 = \frac{10,6}{0,24} + 20 = 44 + 20 = 64^\circ \text{ Ц.}$$

Приращение энтропии Δs определится из равенства

$$\left(\frac{T_1 + T_2}{2} \right) \Delta s = Q,$$

т. е.

$$\left(273 + \frac{20 + 64}{2} \right) \Delta s = 4,1 \text{ кал/кг,}$$

откуда

$$\Delta s = \frac{4,1}{315} = 0,013 \text{ ед. энтропии.}$$

Если бы сжатие происходило по адиабате, то при данном перепаде температур мы получили бы

$$p_2 = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 10\,000 \left(\frac{332}{293} \right)^{3,5} = 16\,250 \text{ кг.м/кг} = 1,625 \text{ ата.}$$

За счет подвода тепла конечная точка процесса сдвинется по изотерме T_2 (фиг. 29) вправо на величину

$$\Delta s = s_1 - s_{2ad} = 0,013 \text{ ед. энтропии.}$$

Как было показано выше (стр. 27), расстояние между двумя изобарами, определенное параллельно оси абсцисс, равняется

$$\Delta s = -AR \ln \frac{p_{2ad}}{p_2},$$

отсюда

$$\lg \frac{p_{2ad}}{p_2} = \frac{0,013 \cdot 427}{29,27 \cdot 2,3} = 0,0825,$$

и следовательно,

$$p_2 = 1,345 \text{ ата} = 3450 \text{ мм вод. ст.}$$

Таким образом давление нагнетания равняется 3450 мм вод. ст.

Соответствующая адиабатическому сжатию конечная температура равняется

$$T_2 = 293 \left(\frac{1,345}{1,0} \right)^{0,285} = 320^\circ \text{ абс.} = 47^\circ \text{ Ц,}$$

и следовательно, адиабатическая работа

$$L_{ad} = \frac{c_p}{A} (T_{2ad} - T_1) = 0,24 \cdot 427 \cdot (47 - 20) = 2760 \text{ кг.м/кг.}$$

Фиг. 29. К примеру 13.

Соответствующий адиабатический расход мощности

$$N_{ad} = \frac{G_{сек} \cdot L_{ad}}{75} = \frac{2760 \cdot 1,0}{75} = 37,0 \text{ л. с.}$$

Действительный расход мощности при $\eta_{мех} = 0,9$

$$N = \left[\frac{G_{сек} \cdot L_h}{75} + N' \right] : \eta_{мех} = \left[\frac{4000 \cdot 1,0}{75} + 10 \right] : 0,9 = \frac{53,5 + 10,0}{0,9} = 71,0 \text{ л. с.}$$

Адиабатический к. п. д.

$$\eta_{ad} = \frac{N_{ad}}{N} = \frac{37,0}{71,0} = 0,52.$$

Очевидно, что эта же задача могла бы быть решена при помощи Ts -диаграммы по схеме, приведенной на фиг. 29.

Процессы с отводом тепла

Охлаждение нагнетателей при помощи воды, циркулирующей в рубашке машины, а также при помощи специальных вынесенных холодильников, практикуется весьма широко.

В поршневых и ротационных машинах, в которых имеет место непосредственное механическое трение движущихся частей (поршня, пластинок ротора и т. д.) о стенки корпуса, охлаждение стенок имеет в первую очередь назначение улучшения работы смазки.

Местное тепло трения, выделяющееся на трущихся поверхностях, вызывает опасность осмоления и разложения масла, ухудшает его смазывающие свойства и может вызвать потребность в резком повышении качества и расхода масла и повышение механических потерь, т. е. увеличение расхода мощности.

Как указывалось выше (пример 6), предельные температуры, допустимые для компрессорных масел, из соображений опасности возгонки летучих и вспышки лежат в зависимости от их качества в пределах $160-300^{\circ}\text{C}$, чему соответствует перепад давлений в компрессоре $\frac{p_a}{p_e} = 4,0-11,0$.

В то же время применяемые в современной технике давления сжатого воздуха доходят до гораздо более высоких значений.

Из этих соображений явствует необходимость охлаждения нагнетателей, вызываемая технологическими соображениями.

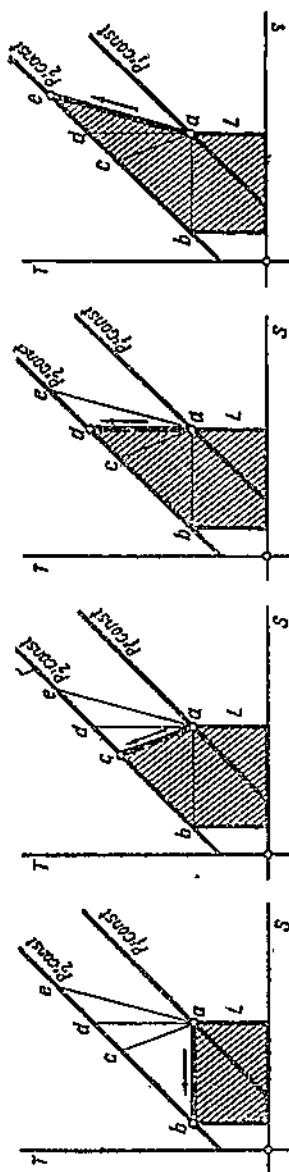
Необходимость в охлаждении нагнетаемого воздуха диктуется, однако, еще и соображениями экономичности работы нагнетателей — компрессоров и воздуходувок при значительных степенях сжатия.

Как указывалось выше, из всех принципиально возможных политропических процессов наиболее выгодным с точки зрения расхода мощности является процесс изотермический.

С повышением конечной температуры сжатия расход мощности повышается.

Это ясно видно из фиг. 30, на которой приведены для сравнения процессы изотермический, политропический с отводом тепла ($Q > 0$), адиабатический и политропический с подводом тепла ($Q < 0$).

Как указывалось на стр. 22, площади, заштрихованные на диаграм-



(I) $m = 1$; $Q > 0$; (II) $1 < m < 1,41$; $Q > 0$; (III) $m = 1,41$; $Q = 0$; (IV) $1,41 < m$; $Q < 0$.
 ab — изотерма; ac — политропа с отводом тепла; ad — адиабата; ae — политропа с подводом тепла.

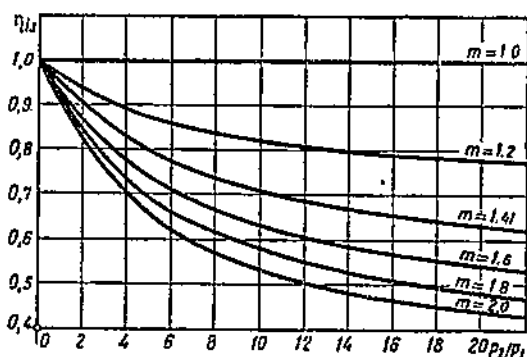
Фиг. 30. Расход индикаторной работы при различных процессах нагнетания.

мах фиг. 30, дают работу цикла нагнетателя в *кал/кг*. Из диаграммы непосредственно видно (фиг. 30), что работа цикла получается тем меньше, чем ниже показатель m политропы сжатия.

Если принять за эталон изотермическую работу, то для любых других процессов степень их экономичности может быть выражена величиной изотермического к. п. д. цикла.

$$\eta_{из} = \frac{L_{из}}{L_I},$$

где L_I — индикаторная работа политропического цикла с показателем политропы m , определяемая по формуле, приведенной на стр. 38. На фиг. 31 приведено семейство кривых $\eta_{из}$ для различных m при различ-



Фиг. 31. Изотермические к. п. д. политропических циклов при различных степенях сжатия.

ных степенях сжатия $\frac{p_a}{p_e}$. Как видно из диаграммы, при значительных степенях сжатия приближение к изотермическому процессу, т. е. введение охлаждения, может значительно повысить $\eta_{из}$ и соответственно снизить расход мощности на работу нагнетателя.

Охлаждение нагнетателей, как уже указывалось, бывает двух родов.

Во-первых, за счет охлаждения корпуса при помощи водяной рубашки

тепло отводится во время самого процесса сжатия.

При этом удаляется тепло трения, которое иначе приняло бы участие в процессе, повысив значение показателя политропы сверх $k=1,41$ (фиг. 30, IV); иногда даже удастся отвести больше тепла, чем соответствует потерям трения, благодаря чему показатель политропы сжатия падает ниже k (схема II фиг. 30), с чем связано понижение индикаторного расхода мощности даже по сравнению с адиабатическим циклом.

На Ts -диаграмме (фиг. 32) изображен схематически процесс одного и того же нагнетателя при отводе тепла водяной рубашкой и при отсутствии охлаждения. Потери трения в обоих случаях приняты неизменными, что примерно соответствует действительным условиям: выигрыш в затрате работы на подачу 1 кг, а следовательно, и выигрыш в затрате мощности виден непосредственно из диаграммы (площадь BAV_0 , фиг. 32, II).

Те же процессы нагнетания при наличии и при отсутствии охлаждения кожуха приведены на индикаторной (pV) диаграмме (фиг. 32, III). Индикаторная диаграмма, однако, в меньшей степени отражает процесс нагнетания, так как на ней нельзя изобразить величину подводимого тепла трения или гидравлических сопротивлений Q , входящего в процесс в качестве основной величины.

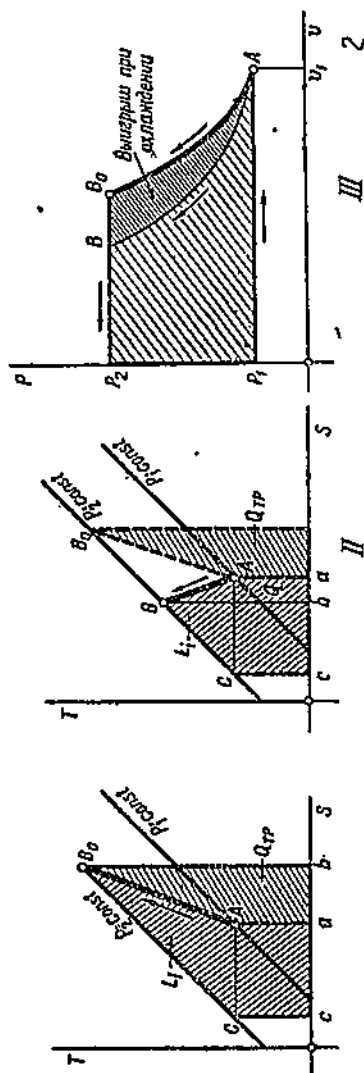
Отвод тепла во время самого процесса нагнетания пред-

ставляет весьма значительные трудности. В поршневых машинах в связи с относительно малой внутренней поверхностью цилиндра и малой скоростью движения воздуха в самом цилиндре интенсивность теплоотдачи от воздуха к стенкам весьма мала. Поэтому основное назначение охлаждения стенок поршневого, а также и пластинчатого ротационного компрессора заключается не в охлаждении самого воздуха во время процесса сжатия, а в отводе тепла механического трения о стенки (отвод тепла $Q_{тр}$), что необходимо для нормальной работы смазки.

Охлаждение коромысел клапанов поршневого компрессора, в которых скорость воздуха во много раз выше, чем в цилиндре, действует более эффективно, повышая как подачу, так и к. п. д. компрессора. За счет охлаждения крышки температура выходящего из компрессора воздуха может быть доведена до значений, соответствующих показателю политропы $m = 1,25 - 1,3$. Очевидно, что охлаждение воздуха при проходе через нагнетательные клапаны на показатель политропы сжатия отразиться не может.

Таким образом за счет охлаждения кожуха в поршневых и рота-

ционных машинах удается обычно только значительно ослабить подвод тепла к всасываемому и сжимаемому воздуху и провести сжатие при условиях, близких к адиабатическим; показатель политропы сжатия для поршневых компрессоров $m \approx 1,3 \div 1,4$; для пластинчатых ротационных $m \approx 1,4 \div 1,5$. Охлаждение воздуха при магнетании, приближение



Фиг. 32. Влияние охлаждения кожных на расход работы при нагнетании.

AB_0 — процесс без охлаждения; AB — процесс с охлаждением. Работа трения $Q_{тр} = aAB_0b$. Индикаторная работа без отвода тепла $AL_1 = bB_0Cc$ кал/кг. Отвод тепла (схема II) $Q = Q_{тр} + aAB_0b$. Индикаторная работа при отводе тепла $AL_1 = aABC$ кал/кг. Вы, граун в расходе работы при нагнетании $A \Delta L = AB_0B$. Расход работы

$$AL = \frac{AL_i + Q_{mp}}{\eta_{\text{ker}}},$$

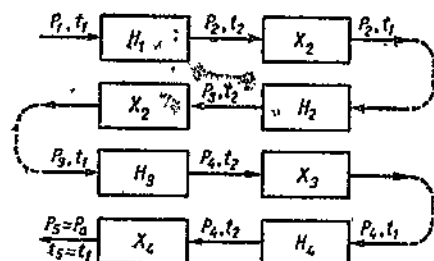
условий нагнетания к изотермическим при помощи охлаждения кожуха для указанных машин недостижимо.

В турбовоздуходувках и турбокомпрессорах скорости воздуха относительно стенок кожуха достаточно высоки и сами поверхности кожуха достаточно развиты, так что охлаждение нагнетаемого воздуха в турбонагнетателях оказывается вполне достижимым и дающим значительный экономический эффект даже и при относительно невысоких степенях сжатия порядка $\frac{P_2}{P_1} = 2 \div 3$.

В то же время, однако, усложнение конструкции турбонагнетателя охлаждением кожуха как в части выполнения, так и в части обслуживания (фасонные полости, сложные для изготовления и с трудом поддающиеся уплотнению и очистке) привели к тому, что турбовоздуходувки и турбо-

компрессоры с охлаждением кожуха изготавливаются в редких случаях.

Насколько велики конструктивные сложности охлаждения кожуха турбонагнетателя видно из того, что показатель политропы сжатия у неохлаждаемого нагнетателя лежит в пределах $m \approx 1,6 \div 2$, в то время как для охлаждаемого кожуха вполне достижим показатель $m \approx 1,3$. Для $\frac{P_2}{P_1} \approx 3 \div 4$ это соответствует весьма чувствительному изменению экономичности машины, на $6-10\%$, и



Фиг. 33. Многоступенчатое сжатие (четыре ступени).

H — нагнетатели; X — холодильники; X_4 — последний необязательный холодильник.

все же эта разница обычно оказывается недостаточной для введения охлаждения кожуха даже в самых больших агрегатах.

Второй метод охлаждения воздуха при нагнетании заключается в разделении процесса нагнетания на ряд ступеней и введении промежуточных холодильников между ступенями (фиг. 33). При такой схеме процесс сжатия от давления P_0 до давления P_n разбивается на ряд промежуточных ступеней.

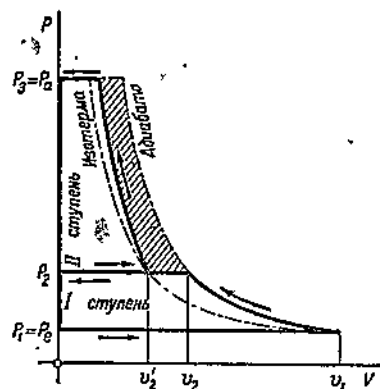
В промежутке между двумя нагнетателями H , представляющими собой две последующие ступени сжатия, воздух охлаждается до температуры, близкой к начальной. Охлаждение производится в холодильниках X , представляющих собой обычно цилиндр, отлитый из чугуна или склепанный из стальных листов с вальцованными в днища трубами, по которым циркулирует охлаждающая вода. Воздух охлаждается, протекая между трубками.

Часто устанавливается холодильник также и после последней ступени. Это охлаждение воздуха, так же как, например, охлаждение нагнетательных клапанов поршневого компрессора, имеет целью добиться конденсации и выделения паров воды и масла в специальных отделителях, установленных за компрессором, и тем самым избежать нежелательной и даже опасной конденсации их в самом воздухопроводе.

Очевидно, что последующее охлаждение воздуха на расход мощности нагнетателем влиять не может.

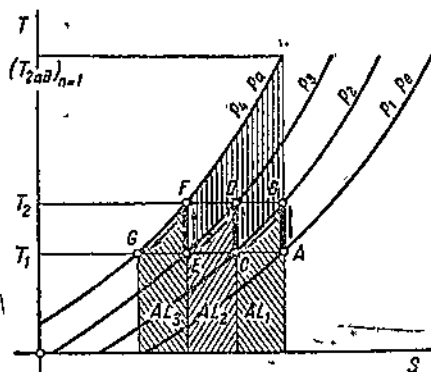
При рассмотрении основных сторон многоступенчатого сжатия введем ряд упрощающих предположений. Будем считать:

- 1) промежуточное охлаждение совершенным, т. е. будем считать, что во всех промежуточных холодильниках температура воздуха падает до начальной температуры t_1 ; практически температура воздуха, выходящего из холодильника, выше температуры входящей воды на 10—15°;
- 2) процесс сжатия в каждой ступени будем считать адиабатическим;
- 3) емкость холодильников будем считать достаточно большой, т. е. нагнетание воздуха в холодильник будем считать происходящим при постоянном давлении;
- 4) потерей давления при протекании воздуха через холодильник пренебрегаем.



Фиг. 34. Индикаторная диаграмма двухступенчатого сжатия.

Заштрихованная площадь — выигрыш в работе по сравнению с одноступенчатым процессом. v_2 — объем горячего воздуха, подаваемого первой ступенью в холодильник; v'_2 — объем охлажденного воздуха, поступающего из холодильника во вторую ступень.



Фиг. 35. Изображение процесса трехступенчатого сжатия в Ts -диаграмме.

Вертикальной штриховкой показан выигрыш в работе по сравнению с адиабатическим одноступенчатым процессом AB , CD , EF — процессы сжатия в ступенях нагнетателя при $Q = 0$; BC , DE , FG — процессы охлаждения в холодильниках при $p = \text{const.}$

При схематическом рассмотрении явления эти допущения, значительно упрощая анализ, дают вполне удовлетворительное приближение к действительным соотношениям. При расчете машин влияние указанных допущений легко может быть учтено, если известен действительный перепад температур и реальный процесс в каждой ступени и в каждом холодильнике.

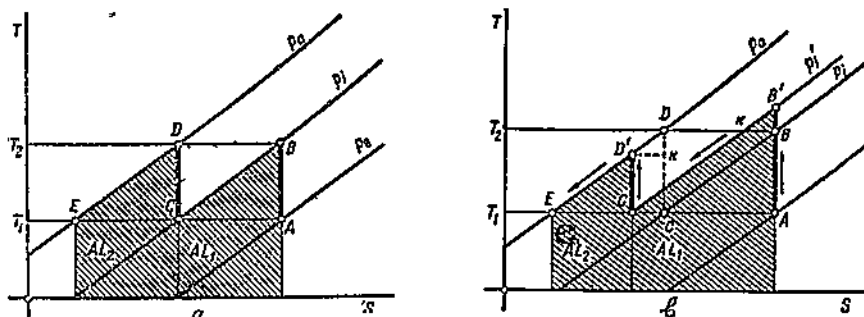
На фиг. 34 и 35 приведено в pV - и Ts -диаграммах сравнительное изображение процессов сжатия изотермического, адиабатического одноступенчатого и адиабатического многоступенчатого. Непосредственно из изображения процессов видно, что понижение расхода мощности при многоступенчатом сжатии связано с тем обстоятельством, что процесс многоступенчатого сжатия приближается к изотермическому.

Наиболее выгодным процессом как с точки зрения экономичности работы, так и с точки зрения тепловой нагрузки машин является такой

процесс многоступенчатого сжатия, при котором конечные температуры в каждой ступени нагнетателя (температуры выхода воздуха) были бы одинаковыми.

Правильность этого утверждения можно непосредственно усмотреть из фиг. 36, *a* и *b*, на которой нанесены для случая двухступенчатого сжатия работы обеих ступеней. На фиг. 36, *a* приведен случай такой разбивки давлений, при котором $T_{вых}$ одинакова для обеих ступеней. На фиг. 36, *b* приведен случай разбивки давления по ступеням, при котором $T_{вых}$ из первой ступени больше, чем для второй.

То обстоятельство, что общая площадь, соответствующая работе обеих ступеней, во втором случае увеличилась, и подтверждает сделан-



Фиг. 36. *a* — разбивка давлений, исходя из одинаковости $T_{вых}$ для обеих ступеней; *b* — $T_{вых}$ в первой ступени больше, чем во второй.

$$\Delta AL = \sum AL' - \sum AL = (AL_1' - AL_1) + (AL_2' - AL_2) =$$

$$= \text{пл. } CBB'C' - \text{пл. } CDD'C',$$

$$\text{при } \Delta KB'B \sim \Delta KD'D \text{ получим}$$

$$\Delta AL = \overline{C'C} \cdot \overline{AB} - \overline{C'C} \cdot \overline{CD'} > 0, \quad \sum AL < \sum AL'.$$

ное выше утверждение об оптимальном распределении давления по ступеням.

При $T_2 = \text{const}$ получим соответствующее распределение давления по ступеням

$$\frac{p_i + 1}{p_i} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \text{const},$$

где индекс i соответствует номеру любой рассматриваемой ступени.

Таким образом оптимальное распределение давлений по ступеням соответствует постоянству отношения давления выхода к давлению входа. Так, например, при $\frac{p_a}{p_e} = 64$ и числе ступеней $n = 3$ получим следующее оптимальное распределение давления по ступеням:

Ступень	Давление входа	Давление выхода
1	1	4
2	4	16
3	16	64

Из соотношения (n — число ступеней, i — индекс любой ступени)

$$\frac{p_2}{p_e} = \frac{p_3}{p_2} = \dots = \frac{p_{i+1}}{p_i} = \dots = \frac{p_n}{p_{n-1}} = \frac{p_n}{p_e}$$

мы можем непосредственно получить путем перемножения между собой всех n отношений равенство

$$\frac{p_2}{p_e} \cdot \frac{p_3}{p_2} \cdot \dots \cdot \frac{p_{i+1}}{p_i} \cdot \frac{p_n}{p_{n-1}} \cdot \dots \cdot \frac{p_{i+1}}{p_i} = \left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^n = \frac{p_n}{p_e}$$

или

$$\frac{p_{i+1}}{p_i} = \left(\frac{p_n}{p_e} \right)^{\frac{1}{n}}.$$

Полученному выражению для оптимального распределения давления по ступеням соответствует минимум расходуемой на нагнетание работы. Незначительное отклонение от указанного распределения давления по ступеням (порядка 10—15%, даже 20%) не вызывает значительного повышения удельного расхода работы (и соответственно мощности), что свойственно вообще большинству функций вблизи экстремальных значений.

Более значительные отклонения от указанного распределения давления по ступеням могут значительно ухудшить эффект многоступенчатого сжатия.

Указанное правило распределения давления по ступеням позволяет весьма удобно производить расчеты многоступенчатого сжатия при помощи Ts -диаграммы.

Действительно расстояние между двумя изобарами i и $i+1$ в Ts -диаграмме, определенное параллельно оси абсцисс, равняется

$$\Delta s = AR \ln \frac{p_i}{p_{i+1}}.$$

Если для всех ступеней сжатия $\frac{p_{i+1}}{p_i} = \text{const}$, то, следовательно (фиг. 35), для построения многоступенчатого сжатия следует отрезок AG между начальным и конечным давлением на изотерме T_1 разделить на n частей (по числу ступеней) и провести из точек A, C, E адиабаты до пересечения с изобарами CB, ED, GF , соответствующими промежуточным давлениям.

Работа (адиабатическая) каждой ступени определяется из диаграммы

$$(AL_i)_{ad} = c_p (T_2 - T_1).$$

Общий расход адиабатической работы

$$\sum_{i=1}^n (AL_i)_{ad} = c_p (T_2 - T_1) \cdot n.$$

Следует отметить, что $n(T_2 - T_1) < (T_{2ad} - T_1)_{n=1}$, т. е. при сжатии в n ступенях повышение температуры в каждой ступени меньше $\frac{1}{n}$ повышения температуры при одноступенчатом сжатии $[AB = CD = EF < \frac{AK}{n}]$. Это обстоя-

тельство, которому соответствует кривизна изобар в Ts -диаграмме, и является по существу основной причиной выгодности многоступенчатого сжатия.

Отрезки BC , DE , FG представляют собой изображение процессов изобарического охлаждения в промежуточных и последующем (FG) холодильниках. Соответствующие площади, лежащие под этими изобарами, дают количество тепла, подлежащее отводу в промежуточных холодильниках.

В соответствии с ранее выведенными формулами адиабатической работы можем написать

$$L_{ad1} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_1 + 1}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \text{ кдж/кг.}$$

Поскольку

$$p_1 v_1 = RT_1 = RT_1 = p_1 v_1$$

и "

$$\left(\frac{p_1 + 1}{p_1} \right) = \left(\frac{p_a}{p_e} \right)^{\frac{1}{n}},$$

написанное выше равенство можно переписать в виде

$$L_{ad1} =$$

$$= \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_a}{p_e} \right)^{\frac{k-1}{k \cdot n}} - 1 \right] \text{ кдж/кг.}$$

Фиг. 37. Сравнение многоступенчатого сжатия и одноступенчатого политропического.

Это выражение получается одинаковым для всех ступеней (не зависящим от i), чего и следовало ожидать, так как при $T_i = T_1 = \text{const}$ и при $T_{i+1} = T_2 = \text{const}$, $L_{ad1} = c_p (T_{i+1} - T_i) = c_p (T_2 - T_1) = \text{const}$. Общую работу, затрачиваемую во всех n ступенях, приходящуюся на 1 м³ воздуха, всасываемого первой ступенью, получим, таким образом, равной

$$\sum L_{ad1} = 3,5 \cdot n \cdot p_1 \left[\left(\frac{p_a}{p_e} \right)^{\frac{k-1}{k \cdot n}} - 1 \right] \text{ кдж/м}^3.$$

Дальнейшее определение действительной работы и эффективной мощности получается путем введения в расчет адиабатического к. п. д. отдельной ступени.

В заключение настоящего раздела заметим, что многоступенчатое адиабатическое сжатие по существу своему полностью соответствует политропическому одноступенчатому сжатию, происходящему в том же интервале температур и давлений (фиг. 37).

Это явствует из равенства площадей, соответствующих количествам отводимого тепла Q [плоск. $ABCDE$ = площ. $AK'E$] и из равенства температур выходящего воздуха.

Пример 14. Компрессор сжимает 100 м³/мин воздуха от $p_1 = 1,0$ атм до $p_2 = 7,0$ атм. Принимая адиабатический к. п. д. $\eta_{ad} = 0,7$, определить потребный расход мощности при одноступенчатом, двухступенчатом и трехступенчатом сжатии.

Решение 1. Сжатие одноступенчатое. Температура конца адиабатического сжатия (по Ts -диаграмме) $t_{2ад} = 235^\circ \text{Ц}$.

Потребная мощность при одноступенчатом сжатии

$$N = \frac{c_p(t_{2ад} - t_1) v_{мин} \cdot \gamma \cdot 427}{60 \cdot 75 \cdot \eta_{ад}} = \frac{0,24 \cdot (235 - 20) 100 \cdot 1,2 \cdot 427}{4500 \cdot 0,7} = 840 \text{ л. с.}$$

2. Сжатие двухступенчатое. Промежуточное давление

$$p_{пр} = \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} = \sqrt{7,0} = 2,65.$$

Температура конца адиабатического сжатия (по Ts -диаграмме)

$$t_{2ад} = 110^\circ \text{Ц}.$$

Потребная мощность при двухступенчатом сжатии

$$N = \frac{c_p(t_{2ад} - t_1) v_{мин} \cdot \gamma \cdot 427 \cdot n}{60 \cdot 75 \cdot \eta_{ад}} = \frac{0,24 \cdot (110 - 20) 100 \cdot 1,2 \cdot 427 \cdot 2}{4500 \cdot 0,7} = 700 \text{ л. с.}$$

Экономия в мощности по сравнению с одноступенчатым сжатием

$$\frac{\Delta N}{N_{n=1}} = \frac{840 - 700}{840} \cdot 100 = 16,5\%.$$

3. Трехступенчатое сжатие. Промежуточное давление

$$p_{пр} = \sqrt[3]{\frac{p_2}{p_1}} = \sqrt[3]{7,0} = 1,91.$$

Температура конца адиабатического сжатия (по Ts -диаграмме)

$$t_{2ад} = 78^\circ.$$

Потребная мощность при трехступенчатом сжатии

$$N = \frac{c_p(t_{2ад} - t_1) v_{мин} \cdot \gamma \cdot 427 \cdot n}{60 \cdot 75 \cdot \eta_{ад}} = \frac{0,24 (78 - 20) 100 \cdot 1,2 \cdot 427 \cdot 3}{60 \cdot 75 \cdot 0,7} = 680 \text{ л. с.}$$

По сравнению с одноступенчатым сжатием экономия в расходе мощности

$$\frac{\Delta N}{N_{n=1}} = \frac{840 - 680}{840} \cdot 100 = 19\%.$$

По сравнению с двухступенчатым

$$\frac{\Delta N}{N_{n=1}} = \frac{700 - 680}{680} \cdot 100 = 3\%.$$

Очевидно, введение второго промежуточного охлаждения неэкономично.

Отношение расхода мощности при числе ступеней n к расходу мощности при числе ступеней $n+1$, или, иначе говоря, эффективность перехода от n к $n+1$ ступени, обозначим через $\mathcal{E}_{n-(n+1)}$.

Значения $\mathcal{E}_{n-(n+1)}$ приведены в табл. 4.

Таблица 4

Значения $\vartheta_{1,2}$ для отношения

$$\frac{p_2}{p_1} = 2 \div 100 \text{ атм}$$

Значения $\vartheta_{2,3}$ для отношения

$$\frac{p_2}{p_1} = 8 \div 150 \text{ атм}$$

$\frac{p_2}{p_1}$	2	4	8	16	32	64	100
$\vartheta_{1,2}$	1,05	1,11	1,18	1,26	1,31	1,41	1,47

$\frac{p_2}{p_1}$	8	16	32	64	150
$\vartheta_{2,3}$	1,05	1,08	1,1	1,12	1,14

Дать какое-либо общее указание о целесообразности выбора того или иного числа ступеней при данном отношении давлений невозможно. В каждом частном случае приходится учитывать целый комплекс экономических и эксплуатационных показателей.

Для стационарных агрегатов большой мощности, непрерывно работающих, даже относительно небольшое повышение к. п. д. может оказаться вполне целесообразным. Так, например, большие турбокомпрессоры мощностью в тысячи киловатт делают трехступенчатыми при перепаде давления $\frac{p_2}{p_1} = 8-9$, хотя при этом эффективность введения третьей ступени относительно незначительна ($\vartheta_{2,3} = 1,06$).

В то же время небольшие и только периодически работающие поршневые компрессоры (особенно передвижные) делают одноступенчатыми до перепада давления $\frac{p_2}{p_1} \approx 8-10$, хотя при этом введение промежуточного охлаждения может дать значительный относительный выигрыш в расходе мощности ($\vartheta_{1,2} \approx 1,2$).

В большинстве случаев перепад давлений в одной ступени $\frac{p_{i+1}}{p_i} \leq 4-5$. Этому соответствует нижеследующее нормальное число ступеней компрессора (табл. 5).

Таблица 5

n	1	2	3	4	5
$\frac{p_a}{p_e}$	1-5	5-25	25-64	64-150	150 и выше

Из указанных ранее соображений во многих случаях приходится довольно далеко уклоняться от приведенных выше нормальных соотношений. Предельные значения давлений при данном числе ступеней приведены в табл. 6.

Таблица 6

n	1	2	3	4	5
$\frac{p_a}{p_e}$	1-12	5-100	10-200	60-200	120 и выше

§ 10. ПЕРЕХОД ОТ УРАВНЕНИЙ ТЕРМОДИНАМИКИ К УРАВНЕНИЯМ ГИДРАВЛИКИ

Переход от уравнений компрессора к уравнениям воздухоудвки и вентилятора

Как известно, работа, подведенная к воздуху в нагнетателе,

$$L = p_2 v_2 - p_1 v_1 + L_{\text{сж}} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \text{ кгм/кг.}$$

Работа цикла (индикаторная работа) без учета приращения скоростной энергии

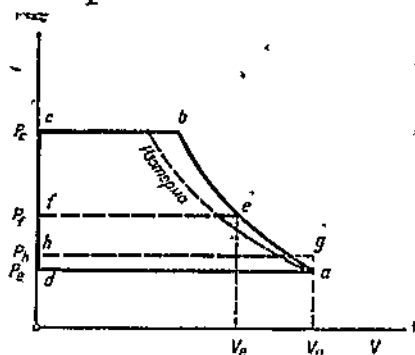
$$L_i = p_2 v_2 - p_1 v_1 + L_{\text{сж}} = \int_1^2 v dp$$

равняется площади индикаторной диаграммы (фиг. 38) в соответствующем масштабе.

Поскольку кривизна политропы сжатия ab относительно невелика, допустимо, начиная с некоторого отношения давления $\frac{p_a}{p_e}$, считать политропу сжатия прямой линией¹

$$L_i = \frac{v_a + v_e}{2} (p_a - p_e) =$$

$$= v_{cp} \cdot \Delta p \text{ кгм/кг.}$$



Фиг. 38.

При давлении $p_a \leq 2000$ мм вод. ст. вполне допустимо определять v_{cp} , считая политропу сжатия изотермой. При этом получим:

$$L_{из} = v_{cp} \Delta p = \frac{v_2 + v_1}{2} (p_2 - p_1) = v_1 (p_2 - p_1) \left(\frac{p_2 + p_1}{2p_2} \right) \text{ кгм/кг}$$

и при $v_1 = 1 \text{ м}^3$

$$L_i = (p_2 - p_1) \frac{p_{cp}}{p_2} \text{ кгм/м}^3.$$

Ошибка, соответствующая такому упрощению расчетных формул, видна из следующих цифр:

при $\frac{p_2}{p_1} = 1,2$

$$L_{из} = 2,3 \cdot p_1 \cdot \lg 1,2 = 0,182 p_1 \text{ кгм/м}^3,$$

$$L_{ad} = 3,5 \cdot p_1 [1,2^{0,286} - 1] = 0,192 p_1 \text{ кгм/м}^3,$$

$$L = (p_2 - p_1) \frac{p_{cp}}{p_2} = 1835 \text{ кгм/кг.}$$

¹ $F_{abcd} = \int v dp$; при $\Delta p \leq 0,2$ ати $F_{aefd} = \frac{v_a + v_e}{2} (p_1 - p_d) = v_{cp} \Delta p$; при $\Delta p \leq 0,02 - 0,06$ ати $F_{aghd} \approx v_a (p_h - p_e) = v_a \Delta p$.

По отношению к L_{ad} последнее выражение дает неточность порядка 50%, чем и определяется степень его допустимости в различных случаях.

При $\frac{p_2}{p_1} = 1,1$ соответствующая ошибка составляет уже всего 10%.

При дальнейшем понижении давления допустимо вообще пренебречь наклоном политропы сжатия, т. е. принять ее за изохору ag (фиг. 38).

При этом, очевидно, получим работу цикла

$$AL = aghd = v_1 (p_2 - p_1) \text{ кгм/кг} = (p_2 - p_1) \text{ кгм/м}^3$$

такой же, как для несжимаемых жидкостей.

Считая допустимой предельную ошибку порядка 50%, получим предельное отношение давлений, при котором допустимо считать воздух несжимаемым $\frac{p_2}{p_1} \approx 1,1$, чему при $p_1 = 1,0 \text{ атм}$ соответствует избыточное давление 1000 мм вод. ст.

При $\frac{p_2}{p_1} = 1,02$, т. е. избыточном давлении (разрежении) порядка 200 мм вод. ст. соответствующая ошибка составит всего 10%, что значительно превышает степень точности большинства аэро- и термодинамических расчетов, лежащую в пределах $3 \pm 5\%$.

Считая жидкость несжимаемой, т. е. пользуясь равенством

$$L_1 = (p_2 - p_1) \text{ кгм/м}^3$$

и соответствующим равенством для полной работы цикла

$$L = L_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \text{ кгм/кг} = L_1 + \frac{\gamma}{2g} (c_2^2 - c_1^2) \text{ кгм/м}^3,$$

мы получим следующее равенство для расчета работы нагнетателя

$$L = p_2 - p_1 + \gamma \frac{c_2^2}{2g} - \gamma \frac{c_1^2}{2g} = \left(p_2 + \gamma \frac{c_2^2}{2g} \right) - \left(p_1 + \gamma \frac{c_1^2}{2g} \right) \text{ кгм/м}^3.$$

Обозначая, как это принято в гидравлике воздушного несжимаемого потока: p_a — внешнее атмосферное давление, $p_2 - p_a = h_{cm}$ (статический напор), $\gamma \frac{c^2}{2g} = h_d$ (динамический напор), $h = h_{cm} + h_d$ (полный напор), можно написать последнее равенство в виде

$$L = (h_2 - h_1) = (h_{cm2} + h_{d2}) - (h_{cm1} + h_{d1}) \text{ кгм/м}^3.$$

При $L = 0$ последнее равенство переходит в уравнение Бернулли¹ для идеального потока несжимаемой жидкости, текущего по трубопроводу между сечениями (1-2)

$$h_{cm2} + h_{d2} = h_{cm1} + h_{d1} = \text{const.}$$

В остальных случаях последнее равенство выражается следующим образом:

Работа, отданная воздуху нагнетателем (в данном случае вентилятором), расходуется на изменение полного напора проходящей через него воздушной струи от полного напора h_1 на входе до напора h_2 на выходе.

¹ Без учета сил тяжести. При рассматриваемом нами движении воздуха в воздушной среде силы тяжести из уравнения Бернулли выпадают.

Это выражение представляет собой частный случай так называемого обобщенного уравнения Бернулли, формулируемого обычно следующим образом:

„Изменение полного напора между двумя сечениями воздушного потока равняется подведенной (отведенной) между этими двумя сечениями работе“.

Таким образом по мере понижения отношения $\frac{P_2}{P_1}$ мы постепенно переходим от уравнений термодинамики к уравнениям гидравлики, с которыми приходится иметь дело при изучении работы вентиляторов и частично воздуховодов низкого давления.

Работа машин для подачи воздуха и газа при различных плотностях входящего воздуха

По существу дела все формулы и соображения, применяемые при расчете машин высокого давления, остаются в силе и при расчете машин низкого давления, как, например, вентиляторы.

Если, например, считать работу вентилятора низкого давления на статический напор 100 мм вод. ст., происходящей без отвода тепла, то получим, что работа, приходящаяся на 1 м³ воздуха, при статическом к. п. д., равно 0,5,

$$L = \frac{100}{0,5} = 200 \text{ кгм/м}^3.$$

На 1 кг воздуха приходится работа

$$L = \frac{200}{\gamma} = \frac{200}{1,2} = 167 \text{ кгм/кг}.$$

Часть этой работы затрачивается на создание кинетической энергии вытекающей струи. Так, например, при скорости выхода $c = 20 \text{ м/сек}$ соответствующая работа, затраченная на создание кинетической энергии,

$$L_{\text{дин}} = \frac{c^2}{2g} = \frac{20^2}{2 \cdot 9,81} = 20,5 \text{ кгм/кг}.$$

Остальная работа идет на нагревание воздуха

$$L - L_{\text{дин}} = 167 - 20,5 = 146,5 \text{ кгм/кг} = \frac{c_p (T_a - T_e)}{A}.$$

При этом воздух нагревается на

$$T_a - T_e = \frac{146,5}{427 \cdot 0,24} = 1,43^\circ \text{ Ц}.$$

Практически эта величина весьма незначительна.

Если то же весовое количество воздуха подогреть в воздушном подогревателе до температуры $2 \cdot (273 + 20) = 585^\circ \text{ абс.} = 312^\circ \text{ Ц}$ при соответственном увеличении объема в два раза, то при всех прочих равных условиях, т. е. при том же напоре, к. п. д., скорости выхода, получим

$$L = 200 \text{ кгм/м}^3 = 2 \cdot 167 \text{ кгм/кг} = 334 \text{ кгм/кг},$$

$$L_{\text{дин}} = 20,5 \text{ кгм/кг},$$

$$L - L_{\text{дин}} = 334 - 20,5 = 313,5 \text{ кгм/кг}.$$

Соответственное повышение температуры

$$T_a - T_e = \frac{313,5}{427 \cdot 0,24} \approx 3^\circ \text{ Ц}.$$

Этот элементарный пример разъясняет, на что расходуется, с точки зрения баланса энергии, дополнительная мощность, которую приходится затрачивать при установке вентилятора на горячей стороне воздушных или газовых устройств, хотя с внешней стороны явление совершенно при этом не меняется.

Определенное количество холодного воздуха входит в подогреватель (экономайзер, топку), нагревается и выходит наружу. При одном и том же весовом количестве воздуха (газа), при одних и тех же сопротивлениях расход мощности может оказаться равным 10 л. с. при установке вентилятора на холодной стороне и, скажем, 20 л. с. при установке на горячей стороне. Куда деваются лишние 10 л. с.? На дополнительный подогрев воздуха, который в дымососе окажется значительно выше, чем в вентиляторе.

В общем виде это обстоятельство вытекает из основных формул политропического процесса

$$L = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \text{ кгм/кг,}$$

$$L = \frac{k}{k-1} p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \text{ кгм/м}^3.$$

При одном и том же $\frac{p_2}{p_1}$, т. е. при одном и том же p_2 , если $p_1 = \text{const}$, работа, приходящаяся на 1 кг, прямо пропорциональна v_1 , т. е. обратно пропорциональна удельному весу протекающего воздуха (газа).

Поэтому, чем в более горячем месте стоит вентилятор (дымосос), тем больше затрата мощности при заданном весовом количестве протекающего воздуха (газа).

Иначе говоря, работа, приходящаяся на 1 м³, при заданном $\frac{p_2}{p_1}$ не зависит от удельного веса сжимаемого газа, не зависит от того, что сжимается — углекислота или водород, воздух при температуре 0 или 500° Ц. Поэтому, чем больше куб. метров протекает через машину, тем больше затрата мощности при данных p_2 и p_1 . При этом, чем легче (по удельному весу) сжимаемый газ, тем сильнее он будет нагреваться в машине.

§ 11. КОЭФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ НАГРЕВАТЕЛЕЙ

В огромном большинстве случаев к. п. д. рассматриваемых в технике агрегатов (установок) называется отношение

$$\eta = \frac{\text{полученная мощность}}{\text{затраченная мощность}},$$

причем, очевидно, оптимальное предельное значение $\eta = 1$. Например, к. п. д. насоса

$$\eta = \frac{V \cdot H}{75 \cdot N},$$

где V — секундная подача; H — напор насоса; N — израсходованная мощность.

Для любого двигателя

$$\eta = \frac{N \cdot 632}{G_{\text{нас}} \cdot K},$$

где N — отдаваемая мощность в л. с.; 632 кал/л. с. ч. — тепло, соответствующее л. с. ч.; $G_{\text{нас}}$ — часовой расход топлива; K — калорийность топлива.

Попытка построить к. п. д. нагнетателя по такому же принципу привела бы нас к выражению

$$\eta = \frac{AL - O}{AL}.$$

Если бы назначением нагнетателя был нагрев воздуха, то этот к. п. д. действительно характеризовал бы эффективность машин.

В действительности, однако, назначение нагнетателя — подавать сжатый воздух. Нагревание воздуха в машине, практически неизбежное в той или иной степени, явление обычно нежелательное, с которым приходится вести борьбу. Нагревание воздуха при сжатии лишает нас в целом ряде случаев возможности применения высоких степеней сжатия либо заставляет прибегать к громоздким, тяжелым и дорогим устройствам, имеющим целью охлаждение воздуха (промежуточное охлаждение).

Отсюда очевидно, что степень нагревания воздуха никак не может служить критерием для оценки эффективности нагнетателя. Более того, при самом выгодном из процессов сжатия — изотермическом, мы получим (пренебрегая величиной $A \frac{c_p^2}{2g}$)

$$AL = c_p(T_2 - T_1) + Q = 0,$$

т. е. к. п. д., построенный, как указано выше, равняется нулю; в то же время, как показано выше, изотермический цикл для любого нагнетателя следует обычно считать наилучшим.

Таким образом построение к. п. д. нагнетателей (за исключением вентиляторов, см. ниже), как отношение

$$\eta = \frac{\text{полученная мощность}}{\text{затраченная мощность}},$$

оказывается принципиально недопустимым.

Приходится поэтому для оценки качества нагнетателей применять условные относительные к. п. д., рассчитываемые как отношение

$$\eta_{\text{отн}} = \frac{N_m}{N_{\text{эфф}}},$$

где N_m — расход мощности при работе нагнетателя по тому или иному теоретическому циклу; $N_{\text{эфф}}$ — действительный эффективный расход мощности.

В соответствии с теоретическим циклом, положенным в основу определения расчета мощности N_m , относительный к. п. д. носит название изотермического либо адиабатического. Полученные таким образом значения к. п. д. к балансу энергии непосредственного отношения не имеют; принципиально они могут иметь значения и больше единицы, что, очевидно, невозможно при определении к. п. д., как отношения полученной работы к затраченной.

Все указанное относится к нагнетателям, сжимающим воздух настолько значительно, что изменение его объема при прохождении через нагнетатель имеет существенное значение.

При малых степенях сжатия, характерных для вентиляторов, работой, идущей на самое сжатие воздуха, можно пренебречь.

При этом работа, сообщенная каждому килограмму воздуха, расходуется:

- 1) на внешнюю работу, которая при $v_2 = v_1$ получается равной

$$L_{внеш} = (p_2 - p_1) \cdot v = h_{ст} \cdot v \text{ кгм/кг} = h_{ст} \text{ кгм/м}^3;$$

- 2) на изменение скоростной энергии (динамического напора)

$$L_{дин} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \approx \frac{c_2^2}{2g} \text{ кгм/кг} = \gamma \frac{c_2^2}{2g} \text{ кгм/м}^3.$$

Оба эти равенства справедливы, если скоростью в том объеме, откуда поступает воздух, можно пренебречь.

При подаче $V \text{ м}^3/\text{сек}$ получим к. п. д. вентилятора, равный отношению переданной воздуху мощности к затраченной

$$\eta = \frac{V_{сек} \cdot (h_{ст} + h_d)}{75 \cdot N}.$$

В тех случаях, когда скоростная энергия струи, выходящей из вентилятора, не используется, в качестве полезного напора следует рассматривать только статический напор.

В этом случае к. п. д., оценивающий качество машины, так называемый статический к. п. д.,

$$\eta_{ст} = \frac{V_{сек} \cdot h_{ст}}{75 \cdot N}.$$

При $p_2 - p_1 \leq 0,02 \text{ кг/м}^2$ пользование последними двумя формулами допустимо безоговорочно, практически это допустимо в технических расчетах до $p_2 - p_1 \approx 0,1 \text{ кг/м}^2$ (см. предыдущий параграф).

При $(p_2 - p_1) = 0,1 - 0,2 \text{ кг/м}^2$ последняя формула дает удовлетворительные результаты при подстановке в нее

$$V = \frac{V_1 + V_2}{2} = V_{ср},$$

т. е. при пользовании значениями подаваемого объема, средними по отношению к условиям всасывания и условиям подачи. При этом отклонение значения к. п. д. от единицы продолжает характеризовать качество машины и величину потерь при протекании через нее воздуха.

При давлениях $p_2 - p_1 > 0,2 \text{ кг/м}^2$, или вернее при $\frac{p_2}{p_1} > 1,2$, к. п. д., определенные без учета работы сжатия, перестают характеризовать что бы то ни было, и приходится переходить к описанным выше относительным к. п. д.

Основной критерий, могущий служить для оценки качества любого нагнетателя путем сравнения его работы с работой по наилучшему изотермическому циклу, будет, очевидно, изотермический к. п. д.

$$\eta_{из} = \frac{L_{из}}{L_{эфф}} = \frac{N_{из}}{N_{эфф}}.$$

При определении величины изотермической работы

$$L_{из} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = R T_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \text{ кдж/кг}$$

за температуру T_1 принимается обычно температура входящего воздуха.

Поскольку температура входящей воды сильно влияет на процесс охлаждения, при большой разнице температур входящей воды и входящего воздуха более целесообразно при подсчете $L_{из}$ вводить в равенство для определения работы идеального изотермического цикла температуру входящей воды, т. е. считать, что воздух в идеальном случае может быть охлажден до T воды.

Теоретически при температуре входящего воздуха порядка 300° абс. понижение температуры воды на 3° Ц соответствует понижению изотермической работы на 1% .

Практически для понижения расхода мощности на 1% требуется понижение температуры входящей воды на $4\text{--}6^\circ \text{ Ц}$.

Для машин, работающих без охлаждения, или для таких машин, у которых охлаждение имеет вспомогательный характер, например, водяных рубашек поршневых компрессоров, имеющих основное назначение — улучшение условий смазки, изотермический к. п. д. является мало характерным.

Наилучшим принципиально возможным для такой машины циклом будет, очевидно, адиабатический. При высоких значениях $\frac{p_2}{p_1}$ за счет самой разницы между изотермическим и адиабатическим циклами изотермический к. п. д. такого неохлаждаемого нагнетателя будет очень низок независимо от качества его работы.

Очевидно, что критерий, дающий низкую оценку машине независимо от качества ее работы и оценивающий в основном принципиальные свойства цикла, по которому работает машина, недостаточен.

Для оценки неохлаждаемых машин введено понятие адиабатического к. п. д.

$$\eta_{ад} = \frac{L_{ад}}{L_{эфф}} = \frac{N_{ад}}{N_{эфф}}.$$

Для многоступенчатого сжатия (т. е. при охлаждении воздуха в холодильниках) наилучшим принципиально возможным циклом будет, очевидно, такой, при котором все ступени работают по адиабатическому циклу, охлаждение совершенное и распределение давлений соответствует optimum. При этом, как указывалось выше, все ступени нагружены равномерно, а следовательно, адиабатический к. п. д. многоступенчатой машины следует определять из равенства

$$\eta_{ад} = \frac{n \cdot (L_{ад})_{ступ}}{L_{эфф}}.$$

Приведенные выше коэффициенты $\eta_{см}$, η , $\eta_{из}$, $\eta_{ад}$ оценивают работу машины по общей затрате мощности, включая механические и гидравлические потери.

Расход мощности без учета механических и гидравлических потерь мощности, соответствующий площади индикаторной диаграммы либо

площади $aABSc$ (фиг. 32, II), называется индикаторной мощностью, и соответствующий к. п. д.

$$\eta_i = \frac{N_i}{N_{эфф}} = \frac{L_i}{L_{эфф}}$$

называется индикаторным к. п. д.

Для поршневых машин в мощность $N_{эфф}$ входит кроме индикаторной мощности мощность, расходуемая на трение поршневых колец и передаваемая воздуху в виде тепла (площадь $aABb$, фиг. 32, I), и мощность, расходуемая на трение в подшипниках, сальниках, кривошипно-шатунном механизме и т. д.; гидравлические потери в поршневых и ротационных машинах играют очень ограниченную роль.

Разделение всей мощности $N_{эфф}$ на две группы

$$N_{эфф} = N_i + N_{мех},$$

т. е. отнесение площади $aABb$ на Ts -диаграмме к разряду механических потерь (включение ее в $N_{мех}$) вполне закономерно, так как по существу потери на трение поршневых колец являются именно механическими потерями.

То же имеет место и при исследовании ротационных машин, где площадь $aABb$ на Ts -диаграмме соответствует работе механического трения вращающихся пластин о кожух.

Иначе дело обстоит в турбомашинах. Там площадь $aABb$ (фиг. 32, I) представляет собой тепло, подведенное к воздуху за счет гидравлических потерь, имеющих место при протекании воздуха в машине.

В то время как в поршневой (ротационной) машине к воздуху по существу подводится работа L_i , а вся прочая работа представляет собой $L_{мех}$ к воздуху, протекающему в турбомашине, по существу подводится работа $L_i + \Delta L_n$, соответствующая всей площади Ts -диаграммы ($bBCc$) и из этой работы превращается в тепло, подводимое к воздуху.

В случае турбомашин, таким образом, выделение площади $aABSc$, т. е. выделение индикаторной мощности из всей расходуемой мощности, нецелесообразно. В этом случае выделение чисто механических потерь (сальники, подшипники) приводится к делению мощности $N_{эфф}$ на мощность на валу $N_s = N - N_{мех}$, соответствующую площади $bBCc$ на Ts -диаграмме (фиг. 32), и на мощность $N_{мех}$, не включающую гидравлических потерь. Такому разделению мощности соответствует введение механического к. п. д.

$$\eta_{мех} = \frac{N_{эфф} - N_{мех}}{N_{эфф}}.$$

Предельные и средние значения различных к. п. д. для различных машин будут приведены ниже при рассмотрении самых машин.

Очевидно, что кроме указанных к. п. д. при определении действительного расхода мощности приходится еще учитывать к. п. д. самого

привода и передачи (ременной, зубчатой и т. д.) в соответствии с общепринятыми формулами расчета.

§ 12. СВОДКА ОСНОВНЫХ ФОРМУЛ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАСХОДА МОЩНОСТИ И ПОДСЧЕТА К. П. Д.

1. Адиабатическая работа.

Для одноступенчатой машины

$$L_{ад} = 3,5 p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,286} - 1 \right] = \frac{c_p}{A} (T_{2ад} - T_1) \text{ кгм/кг.}$$

Для многоступенчатой машины

$$\begin{aligned} (L_{ад})_{ступ} &= 3,5 p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{0,286}{n}} - 1 \right] \text{ кгм/кг,} \\ L_{ад} &= n \cdot (L_{ад})_{ступ} = 3,5 \cdot n \cdot p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{0,286}{n}} - 1 \right] = \\ &= n \cdot \frac{c_p}{A} \left[(T_{2ад})_{ступ} - T_1 \right] \text{ кгм/кг.} \end{aligned}$$

2. Изотермическая работа.

$$L_{из} = 2,303 p_1 v_1 \lg \frac{p_2}{p_1} = 2,303 R \cdot T_1 \lg \frac{p_2}{p_1} \text{ кгм/кг.}$$

При подсчете изотермического к. п. д. одноступенчатого компрессора следует при определении $L_{из}$ считать $T_1 = T_{1созд}$ — температуре входящего воздуха.

При определении $\eta_{из}$ двухступенчатого компрессора следует считать $T_1 = \frac{T_{1созд} + T_{1оод}}{2}$, где $T_{1оод}$ — температура воды, входящей в холодильник.

При определении $\eta_{из}$ многоступенчатого компрессора ($n > 2$) следует считать $T_1 = T_{1оод}$.

Объясняются эти условности в определении T_1 тем, что с повышением числа ступеней влияние $T_{1созд}$ падает, а влияние $T_{1оод}$ растет.

3. Индикаторная работа.

При данном показателе m политропы сжатия

$$L_i = \frac{m}{m-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \text{ кгм/кг.}$$

4. Работа, подведенная к валу (для неохлаждаемого нагнетателя). При данном показателе m политропы сжатия

$$\begin{aligned} L &= \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] = \\ &= 3,5 p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \text{ кгм/кг.} \end{aligned}$$

¹ Для подсчета работы в кгм/м³ следует в выражения для L вставить $v_1 = 1$.

5. Мощность нагнетателя.

$$N = \frac{V_{\text{мин}} \cdot L}{60 \cdot 75 \cdot v_1}.$$

В этом выражении $V_{\text{мин}}$ — подача нагнетателя в $\text{м}^3/\text{мин}$, приведенная к условиям всасывания; L — расчетная работа в кгм/кг . В зависимости от подстановки в формулу мощности $L_{\text{из}}$, $L_{\text{ад}}$, L_p , $L_{\text{эфф}}$ мы получим соответственно мощности $N_{\text{из}}$, $N_{\text{ад}}$, N_t и $N_{\text{эфф}}$.

6. Адиабатический к. п. д.

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{N_{\text{ад}}}{N_{\text{эфф}}}; \quad N_{\text{эфф}} = \frac{N_{\text{ад}}}{\eta_{\text{ад}}}.$$

7. Изотермический к. п. д.

$$\eta_{\text{из}} = \frac{N_{\text{из}}}{N_{\text{эфф}}}; \quad N_{\text{эфф}} = \frac{N_{\text{из}}}{\eta_{\text{из}}}.$$

8. Индикаторный к. п. д.

$$\eta_i = \frac{N_i^1}{N_{\text{эфф}}} = \frac{N_t}{N_t + N_{\text{мех}}}.$$

9. Механический к. п. д.

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_{\text{в}}}{N_{\text{эфф}}} = \frac{N_{\text{эфф}} - N_{\text{мех}}}{N_{\text{эфф}}}.$$

Для машин, у которых гидравлические потери малы, значения η_i и $\eta_{\text{мех}}$ совпадают. Для машин, у которых гидравлические потери играют существенную роль, $\eta_i < \eta_{\text{мех}}$.

10. Коэффициенты полезного действия вентиляторов (полный и статический) подробно рассмотрены в третьей части, посвященной вентиляторам.

§ 13. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ СООБРАЖЕНИЯ ОБ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ ВЫГОДНОСТИ РАЗЛИЧНЫХ ЦИКЛОВ КОМПРЕССОРА

Как уже указывалось на стр. 24, наиболее выгодным циклом компрессора с точки зрения расхода мощности является цикл изотермический, к которому мы обычно и стремимся приблизиться. В некоторых случаях, однако, оценка экономичности цикла только с точки зрения расхода мощности оказывается недостаточной, а иногда даже и просто неверной.

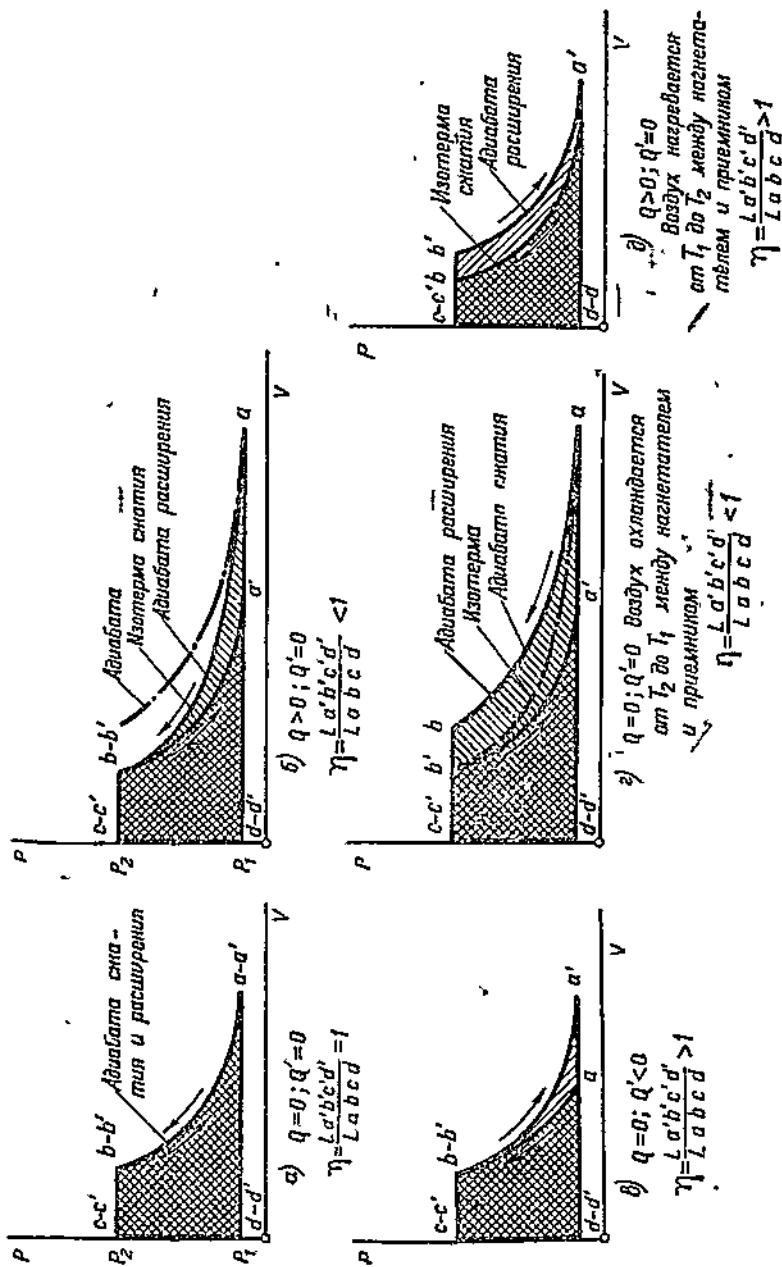
При подаче воздуха расход работы на сжатие и подачу 1 кг воздуха в тепловых единицах равняется, как было показано выше,

$$AL = (I_{02} - I_{01} + Q) : \eta_{\text{мех}}.$$

При потреблении сжатого воздуха как источника энергии работа, которую можно получить от каждого килограмма сжатого воздуха, может быть выражена, применяя те же обозначения, при помощи равенства

$$AL' = (I_{01}' - I_{02}' - Q') \cdot \eta_{\text{мех}}'.$$

Очевидно, что к. п. д. всего цикла, т. е. отношение мощности, затраченной на работу нагнетателя, к мощности, получаемой в приемнике сжатого



Фиг. 39. К. п. д. различных процессов.

воздуха (пневматический инструмент, воздушная турбина, горелки, работающие сжатым воздухом, и т. д.), равняется

$$\eta = \frac{AL'}{AL} = \frac{I_{01}' - I_{02}' - Q'}{I_{02}' - I_{01}' + Q'} \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{мех}}'.$$

Если воздух поступает к потребителю охлажденным до начальной температуры, то очевидно, что работа приемника не зависит от условий сжатия. Числитель последнего выражения получает постоянное значение, и следовательно, наибольшее значение к. п. д. η соответствует минимальному значению величины, стоящей в знаменателе и определяющей расход мощности на работу компрессора. Как уже указывалось выше, это соответствует изотермическому циклу нагнетателя.

Иногда, однако, сжатый воздух поступает к потребителю непосредственно из нагнетателя без охлаждения его до начальной температуры, как это, например, зачастую имеет место в кузнечных пневматических молотах.

Если при этом $Q' = Q = 0$, т. е. оба процесса протекают адиабатически, то

$$\eta = \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{мех}}',$$

т. е. к. п. д. самого теплового цикла обеих машин в совокупности равен единице. Отводя тепло во время сжатия, мы уменьшаем знаменатель, но, как будет показано ниже, в еще большей степени мы уменьшаем числитель. При этом к. п. д. всей установки в целом падает.

При подводе тепла к к. п. д. всего цикла в целом соответственно растет. Таким образом при непосредственном использовании сжатого воздуха, выходящего из нагнетателя, не следует стремиться к приближению работы нагнетателя к условиям изотермического цикла, если только это не вызывается особыми условиями эксплуатации.

Приведенные выше соотношения весьма наглядно могут быть проиллюстрированы графически при помощи сравнения индикаторных диаграмм нагнетателя и приемника сжатого воздуха.

Единственное допущение, которое мы при этом сделаем и которое вполне соответствует реальным условиям работы рассматриваемых агрегатов, сводится к тому, что процесс расширения в приемнике сжатого воздуха близок к адиабатическому, независимо от температуры поступающего в него из нагнетателя воздуха. При этом получим диаграммы, показанные на фиг. 39.

Как непосредственно видно из диаграмм, при отсутствии механических потерь в нагнетателе и приемнике, при $Q = 0$ (отсутствие подвода и отвода тепла в нагнетателе) к. п. д. всего цикла, включающего обе машины,

$$\eta = \frac{\text{полученная работа}}{\text{затраченная работа}}$$

равен единице (фиг. 39, а).

При отводе тепла (фиг. 39, б, в) $\eta < 1$.

При подводе тепла (фиг. 39, в, д) $\eta > 1$.

Очевидно, что если воздух охлаждается между нагнетателем и приемником до начальной температуры, то к. п. д. во всех случаях будет меньше единицы. В этом случае следует стремиться к приближению цикла нагнетателя к изотермическому. Если же воздух не охлаждается по пути, то, наоборот, всякий отвод тепла понижает к. п. д. цикла.

Наиболее целесообразным циклом является цикл, приведенный на фиг. 39 д, где процесс в нагнетателе совершается с отводом тепла, но до пути от нагнетателя к приемнику воздух подогревается. При этом мы повышаем к. п. д. цикла, нагревая воздух не за счет дорогостоящего тепла преобразованной механической работы, а за счет непосредственного подвода тепла к воздуху.

Такого рода циклы встречаются, например, в работе кузнечных пневматических устройств.

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

ГЛАВА IV

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

§ 14. ПРИМЕНЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ

Схема действия поршневых компрессоров приведена в гл. 1 одновременно с указанием области их применения.

В то время как в области умеренных давлений ($\frac{p_2}{p_1} = 2 \div 10$) поршневые компрессоры представляют собой только один из применяемых в технике типов машин, при больших давлениях ($\frac{p_2}{p_1} = 12 \div 1000$) поршневые компрессоры являются единственно рациональными.

Пределы применению поршневых машин в области низких давлений кладет влияние гидравлических потерь в клапанах (см. фиг. 42 — площадь диаграммы под прямой p_1 и над прямой p_2), и потерь трения поршня и кривошипно-шатунного механизма.

При значительных давлениях относительная роль этих потерь невелика, при малых давлениях ($\frac{p_2}{p_1} < 2$) они начинают играть существенную роль, резко понижая к. п. д. машины.

Другое ограничение применения поршневых машин в области средних давлений ($\frac{p_2}{p_1} = 2 \div 8$) связано с громоздкостью этих машин при значительных подачах. В связи с наличием ускорений, неизбежных в машинах с возвратно-поступательным движением поршня, средние скорости движения поршня относительно весьма невелики, не превышают 4—5 м/сек, а часто лежат и значительно ниже этого предела. В связи с этим подача значительных объемов воздуха поршневым компрессором (воздуходувкой) приводит к огромным размерам цилиндров и всего кривошипно-шатунного механизма; в то же время большие размеры получающихся при этом машин заставляют работать с малыми числами оборотов, что весьма затрудняет привод этих машин от наиболее широко применяемых в современной технике быстроходных двигателей.

В то время как, например, турбоагнетатель с подачей 200—300 м³/мин относится к разряду небольших машин, поршневой компрессор с такой подачей представляет уже очень большую многоцилиндровую машину.

Предельные производительности, достигнутые в современных домен-

ных поршневых воздуходувках порядка $1000 \text{ м}^3/\text{мин}$ на цилиндр двойного действия, соответствуют диаметрам цилиндров порядка $2\text{—}2,5 \text{ м}$ и числу оборотов $60\text{—}80 \text{ об/мин}$.

Дальнейшее увеличение производительности поршневых компрессоров становится практически невозможным как из соображений технологических, так и из-за получающихся при этом габаритов и весов; недопустимо усложняется также обслуживание и ремонт машин.

Из указанных соображений при производительностях, превышающих $180\text{—}200 \text{ м}^3/\text{мин}$, обычно устанавливают на параллельную работу несколько агрегатов.

Таким образом поршневой компрессор (воздуходувку) можно определить как машину, предназначенную в основном для подачи относительно небольших объемов воздуха при значительных перепадах давлений.

Разделение поршневых нагнетателей на типы проводится по разным признакам.

Основные из них следующие:

- 1) компрессоры простого действия и двойного действия;
- 2) вертикальные и горизонтальные;
- 3) одноступенчатые и многоступенчатые; в зависимости от потребного перепада давлений число ступеней доходит до 5 и даже 6;
- 4) стационарные и передвижные (переносные);
- 5) компрессоры и воздуходувки, первые с перепадом давлений

$$\frac{P_2}{P_1} = 3 \div 1000, \text{ вторые с перепадом давлений } \frac{P_2}{P_1} = 2 \div 4;$$

- 6) компрессоры и вакуумнасосы; первые забирают воздух (газ) при атмосферном давлении и подают при повышенном; вторые отсасывают воздух (газ) из области с пониженным давлением и доводят его давление до атмосферного;

- 7) воздушные и газовые (азотные, коксовые и др.);

- 8) по принципу назначения; таковы, например, доменные и бессемеровские воздуходувки, „нефтяные“ компрессоры, тормозные компрессоры, гаражные компрессоры и т. д.

§ 15. ВРЕДНОЕ ПРОСТРАНСТВО, ОБЪЕМНЫЙ К. П. Д., КОЭФИЦИЕНТ ПОДАЧИ

Изучение поршневых компрессоров удобнее всего проводить путем рассмотрения индикаторных диаграмм. В то время как для всех других нагнетателей индикаторная диаграмма представляет чисто условный графический метод изображения изменения состояния, для поршневой машины индикаторная диаграмма является действительным изображением процессов, протекающих в цилиндре. Поэтому перед рассмотрением поршневых нагнетателей нам придется подробнее разобраться в действительных процессах, протекающих в поршневом нагнетателе и отличающих его действительную индикаторную диаграмму от рассмотренных выше теоретических индикаторных диаграмм нагнетания воздуха.

Основное различие между теоретической схемой работы компрессора и реальным явлением заключается в том, что при конце хода сжатия в крайнем положении поршня между крышкой цилиндра и поршнем остается некоторый объем $V_0 = F \cdot S_0$, называемый вредным.

В этот вредный объем входит частично объем клапанных коробок,

в которых также в мертвом положении остается воздух, сжатый до давления p_2 .

Величина вредного объема определяется либо из чертежа цилиндра, либо непосредственным обмером в натуре.

Величина вредного пространства обычно составляет $4 \div 10\%$ от опи-сываемого поршнем объема. При этом, чем ниже давление, развиваемое компрессором, тем больше допускаемая величина вредного пространства.

Регулирование величины вредного пространства производится как за счет прокладок между цилиндром и клапанной коробкой, так и за счет изменения длины шатуна (прокладками и клиньями в его подшипниках).

Термин „вредный объем“ $V_0 = F \cdot S_0$ не соответствует действительной роли объема V_0 в процессе компрессора. Правильней было бы назвать этот объем „бесполезным“, как будет показано ниже. Сяжем более, излишняя погоня за малым вредным пространством может привести к ухудшению всей конструкции в целом.

Из-за наличия вредного объема V_0 процесс всасывания начинается не в самом начале обратного хода поршня, а тогда, когда давление в цилиндре упадет до давления всасывания p_1 (фиг. 40); это произойдет тогда, когда поршень пройдет уже часть хода $S - S_1$. Поэтому объем воздуха, засасываемый при каждом ходе поршня, получается меньше, чем $F \cdot S$. Отношение действительно засасываемого объема $F \cdot S_1$ к теоретическому $F \cdot S$

$$\lambda_0 = \frac{S_1 \cdot F}{S \cdot F} = \frac{S_1}{S}$$

называется объемным к. п. д. компрессора. Подчеркнем, что термин объемный к. п. д. также не вполне удачен, так как компрессор с худшим объемным к. п. д. может иметь лучший к. п. д., чем компрессор с лучшим λ_0 .

Объемный к. п. д. λ_0 оценивает только степень использования рабочего объема цилиндра. Чем ниже λ_0 , тем больше должен быть при всех прочих равных условиях объем цилиндра и тем выше стоимость компрессора.

Определим значение λ_0 при данных p_1, p_2, S_0, S . Объемы обозначим индексами, соответствующими цифрам на фиг. 40. Кроме того, обозначим отношение вредного объема к описываемому объему через ϵ_0 ;

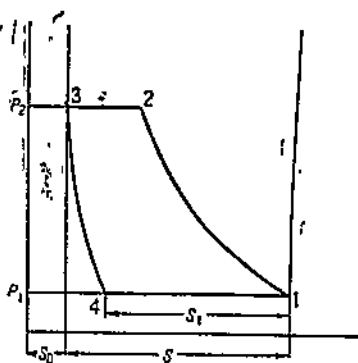
$$\epsilon_0 = \frac{S_0 \cdot F}{S \cdot F} = \frac{S_0}{S}.$$

При политропическом расширении объема $V_0 = \epsilon_0 V$ до объема V_4 получим

$$p_2 \cdot V_0^m = p_2 (\epsilon_0 V)^m = p_1 \cdot V_4^m,$$

откуда

$$V_4 = \epsilon_0 \cdot V \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}}.$$



Фиг. 40. Влияние вредного объема V_0 на индикаторную диаграмму.

Всасываемый объем

$$V_1 = V + V_0 - V_4.$$

Отсюда объемный к. п. д.

$$\lambda_0 = \frac{V_1}{V} = \frac{V + V_0 - V_4}{V} = 1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_0 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}} = 1 - \varepsilon_0 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right].$$

Процесс расширения протекает, вообще говоря, с переменным показателем m политропы расширения. С достаточной для практических целей точностью можно однако считать $m = \text{const}$ и равным $m = 1,15 \div 1,3$ в зависимости от интенсивности охлаждения крышки цилиндра.

Из последнего равенства видно, что при данном $\frac{p_2}{p_1}$ и ε_0 величина объемного к. п. д. падает с увеличением перепада давления в одном цилиндре. При достаточно больших $\frac{p_2}{p_1}$ величина объемного к. п. д. может дойти до весьма малых значений¹.

Пример 15. Считая расширение от p_2 до p_1 адиабатическим и принимая, что $\varepsilon_0 = 10\%$, определить, какое наибольшее давление может быть достигнуто. Решение. Наибольшее давление соответствует полному прекращению подачи, т. е. равенству

$$\lambda_0 = 1 - 0,1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,71} - 1 \right] = 0.$$

Из этого уравнения получим

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,71} = 21; \quad \frac{p_2}{p_1} = 29.$$

Пример 16. Считая $m = 1,3$ и допуская объемный к. п. д. $\lambda_0 \geq 0,85$, определить соответствующую, допустимую, величину вредного пространства при

$$\frac{p_2}{p_1} = 8;$$

$$\frac{p_2}{p_1} = 2.$$

Решение. Для первого случая

$$0,85 < 1 - \varepsilon_0 \left(8^{\frac{1}{1,3}} - 1 \right) = 1 - \varepsilon_0 \cdot 4; \quad \varepsilon_0 \leq 40\%.$$

Для второго случая

$$0,85 < 1 - \varepsilon_0 \left(2^{\frac{1}{1,3}} - 1 \right) = 1 - \varepsilon_0 \cdot 0,7; \quad \varepsilon_0 \leq 20\%.$$

Влияние вредного объема на расход мощности. Можно представить, что при наличии вредного объема процесс протекает так, что за один оборот двигателя, во-первых, количество газа $G_1 = \frac{F(S + S_0)}{v_1}$ совершает идеальный цикл $ablk$ (фиг. 41), затрачивая работу $L_1 G_1$,

¹ Это соображение, менее существенное для компрессоров, играет большую роль при проектировании вакуумных насосов с большим отношением $\frac{p_2}{p_1}$.

во-вторых, количество газа $G_2 = \frac{\bar{P} \cdot \bar{S}_0}{v_3}$ совершает идеальный цикл $ldhk$, отдавая работу $L_2 G_2$.

При этом суммарная затрата работы за один ход поршня, приходящаяся на подачу количества G воздуха, $ALG = AL_1 G_1 - AL_2 G_2$.

Если оба цикла протекают по одному и тому же закону, то $L_1 = L_2$ и, следовательно, $LG = L_1(G_2 - G_1)$. Так как $G = G_2 - G_1$, то следовательно $L = L_1$ — наличие вредного объема не повышает расхода мощности (фиг. 41), т. е. площадь $abdh$ равна площади $acdg$, по которой протекал бы цикл при отсутствии вредного пространства.

Обычно при расширении воздух несколько подогревается горячим неохлаждаемым поршнем. Тогда $AL_2 > AL_1$ и $AL < AL_1$, т. е. за счет наличия вредного объема происходит некоторое (правда, незначительное из-за малости ε_0) уменьшение расходуемой мощности.

Коэффициент подачи. Если определить из индикаторной диаграммы всасываемый объем воздуха

$$V_{sc} = v_1 \cdot G = \lambda_0 \cdot F \cdot S$$

и затем промерить каким-либо путем действительную подачу $V_{под}$, то всегда получается

$$\frac{V_{под}}{V_{sc}} < 1 \text{ и } \lambda = \frac{V_{под}}{F \cdot S} < \lambda_0,$$

где $V_{под}$ — объем подачи, приведенный к условиям всасывания.

Объясняется это прежде всего тем, что индикаторная диаграмма не учитывает нагрева всасываемого воздуха за счет смещения его с остаточным воздухом в цилиндре и за счет нагрева от горячие стенки цилиндра и клапанов. В то же время этот нагрев, очевидно, уменьшает объем всасываемого воздуха, приведенный к внешним температурным условиям.

Отношение $\frac{\lambda_0}{\lambda} = \psi$, кроме учета подогрева, определяет степень плотности и тщательности сборки компрессора. Обычно $\psi = 0,8—0,97$ в зависимости от целого ряда условий (изношенность, материал, допуски, условия охлаждения цилиндра, величина вредного пространства и т. д.).

Коэффициент ψ в сущности является результирующим двух коэффициентов

$$\psi = \psi_{под} \cdot \psi_{ут}.$$

Коэффициент, учитывающий собственно подогрев, лежит обычно в пределах $0,9—0,95$. Коэффициент утечки $\psi_{ут}$ в нормально работающих машинах не должен быть ниже $0,85—0,95$, причем, чем выше давление компрессора, тем ниже коэффициент утечки.

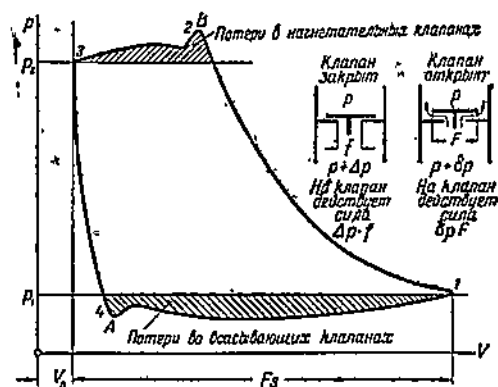
Коэффициент ψ иногда называют коэффициентом подогрева. Это нельзя считать удачным, так как во многих случаях на величину ψ влияние утечек и неплотностей оказывается более существенным, чем влияние подогрева воздуха при всасывании.

Отметим, что в то время, как уменьшение объемного к. п. д. λ_0 не влечет за собой уменьшение общего к. п. д. компрессора, уменьшение коэффициента ψ соответствует увеличению удельного расхода мощности, отнесенного к подаваемому объему воздуха в $\frac{1}{\psi}$ раз.

Из этих соображений обычно стараются возможно более интенсивно охлаждать клапанные коробки; воздух проходит через клапаны с большой скоростью и, следовательно, коэффициент теплопередачи от стенок клапанной коробки к воздуху имеет достаточно высокие значения.

§ 16. ИНДИКАТОРНЫЕ ДИАГРАММЫ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

При рассмотрении теоретического цикла компрессора мы ввели индикаторную диаграмму теоретического цикла (фиг. 8). В предыдущем параграфе мы ввели в рассмотрение основное отличие индикаторной диаграммы фактического цикла — наличие кривой расширения воздуха, остающегося во вредном пространстве в конце хода сжатия.



Фиг. 42.

Если, однако, рассмотреть фактическую индикаторную диаграмму поршневого компрессора, снятую индикатором (фиг. 42), то мы сможем отметить на ней еще ряд деталей, отличающих ее от индикаторной диаграммы, изображенной на фиг. 40.

Во-первых, на этой индикаторной диаграмме линия всасывания пройдет ниже прямой, соответствующей давлению во всасывающем трубопроводе, в связи с потерей напора при прохождении воздуха через всасывающие клапаны. Линия нагнетания пройдет выше давления ресивера (давления нагнетательного трубопровода) из-за сопротивления нагнетательного клапана.¹ Выступы на индикаторной диаграмме в начале всасывания воздуха (точка А, фиг. 42) и в конце сжатия (точка В, фиг. 42) вызывается инерцией клапанов, сопротивлением пружин и тем обстоятельством, что открывается пластинка клапана под влиянием силы $p \cdot f$, а поддерживается клапан открытым силой $p \cdot F$, где $F > f$. Другими словами, для открытия любого клапана требуется большее давление (разрежение), чем для поддержания его открытым.

Очевидно, что площади, лежащие под прямой $p_1 = \text{const}$ и над прямой $p_2 = \text{const}$ (фиг. 42) соответствуют излишней затрате мощности на преодоление сопротивлений клапанов. При малых перепадах давлений относительная роль этих потерь становится весьма ощутительной; потери в клапанах, наравне с потерями на трение поршневых колец о стенки цилиндра, можно считать одной из основных причин нецелесообразности применения поршневых воздуходувок при малых перепадах давлений.

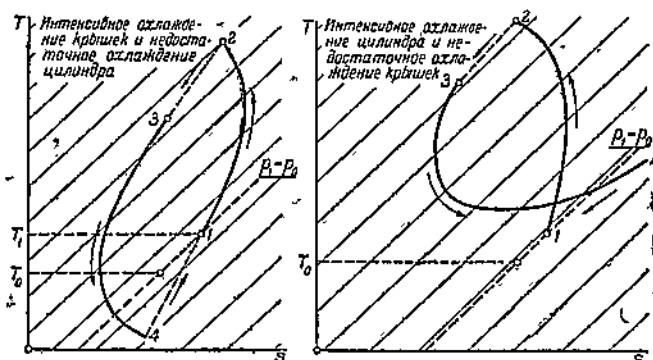
¹ Существенное влияние на протекание линий всасывания и нагнетания в ряде случаев оказывают пульсации столба воздуха во всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

Индикаторная диаграмма, снятая с компрессора, позволяет непосредственно оценить механизм его работы, правильность регулировки клапанов, пропуск в клапанах и поршневых кольцах и т. п.

Чрезвычайно поучительно с точки зрения анализа процесса компрессора рассмотрение его индикаторной диаграммы, перенесенной в Ts -координаты.

При известной температуре воздуха на выходе из компрессора и заданной индикаторной диаграмме такой перенос осуществим с достаточной степенью точности.

Теоретическая индикаторная диаграмма изобразится в Ts -диаграмме одной прямой, изображающей как процесс сжатия, так и процесс расширения остаточного воздуха. Всасывание и выталкивание воздуха не представляют собой, строго говоря, изменения состояния и поэтому в Ts -диаграмме изображены быть не могут. Изображение фактического



Фиг. 43. Изображение процесса поршневого компрессора в Ts -диаграмме.

протекания процесса компрессора в Ts -диаграмме выглядит существенно отлочно от теоретической схемы (фиг. 43).

Температура стенок цилиндра лежит, очевидно, где-нибудь между температурой всасываемого и температурой подаваемого компрессором воздуха. Поэтому в начале хода сжатия воздух подогревается; в конце же хода сжатия тепло от воздуха отводится. В начале хода расширения тепло от воздуха отводится, в конце хода расширения воздух подогревается стенками цилиндра. При этом за счет меньшего объема воздуха в мертвом пространстве процессы отвода и подвода тепла в нем протекают более интенсивно, чем отвод и подвод тепла во время хода сжатия; этим и объясняется имеющее обычно место большее отклонение кривой расширения в Ts -диаграмме от политропы с постоянным показателем. В то же время процесс сжатия весьма близок к политропе и, даже более того, практически процесс сжатия воздуха обычно можно считать протекающим по адиабате.

§ 17. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ЦИЛИНДРА

Теоретический объем воздуха, засасываемый компрессором,

$$V_t = F \cdot S \cdot n \cdot i \text{ м}^3/\text{мин},$$

где F — рабочая площадь поршня

$$F = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_0^2);$$

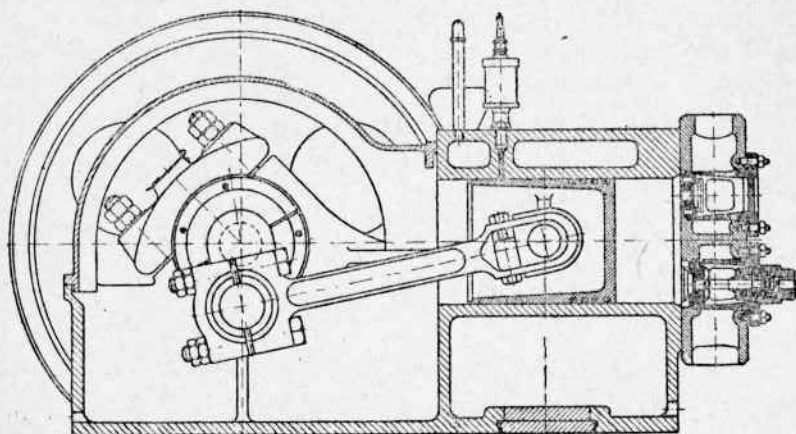
D — диаметр цилиндра;

d_0 — диаметр штока¹;

S — ход поршня;

n — число ходов поршня в минуту (число оборотов маховика);

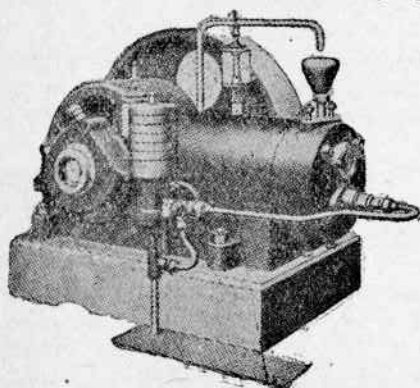
i — коэффициент; $i = 1$ для компрессора простого действия (фиг. 44 и 44а), в котором работает только одна сторона цилиндра; $i = 2$ для компрессора двойного действия (фиг. 48), в котором работают обе стороны цилиндра.



Фиг. 44. Компрессор простого действия; $i = 1$.

Действительная величина подачи, приведенная к условиям всасывания,

$$V_{\text{под}} = \lambda \cdot V_t = \psi \cdot \lambda_0 \cdot V = \psi \cdot \lambda_0 \cdot F \cdot S \cdot n \cdot i.$$



Фиг. 44а. Внешний вид компрессора
фиг. 44.

Скорость движения поршня

$c = \frac{Sn}{30}$ берется в пределах 1,5—5 м/сек. Для малых машин и для машин тихоходных ($n = 100 \div 400$ об/мин) скорость c берется обычно в пределах 1,5—3,5 м/сек.

Для небольших вертикальных быстроходных компрессоров (n до 1000 об/мин) среднюю скорость поршня в некоторых случаях доводят до $c = 5 \div 5,5$ м/сек.

Во всех случаях применение высоких скоростей движения поршня требует применения смазки под давлением.

¹ При расчете многоступенчатого компрессора с дифференциальным поршнем (фиг. 45) d_0 может быть диаметром поршня другой ступени.

Форма цилиндра определяется отношением $\frac{S}{D}$. Обычно длина цилиндра S берется того же порядка, что и диаметр его D

$$\frac{S}{D} = 0,7 \div 1,2.$$

Крайние пределы колебания значения $\frac{S}{D} = 0,5 \div 2$. Чем больше или быстрее машина, тем меньше обычно берется отношение $\frac{S}{D}$.

Коэффициент подачи. Коэффициент $\lambda = \psi \cdot \lambda_0$, где $\psi = 0,8 \div 0,95$; $\lambda_0 = 0,75 \div 0,9$ для золотникового распределения; $\lambda_0 = 0,75 \div 0,85$ для клапанного распределения.

Пример 17. Определить основные размеры цилиндра одноступенчатого компрессора двойного действия с клапаным распределением по следующим данным:

$$p_1 = 1,0 \text{ атa}; \quad p_2 = 7,0 \text{ атa}; \quad \dot{V} = 8 \text{ м}^3/\text{мин}; \quad i = 2.$$

Решение 1. Примем $\psi = 0,95$; $\lambda_0 = 0,92$; $\lambda = \psi \cdot \lambda_0 = 0,87$.
Зададимся

$$\frac{S}{D} = 1,1 \quad \text{и} \quad c = 2,5 \text{ мм} = \frac{S \cdot n}{30},$$

$$V_{\text{мин}} = i \cdot \lambda \cdot F \cdot S \cdot n = i \cdot \lambda \cdot F \cdot \frac{60 \cdot c}{2}.$$

$$F = \frac{V_{\text{мин}}}{\lambda \cdot 30 \cdot c \cdot i} = \frac{8}{0,87 \cdot 30 \cdot 2,5 \cdot 2} = 0,062 \text{ м}^2.$$

Тогда (при сквозном штоке) и $\xi = \frac{d_0}{D} \approx 0,15$ получим:

$$F = (1 - \xi^2) \frac{\pi D^2}{4} = 0,062 \text{ м}^2,$$

$$0,98 \frac{\pi D^2}{4} = 0,062 \text{ м}^2 \quad \text{и} \quad D = 280 \text{ мм}.$$

$$S = 1,1 \cdot 280 \approx 310 \text{ мм}.$$

Число оборотов

$$n = \frac{30 \cdot c}{S} = \frac{30 \cdot 2,5}{0,31} \approx 240 \text{ об/мин}.$$

Расчет размеров многоступенчатого компрессора отличается от приведенного только тем обстоятельством, что для цилиндров высокого давления ход поршня S и число оборотов n определяются из расчета цилиндра низкого давления, т. е. являются заданными. При компрессоре с дифференциальным поршнем приходится, кроме того, учитывать геометрическую схему машины, что, очевидно, не представляет особых затруднений.

Описываемый объем цилиндров высокого давления (или ступени высокого давления) должен быть меньше объема цилиндра низкого давления, так как в этот цилиндр воздух поступает в сжатом и охла-

¹ Можно задаться вредным пространством ϵ_0 и определить λ_0 по вышевыведенным формулам.

жденном виде. Считая с известным приближением, что в промежуточном холодильнике воздух охлаждается до начальной температуры и что коэффициенты подачи всех ступеней одинаковы, получим, что объемы V_{II} и V_I относятся обратно пропорционально давлениям всасывания, т. е.

$$\frac{V_{II}}{V_I} = \frac{p_I}{p_{II}},$$

где p_{II} — давление на выходе из цилиндра низкого давления или, точнее, из холодильника.

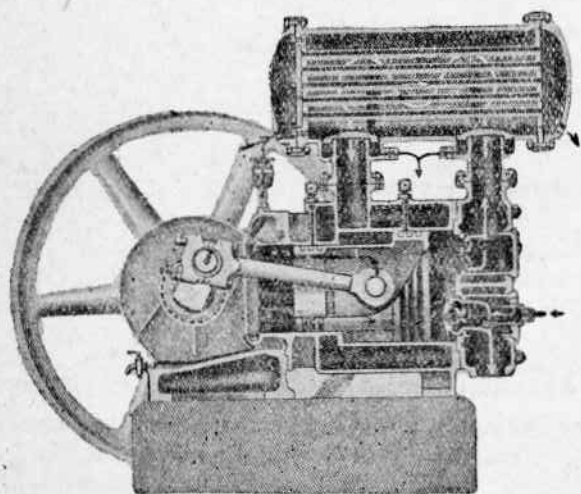
При числе ступеней z давление

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{p_2}{p_3} = \dots = \sqrt[z]{\frac{p_a}{p_1}},$$

где p_a — давление по выходе из компрессора.

Таким образом, например, для двухступенчатого компрессора с $p_a = 6-8$ атм получим теоретическое значение

$$\frac{F_1 \cdot S_1 \cdot n_1}{F_2 \cdot S_2 \cdot n_2} = \frac{F_1}{F_2} = \frac{V_I}{V_{II}} = \sqrt{6} - \sqrt{8} = 2,45 - 2,83.$$



Фиг. 45. Двухступенчатый компрессор с дифференциальным поршнем.

В действительности отношение объема (а следовательно, и площадей поршня) для таких машин колеблется в пределах 2,35—3.

Пример 18. Определить основные размеры компрессора на те же данные, что в примере 16, но при двухступенчатом сжатии.

Компрессор с дифференциальным поршнем по схеме фиг. 45; $i = 1$.

Решение. Примем $\lambda = 0,93$ большим, чем при одноступенчатом сжатии, за счет уменьшения перепада давлений в каждой ступени, в связи с чем увеличиваются и коэффициент подогрева ψ и

объемный к. п. д. λ_D . Задаемся $\frac{S}{D} = 0,7$ меньшим, чем в предыдущем примере, так как при большей массе поршня предпочтительнее иметь меньшую скорость движения поршня. Из тех же соображений зададимся и скоростью $c_{cp} = 1,8$ м/сек меньшей, чем при одноступенчатом сжатии. Получим площадь поршня (первой ступени)

$$F = \frac{V}{\lambda \cdot 30 \cdot c \cdot i} = \frac{8}{0,93 \cdot 30 \cdot 1,8 \cdot 1,0} = 0,016 \text{ м}^2.$$

Отсюда диаметр поршня

$$D = 450 \text{ мм.}$$

Площадь поршня, приходящаяся на вторую⁹ ступень (кольцевая), определится из равенства

$$\frac{F_1}{F_2} = \sqrt{7} = 2,65;$$

отсюда

$$F_2 = \frac{0,016}{2,65} \approx 0,006 \text{ м}^2,$$

и следовательно, меньший диаметр дифференциального поршня определится из равенства

$$\frac{\pi D_{II}^2}{4} = 0,016 - 0,006 = 0,01 \text{ м}^2,$$

т. е.

$$D_{II} = 360 \text{ мм.}$$

Ход поршня

$$S = 0,7 \cdot D_I = 0,7 \cdot 450 = 300 \text{ мм.}$$

Число оборотов

$$n = \frac{30 \cdot c}{S} = \frac{30 \cdot 1,8}{0,3} = 180 \text{ об/мин.}$$

§ 18. РАСХОД МОЩНОСТИ НА РАБОТУ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА (ВОЗДУХОДУВКИ)

Расход мощности

$$N_{эфф} = \frac{N_{ад}}{\eta_{ад}} = \frac{N_{из}}{\eta_{из}}.$$

Подсчет $N_{ад}$ и $N_{из}$ см. стр. 70.

Установочная мощность двигателя обычно берется равной, $N_{уст} = 1,1—1,15 N_{эфф}$. Величина адиабатического к. п. д. лежит в пределах $\eta_{ад} = 0,65—0,85$, изотермического к. п. д. $\eta_{из} = 0,45—0,75$.

Для многоступенчатых машин $N_{ад}$ рассматривается как сумма адиабатических мощностей отдельных ступеней и $\eta_{ад}$ представляет собой адиабатический к. п. д. ступени.

Величина $\eta_{из}$ и $\eta_{ад}$ складывается из к. п. д. индикаторной мощности $(\eta_{ад})_i$ и $(\eta_{из})_i$ и индикаторного к. п. д.

$$(\eta_{ад}) = \frac{N_{ад}}{N_i}; (\eta_{из}) = \frac{N_{из}}{N_i}; \eta_i = \frac{N_i}{N_{эфф}}.$$

Величина адиабатического к. п. д., отнесенного к индикаторной мощности, лежит в пределах $(\eta_{ад})_i = 0,7—1,0$.

Факторы, влияющие на величину адиабатического к. п. д., следующие:

1. Интенсивность охлаждения цилиндров (влияние показателя политропы сжатия).

2. Интенсивность охлаждения клапанных коробок и крышек цилиндра: величина вредного пространства (влияние коэффициента подогрева ψ).

3. Сопротивление клапанов, фильтров, всасывающих и нагнетательных трубопроводов (между компрессором и ресивером). Наличие указанных сопротивлений повышает перепад давлений и вызывает соответствующее повышение расхода мощности.

4. Плотность поршневых колец, клапанов, сальников и т. д.

5. Потери при протекании воздуха через холодильники и степень совершенства охлаждения в многоступенчатых компрессорах.

6. Отношение давлений $\frac{P_2}{P_1}$ в одной ступени. С повышением перепада давлений $(\eta_{ад})_i$ обычно увеличивается, несмотря на обычно имеющее место уменьшение коэффициента подогрева, за счет того, что увеличивается влияние охлаждения цилиндров и уменьшается отрицательное влияние потерь в клапанах, фильтре, холодильниках и т. д.

Величина изотермического к. п. д., отнесенного к индикаторной мощности,

$$(\eta_{из})_i = 0,5 \div 0,85.$$

Факторы, влияющие на величину изотермического к. п. д., те же, что приведенные выше. Отношение давлений $\frac{P_2}{P_1}$ в одной ступени действует, однако, на изотермический к. п. д. в обратную сторону. С повышением перепада давлений в одной ступени изотермический к. п. д. падает.

Объясняется это тем, что в выражении

$$(\eta_{из})_i = \frac{N_{из}}{N_{ад}} \cdot \frac{N_{ад}}{N_i}$$

первое отношение, изотермический к. п. д. самого адиабатического цикла, значительно быстрее падает, чем растет второе отношение, меняющееся в сравнительно узких пределах из-за близости процесса поршневого компрессора к адиабатическому.

Величина индикаторного к. п. д., учитывающего в основном механические потери в „движении“ компрессора (кривошипно-шатунном механизме), в подшипниках, сальниках и потери на трение поршневых колец, лежит в пределах $\eta_i = 0,8 - 0,9$. С повышением производительности машины η_i увеличивается.

Из указанных пределов и получаются приведенные выше пределы адиабатических и изотермических к. п. д.

$$\eta_{ад} = (\eta_{ад})_i \cdot \eta_i = (0,7 \div 1) \cdot (0,8 \div 0,9)$$

и

$$\eta_{из} = (\eta_{из})_i \cdot \eta_i = (0,5 \div 0,85) \cdot (0,8 \div 0,9).$$

При расчете мощности, потребной для данного поршневого компрессора, пользуются обычно значениями адиабатического к. п. д., лежащими в более узких пределах и лучше оценивающими качество данной машины.

При сравнении поршневых нагнетателей с другими типами машин, а также при подборе числа ступеней, предпочтительнее применять понятие изотермического к. п. д., оценивающего не только качество данной машины, но и качество выбранного термодинамического цикла.

В некоторых случаях экономичность работы компрессора оценивается не путем введения тех или иных к. п. д., а путем введения понятия „удельного“ расхода мощности, приходящегося на подачу 1 м^3 воздуха в час.

Очевидно,

$$N_{y\partial} = \frac{L}{3600 \cdot 75} = \frac{L_{a\partial}}{3600 \cdot 75 \cdot \eta_{a\partial}} = \frac{L_{из}}{3600 \cdot 75 \cdot \eta_{из}},$$

где L — работа, приходящаяся на подачу 1 м^3 воздуха в час, выраженная в кгм/м^3 (стр. 69).

Для наиболее часто встречающихся на практике компрессоров, дающих избыточное давление $p_a \approx 5-7 \text{ атм}$, значения $N_{y\partial}$ лежат обычно в пределах $N_{y\partial} = 0,1-0,13 \text{ л. с./м}^3/\text{час}$ в зависимости от давления, производительности и числа ступеней.

Среднее индикаторное давление. При подсчете индикаторной мощности, при подборе маховика и в ряде других случаев в расчет вводится так называемое среднее индикаторное давление p_i , т. е. средняя высота индикаторной диаграммы (фиг. 46),

$$p_i = \frac{1}{S} \cdot \text{плоч. } ABCD.$$

Очевидно,

$$N_i = \frac{p_i \cdot F \cdot S \cdot n \cdot i}{75 \cdot 60},$$

и следовательно,

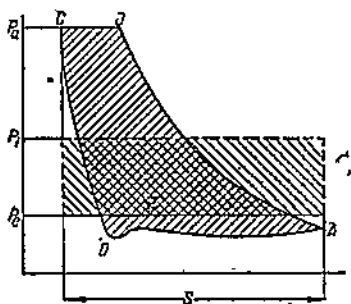
$$p_i = \frac{4500 \cdot N_i}{i \cdot F \cdot S \cdot n}.$$

Преобразуя это выражение путем соответствующих подстановок,

$$\frac{i \cdot F \cdot S \cdot n}{60} = \frac{V}{\lambda} \text{ м}^3/\text{сек} \text{ и } 75 \cdot N_i = L_i \cdot V,$$

получим

$$p_i = \frac{L_i \cdot V}{\frac{V}{\lambda}} = \lambda \cdot L_i \text{ кгм/м}^2.$$



Фиг. 46. Определение среднего индикаторного давления на поршень.

Пример 19. Определить расход мощности компрессора, размеры цилиндра которого определялись в примерах 17 и 18 при одноступенчатом и двухступенчатом сжатии, а также определить изотермический к. п. д., удельный расход мощности и среднее индикаторное давление.

Задано $(\eta_{a\partial})_i = 0,85$; $\eta_i = 0,9$; $\eta_{a\partial} = 0,85 \cdot 0,9 = 0,765$.

Решение I. **Одноступенчатое сжатие.** Из Ts -диаграммы находим

$$T_{2a\partial} = 235^\circ \text{ Ц}; \quad v_1 = 0,86 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Отсюда

$$L_{a\partial} = c_p (T_{2a\partial} - T_1) = \frac{0,24 \cdot 427 (235 - 20)}{0,86} = 25700 \text{ кгм/м}^3,$$

$$L_i = \frac{L_{a\partial}}{(\eta_{a\partial})_i} = \frac{25700}{0,85} = 30200 \text{ кгм/м}^3,$$

$$L_{эфф} = \frac{L_i}{\eta_i} = \frac{30\,200}{0,9} = 33\,600 \text{ кгм/м}^3.$$

Расход мощности

$$N = \frac{L_{эфф} \cdot V_{мин}}{60 \cdot 75} = \frac{33\,600 \cdot 8}{60 \cdot 75} = 60 \text{ л. с.}$$

Удельный расход мощности

$$N_{уд} = \frac{N}{60 \cdot V_{мин}} = \frac{60}{60 \cdot 8} = 0,125 \frac{\text{л. с.}}{\text{м}^3/\text{час}}.$$

Среднее индикаторное давление

$$p_i = \lambda \cdot L_i = 0,87 \cdot 30\,200 = 26\,300 \text{ кг/м}^2 = 2,63 \text{ кг/см}^2.$$

Изотермический к. п. д.

$$\eta_{из} = \frac{L_{из}}{L} = \frac{2,3 p_1 \lg \frac{p_2}{p_1}}{L} = \frac{2,3 \cdot 10\,000 \cdot 0,845}{33\,600} = \frac{19\,400}{33\,600} \approx 0,58.$$

II. Двухступенчатое сжатие ($n=2$).

Промежуточное давление в холодильнике

$$p_{II} = \sqrt{7} = 2,65 \text{ атм.}$$

Из Ts -диаграммы находим

$$T_{IIад} = 113^\circ \text{ Ц.}$$

Отсюда

$$L_{ад} = \frac{n \cdot c_p}{A \cdot v_1} (T_{IIад} - T_1) = \frac{2 \cdot 0,24 \cdot 427 (113 - 20)}{86} = 23\,100 \text{ кгм/м}^3.$$

$$L_i = \frac{L_{ад}}{(\eta_{ад})_i} = \frac{23\,100}{0,85} = 27\,200 \text{ кгм/м}^3,$$

$$L_{эфф} = \frac{L_i}{\eta_i} = \frac{27\,200}{0,9} = 30\,200 \text{ кгм/м}^3,$$

$$N = \frac{L_{эфф} \cdot V_{мин}}{60 \cdot 75} = \frac{30\,200 \cdot 8}{60 \cdot 75} = 53,6 \text{ л. с.},$$

$$N_{уд} = \frac{N}{60 \cdot V_{мин}} = \frac{53,6}{60 \cdot 8} = 0,112 \text{ л. с. м}^3/\text{час},$$

$$\eta_{из} = \frac{19\,400}{30\,200} \approx 0,64.$$

Среднее индикаторное давление первой ступени

$$(p_i)_I = \frac{\lambda \cdot L_i}{n} = \frac{0,87 \cdot 27\,200}{2} = 11\,800 \text{ кг/см}^2 = 1,18 \text{ кг/см}^2.$$

Среднее индикаторное давление второй ступени

$$(p_i)_{II} = (p_i)_I \cdot \frac{F_1}{F_2} = 1,18 \cdot 2,65 = 3,12 \text{ кг/см}^2.$$

§ 19. БУСТЕРНЫЕ ЦИЛИНДРЫ

Поскольку проектирование и изготовление нового типа и размера „движения“ поршневого компрессора представляет значительные трудности,

на большинстве заводов, изготовляющих компрессоры, имеется тенденция использовать один и тот же кривошипно-шатунный механизм для целого ряда компрессоров.

При этом, сохраняя ход поршня и число оборотов n , т. е. сохраняя среднюю скорость движения поршня, мы получаем возможность при уменьшении расчетного противодавления увеличивать производительность компрессора путем увеличения диаметра поршня.

При расчетном противодавлении выше основного производительность компрессора, а следовательно, и диаметр цилиндра приходится уменьшать.

Если расход мощности и вес поршня сохранить постоянными, хотя бы в первом приближении, то, очевидно, и условия нагрузки кривошипно-шатунного механизма не изменятся. Другими словами, движение машины будет рационально использовано и при применении его на основных и на вспомогательных вариантах. Такие сменные цилиндры одного и того же хода, диаметры которых подбираются из соображений сохранения мощности или, вернее сказать, момента на валу двигателя, носят название бустерных.

Производительность компрессора

$$V_{мин} = i \cdot \lambda \cdot F \cdot S \cdot n \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Расход мощности

$$N = \frac{V_{мин} \cdot L_{ад}}{60 \cdot 75 \cdot \eta_{ад}} = \frac{i \cdot \lambda \cdot F \cdot S \cdot n \cdot L_{ад}}{60 \cdot 75 \cdot \eta_{ад}}.$$

Считая в первом приближении для основного и бустерного цилиндров величины i , λ , S , n , $\eta_{ад}$ за постоянные, получим, что наличие заданной мощности $N = \text{const}$ приводит к условию

$$F \cdot L_{ад} = \text{const или } \frac{D_{буст}}{D_0} = \sqrt{\frac{L_{ад, о.}}{L_{ад, б.}}}$$

Пример 20. Подобрать бустерные цилиндры к одноступенчатому компрессору, разобранным в примерах 17—19 на отношение давлений $\frac{P_2}{P_1} = 5$ и $\frac{P_2}{P_1} = 10$.

Решение. Из Ts -диаграммы находим при $\frac{P_2}{P_1} = 5$, $T_{2ад} = 192^\circ \text{Ц}$ и, следовательно,

$$L_{ад} = \frac{427 \cdot 0,24 \cdot (192 - 20)}{0,86} \approx 20\,000 \text{ кгм/м}^3.$$

При $\frac{P_2}{P_1} = 10$ $T_{2ад} = 290^\circ \text{Ц}$, следовательно,

$$L_{ад} = \frac{427 \cdot 0,24 \cdot (290 - 20)}{0,80} = 32\,000 \text{ кгм/кг.}$$

Отсюда находим диаметр, большего бустерного цилиндра на пониженное давление

$$D_б = 280 \sqrt{\frac{25\,700}{20\,000}} \approx 320 \text{ мм.}$$

и на повышенное давление

$$D_6 = 280 \sqrt{\frac{25700}{32000}} \approx 250 \text{ мм.}$$

При этом отношение размеров $\frac{S}{D}$ для большого цилиндра

$$\frac{S}{D} = \frac{310}{320} = 0,97$$

и для меньшего

$$\frac{S}{D} = \frac{310}{250} = 1,24$$

имеют вполне допустимые значения.

§ 20. НАДДУВ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

В некоторых случаях имеет технический смысл последовательное соединение центробежного вентилятора (воздуходувки) и поршневого компрессора.

Такие установки применяются в тех случаях, когда по производственным условиям на входе в компрессор приходится устанавливать длинный всасывающий трубопровод; это бывает, например, неизбежно, если компрессор устанавливается в очень запыленном помещении и чистый воздух к нему подводится длинным трубопроводом, достигающим на некоторых установках длины в несколько километров. При этом давление на входе в компрессор понижается на величину потерь в линии всасывания, и хотя это понижение давления обычно незначительно, все же оно заметно отражается на производительности компрессора. С достаточным для практических целей приближением можно считать, что производительность компрессора в куб. метрах атмосферного воздуха пропорциональна давлению на всасывании, т. е. что производительность в куб. метрах при условиях всасывания от давления всасывания не зависит. Это значит, что потеря напора в линии всасывания порядка 1000 мм вод. ст. понижает производительность компрессора примерно на 10%. Установка вентилятора на всасывании (непосредственно перед компрессором, либо в начале линии всасывания, если разрежение в линии всасывания нежелательно из-за опасности подсоса загрязненного воздуха) позволяет восстановить нормальную производительность компрессора.

В некоторых случаях путем установки вентилятора (воздуходувки) на линии всасывания не только компенсируют потери в линии всасывания, но и создают положительное давление. Таким путем удается без существенных дополнительных затрат заметно повысить производительность компрессора. Так, например, при повышении давления во всасывающем трубопроводе на 1000 мм вод. ст. удается повысить производительность компрессора конечным давлением 7 атм на 10% при мощности вентиляторной установки, составляющей всего 5—6% мощности компрессора. При этом мощность, расходуемая компрессором, также увеличится на 6—8%, так что с точки зрения экономии мощности вся установка может получиться даже несколько менее выгодной, чем просто компрессор большей производительности.

Несмотря на это, в целом ряде случаев такая возможность повысить производительность уже установленного агрегата оказывается весьма ценной, даже при условии некоторого (незначительного) понижения экономичности установки.

При установке наддува к многоступенчатому компрессору следует учитывать связанное с этим перераспределение давлений между ступенями, в связи с чем повышение давления на всасывании свыше 0,05—0,1 *ати* требует изменения рабочих объемов ступеней. Кроме того, повышение давления на всасывании повышает расход мощности и нагрузку конструкции машины, что также следует учитывать при применении наддува.

ГЛАВА V

ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ

В настоящем курсе мы рассмотрим несколько наиболее типичных конструкций компрессоров в качестве примеров технического осуществления изложенных выше общих принципов.

Детальное описание современных поршневых компрессоров, часто весьма интересных с конструктивной точки зрения, но принципиально ничем не отличающихся от рассмотренных основных типов, не входит в задачу данного курса¹.

§ 21. ОДНОСТУПЕНЧАТЫЕ КОМПРЕССОРЫ. КЛАПАНЫ И МАХОВИКИ

Наиболее распространенные типы одноступенчатых компрессоров на давление от 2—7 *ати*:

1. Горизонтальные компрессоры двойного действия производительностью от 10 до 50 $\text{м}^3/\text{мин}$ для подач от 60—100 $\text{м}^3/\text{мин}$; применяются компрессоры сдвоенные.

2. Вертикальные компрессоры простого действия с числом цилиндров до 4 на подачи от очень малых (0,5 $\text{м}^3/\text{мин}$) до 40 $\text{м}^3/\text{мин}$.

3. Вертикальные компрессоры двойного действия на подачи до 80 $\text{м}^3/\text{мин}$ и выше.

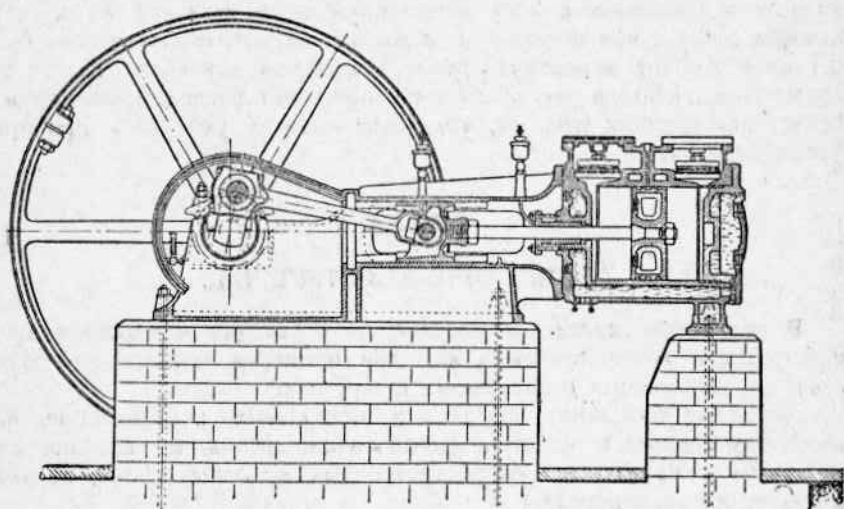
Еще несколько лет тому назад основным типом поршневого компрессора можно было считать горизонтальный. Вертикальные компрессоры применялись в основном для малых подач и для вспомогательных установок специального назначения. Крупные вертикальные компрессоры применялись, главным образом, в специальных установках, например, судовых.

В настоящее время вертикальные машины нашли широкое применение почти во всех областях компрессоростроения, включая крупные стационарные установки, и постепенно вытесняют горизонтальный тип, благодаря ряду свойственных им преимуществ, как то: меньшие габариты, большая быстроходность, облегчающая привод компрессора, лучшие условия монтажа и т. д.

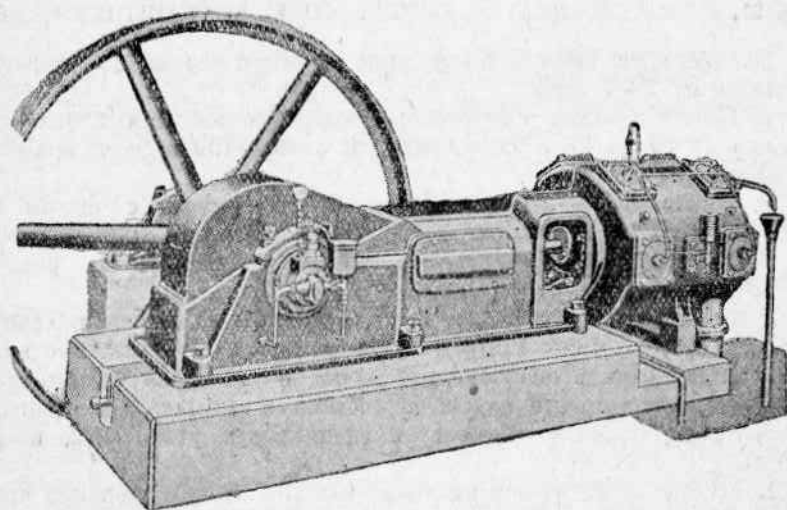
¹ См. Остертаг, Компрессоры и воздуходувки; Гиршберг, Поршневые компрессоры, 1934.

Впрочем, в области высоких давлений (свыше 50—60 *ати*) доминирующим типом попрежнему являются горизонтальные машины.

Одноступенчатый компрессор — обычно чрезвычайно простая машина. Таковы, например, чрезвычайно распространенные компрессоры (фиг. 47, 47а, 48, 49) горизонтальные одноступенчатые, двойного действия, при-



Фиг. 47.

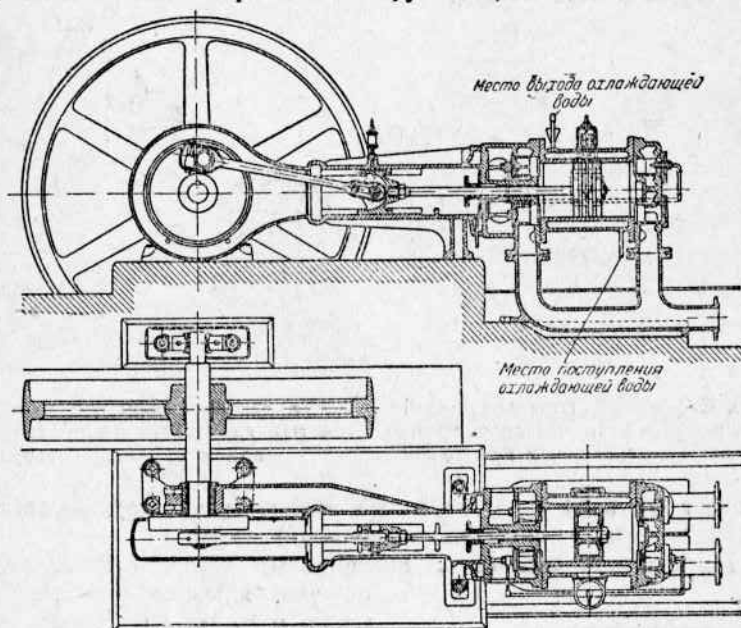


Фиг. 47а. Горизонтальный одноступенчатый компрессор двойного действия ($i = 2$) с боковым расположением клапанов.

меняемые для производительности 10—50 $\text{м}^3/\text{мин}$ при рабочем давлении $2 \div 7$ *ати*. Охлаждающая вода подводится снизу и отводится сверху через открытую воронку. В больших и особо ответственных компрессорах и воздушодувках система охлаждения разбита на несколько отдель-

ных контуров, также имеющих на выходе для контроля отдельные воронки. Протекание воды через водяную рубашку снизу вверх преследует две цели:

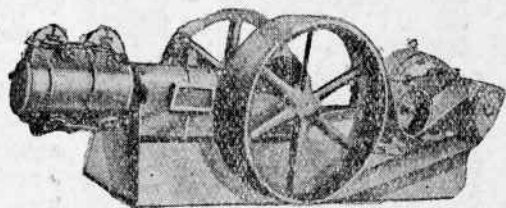
1) при значительном нагреве воды выделяются пары, которые не могут скапливаться в верхней части рубашки;



Фиг. 48. Горизонтальный одноступенчатый компрессор двойного действия ($i = 2$) с расположением клапанов на крышках цилиндра.

2) в тех местах, где выделяется больше тепла, усиливается ток воды за счет падения ее удельного веса и выделения паров, так что именно наиболее опасные места охлаждаются особенно интенсивно.

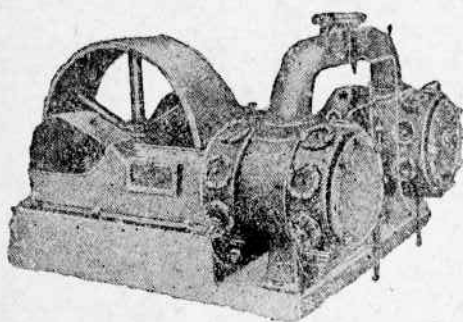
На фиг. 49 изображен одноступенчатый компрессор с ременным приводом (внешний вид). Типична для целого ряда современных конструкций консольная подвеска цилиндра компрессора. На фиг. 50 дан внешний вид двоянного горизонтального одноступенчатого компрессора. На фиг. 51 и 52 приведены разрез и внешний вид вертикального двоянного одноступенчатого компрессора. Такие



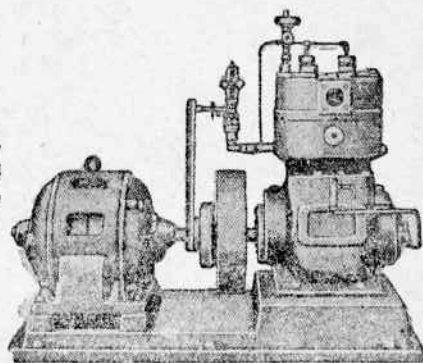
Фиг. 49. Горизонтальный одноступенчатый компрессор двойного действия с ременным приводом.

двоянные компрессоры применяются обычно для подачи $10-40 \text{ м}^3/\text{мин}$ при рабочем давлении $2-7 \text{ атм}$. На фигуре показан регулятор давления, описанный ниже, открывающий всасывающие клапаны при чрезмерном повышении давления и тем самым временно прекращающий подачу.

Там же изображен центробежный регулятор, назначение которого — держать открытыми всасывающие клапаны до тех пор, пока число оборотов не дойдет до нормального. Благодаря этому пуск компрессора в ход происходит при очень малых нагрузках, что весьма благоприятно отзывается на работе мотора.



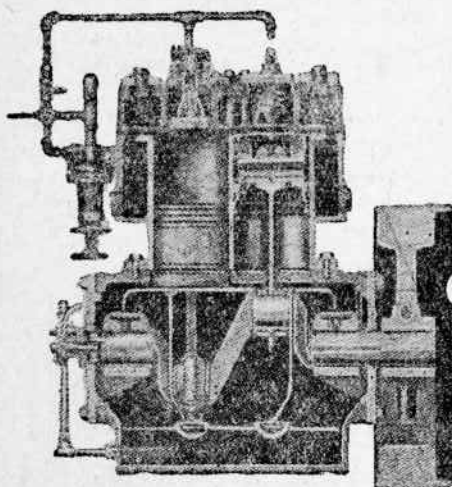
Фиг. 50. Сдвоенный горизонтальный одноступенчатый компрессор двойного действия с ременным приводом.



Фиг. 51. Вертикальный одноступенчатый сдвоенный компрессор с приводом от электромотора.

На фиг. 53 и 54 показана в двух проекциях конструкция вертикального быстроходного одноступенчатого компрессора.

В вертикальной машине к инерционным силам прибавляется вес поршня, характер инерционных нагрузок меняется, и наилучшие условия работы (наименьший удар при обращении движения) могут быть достигнуты при односторонней нагрузке поршня.



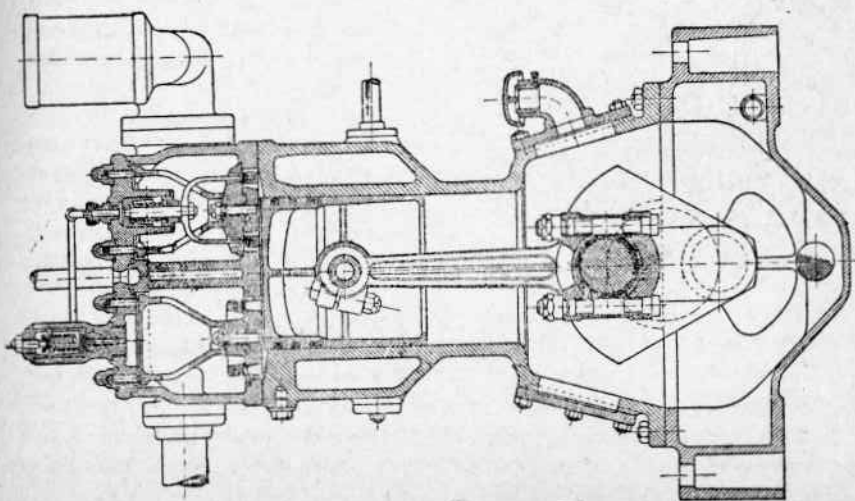
Фиг. 52. Разрез компрессора, показанного на фиг. 51.

Вертикальные компрессоры с числом цилиндров 2 и 4 выполняются обычно с расположением кривошипов под углом 180° , горизонтальные сдвоенные — с расположением кривошипов под углом 90° .

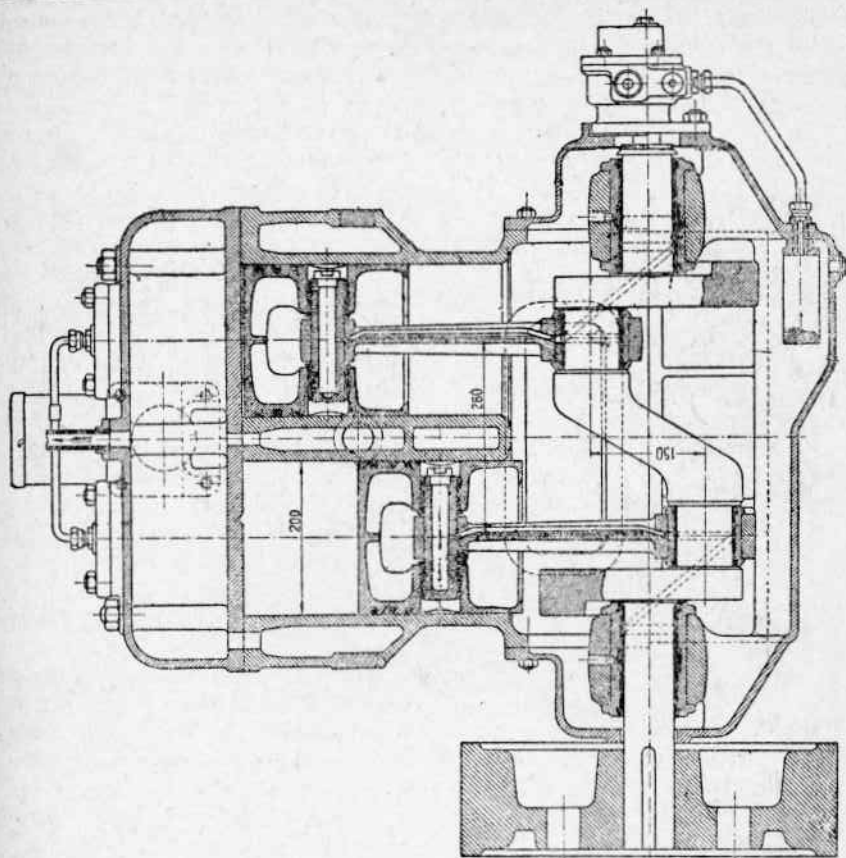
Малые одноступенчатые компрессоры на подачу $2-5 \text{ м}^3/\text{мин}$ часто делаются без водяного охлаждения и с ребристой поверхностью цилиндра. За счет ребер поверхность цилиндра увеличивается настолько, что достаточное охлаждение получается за счет теплоотдачи охлаждающему воздуху (фиг. 55). Часто у таких машин спицы маховика выполнены

в виде лопастей вентилятора и создают обдув поверхности цилиндра.

Клапаны большинства приведенных компрессоров представляют разновидности наиболее распространенного в настоящее время клапана —



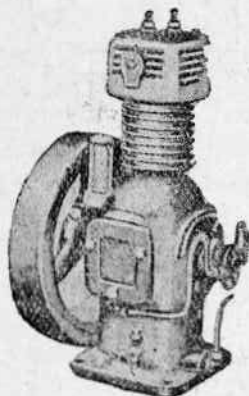
Фиг. 53. Вертикальный быстроходный одно-
ступенчатый компрессор.



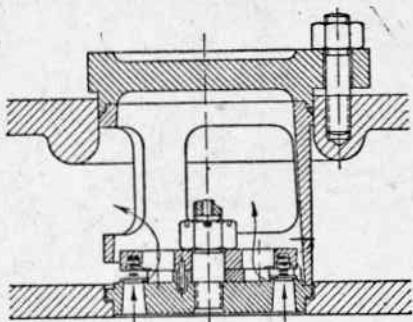
Фиг. 54.

самодействующего, автоматического пластинчатого клапана из тонкой листовой легированной (никелевой, хромоникелевой и т. д.) стали.

Нагнетательные клапаны открываются, когда давление в цилиндре повышается сверх давления в нагнетательном резервуаре (трубопроводе) (фиг. 56); всасывающие клапаны открываются, когда давление в цилиндре падает ниже давления в линии всасывания (фиг. 57).

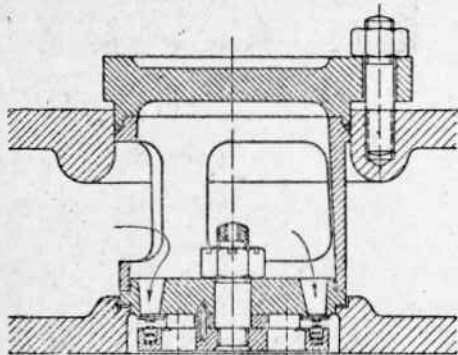


Фиг. 55. Малый одноступенчатый вертикальный компрессор с воздушным охлаждением.



Фиг. 56. Нагнетательный пластинчатый клапан.

Обратная посадка клапанов на седла происходит либо под влиянием пружины, отжимающей клапан на седло (фиг. 56, 57, 58, 58а), либо под влиянием упругости самой пластины клапана (фиг. 59, 59а, 60, 60а).



Фиг. 57. Всасывающий пластинчатый клапан.

Самодействующие пружинные клапаны, кроме пластинчатых, встречаются и других типов. Таковы, например, тарельчатые клапаны (фиг. 61, 62), клапаны (фиг. 63), представляющие собой ряд отдельных узких пластин.

Разделение клапана на ряд пластин имеет целью уменьшить массу (инерцию) каждой из них, что особенно существенно в быстроходных машинах и в машинах, работающих с малыми перепадами давлений.

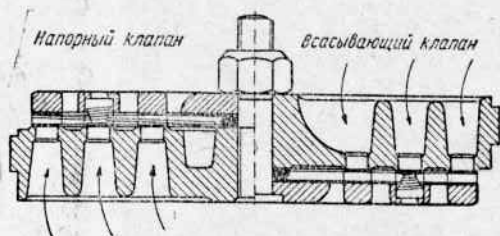
В некоторых случаях (особо быстроходные машины и машины, работающие с большими перепадами давлений в одном цилиндре¹, для которых требуется особенно малое вредное пространство), применяются также и золотниковый впуск и выпуск воздуха из цилиндров (фиг. 64

¹ Например в вакуумнасосах.

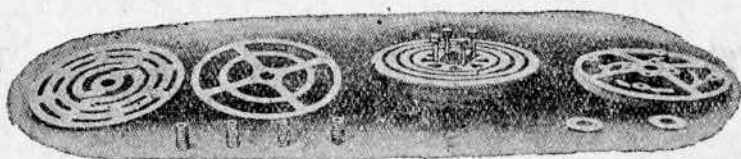
и 65). Само устройство золотникового распределения у компрессоров того же типа, что и в паровых поршневых двигателях. При этом, однако, в линии нагнетания всегда устанавливаются нагнетательные самодействующие клапаны с тем, чтобы давление в цилиндре не могло значительно превысить давления в линии нагнетания. Поэтому золотниковое распределение в компрессоре регулирует впуск и конец выпуска.

Наибольшую трудность при проектировании и изготовлении клапанов представляет правильный выбор упругости пластин и пружин.

Приходится, с одной стороны, избегать большой жесткости во избежание больших потерь, а с другой, нельзя применять слабых пружин, так как при этом пластины во время работы начинают хлопать и дрожать.

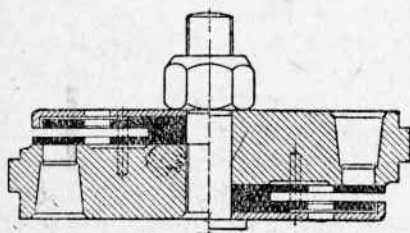


Фиг. 58. Пластиновый клапан на большие производительности.

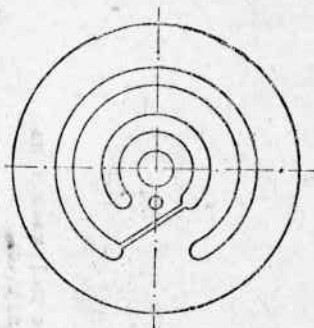


Фиг. 58а. Фото разобранного клапана (фиг. 58).

При расчете сечений клапанов следует исходить из скоростей протекания воздуха через сечение. Обычно расчет сечения производят, исходя из средних скоростей протекания порядка $c = 20 \div 30$ м/сек; в некоторых случаях, однако, доходят до скоростей 60 м/сек и



Фиг. 59. Пластиновый клапан на малые подачи.

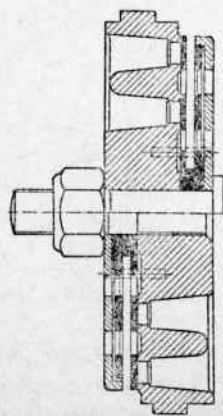


Фиг. 59а. Пластина клапана (фиг. 59).

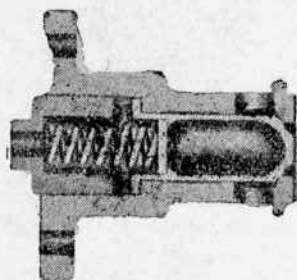
даже выше, как это, например, имеет место в компрессорах для двигателей внутреннего сгорания.

Поскольку клапаны являются наиболее уязвимым местом компрессора, требующим наиболее частой регулировки и смены, вопрос о доступе к ним весьма важен.

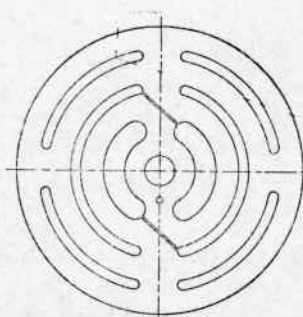
Из этих соображений клапаны с клапанными коробками (фонарями)



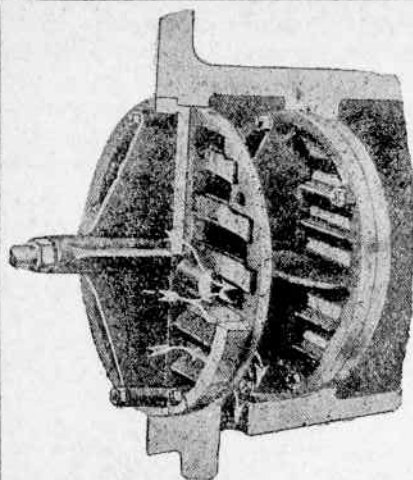
Фиг. 60. Пластинчатый клапан на большие подачи.



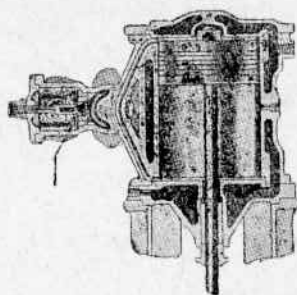
Фиг. 61. Нагревательный тарельчатый клапан.



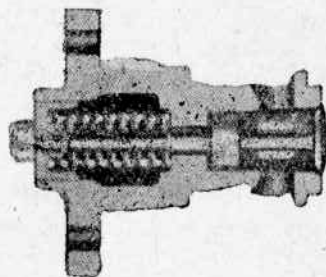
Фиг. 60а. Пластина клапана (фиг. 60).



Фиг. 63. Пластинчатый клапан.



Фиг. 64. Поршневой компрессор с крановым распределением.



Фиг. 62. Всасывающий тарельчатый клапан.

всегда устанавливаются таким образом, что благодаря наличию соответствующих лючков смена любого клапана возможна в кратчайший срок.

На всех конструкциях компрессоров, приведенных в гл. V, видны указанные люки клапанных коробок.

В старых конструкциях было обычно принято расположение клапанов в крышке цилиндра (фиг. 48), что позволяло доводить вредное пространство до минимальных размеров, определяемых тепловыми деформациями цилиндра и поршня.

В современных конструкциях обычно более не добиваются особенно малых вредных пространств. В связи с этим в современных машинах, как горизонтальных (фиг. 47, 47а, 49), так и вертикальных (фиг. 71), в основном применяется боковое расположение клапанов на стенках самого цилиндра, либо даже в отдельных, сбоку расположенных, коробках, что, с одной стороны, позволяет перейти к меньшим скоростям в клапанах и за счет этого к меньшим потерям давления, а, с другой стороны, за счет улучшения охлаждения крышек и самых клапанов понижает температуру воздуха в конце всасывания.

Другими словами, при переносе клапанов с крышек на боковые стенки цилиндров получается уменьшение объемного к. п. д. λ_0 , не играющее особой роли, и повышение коэффициента подогрева ψ , заметно отражающееся на расходе мощности.

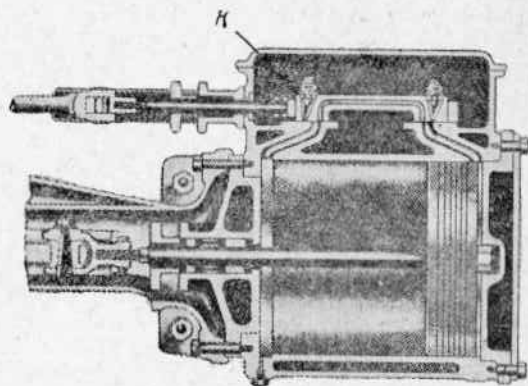
Кроме того, боковое расположение клапанов исключает возможность пададения в цилиндр частей клапана в случае поломки и тем самым заметно повышает надежность работы машины.

Обычно сумму сечений всасывающих клапанов делают несколько больше суммы сечений нагнетательных клапанов, и клапаны делают взаимозаменяемые, соответственно устанавливая прижимающие пружины.

Маховики. Поршневой компрессор, как и все прочие поршневые машины, вызывает неравномерную нагрузку привода благодаря переменным силам инерции и силам воздушным, действующим на поршень.

Силы эти, периодически изменяющиеся с периодом колебания, равным одному обороту машины, могут быть в значительной степени компенсированы благодаря наличию маховика, поглощающего излишек мощности привода в те части хода, когда потребление мощности компрессором меньше среднего значения расходуемой мощности, и отдающего поглощенную работу тогда, когда потребление мощности больше среднего ее значения.

Таким образом введение маховика приближает работу привода к условиям равномерного потребления мощности, благодаря чему колебания угловой скорости вращения сводятся до практически допустимых значений.



Фиг. 65. Поршневый компрессор с золотниковым распределением.

Степень неравномерности вращения маховика обычно обозначается через

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{cp}}.$$

Работа, поглощаемая маховиком при увеличении угловой скорости от $\omega_{\min}$ до $\omega_{\max}$ и затем отдаваемая обратно,

$$L = J \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2} = J \frac{(\omega_{\max} - \omega_{\min})(\omega_{\max} + \omega_{\min})}{2} = J \cdot \omega^2 \delta \text{ кгм.}$$

Момент инерции маховика

$$J \approx \frac{G}{g} \cdot \frac{D_0^2}{4},$$

где D_0 — диаметр центра тяжести обода. Моментом инерции спиц и втулки обычно можно пренебречь.

Величина работы L , представляющая собой дополнительную нагрузку (по отношению к средней) во время одной части хода от $\omega_{\max}$ до $\omega_{\min}$ и уменьшение нагрузки во время второй части хода поршня (от $\omega_{\min}$ до $\omega_{\max}$) может быть выражена как часть индикаторной работы, приходящейся на один оборот маховика

$$L_{изб} = \frac{75 \cdot N_i \cdot 60}{n} \cdot a,$$

где, как показывает опыт, величину a можно в среднем считать равной

$$a \approx 0,25 - 0,35^1.$$

Задаваясь степенью неравномерности вращения δ , которую для поршневых компрессоров вполне допустимо принимать в пределах $\frac{1}{40} - \frac{1}{60}$, и определив величину $L_{изб}$ при помощи приведенного выше равенства, мы получаем требуемую величину момента инерции маховика J .

Обычно маховики характеризуют не самой величиной момента инерции

$$J \approx \frac{G \cdot D_0^2}{g \cdot 4},$$

а так называемым маховым моментом

$$G \cdot D_0^2 = 4 \cdot J \cdot g.$$

Обычно маховики, требуемые для работы поршневого компрессора, получаются небольшими в связи с относительно большей величиной допустимой неравномерности хода, не идущей ни в какое сравнение с допустимыми пределами неравномерности хода поршневых машин, служащих для привода электрических машин, трансмиссий и т. д.

Часто роль маховика вполне удовлетворительно выполняет шкив компрессора при ременном приводе либо ротор мотора при непосредственном соединении его с валом компрессора.

¹ Расчет маховика не входит в задачи данного курса. Здесь мы даем лишь общую схему расчета и порядок величин. Более точный расчет, построенный на основе диаграммы тангенциальных усилий, см. например, Гиршберг, Поршневые компрессоры, 1934.

В целом ряде случаев маховики компрессоров приходится из конструктивных соображений делать значительно большими, чем это получается по расчету, в связи с чем степень неравномерности понижается до эксплуатационно совершенно излишне малых значений порядка $\delta = \frac{1}{80} \div \frac{1}{100}$.

Пример 21. Подобрать маховик к одноступенчатому компрессору, рассчитанному в примерах 17—18, для получения степени неравномерности $\delta \approx \frac{1}{60}$.

Решение. Индикаторная мощность $N_i = N \cdot \eta_i = 60 \cdot 0,9 = 54$ л. с. Избыточная работа, покрываемая маховиком за один оборот:

$$L_{изб} = \alpha \frac{75 \cdot N_i \cdot 60}{n} \approx 0,3 \cdot \frac{75 \cdot 54 \cdot 60}{240} = 300 \text{ кгм.}$$

Угловая скорость

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 240}{30} = 25,1 \text{ сек}^{-1}.$$

Потребный момент инерции маховика

$$J = \frac{L}{\omega^2 \cdot \delta} = \frac{300}{25,1^2 \cdot \frac{1}{60}} = 28,1 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

Маховой момент

$$G \cdot D_0^2 = 4 \cdot J \cdot g = 4 \cdot 28,1 \cdot 9,81 = 1102,6 \text{ кгм}^2.$$

Задавшись весом маховика (точнее, обода) $G \approx 200$ кг, получим диаметр центра тяжести сечения

$$D_0 = \sqrt{\frac{1102,6}{200}} = 2350 \text{ мм.}$$

Соответствующий диаметр самого маховика $D \approx 2,5$ м.

§ 22. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ КОМПРЕССОРЫ

В многоступенчатых компрессорах сжатие происходит либо в разделенных цилиндрах при подаче 10—100 м³/мин, либо в одном и том же цилиндре при подачах от 4 до 25 м³/мин.

В первом случае мы просто имеем два компрессора, стоящие параллельно (компаунд), либо последовательно (тандем) (фиг. 66 и 66а).

Воздух переходит из одного цилиндра в другой, проходя через холодильник, расположенный над цилиндрами или под ними.

При меньших подачах (от 4 до 25 м³/мин) применяется сжатие в одном цилиндре с так называемым ступенчатым (дифференциальным) поршнем. В цилиндре имеется несколько (по числу ступеней) рабочих объемов, причем воздух, перетекая из одного объема в другой, проходит через холодильники (фиг. 45, 67, 73).

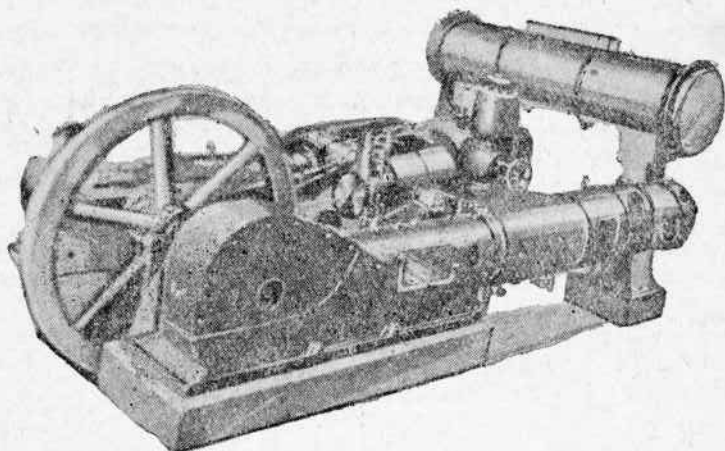
На фиг. 67 показан внешний вид такого компрессора.

Для ясного представления процесса многоступенчатого сжатия разберем работу двухступенчатых компрессоров в р₀-диаграммах, причем рассмотрим два наиболее типичных варианта:

- 1) всасывание происходит в обеих ступенях попеременно (фиг. 68 и 69);
- 2) всасывание происходит в обеих ступенях одновременно (фиг. 70).

Первый вариант (фиг. 68). Всасывание происходит попеременно в двух ступенях.

Цилиндр низкого давления (ц. н. д.). Всасывание 0-1 и сжатие 1-2 происходят, как в одноступенчатом компрессоре. В момент 2 открываются нагнетательные клапаны, соединяющие ступень низкого давления с холодильником; в это же время происходит процесс всасы-



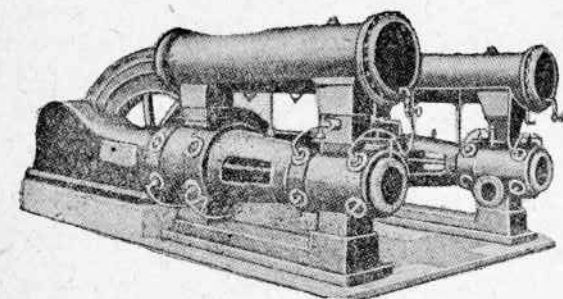
Фиг. 66. Горизонтальный двухступенчатый компрессор двойного действия с разделенными ступенями с расположением цилиндров типа компаунд.

вания ц. в. д., и дальнейший ход поршня 2-3 соответствует выталкиванию воздуха в конечный переменный (уменьшающийся) объем холо-

дильника плюс часть объема рабочего ц. в. д.

При этом получается дополнительное сжатие воздуха, соответствующее кривой 2-3¹.

Цилиндр высокого давления. Всасывание 4-5 ведется из замкнутого объема холодильника и сопровождается падением давления. В момент 5 (соответствующий 2) открываются нагнетательные клапаны ц. н. д. и происходит



Фиг. 66а. Горизонтальный сдвоенный двухступенчатый компрессор двойного действия с разделенными ступенями и с расположением цилиндров по типу тандем-компаунд.

вталкивание воздуха через холодильник в ц. в. д., с чем связано повышение давления по линии 5—3. Дальнейший процесс 6-7-8-4 ничем не отличается от процесса одноступенчатого компрессора.

На фиг. 69 показаны снятые с натуры индикаторные диаграммы двухступенчатого компрессора (типа Борзиг) завода „Борец“, работающего по разобранный схеме.

¹ При разборе схемы потерями в холодильнике пренебрегаем.

Второй вариант (фиг. 70). В ц. в. д. в начале всасывания клапаны, соединяющие ц. в. д. с холодильником, открыты; клапаны, соединяющие холодильник с ц. н. д., закрыты, и следовательно, цилиндр забирает воздух из замкнутого объема, т. е. происходит расширение воздуха, бывшего в холодильнике, по кривой 4-5.

Дальнейший процесс 5-6-7-4 протекает так же, как и в одноступенчатом компрессоре.

В ц. н. д. всасывание 0-1 и сжатие 1-2 происходят так же, как и в одноступенчатой машине.

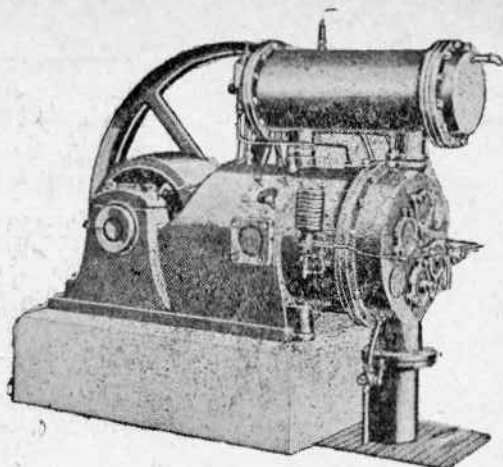
Выталкивание происходит в объем холодильника.

Всасывающие клапаны ц. в. д. закрыты, и поэтому выталкивание фактически является дополнительным сжатием, чему соответствует заметное повышение давления на линии 2-3.

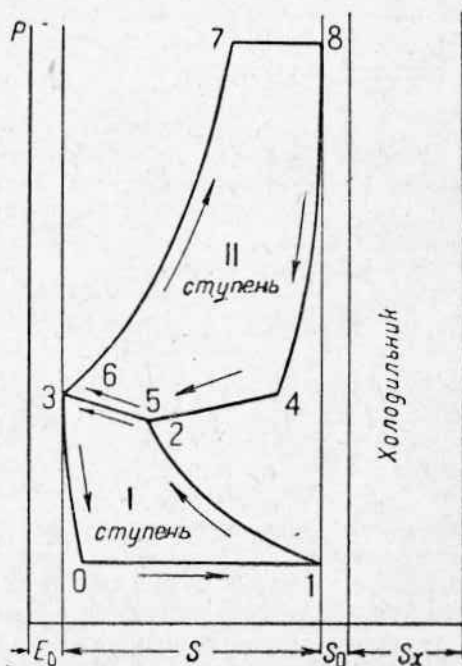
В начале хода всасывания нагнетательные клапаны закрываются, и дальнейший процесс протекает, как в обычном одноступенчатом цилиндре.

В дополнение к приведенным выше двухступенчатым горизонтальным компрессорам, на фиг. 71, 72 и 72а приведены два схематических разреза и внешний вид вертикального двухступенчатого компрессора с разделенными ступенями.

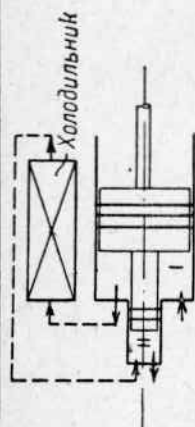
На фиг. 73 приведен разрез горизонтального двухступенчатого компрессора.



Фиг. 67. Внешний вид двухступенчатого компрессора с дифференциальным поршнем.



Фиг. 68. Индикаторная диаграмма двухступенчатого компрессора (вариант 1).



$P = 4 \text{ атм}$
 $n = 635 \text{ об/м}$
 $N = 208 \text{ В } 230 \text{ А}$
 Пружина 9 мм



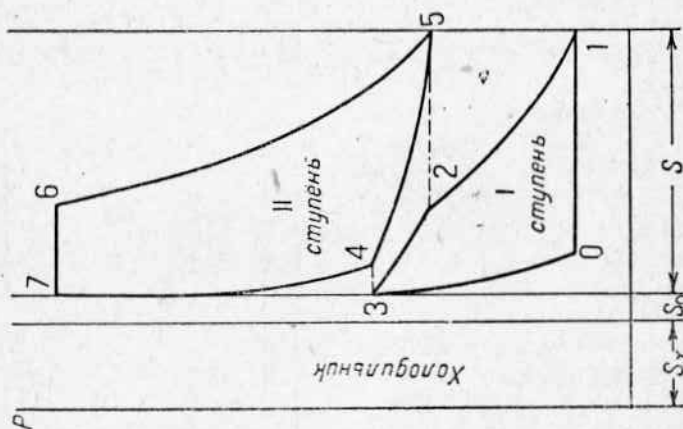
$P = 7 \text{ атм}$
 $n = 132 \text{ об/м}$
 $N = 206 \text{ В } 420 \text{ А}$
 Пружина 7 мм



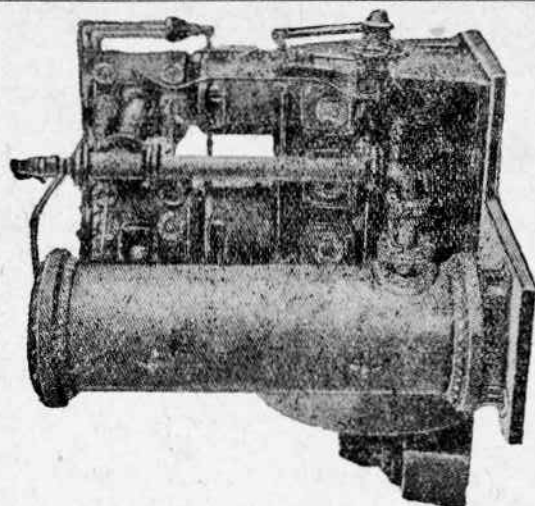
$P = 6 \text{ атм}$
 $n = 133 \text{ об/м}$
 $N = 206 \text{ В } 380 \text{ А}$
 Пружина 9 мм



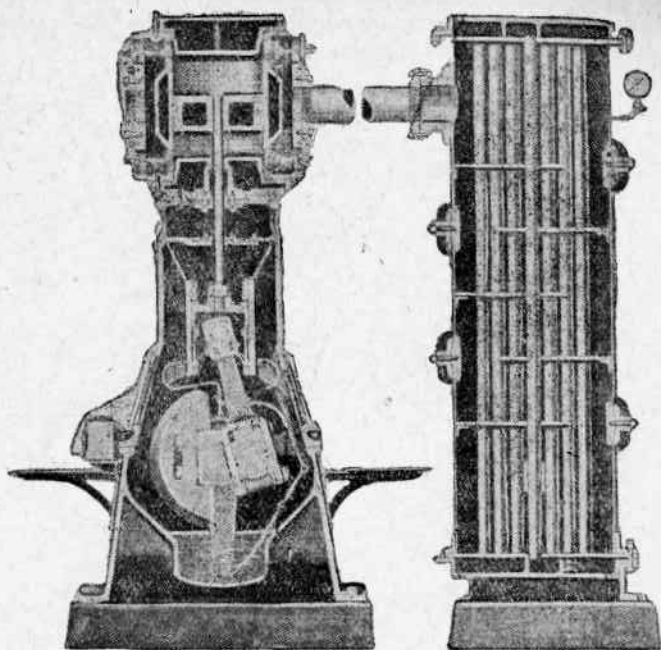
Фиг. 69. Индикаторные диаграммы двухступенчатого компрессора за вода „Борец“ (по схеме фиг. 68).



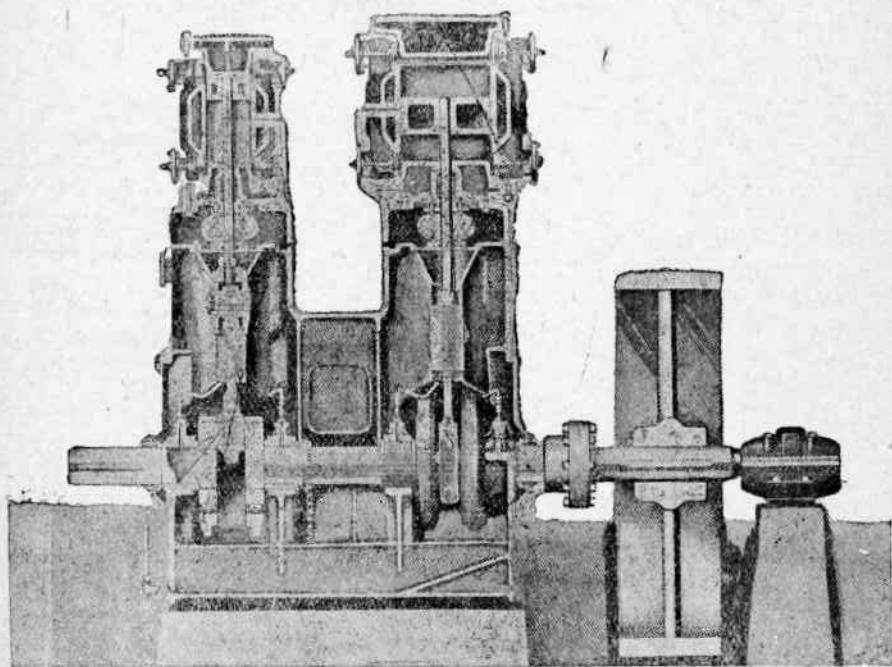
Фиг. 70. Индикаторная диаграмма двухступенчатого компрессора (вариант 2).



Фиг. 71. Вертикальный двухступенчатый компрессор двойного действия с раздельными ступенями.

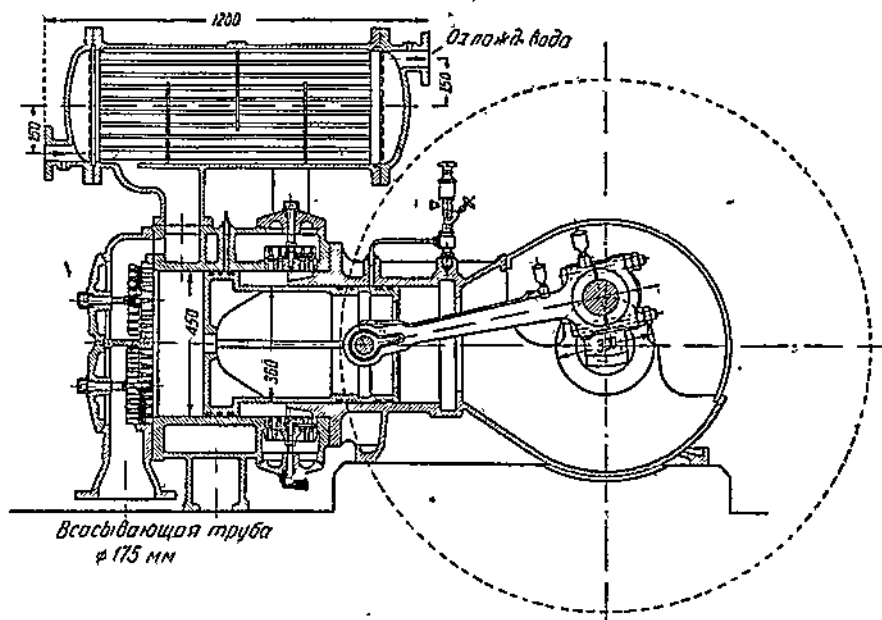


Фиг. 72. Разрез компрессора (фиг. 71).



Фиг. 72а. Разрез компрессора (фиг. 71).

На фиг. 74, 74а и 74б приведено несколько типичных распределений давлений по ступеням в компрессорах высокого давления (до 1000 ат) с числом ступеней больше двух.



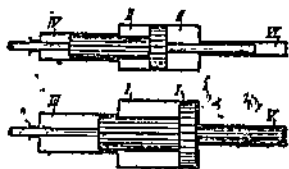
Фиг. 73. Разрез горизонтального двухступенчатого компрессора.



Фиг. 74. Схема распределения ступеней пятиступенчатого компрессора.



Фиг. 74а. Схема распределения ступеней трехступенчатого компрессора.



Фиг. 74б. Схема распределения ступеней пятиступенчатого компрессора с разделенными ступенями.

§ 23. УСТАНОВКА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

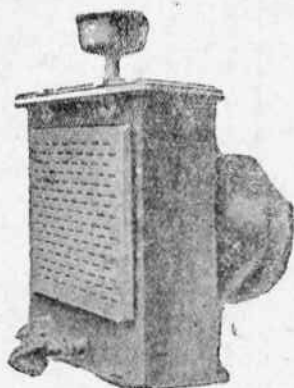
Всасывающий трубопровод компрессора обычно (за исключением малых вспомогательных машин) выводится из помещения и устанавливается на достаточно большой высоте для обеспечения попадания в компрессор возможно менее загрязненного и возможно более холодного воздуха. Понижение температуры входящего воздуха увеличивает в свою очередь производительность компрессора и тем самым повышает его эффективность при сохранении затраты мощности постоянной.

В начале всасывающего трубопровода устанавливается фильтр, обычно металлический или матерчатый (фиг. 75 и 75а).

Проходя мимо смоченных маслом металлических поверхностей, либо мимо больших матерчатых поверхностей, воздух обеспыливается, что необходимо для нормальной работы компрессора (особенно клапанов).

За компрессором устанавливаются специальные резервуары — ресиверы, служащие для успокоения воздушного потока, вытекающего толчками из компрессора.

Объем ресивера обычно делается тем больше, чем больше объем $F \cdot S$, описываемый поршнем компрессора. Для компрессоров двойного действия ($i = 2$) вытекающий из нагнетательного штуцера воздушный поток отли-



Фиг. 75. Матерчатый фильтр для воздуха.



Фиг. 75а. Висциновый фильтр для воздуха.

чается значительно большей равномерностью, чем у компрессоров простого действия ($i = 1$). Поэтому для компрессоров двойного действия объем ресивера может быть значительно уменьшен.

Никаких общих правил для определения потребного объема ресивера к данному компрессору дать нельзя, так как размер ресивера зависит от схемы установки и сети, от требований к воздушному потоку, от количества приключенных компрессоров и т. д.

Для предварительной ориентировки можно указать, что в промышленных установках обычно применяются ресиверы с рабочим объемом

$$V_{\text{ресив}} = \frac{25 \div 40}{i} F \cdot S.$$

Ресиверы снабжаются предохранительными клапанами, выпускающими наружу избыток воздуха при повышении давления в ресивере сверх нормального. Вследствие этого, а также благодаря тому что между компрессором и ресивером обычно не устанавливают никаких запорных приспособлений (задвижек, вентилей и т. д.), компрессор находится в безопасности от неожиданного резкого повышения противодействия, могущего оказаться опасным как для компрессора, так и для привода.

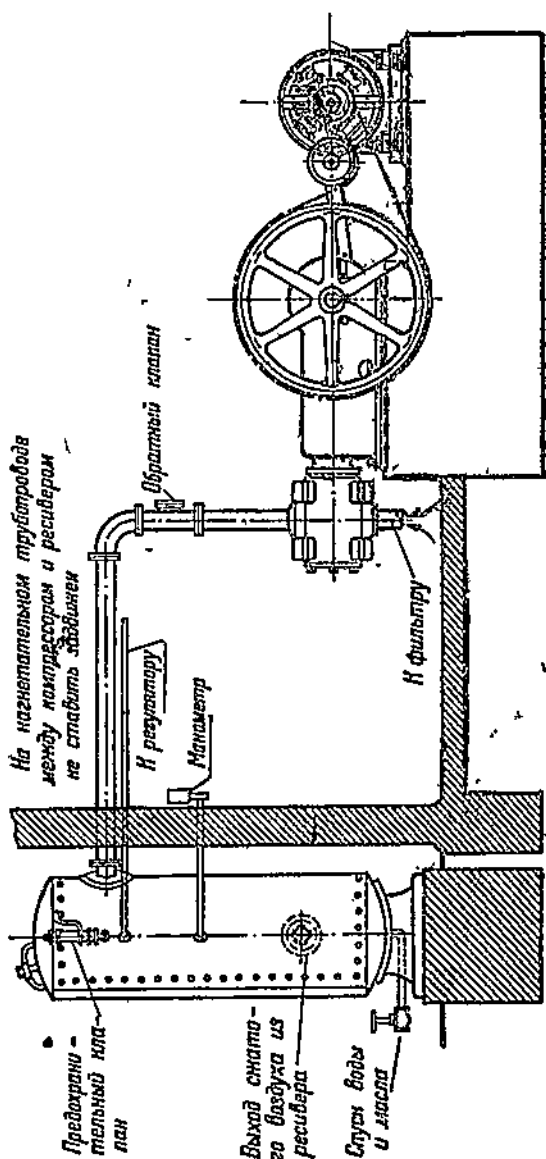
В некоторых случаях по условиям эксплуатации между ресивером и компрессором приходится устанавливать задвижку; такая необходимость, например, имеет место при работе нескольких компрессоров на общий ресивер.

В этих случаях во избежание аварии при пуске компрессора с закрытой задвижкой обязательно следует между компрессором и задвижкой устанавливать второй предохранительный клапан (первый основной предохранительный клапан устанавливается на самом ресивере).

Между компрессором и ресивером устанавливается обратный клапан, не позволяющий сжатому воздуху выйти из ресивера при неожиданной порче компрессора, разрыве нагнетательной линии между компрессором и ресивером и т. д.

На фиг. 76 приведена типичная схема установки одноступенчатого поршневого компрессора.

Как непосредственно видно из схемы, ресивер устанавливается вне стен помещения, на открытом воздухе. Это имеет целью возможно более охладить воздух до попадания его в нагнетательную сеть. Чем сильнее



Фиг. 76. Схема установки одноступенчатого поршневого компрессора.

охлаждение воздуха в ресивере, тем лучше будет происходить выделение из него паров воды и масла, тем меньше опасность взрыва (от паров масла), гидравлических ударов в системе, замерзания пневматического инструмента и т. д.

В некоторых случаях после компрессора устанавливают даже не реси-

вер, а настоящий холодильник, специально с целью [подать в систему возможно более сухой сжатый воздух.

В большинстве случаев в линию после ресивера включается масляно-водоотделитель.

Воздухопроводы между компрессором и ресивером желательно выполнять из оцинкованного железа. Длина их должна быть по возможности малой. Трубы должны быть уложены с уклоном в сторону движения воздуха. Скорости воздуха в трубах обычно невелики, порядка 10—20 м/сек.

Необходимо воздухопроводную систему перед пуском проверить под повышенным в $1\frac{1}{2}$ —2 раза давлением по сравнению с рабочим.

Вопрос о подводе охлаждающей воды к компрессору имеет первостепенную важность.

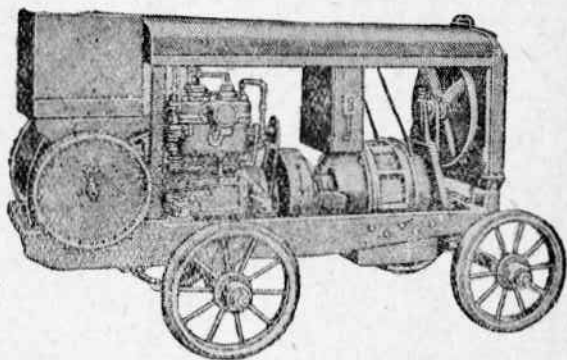
Температура охлаждающей воды на выходе не должна превышать 40—45° Ц за исключением специальных случаев: оптимальная температура лежит в пределах 30—40° Ц. Понижение температуры охлаждающей воды рубашек на выходе ниже 30—35° Ц нецелесообразно. Для возможности непрерывного контроля за охлаждением на выходе из машины трубопроводы охлаждающей воды заканчиваются открытым сливом в воронки, кроме того, весьма часто применяются автоматы, выключающие компрессор при прекращении подачи воды.

В случае многоступенчатого компрессора вода, подводимая к холодильникам, должна быть возможно более холодной. Понижение температуры воды, входящей в холодильник, на 4—5° дает понижение расхода мощности порядка 1%.

В случае надобности (строительные, дорожные и тому подобные работы) небольшие компрессоры монтируются на передвижных тележках.

На фиг. 77 представлен одноступенчатый передвижной, двойной компрессор, вертикальный двухцилиндровый. Он ничем не отличается от обычных компрессоров за исключением того, что охлаждающая вода либо какая-нибудь специальная спиртовая или глицериновая смесь для работы на морозе в таких переносных компрессорах охлаждается в радиаторе, через который осевым вентилятором просасывается охлаждающий воздух. Ресивер смонтирован на той же тележке.

Такие передвижные компрессоры обычно изготавливаются на давление до 10 атм, одно- и двухступенчатые — на производительность 1,5—6 м³/мин. Приводятся они в движение либо электромоторами, либо двигателями внутреннего сгорания.



Фиг. 77. Передвижной компрессор с электроприводом.

§ 24. ХОЛОДИЛЬНИКИ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ КОМПРЕССОРОВ

Как уже указывалось, в целях уменьшения расхода мощности, уменьшения влияния вредного пространства, понижения температуры процесса (смазка) и, наконец, подачи потребителю холодного воздуха устанавливаются холодильники, в которых температура воздуха понижается за счет отдачи тепла охлаждающей воде.

Обычно холодильник — это цилиндрический резервуар, днища которого представляют решетки, в которые вальцованы тонкостенные трубки из оцинкованного железа, медные или латунные.

Обычно по трубкам течет вода, а в поперечном направлении протекает воздух, совершающий благодаря перегородкам зигзагообразный путь (фиг. 78, 78а и 78б). В некоторых особых случаях воздух протекает по трубкам, а вода обтекает трубки в поперечном направлении (фиг. 79).

Одна из решеток холодильника связана с цилиндром при помощи болтов, а вторая благодаря специальному уплотнению может передвигаться при тепловом удлинении труб. Для прочистки труб обе решетки с трубами могут быть вынуты из цилиндра холодильника.

Расчет холодильника. Количество тепла, передаваемого через элементарный участок стенки dF , определяется по формуле

$$dQ = k \cdot dF \cdot \Delta T,$$

где ΔT — разность температур с двух сторон стенки,
 k — коэффициент теплопередачи от воздуха к воде:

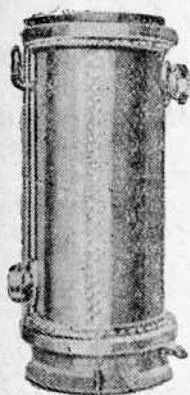
$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где α_1 — коэффициент теплоперевода от воздуха к стенке; α_2 — коэффициент теплоперевода от стенки к воде; δ — толщина стенки; λ — коэффициент теплопроводности стенки.

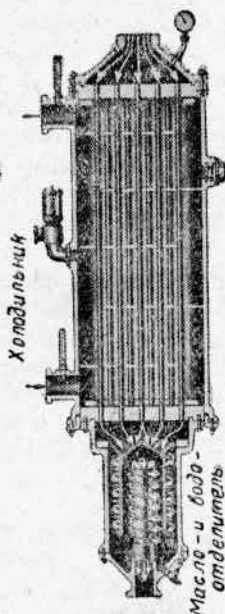
В зависимости от скоростей потоков воды и воздуха и от давления воздуха $\alpha_1 = 25 \div 400 \text{ кал/м}^2\text{час}^\circ\text{Ц}$.

Для промежуточных холодильников двухступенчатых компрессоров можно считать

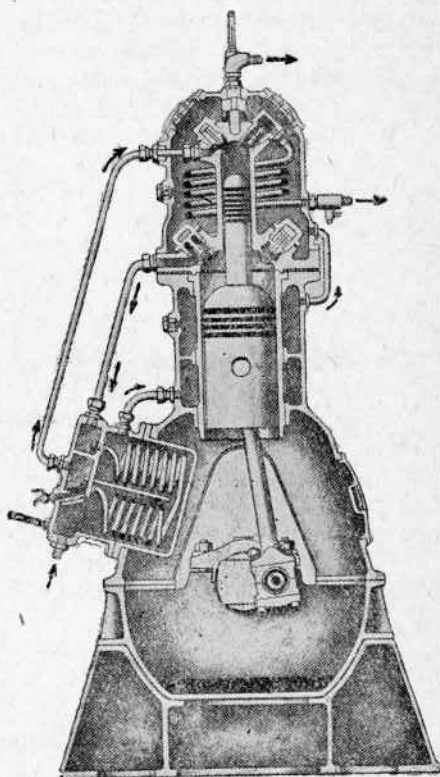
$$\begin{aligned}\alpha_1 &= 45 - 60 \text{ кал/м}^2\text{час}^\circ\text{Ц}, \\ \alpha_2 &= 3000 \div 10\,000 \text{ кал/м}^2\text{час}^\circ\text{Ц}, \\ \lambda &= 50 - 60 \text{ кал/м} \cdot \text{час}^\circ\text{Ц}, \\ \delta &= 0,001 - 0,003 \text{ м}.\end{aligned}$$



Фиг. 78а. Внешний вид холодильника (фиг. 78).



Фиг. 78б. Холодильник с центробежным масло-и водоотделителем. Слева виден предохранительный клапан, справа — предохранительная пробка.



Фиг. 79. Компрессор с двумя холодильниками (промежуточным и последующим), в которых воздух протекает по трубам змеевиков, омываемых снаружи водой.

Поскольку поверхность холодильника всегда берется с некоторым запасом и поскольку точность расчета теплопередачи при современном состоянии теории теплопередачи не превышает 3%, слагаемым $\frac{\delta}{\lambda}$ можно пренебречь и, следовательно, можно считать

$$k \approx \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}.$$

При обычно имеющих место значительно ббльших коэффициентах теплоперехода от воды к стенкам, чем от воздуха к стенкам, можно пренебречь отношением $\frac{1}{\alpha_2}$ по сравнению с $\frac{1}{\alpha_1}$. При этом получим $k \approx \alpha_1$.

Коэффициенты теплоперехода от воздуха к охлаждающей воде зависят от скоростей воздушного и водяного потока, от самой схемы холодильника (прямоток, противоток, течение воды или воздуха внутри трубок), от давления и температуры воздуха и т. д. Определению этих коэффициентов посвящена богатая специальная литература и учебная, и справочная, и исследовательская; на основании этой литературы и должна прodelываться указанная работа. В данной работе остановимся только на некоторых общих соображениях расчета холодильников.

Как явствует из основных формул теплопередачи, скорость протекания воздуха через холодильник не должна быть слишком малой во избежание недопустимого понижения теплоотдачи. С другой стороны, слишком большие скорости дают слишком большие гидравлические потери. Поэтому расчет холодильника следует вести, учитывая оба фактора, α_2 и Δp . Обычно при течении воздуха снаружи трубок скорости выбираются сравнительно малыми из чисто конструктивных соображений и поэтому потери напора в этом случае можно не учитывать.

При течении воздуха внутри трубок скорость w выбирается довольно высокой в пределах 15—30 и даже 40 м/сек.

Обычно в холодильниках направления движения охлаждаемого воздуха и нагреваемой воды взаимно противоположны (так называемый противоток). Это позволяет нагревать воду до температуры выше температуры выходящего из холодильника воздуха, что невозможно при прямотоке, и следовательно повышает использование воды.

При переменной температуре жидкостей с обеих сторон стенки средняя разность температур вычисляется по формуле

$$\tau_{cp} = \frac{\tau_a - \tau_e}{\ln \frac{\tau_a}{\tau_e}} = \tau_a \frac{1 - \frac{\tau_e}{\tau_a}}{\ln \frac{\tau_a}{\tau_e}} = \tau_a \frac{\frac{\tau_e}{\tau_a} - 1}{\ln \frac{\tau_e}{\tau_a}},$$

где $\tau = t_{возд} - t_{вод}$; индекс a означает „в месте выхода воздуха“, а индекс e означает „в месте входа воздуха“.

Пример 22. Определить среднюю разность температур при противотоке

$$t_{1\text{возд}} = 120^\circ \text{Ц}, \quad t_{1\text{вод}} = 12^\circ \text{Ц}, \\ t_{2\text{возд}} = 25^\circ \text{Ц}, \quad t_{2\text{вод}} = 30^\circ \text{Ц}.$$

Решение. $\tau_a = 25 - 12 = 13^\circ \text{Ц}$, $\tau_e = 120 - 30 = 90^\circ \text{Ц}$,

$$\tau_{cp} = 13 \frac{90 - 1}{\ln \frac{90}{13}} = \frac{7 - 1}{\ln 7} = 40^\circ \text{Ц}.$$

Эта величина заметно отличается от разности средних температур

$$\tau = \frac{120 + 25}{2} - \frac{12 + 30}{2} = 51^\circ \text{Ц},$$

так что пользование этим последним выражением может привести к значительным ошибкам.

Имея величину коэффициента теплопередачи k и величину средней разности температур τ , мы можем определить поверхности холодильника F (со стороны воздуха, а не воды) по формуле

$$Q_{\text{час}} = k \cdot F \cdot \tau,$$

где $Q_{\text{час}}$ — количество тепла, подлежащее отводу в час,

$$Q_{\text{час}} = G_{\text{час}} \cdot c_p (t_{1\text{возд}} - t_{2\text{возд}}).$$

К этому количеству тепла следует прибавить еще количество тепла Q_1 , выделяемое водой, конденсирующейся из воздуха при его охлаждении. Обычно это обстоятельство учитывается повышением на 10—15% поверхности F , определенной без учета Q_1 . Подсчет количества выделяемой воды

$$G_{\text{вод}} = G_{\text{возд}} \left(\frac{f_{\text{ex}}}{\gamma_1} - \frac{f_{\text{вх}}}{\gamma_2} \right)$$

(где f — абсолютная влажность, равная $\psi \cdot \gamma_{\text{н.п.}}$, см. гл. первую „Физические свойства воздуха“, γ — удельный вес воздуха) производится обычно только с целью определения количества воды, подлежащей отводу.

Весьма характерной величиной при расчете холодильника является поверхность холодильника, приходящаяся на 1 м^3 всасываемого воздуха в 1 мин.,

$$F' = \frac{F}{V_{\text{мин}}} = \frac{F \cdot \gamma_0}{G} \approx 1,2 \frac{F}{G} \frac{\text{м}^2}{\text{м}^3/\text{мин}}.$$

По основному уравнению

$$Q_{\text{час}} = G_{\text{час}} \cdot c_p (t_1 - t_2) = k \cdot F \cdot \tau,$$

$$F = \frac{G_{\text{час}} \cdot c_p \cdot (t_1 - t_2)}{k \cdot \tau},$$

и следовательно,

$$F' = \frac{60 \cdot 1,2 F}{G_{\text{час}}} = \frac{72 \cdot c_p (t_1 - t_2)}{c_p \cdot \tau} = 17 \frac{t_1 - t_2}{k \cdot \tau}.$$

Для промежуточных холодильников двухступенчатых компрессоров можно в среднем считать

$$t_1 - t_2 = 80 \div 110^\circ \text{ Ц}$$

$$k_{\text{ср}} = 45 - 60 \text{ кал/м}^2\text{час}^\circ \text{ Ц}$$

$$F' = 17 \cdot \frac{80 \div 110}{2000 \div 3000} = 0,45 \div 1,0 \frac{\text{м}^2}{\text{м}^3/\text{мин}}.$$

При больших k или τ величину F' удастся уменьшить против указанных средних значений. С повышением давления коэффициент k быстро возрастает, тогда как Q меняется незначительно. Поэтому удельная площадь F' для холодильников высокого давления (после двух и трех ступеней) получается значительно меньшей, чем поверхность холодильника после первой ступени.

В первом приближении можно считать, что площадь холодильника после каждой ступени составляет 35 ÷ 50% от площади холодильника предыдущей ступени.

Вторая величина, характеризующая холодильник, — расход воды на 1 м^3 всасываемого воздуха. Количество тепла, отдаваемое воздухом в одном холодильнике, приблизительно равно $25\text{—}35 \text{ ккал/м}^3$, а повышение температуры воды при протекании через холодильник $\Delta t_{\text{вод}} \approx 5\text{—}12^\circ \text{C}$; отсюда получим удельный расход воды $G_{\text{вод}} = 3\text{—}6 \text{ л/м}^3$, в среднем $4\text{—}5 \text{ л/м}^3$.

После определения поверхности F холодильника нужно определить его размеры, т. е. диаметр, число и длину трубок, а также и размеры самого барабана холодильника.

Диаметр трубок d обычно лежит в пределах $d_{\text{вн}} = 1/2''\text{—}1 1/2''$ ($12\text{—}36 \text{ мм}$) при толщине стенок $\delta = 1\text{—}2 \text{ мм}$.

Число трубок z определяется по расходу Q и скорости w воды (или воздуха), протекающей внутри трубок, из равенства

$$Q = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot z \cdot w.$$

Длина трубок определяется по данному диаметру (со стороны воздуха), по числу трубок и поверхности охлаждения из равенства

$$F = \pi \cdot d_{\text{нар}} \cdot l \cdot z.$$

Диаметр D барабана определяют, исходя из тех соображений, что шаг (расстояние между осями трубок) $t = 1,5\text{—}2d$. Нужная скорость движения воздуха достигается при помощи перегородок.

Если воздух течет по трубкам, а вода омывает трубки снаружи (см. фиг. 79), то размеры холодильника получаются небольшими, значительно меньше, чем в холодильнике обычного типа.

Такие холодильники имеют, однако, существенный недостаток, заключающийся в малом воздушном объеме холодильника.

Для большей равномерности работы компрессорной установки желательно, чтобы перед компрессором (при наличии сколько-нибудь длинного всасывающего воздухопровода), между ступенями компрессора и особенно перед выпуском воздуха к потребителю, имелся достаточно большой воздушный объем, величина которого определяется обычно рабочей формулой вида:

$$V = \frac{m \cdot F \cdot S}{l}.$$

Для промежуточных холодильников величина m лежит обычно в пределах $2\text{—}5$.

Для конечного холодильника, если он же служит и ресивером, $m = 25\text{—}40$; если это конструктивно неудобно, то устанавливают отдельные ресиверы.

В обычных конструкциях берется отношение длины резервуара (или холодильника) к его диаметру

$$\frac{L}{D} = 1,5\text{—}3.$$

Расчет холодильника заканчивается определением потерь напора в линиях воды и воздуха. Последняя потеря напора соответственно отра-

зится в p -диаграммах; на фиг. 68—70 линии всасывания второй ступени пойдут ниже, чем указано, на величину потерь.

Пример 23. Определить поверхность и основные размеры холодильника для двухступенчатого компрессора с разделенными ступенями по следующим данным: Количество воздуха $V = 20 \text{ м}^3/\text{мин}$; $i = 2$; ход поршня $S = 450 \text{ мм}$; диаметр поршня $D = 500 \text{ мм}$; температура воздуха, входящего в холодильник, $t_e = 125^\circ \text{Ц}$; температура воздуха, выходящего из холодильника, $t_a = 40^\circ \text{Ц}$; температура воды, входящей в холодильник, $t_{\text{вод}}^{\text{в}} = 15^\circ \text{Ц}$; температура воды, выходящей из холодильника, $t_{\text{вод}}^{\text{х}} = 20^\circ \text{Ц}$; коэффициент теплопередачи $k = 70 \text{ кал}/\text{м}^2 \text{ час}^\circ \text{Ц}$.

Решение. Количество отводимого тепла

$$Q_{\text{час}} = V_{\text{час}} \cdot \gamma \cdot c_p (t_e - t_a) = 20 \cdot 60 \cdot 1,2 \cdot 0,24 (125 - 40) = 29\,500 \text{ кал}/\text{час}.$$

Поверхность холодильника

$$F = \frac{Q_{\text{час}}}{k \cdot \tau_{cp}}.$$

При заданных перепадах температур и противотоке

$$\tau_e = 125 - 15 = 110^\circ \text{Ц},$$

$$t_a = 40 - 20 = 20^\circ \text{Ц}.$$

$$\tau_{cp} = \tau_e \left(\frac{\tau_e}{t_a} - 1 \right) : \ln \frac{\tau_e}{t_a} = 45^\circ \text{Ц}.$$

Отсюда поверхность холодильника

$$F = \frac{29\,500}{70 \cdot 45} = 9 \text{ м}^2.$$

Учитывая конденсацию паров воды, увеличим поверхность на 10%. Получим $F = 1,1 \cdot 9 \approx 10 \text{ м}^2$, что соответствует поверхности, приходящейся на 1 м^3 минутной подачи.

$$F' = \frac{10}{20} = 0,5 \frac{\text{м}^2}{\text{м}^3/\text{мин}};$$

эта величина лежит в нормальных пределах.

Количество протекающей воды

$$G_{\text{сек}} = \frac{Q_{\text{час}}}{(t_{\text{вод}}^{\text{х}} - t_{\text{вод}}^{\text{в}}) \cdot 3\,600} = 1,66 \text{ л}/\text{сек} = 100 \text{ л}/\text{мин}.$$

Количество воды, приходящейся на 1 м^3 воздуха,

$$G' = \frac{100}{20} = 5 \text{ л}/\text{м}^3,$$

что можно считать вполне нормальным.

Задаемся следующими величинами:

1. Объем холодильника (исключая трубки) при $m = 3$

$$V \approx \frac{m \cdot F \cdot S}{i} = \frac{3 \cdot 2 \cdot 0,2 \cdot 0,45}{2} = 0,27 \text{ м}^3.$$

2. Шаг трубок $t = 2d$, где d — наружный диаметр трубок.

3. Отношение диаметра холодильника к его длине

$$\frac{D}{l} = 0,3.$$

Из этих условий вытекают следующие самобочевидные равенства:

$$1. \frac{\frac{\pi D^2}{4}}{z \cdot \pi \frac{d^2}{4}} = \frac{t^2}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = \frac{4}{\pi} \cdot \left(\frac{t}{d}\right)^2 = 5,1, \text{ т. е. } D^2 = 5,1 \cdot z \cdot d^2.$$

$$2. \pi \cdot d \cdot l \cdot z = F = 10 \text{ м}^2, \text{ т. е. } d \cdot l \cdot z = 3,2 \text{ м}^2.$$

$$3. V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot l - \frac{z \cdot \pi d^2 \cdot l}{4} = 0,27 \text{ м}^3, \text{ т. е. } (D^2 - z \cdot d^2) l = 0,34.$$

$$4. \frac{D}{l} = 0,3.$$

Решая эту систему из четырех уравнений с четырьмя неизвестными D , l , d и z , получим

$$D = 0,5 \text{ м}, l = 1,67 \text{ м}, d = 25,5 \text{ мм}, z = 64, t = 50 \text{ мм}.$$

Остается проверить скорость протекания воды по трубкам, так как слишком большие скорости могут привести к большим потерям и большой затрате мощности насосом.

При толщине стенок трубок $\delta = 1,5 \text{ мм}$ получим площадь поперечного сечения трубок

$$f = z \pi \frac{(d - 2\delta)^2}{4} = 29 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Соответствующую скорость протекания воды при четырех последовательно включенных секциях

$$w = \frac{1,66 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{29 \cdot 10^{-3}} = 0,23 \text{ м/сек}$$

можно считать удовлетворительной.

ГЛАВА VI

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ И ВОЗДУХОДУВОВ

При постоянном числе оборотов подачу поршневого компрессора можно считать постоянной, если не учитывать некоторого, обычно весьма незначительного, уменьшения коэффициента подачи с увеличением противодавления. Поэтому устройство каких-либо регуляторов постоянного объема для поршневых компрессоров, кроме обычных регуляторов числа оборотов привода, является излишним. Регулирование объема в смысле изменения его может оказаться нужным с целью уменьшения подачи при увеличении противодавления с тем, чтобы избежать заметного увеличения потребляемой мощности. С этой целью применяются регуляторы объема, рассмотренные ниже.

Гораздо более распространены регуляторы постоянного давления, служащие для изменения подачи воздуха при изменении его потребления. При отсутствии таких регуляторов, т. е. при условии постоянной подачи воздуха в ресивер при переменном его потреблении, имело бы место чрезвычайно сильное колебание давления в ресивере, что является недопустимым в целом ряде случаев, например, в случае применения ком-

прессоров для пневматических орудий. Кроме того, длительное превышение подачи над потреблением привело бы к такому повышению давления в ресивере, что пришлось бы путем открывания предохранительного клапана выпускать наружу часть воздуха из ресивера. Очевидно, что при этом совершенно нецелесообразно расходуется мощность на излишнюю работу компрессора.

При автоматическом регулировании объема и подачи источником силы, служащей для перестановки регулирующих устройств, служит сжатый воздух, находящийся в ресивере и сообщающийся при помощи особой трубки с регулятором.

§ 25. РЕГУЛЯТОРЫ ПОСТОЯННОГО ДАВЛЕНИЯ

В некоторых случаях, главным образом при работе компрессора по схеме тандем с приводом от какого-либо поршневого двигателя, применяется регулирование путем изменения числа оборотов двигателя. В этих случаях регулятор давления

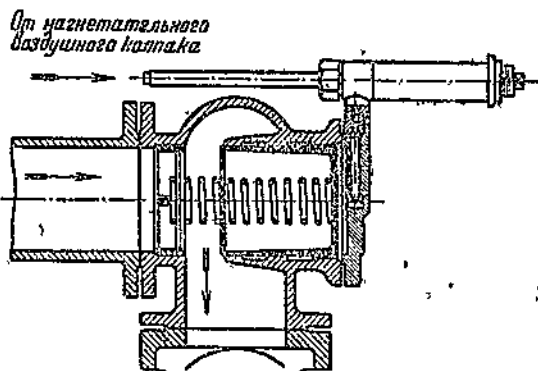
обычно бывает связан с центробежным регулятором двигателя, и повышение давления в воздушной сети приводит к понижению числа оборотов этого двигателя. Применяются также схемы с непосредственным воздействием регулятора на распределительные органы двигателя — паровой клапан, либо заслонку карбюратора — для изменения числа оборотов. В тех случаях, когда регулирование числа оборотов двигателя затруднительно (особенно при электроприводе), его заменяют регулированием пропусками путем временной остановки двигателя при повышении давления в ресивере сверх допустимых пределов.

В большинстве случаев прибегают к регулированию путем воздействия на самый процесс компрессора.

Таков, например, регулятор, изображенный на фиг. 80.

Во всасывающей линии устанавливается поршень, к которому подводится давление из резервуара после ц. в. д. Сила, действующая на поршень, уравнивается давлением пружины при нормальном давлении в ресивере. При повышении давления сверх нормального поршень регулятора начинает опускаться, благодаря чему понижается давление всасывания воздуха в цилиндр компрессора.

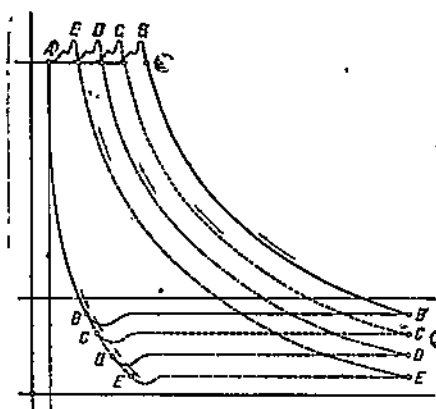
Это в свою очередь приводит к понижению удельного веса воздуха, поступающего в цилиндр, и тем самым к уменьшению подачи (приведенной к атмосферным условиям), благодаря чему давление падает до допустимых пределов (см. фиг. 81). Основное достоинство этого метода



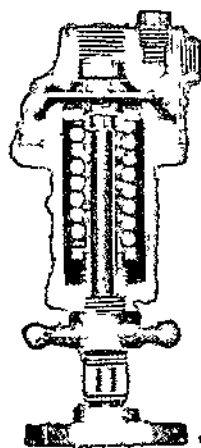
Фиг. 80. Регулятор постоянного давления путем дросселирования на всасывании.

регулирования — крайняя простота; основные недостатки — образование вакуума в цилиндре и подсасывание смазки через поршневые кольца, а также излишний расход мощности, соответствующий нижней части индикаторной диаграммы, под линией атмосферного давления.

Примечание. Заметим, что регулирование путем дросселирования на всасывании у поршневых компрессоров рационально только в том случае, когда перепад давлений, на который работает компрессор, выше $\frac{p_2}{p_1} = 3,5$.



Фиг. 81. Влияние регулятора (фиг. 80) на индикаторную диаграмму.



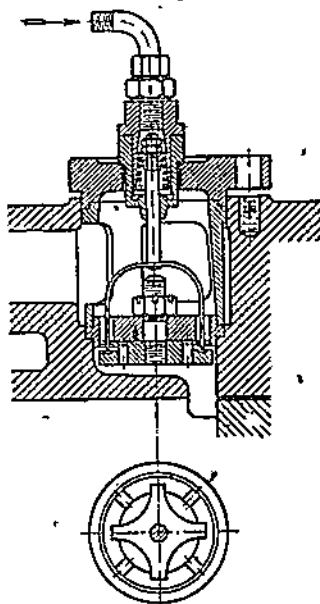
Фиг. 82. Регулятор постоянного давления, действующий путем отжимания всасывающего клапана.

Работа адиабатическая на сжатие 1 м³ воздуха от переменного в условиях дросселирования давления p_1 на всасывании до постоянного противодействия p_2 равняется

$$L_{ад} = 3,5 p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,286} - 1 \right].$$

¹ См. Гинц, Термодинамика поршневых и турбокомпрессоров.

Действительно, при дросселировании на всасывании объемный к. п. д. уменьшается в основном за счет увеличения удельного объема всасываемого воздуха по сравнению с атмосферным, а не за счет уменьшения самого объема всасываемого воздуха. В первом приближении вполне допустимо считать, что объем всасываемого воздуха не изменился совсем, а изменился только удельный объем всасываемого воздуха ¹.



Фиг. 83. Всасывающий клапан, открываемый регулятором (фиг. 82) при повышении давления в ресивере сверх допустимого.

Взяв первую производную от этой величины по p_1 и приравняв ее нулю, получим

$$\frac{dL}{dp_1} = \frac{d}{dp_1} \left\{ 3,5 p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,286} - 1 \right] \right\} = 3,5 \left[0,714 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,286} - 1 \right] = 0.$$

Отсюда получим, что при

$$\frac{p_2}{p_1} = 3,2 \text{ производная } \frac{dL}{dp_1} = 0.$$

Иначе говоря, при $\frac{p_2}{p_1} = 3,2$ дросселирование на всасывании увеличивает перепад давлений $\frac{p_2}{p_1}$ в такой степени, что он компенсирует падение давления p_1 , и работа $L_{ад}$, приходящаяся на 1 м³ засасываемого воздуха, остается без изменения. Поскольку и сам засасываемый объем (не приведенный к условиям атмосферы, а действительный объем при давлении всасывания p_1) меняется весьма незначительно, из вышесказанного вытекает, что расход мощности остается без изменения. При давлении $p_2 > 3,2 p_1$, работа $L_{ад}$ кдж/м³ падает при уменьшении начального давления p_1 . При давлении $p_2 < 3,2 p_1$ повышение отношения давлений $\frac{p_2}{p_1}$ действует на величину $L_{ад}$ сильнее, чем падение начального давления, и следовательно, при дросселировании расход мощности будет увеличиваться. Поэтому при перепадах давления, меньше 3,2, совершенно бессмысленно регулировать работу поршневой машины дросселированием на всасывании. Можно применять регулирование всасывающими клапанами, увеличением вредного пространства и т. д. (см. ниже); в крайнем случае даже следует допускать утечку (травление) сжатого воздуха через предохранительный клапан ресивера; даже этот метод, несмотря на его кажущуюся нецелесообразность, более выгоден, чем дросселирование на всасывании при малых перепадах давления.

Другой метод — регулирование при постоянном числе оборотов, и наиболее распространенный, заключается в том, что при обратном ходе поршня рабочий объем цилиндра продолжает сообщаться с всасывающим пространством, и следовательно, подача прекращается до тех пор, пока давление в газгольдере не опустится до допустимых пределов.

Таков, например, регулятор, изображенный на фиг. 82.

Пространство над пластиной (сверху), поддерживаемой пружиной, сообщается с ресивером. Давление со стороны газгольдера меньше давления пружины, и пластинка плотно прижимается к седлу.

При повышении давления сверх допустимого, на которое рассчитана пружина, пластинка регулятора отжимается книзу и пропускает сжатый воздух через шаровой клапан и верхний правый штуцер к всасывающему клапану.

Всасывающий клапан открывается (фиг. 83) и держится открытым до тех пор, пока давление не опустится до допустимых пределов. При этом пластинка регулятора поднимается под воздействием пружины, доступ сжатого воздуха к шаровому клапану прекращается и он опускается на свое седло. Сжатый воздух, находящийся между регулятором и всасывающим клапаном, вытекает наружу (см. фиг. 82), и всасывающий клапан снова начинает нормально работать.

Такой регулятор обычно устанавливается на каждую группу всасывающих клапанов, т. е. на каждую сторону каждого цилиндра. В случае

многоступенчатого сжатия один и тот же регулятор выключает одновременно все связанные между собой ступени.

Благодаря такому устройству мы можем получить, например, при сдвоенном компрессоре двойного действия четыре ступени регулирования; выключением одной стороны одного цилиндра подача уменьшается на 25%; выключением второй стороны того же цилиндра — на 50%, затем на 75 и 100%.

Вместо пружинного регулятора (фиг. 82) применяется также и регулятор, устанавливающий предельное давление подачи при помощи грузов (см. фиг. 229). В зависимости от той или иной нагрузки поршень регулятора при расчетном противодавлении поднимается вверх, пропуская воздух к отжимаемому устройству всасывающего клапана.

Оба эти регулятора отличаются тем, что они работают только в крайних положениях — свободный пропуск воздуха всасывающим клапаном или полное выключение отжимающего устройства.

Неустойчивость регулятора в промежуточных положениях создается для того, чтобы избежать промежуточных положений всасывающих клапанов, при которых они допускали бы сжатие воздуха и подачу его через нагнетательные клапаны, пропуская только избыток воздуха против потребления.

При этом всасывающие клапаны работали бы как предохранительные клапаны на ресивере, не давая экономии в мощности и только предотвращая недопустимые перегрузки компрессора. Неустойчивая работа пружинного регулятора достигается тем, что площадь, на которую давит сжатый воздух (фиг. 83), при опускании пластины регулятора увеличивается примерно вдвое. Иначе говоря, достаточно пластинку регулятора отжать на очень малую величину, чему соответствует равновесие сил давления воздуха и сопротивления пружины, как сила, действующая на пластину, от давления сжатого воздуха увеличится вдвое и, очевидно, отожмет ее в крайнее положение открытия.

В шаровом регуляторе (фиг. 229) при опускании поршня чугунные шары, лежащие на слегка конической поверхности, скатываются вниз и, значительно повышая нагрузку регулятора, доводят его до крайнего нижнего положения.

При поднятии поршня они откатываются в стороны, их вес в значительной степени воспринимается коробкой регулятора, поршень быстро разгружается, не может более уравновешивать давление воздуха и доходит в крайнее верхнее положение.

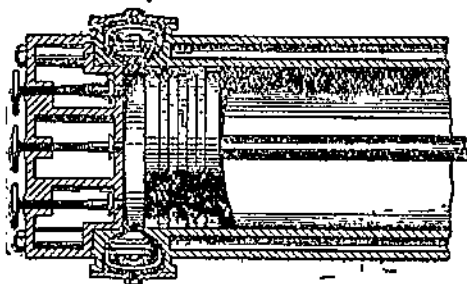
Регуляторы давления снабжаются перепускным краном, который при пуске компрессора в ход непосредственно подводит сжатый воздух к всасывающим клапанам, открывает их и благодаря этому дает возможность запуска компрессора без нагрузки, вхолостую. При прочих системах регулирования (вредным пространством, дросселированием на всасывании) обычно предусматривается особый кран, сообщающий цилиндр с атмосферой при пуске (фиг. 86, внизу).

Регулирование, связанное с изменением работы всасывания, приводит, очевидно, к уменьшению подачи против нормальной. Поэтому компрессоры, снабженные таким регулированием, должны быть подобраны в расчете на наибольшую необходимую подачу.

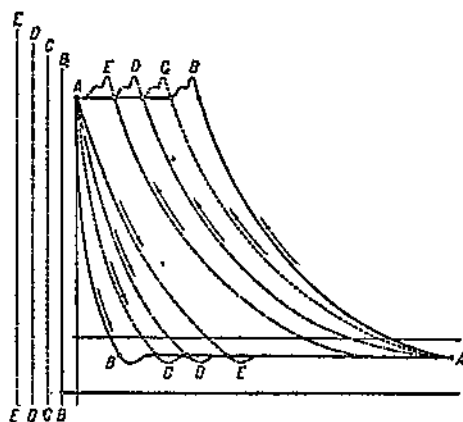
§ 26. РЕГУЛИРОВАНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ПОДАЧИ

При изменении противодействия в незначительных пределах компрессор, приводимый в движение паровой машиной или асинхронным электромотором, является до некоторой степени саморегулирующимся.

При понижении противодействия индикаторная мощность падает и число оборотов двигателя соответственно увеличивается, приспособляясь к изменившемуся расходу.

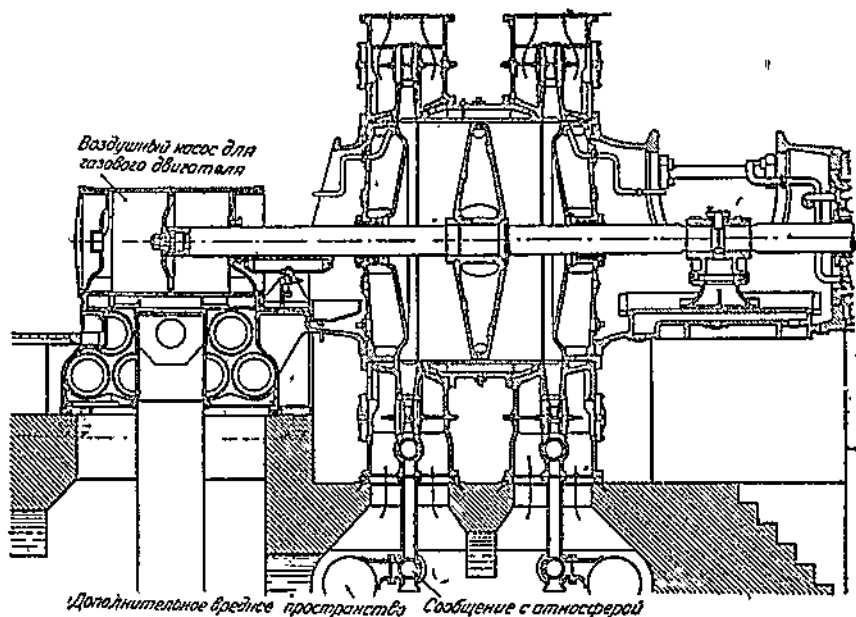


Фиг. 84. Регулирование величины подачи путем изменения вредного пространства.



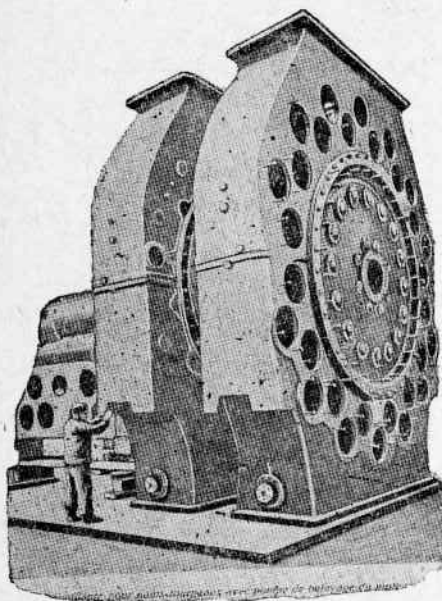
Фиг. 85. Индикаторная диаграмма к фиг. 84.

При повышении противодействия число оборотов двигателя несколько падает, опять-таки приспособляясь к изменившемуся расходу.



Фиг. 86. Домовая воздуходувка.

При значительных колебаниях в величине противодействия приходится прибегать к регулированию. При этом основная задача регулирования (особенно при приводе компрессора от двигателей внутреннего сгорания, не допускающих значительной перегрузки) — избежать чрезмерного увеличения площади индикаторной диаграммы и соответственно нагрузки на двигатель при значительном увеличении противодействия.



Фиг. 87. Внешний вид воздуходувки, разрез которой показан на фиг. 86.

Способ регулирования, применяемый обычно при клапанном распределении, заключается в присоединении к цилиндру при возрастающем противодействии добавочного вредного пространства (отдельной камеры, фиг. 84). При этом получается заметное уменьшение площади индикаторной диаграммы (фиг. 85).

На фиг. 86 и 87 показаны внешний вид и разрез большой доменной воздуходувки с дополнительным вредным пространством, включаемым при повышении противодействия, например, при запуске печи.

В случае золотникового распределения воздуха, допускающего закрытие всасывающего клапана в произвольный момент, прибегают обычно к закрыванию всасывающего клапана с переменным запаздыванием.

При заметном увеличении противодействия всасывающие клапаны закрывают с таким запаздыванием, чтобы площадь индикаторной диаграммы оставалась примерно постоянной.

ГЛАВА VII

ВАКУУМНАСОСЫ

Поршневые компрессоры, работающие с атмосферным или близким к атмосферному давлению на выходе и соответственно с пониженным давлением со стороны всасывания, называются вакуумнасосами. Разрежение p_1 , развиваемое вакуумнасосами, обычно определяется как вакуум и измеряется в процентах от внешнего давления p_2 . Вакуум равняется (в %)

$$\frac{p_2 - p_1}{p_2} = \left(1 - \frac{p_1}{p_2}\right) \cdot 100\%.$$

При небольших вакуумах обычно применяют центробежные машины, называемые в этом случае эксгаусторами.

Поршневые вакуумнасосы применяются обычно для отсасывания воздуха при глубоких вакуумах, порядка 90—95% при одноступенчатых и порядка 95—98% при двухступенчатых машинах.

Это соответствует отношению давлений $\frac{p_2}{p_1}$ порядка 20 в одной ступени и порядка 50 в двух, т. е. значительно выше, чем в обычных поршневых нагнетателях, подающих сжатый воздух.

Принципиально вакуумнасос ничем не отличается от компрессора и его рассчитывают, исходя из тех же формул и соображений, как и все остальные поршневые нагнетатели.

В то же время, однако, специфические условия работы вакуумнасосов приводят к ряду их конструктивных и эксплуатационных особенностей, на которых следует остановиться.

1. *Расход мощности.* Индикаторная работа, приходящаяся на 1 м³ всасываемого объема,

$$L_i = \frac{m}{m-1} p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \text{ кдж/м}^3.$$

Если вакуумнасос начинает отсасывать воздух из помещения с атмосферным давлением, то, очевидно, в первый момент

$$L_i = \frac{m}{m-1} p_a \left[\left(\frac{p_a}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] = 0.$$

При достижении очень глубокого вакуума (путем отсасывания воздуха из того же помещения) получим при $p_1 \approx 0$

$$L_i = \frac{m}{m-1} p_1 \left[\left(\frac{p_a}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \approx 0.$$

Очевидно, что при каких-то средних значениях вакуума между $p_1 = p_a$ и $p_1 \approx 0$ расход работы на 1 м³ всасываемого объема, а следовательно, и расход мощности, будет иметь максимальное значение, значительно превышающее начальное и конечное значения, соответствующие установившейся работе при глубоком вакууме (фиг. 88).

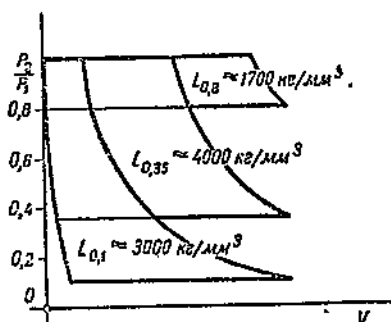
Нетрудно показать при помощи обычных методов нахождения максимума функции $L_i = f(p_1)$ (см. стр. 61), что при политропическом сжатии значение $(L_i)_{\max}$ соответствует отношению $\frac{p_2}{p_1} = m^{\frac{m}{m-1}}$.

Считая процесс сжатия адиабатическим, получим:

$$\frac{p_2}{p_1} = 1,41^{3,5} = 3,3.$$

При изотермическом сжатии

$$L_i = p_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \text{ кдж/м}^3.$$



Фиг. 88. Индикаторные диаграммы вакуумнасоса при

$$\frac{p_2}{p_1} = 0,1; 0,35; 0,8.$$

Максимальное значение $L_i = f\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$ получается при $\ln \frac{p_2}{p_1} = 1$, т. е. при $\frac{p_2}{p_1} = e = 2,71$.

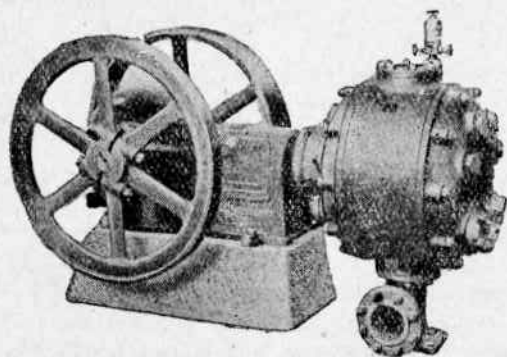
Соответствующие максимальные значения индикаторной работы

$$L_{i_{ад\max}} = 4350 \text{ кгм/м}^3, \quad L_{i_{из\max}} = 3720 \text{ кгм/м}^3.$$

Цилиндры вакуумнасосов весьма интенсивно охлаждаются при помощи водяных рубашек, что совершенно неизбежно при высоких степенях сжатия, имеющих место.

В связи с малыми весовыми подачами отвод тепла от воздуха дает значительный эффект, так что процесс сжатия следует рассматривать как политропу с существенным отводом тепла. Поэтому можно считать

$$L_{i_{\max}} \approx \frac{(L_i)_{ад\max} + (L_i)_{из\max}}{2} = 4000 \text{ кгм/м}^3.$$



Фиг. 89. Внешний вид вакуумнасоса с ременным приводом.

Этому расходу работы соответствует удельный расход мощности на 1 м^3 отсасываемого в минуту воздуха при $\eta_i = 0,65 \div 0,75$

$$N_{v\partial} = \frac{4000}{60 \cdot 75 \cdot (0,65 \div 0,75)} = 1,2 \div 1,35 \text{ л. с./м}^3/\text{мин.}$$

Из указанных соображений установочную мощность двигателя обычно определяют, исходя из указанной величины $N_{v\partial}$ с соответствующим запасом на ременный привод и т. п.; при этом двигатель нагружается на полную мощность только при пуске по достижении значений вакуума порядка $60\text{—}70\%$. При дальнейшем увеличении вакуума мощность, расходуемая на работу компрессора, падает, и при установившейся работе, соответствующей глубокому вакууму, двигатель работает с значительно меньшей нагрузкой.

Из указанных соображений в качестве приводов к вакуумнасосам при значительных мощностях последних целесообразно выбирать либо машины, хорошо выносящие перегрузку (паровые), либо системы приводов с широким диапазоном регулирования оборотов с тем, чтобы в период

пуска понижать расход мощности за счет уменьшения числа оборотов вакуумнасоса.

В качестве мероприятия для уменьшения расхода мощности при прохождении через указанные значения вакуума целесообразно также при компрессорах двойного действия выключать клапанную (золотниковую) систему одной стороны цилиндра, в связи с чем расход индикаторной мощности уменьшится вдвое, а потребление мощности насосом уменьшится на 30—40%.

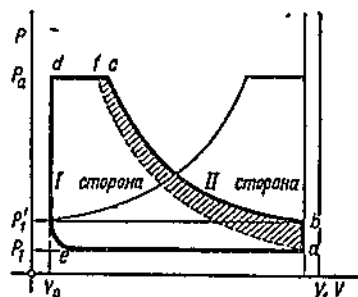
2. Влияние вредного пространства.

В связи с высокими степенями сжатия в одной ступени величина вредного пространства играет для вакуумнасоса решающую роль. Применение для вакуумнасосов обычных конструкций с величиной вредного пространства порядка 3—5% совершенно недопустимо, так как при этом значения коэффициентов подачи могли бы упасть до 40—60%.

В связи с этим при конструировании вакуумнасосов прибегают к расположению клапанов в крышках цилиндров (фиг. 89), благодаря чему удается довести вредное пространство до минимальных значений, либо прибегают к золотниковому распределению с так называемым перепуском воздуха. Последнее мероприятие сводится к тому, что в конце хода нагнетания сжатый воздух из вредного пространства стороны цилиндра *I* сообщается при помощи специального канала (фиг. 64) с противоположной стороной цилиндра *II*, в которой в этот момент заканчивается всасывание. При этом сжатый воздух перепускается в объем всасывания *II*, давление во вредном пространстве объема *I* падает и всасывание начинается в самом начале обратного хода поршня.

Благодаря указанным мероприятиям коэффициент подачи вакуумнасосов удается поддерживать в пределах 80—90%.

Как непосредственно видно из диаграммы (фиг. 90), перепуск воздуха повышает расход индикаторной мощности, причем это повышение доходит до 20%.



Фиг. 90. Индикаторная диаграмма вакуумнасоса с перепуском воздуха.

ab — повышение давления в начале хода сжатия за счет перепуска с противоположной стороны цилиндра. Площадь *abef* — дополнительный расход мощности в связи с перепуском.

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ

ВЕНТИЛЯТОРЫ

Машины, служащие для подачи воздуха при умеренных давлениях и разрежениях, не превышающих 1000 мм вод. ст., называются вентиляторами.

При таких небольших перепадах давлений применение поршневых клапанных машин нецелесообразно по следующим причинам.

Во-первых, потери в клапанах, как указывалось выше, составляют при этом недопустимо большую часть всего развиваемого напора.

Во-вторых, основное достоинство поршневой машины — большая степень герметичности рабочего объема, позволяющая сжимать воздух до значительных давлений, не боясь утечек его через неплотности, — представляется в данном случае несущественным. В то же время применяемые в настоящее время основные типы вентиляторов — центробежные и осевые — позволяют производить нагнетание значительных объемов воздуха при относительно высоких значениях к. п. д. при помощи значительно более легких, дешевых и быстроходных агрегатов.

ГЛАВА VIII

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

Основной деталью центробежного вентилятора, непосредственно воспринимающей мощность двигателя и передающей ее воздуху, является рабочее колесо вентилятора.

После рабочего колеса воздух иногда попадает в кожух, иногда непосредственно выходит в атмосферу; в том и другом случае после рабочего колеса полный напор воздушной струи

$$H = H_{cm} + p \frac{c^2}{2}$$

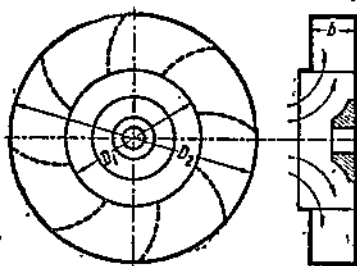
больше не увеличивается.

§ 27. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ВЕНТИЛЯТОРА

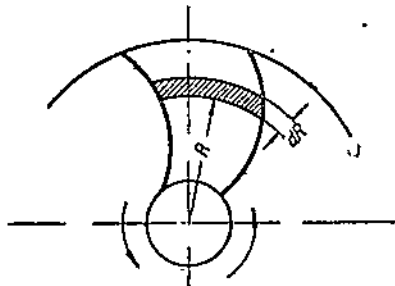
Рабочее колесо центробежного вентилятора обычно состоит из двух дисков, один из которых при помощи втулки насажен на вал двигателя;

во втором диске имеется всасывающее отверстие, через которое воздух поступает в каналы между рабочими лопатками (фиг. 91).

Начнем с рассмотрения того случая, когда воздух через колесо не идет. Представим себе, например, что по наружному выходному сечению на колесо надета обойма, не пропускающая воздуха. В этом случае воздух в канале между рабочими лопатками будет вращаться вместе с колесом с угловой скоростью колеса ω . При этом любая частица, вращающаяся с угловой скоростью ω на расстоянии R от оси вращения, имеет центростремительное ускорение $\omega^2 R$ м/сек²; иначе говоря, к частице с массой dm приложена сила $dm\omega^2 R$, направленная к центру вращения.



Фиг. 91. Схема рабочего колеса вентилятора.



Фиг. 92.

Выделим в колесе шириной b с числом лопаток z частицу воздуха на радиусе R (фиг. 92). Масса этой частицы, очевидно, равняется

$$dm = \rho \cdot \frac{2\pi R}{z} \cdot dR \cdot b,$$

где ρ — плотность воздуха.

Центростремительная сила, действующая на эту частицу при вращении колеса с угловой скоростью ω ,

$$dC = dm \cdot \omega^2 \cdot R = \rho \cdot \frac{2\pi R}{z} \cdot dR \cdot b \cdot \omega^2 R.$$

Сила dC , приложенная к частице, вызывается, очевидно, равенством давлений p и $p + dp$ с двух сторон выделенного элемента.

При равенности давлений с двух сторон элемента dp получим, что сила

$$dC = dp \cdot f,$$

где f — поверхность элемента.

$$f = \frac{2\pi R}{z} \cdot b.$$

Из равенства

$$dC = \frac{2\pi R}{z} \cdot b \cdot dp = \rho \frac{2\pi R}{z} \cdot dR \cdot b \cdot \omega^2 \cdot R$$

получим:

$$dp = \rho \omega^2 R dR.$$

Для получения полной разности давлений между сечениями входа на радиусе R_1 и сечением выхода на радиусе R_2 нужно полученную элементарную разность проинтегрировать в пределах $R_1 \div R_2$; получим:

$$p_2 - p_1 = \int_{R_1}^{R_2} dp = \int_{R_1}^{R_2} \rho \omega^2 R dR = \rho \frac{\omega^2}{2} (R_2^2 - R_1^2).$$

Это выражение обычно приводят к следующему виду:

$$p_2 - p_1 = \rho \frac{R_2^2 \omega^2 - R_1^2 \omega^2}{2} = \rho \frac{u_2^2 - u_1^2}{2},$$

где $u_1 = \omega R_1$ — окружная скорость на радиусе R_1 ; $u_2 = \omega R_2$ — окружная скорость на радиусе R_2 .

Отсутствие расхода может быть осуществлено не только механическим путем, но и непосредственно путем создания с двух сторон колеса достаточной разности давлений p_1 и p_2 хотя бы по схеме, изображенной на фиг. 96. При этом, если разность давлений с двух сторон канала рабочего колеса будет достаточной для создания нужного центростремительного ускорения, воздух в канале будет вращаться вместе с колесом, как в случае наличия бандажа, охватывающего колесо.

Если разность давлений окажется недостаточной, то вызванное ею центростремительное ускорение частиц окажется недостаточным для удержания частицы на постоянном радиусе; вместо движения по концентрическим кругам движение пойдет по спиралям¹, воздух начнет вытекать из колеса наружу и вентилятор начнет подавать воздух. В то же время, очевидно, на освободившееся место через всасывающее отверстие начнет поступать (засасываться) наружный воздух.

При достаточно большой величине $p_2 - p_1$ может получиться, что центростремительные ускорения будут больше тех, которые соответствуют угловой скорости ω . При этом частицы будут двигаться по спиральным траекториям снаружи внутрь, в сторону меньших радиусов, т. е. воздух будет протекать через колесо в обратном направлении.

Практически такое явление имеет место при включении вентилятора в систему, давление в которой больше давления, которое может преодолеть вентилятор. В таких случаях, очевидно, будет иметь место вытекание воздуха наружу через всасывающее отверстие вентилятора.

Когда воздух начинает двигаться через колесо, приведенный выше элементарный анализ связи между давлениями и центростремительными силами оказывается недостаточным. Действительно, при изменении сечения каналов между рабочими лопатками изменяется относительная скорость движения воздуха (относительно колеса), что также независимо от условий вращения потока должно привести к изменению давления.

Относительное движение потока воздуха через вращающееся колесо можно рассматривать по общим законам движения жидкости, т. е. пользоваться уравнением Бернулли для относительного потока. При этом приходится, однако, присоединять к полученным величинам давления дополнительные давления, соответствующие вращению воздуха вместе с колесом.

¹ Кривые движения точки будут постепенно приближаться к гиперболическим косинусоидам.

Если обозначить относительную скорость буквой w , а индексами 1 и 2, как и выше, скорости на радиусах R_1 и R_2 , то на основании вышеуказанного получим:

1. Из уравнения Бернулли для относительного движения, без учета вращения колеса,

$$H_{cm1} + \rho \frac{w_1^2}{2} = H_{cm2} + \rho \frac{w_2^2}{2},$$

т. е.

$$(\Delta H)_w = H_{cm2} - H_{cm1} = \rho \frac{w_1^2 - w_2^2}{2},$$

где $(\Delta H)_w$ — величина приращения статического давления при переходе от R_1 к R_2 за счет изменения относительной скорости.

2. Дополнительная разность давлений, учитывающая вращение колеса,

$$(\Delta H)_u = \rho \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}.$$

Таким образом разность статических давлений с двух сторон рабочих каналов колеса

$$\Delta H_{1-2} = (\Delta H)_w + (\Delta H)_u = \rho \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \rho \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}.$$

Таким образом за счет преобразования в давление скоростного напора протекающей жидкости в случае уменьшения относительной скорости (т. е. если $w_2 < w_1$) величина разности статических давлений с двух сторон колеса может теоретически оказаться даже больше разности статических давлений ΔH_w , соответствующей отсутствию протекания воздуха через колесо. Картина получается совершенно сходной с протеканием воздуха через неподвижный диффузор, когда воздух движется в сторону больших давлений за счет своей кинетической энергии, причем получается распределение давлений, невозможное для случая неподвижного потока. Точно так же и повышение давления сверх

$$\Delta H = \rho \frac{u_2^2 - u_1^2}{2},$$

совершенно невозможное в условиях отсутствия протекания воздуха через вращающееся колесо, делается принципиально возможным при наличии тока воздуха в каналах между рабочими лопатками.

Полученная величина разности статических давлений с двух сторон колеса не есть, однако, полный напор (или, иначе говоря, повышение энергии), сообщаемый воздуху при протекании через колесо вентилятора. Как уже известно, полный напор вентилятора есть разность полных напоров до и после вентилятора.

Если обозначить через c абсолютную скорость воздуха (скорость относительно неподвижного наблюдателя), а индексами 1 и 2, как и выше, обозначить скорость на радиусах R_1 и R_2 , то получим полный напор до вентилятора

$$H_1 = H_{cm1} + \rho \frac{c_1^2}{2},$$

где c_1 — скорость входа на лопатки.

Полный напор после вентилятора

$$H_2 = H_{cm2} + \rho \frac{c_2^2}{2},$$

где c_2 — скорость выхода воздуха из колеса наружу.

Напор вентилятора

$$H = H_2 - H_1 = (H_{cm2} - H_{cm1}) + \rho \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = \rho \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \rho \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \rho \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}.$$

Эта формула есть первая основная формула работы вентилятора.

§ 28. ФОРМУЛА ЭЙЛЕРА

Выведенное выше уравнение указывает, из каких составных частей складывается напор, сообщаемый вентилятором воздуху. В то же время, однако, совершенно не освещенным остается самый механизм передачи мощности от вала вентилятора через рабочее колесо воздуху.

Анализ этой стороны вопроса приводит к гораздо более наглядным выводам, чем формула, расчленяющая сообщаемый напор по элементам.

Все рассуждения о механизме передачи мощности в турбомашинах основаны на понятиях, излагаемых в главах теоретической механики, трактующих о количестве движения, о моменте количества движения и о связи этих величин с приложенными силами и их моментами.

Как известно, количеством движения называется произведение массы на скорость $m \cdot w$ (при конечных массах берется скорость центра тяжести). Моментом количества движения относительно какой-либо оси называется момент вектора $m \cdot w$.

В применении к установившемуся движению жидкости обычная формулировка теоремы количества движения (теорема импульсов) излагается следующим образом:

Изменение количества движения массы, протекающей в одну секунду (секундной массы) при переходе от одного сечения к другому, равняется сумме внешних сил, приложенных к потоку между этими сечениями.

Секундная масса равняется, очевидно, произведению протекающего объема в секунду на плотность жидкости (воздуха) $\rho \cdot Q_{сек}$. Если обозначить скорость в начальном сечении через c_1 , скорость в конечном (втором) рассматриваемом сечении через c_2 , а силу, приложенную к протекающей массе между сечениями 1 и 2, через Φ_{1-2} , то, очевидно, теорема количества движения в применении к установившемуся движению жидкости выразится следующим векторным равенством:

$$\rho Q_{сек} (c_2 - c_1) = \Phi_{1-2}.$$

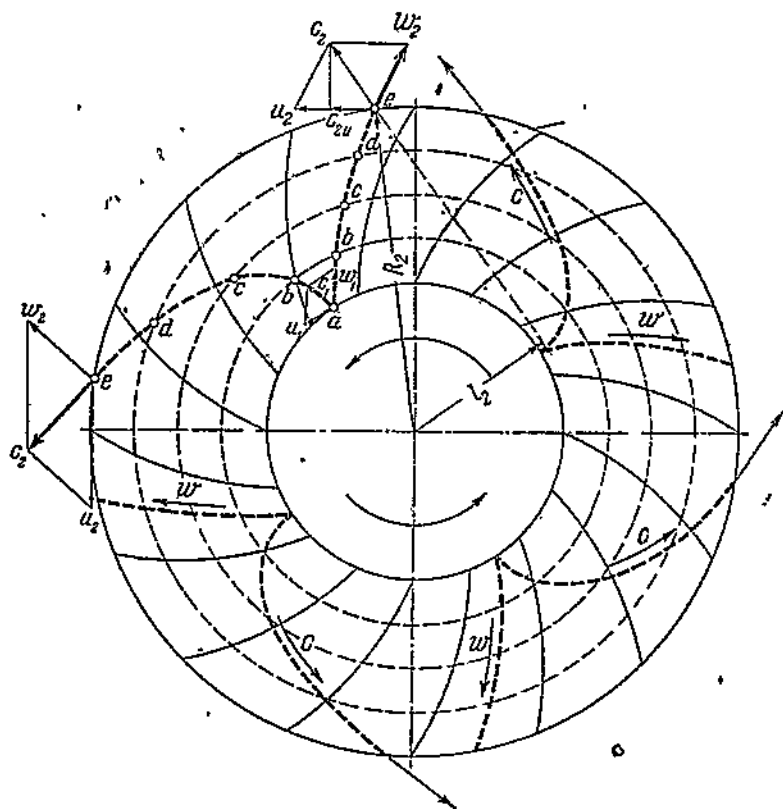
Теорема момента количества движения для установившегося потока жидкости аналогично теореме количества движения формулируется ниже-следующим образом:

Изменение момента количества движения массы, протекающей в одну секунду (секундной массы) при переходе от одного сечения

и другому, равняется моменту внешних сил, приложенных к потоку между этими сечениями.

При помощи этой теоремы мы и рассмотрим работу вентилятора.

Введем обозначения: c — абсолютная скорость; u — окружная (переносная); w — относительная скорость (относительно колеса); угол $(cu) = \alpha$; угол $(wu) = \beta$; индекс 1 указывает, что скорость дается для точки, лежащей на R_1 , индекс 2 — для точки, лежащей на R_2 .



Фиг. 93.

Прежде всего построим так называемые треугольники скоростей входа для скоростей на радиусе R_1 и выхода для скоростей на радиусе R_2 (фиг. 93). Как известно, векторная сумма относительной и переносной скоростей равняется скорости абсолютной, т. е. треугольник из векторов u , w и c всегда замкнут.

Для лучшего уяснения взаимной связи между скоростями c , u и w на фиг. 93 приложено схематическое изображение траекторий воздуха, текущего через колесо. Сплошной жирной линией изображена абсолютная, пунктирной — относительная траектория воздуха.

Одинаковыми буквами на обеих траекториях отмечены точки, соответствующие одному и тому же моменту времени.

Напишем для нашего частного случая уравнение момента количества движения; обозначив момент внешних сил через M , а плечи скоростей c_1 и c_2 относительно оси вентилятора через l_1 и l_2 , получим

$$M = \rho Q_{сек} (c_2 l_2 - c_1 l_1).$$

Скорость c_1 и c_2 можно разложить на две слагающие: одну — радиальную (меридиональную), равную проекции скорости c на направление радиуса, и вторую — тангенциальную, равную проекции скорости c на направление окружной скорости.

Эти две проекции принято обозначать следующим образом:

1) проекция на направление R (меридиональная)

$$c \sin \alpha = c_R = c_m;$$

2) проекция на направление u

$c \cos \alpha = c_u$ — тангенциальная составляющая скорости c (скорость закручивания).

Непосредственно из подобия соответствующих треугольников вытекает, что

$$\frac{l}{R} = \frac{c_u}{c},$$

т. е. $c \cdot l = c_u \cdot R$.

Поэтому теорема момента количества движения может быть переписана следующим образом:

$$M = \rho Q_{сек} (R_2 c_{2u} - R_1 c_{1u}).$$

Умножая обе части этого равенства на величину угловой скорости ω , получим:

$$M\omega = \rho Q_{сек} (R_2 \omega c_{2u} - R_1 \omega c_{1u}).$$

Мощность $N = M\omega$ кгм/сек ; $R\omega = u$ (окружной скорости) и, следовательно,

$$N = \rho Q_{сек} (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}).$$

С другой стороны, величина мощности может быть определена из формулы

$$N = \frac{QH}{\eta} \text{ кгм/сек.}$$

В теоретическом случае, при $\eta = 1$, получим

$$N = Q_{сек} \cdot H_m \text{ кгм/сек,}$$

где H_m — теоретический напор, соответствующий тому случаю, когда никаких потерь напора в самом вентиляторе не происходит.

Из равенства

$$N = Q_{сек} H_m = \rho Q_{сек} (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})$$

получим

$$H_m = \rho (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}).$$

Это выражение, вторая основная формула расчета вентилятора, есть так называемая формула Эйлера, лежащая в основе расчета всех турбо-

машин (паровых и гидравлических турбин, винтов, насосов, вентиляторов и т. д.).

Формула Эйлера дает теоретическую величину напора, сообщенного воздуху при отсутствии потерь. Ту же величину дает и выведенное выше равенство

$$H_m = \rho \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \rho \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \rho \frac{c_2^2 - c_1^2}{2},$$

так как при выводе этой формулы также никакие потери во внимание не принимались. Очевидно, что величины теоретического напора, определенные по этой последней формуле и по формуле Эйлера, должны дать одно и то же значение, т. е. что оба полученные выражения для H_m должны тождественно равняться одно другому.

Для доказательства этого положения выразим w через c_u и u . Получим из косоугольных треугольников скоростей входа и выхода

$$w^2 = u^2 + c^2 - 2uc_u$$

Подставляя это значение в уравнения $H_m = f(u, c, w)$, получим после элементарных преобразований и сокращений формулу Эйлера.

§ 29. РАБОТА КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

Струя воздуха, подходящая к вентилятору, обычно бывает незакрученной, т. е. направление абсолютной скорости, подходящей к рабочему колесу, близко к радиальному, т. е. скорость $c_{1u} = 0$.¹



Фиг. 94.

При этом из треугольника скоростей (u_1 , w_1 , c_1) получается, что относительная скорость w_1 отклонена в сторону, обратную направлению окружной скорости u_1 (фиг. 93). Обычно входную кромку лопатки вентилятора стараются ставить по направлению относительной скорости w_1 с тем, чтобы избежать удара при входе. Это обстоятельство позволяет определять правильное направление вращения колеса по положению его входной кромки; независимо от формы лопатки направление вращения должно быть таким, чтобы входная кромка была направлена назад от направления вращения.

При этом в зависимости от положения выходной кромки лопатки различают (фиг. 94): 1) колеса с лопатками, загнутыми вперед ($\beta_2 < 90^\circ$);

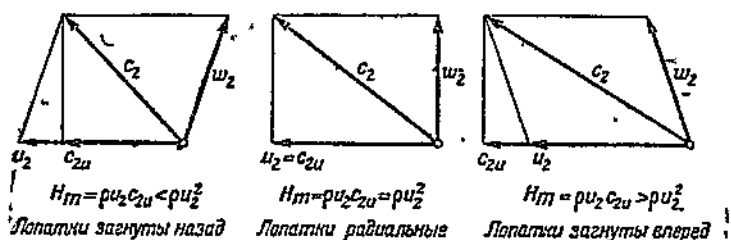
¹ При очень малых расходах воздух в трубопроводе перед вентилятором бывает и сильно закрученным, но при нормальных режимах „крутка“ весьма мала.

2) колеса с радиальными лопатками ($\beta_2 = 90^\circ$); 3) колеса с лопатками, загнутыми назад ($\beta_2 > 90^\circ$).

Во всех этих типах колес входная кромка всегда бывает отогнута назад от направления вращения; в исключительных случаях можно еще встретить угол входа $\beta_1 = 90^\circ$, но ни в коем случае недопустимо расположение входной кромки по направлению вращения, так как это приводит к большим гидравлическим потерям. Поскольку при отсутствии направляющих аппаратов на входе, как уже указывалось, $c_{1u} = 0$, уравнение Эйлера приводится к виду

$$H_m = \rho u_2 c_{2u} = \frac{c_{2u}}{u_2} \rho u_2^2 = \varphi_2 \rho u_2^2,$$

где $\varphi_2 = \frac{c_{2u}}{u_2}$ — коэффициент, определяющий степень „закрутки“, создаваемой колесом при данной окружной скорости, а следовательно, и величину теоретического напора (без учета потерь), и величину мощности, сообщаемой протекающему через вентилятор воздуху.



Фиг. 95. Треугольники скоростей при выходе.

Очевидно, что при лопатках, загнутых вперед, $\varphi_2 > 1$ (см. фиг. 95); при радиальных лопатках $\varphi_2 \approx 1$ и при лопатках, загнутых назад, $\varphi_2 < 1$; отсюда вытекает, что при данной окружной скорости колеса с лопатками, загнутыми вперед, развивают больший напор и потребляют больше мощности, чем колеса с лопатками радиальными, а тем более загнутыми назад.

Если обозначить отношение

$$\frac{H}{H_m} = \eta_h,$$

где η_h — гидравлический к. п. д., то очевидно, что действительный напор, развиваемый вентиляторам,

$$H = \eta_h \cdot \rho \cdot c_{2u} \cdot u_2 = \eta_h \cdot \varphi_2 \cdot \rho \cdot u_2^2 = \psi \cdot \rho \cdot u_2^2,$$

где $\psi = \varphi_2 \cdot \eta_h$ представляет собой так называемый коэффициент напора.

Практически можно считать для лопаток, загнутых вперед, $\psi \approx 0,9 \div 1,1$, для радиальных $\psi \approx 0,7 \div 0,9$, для загнутых назад $\psi = 0,5 \div 0,7$.

§ 30. РАБОТА КОЛЕС БЕЗ КОЖУХА

В некоторых случаях устанавливают центробежное колесо без всякого кожуха (фиг. 96). Рассмотрим, чему равняется статический напор, развиваемый таким колесом.

Полный теоретический напор, сообщаемый колесом воздуху,

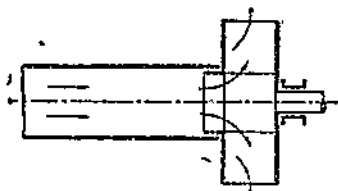
$$H_m = \rho \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \rho \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \rho \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}.$$

Статический напор (пренебрегая потерями в колесе, имеющими обычно, как показывает опыт, малую величину)

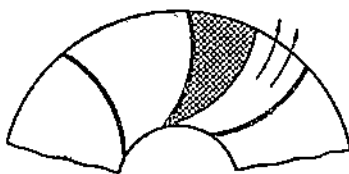
$$H_{ст} = H_m - \rho \frac{c_2^2}{2} = \rho u_2 c_{2u} - \rho \frac{(w_2^2 - u_2^2 + 2u_2 c_{2u})}{2} = \rho \frac{u_2^2 - w_2^2}{2}.$$

Эта формула дает статический напор, развиваемый самим колесом вентилятора.

Как показывают многочисленные опыты, проведенные в ЦАГИ¹, при протекании воздуха по каналам между рабочими лопатками относительная скорость w не меняется. Иначе говоря, при расширении канала струя не следует за стенками канала, а отрывается и продолжает течь постоянным сечением (фиг. 97). Из постоянства относительной скорости $w = w_2 = w_1$ получим весьма существенный вывод.



Фиг. 96. Центробежное колесо без кожуха.



Фиг. 97. Отрыв струи от стенок канала.

Статический напор, развиваемый колесом вентилятора, не зависит от формы лопатки и угла выхода, а зависит только от числа оборотов, от условий входа, поскольку они определяют $w = w_2 = w_1$, и от наружного диаметра, поскольку он определяет величину окружной скорости u_2 .

Несмотря на то, что форма лопаток не влияет на величину статического напора, она в сильной степени влияет на величину расхода мощности. Протекающая по колесу струя воздуха следует в относительном движении более или менее точно за формой лопатки. Благодаря этому треугольники скоростей при выходе имеют вид, показанный на фиг. 95.

Непосредственно из рассмотрения треугольников скоростей на выходе видно, что чем больше лопатка загнута назад, тем меньше тангенциальная составляющая скорости c_{2u} , развиваемый теоретический напор и, следовательно, потребляемая мощность; чем больше лопатка загнута вперед, тем больше c_{2u} , развиваемый теоретический напор и потребляемая мощность.

Из этого положения вытекает, что при работе вентилятора без кожуха выгодно лопатки делать загнутыми назад, поскольку статический напор колеса от этого не зависит, в то время как теоретический напор, а следовательно, и расход мощности $N \approx \frac{QH_m}{75}$, получится при лопат-

¹ В. Поликовский, К вопросу о расчете центробежных вентиляторов и насосов, Труды ЦАГИ, 1932.

ках, загнутых назад, меньшим, чем при лопатках радиальных или загнутых вперед.

При отсутствии кожуха, охватывающего колесо, скоростной напор выходящей струи полностью теряется на вихреобразование в окружающей среде. Из-за этого к. п. д. таких вентиляторов невысок, чем и объясняется ограниченная область их применения, главным образом, в качестве встроенных вентиляторов, органически входящих в конструкции различных машин (например, моторов и генераторов).

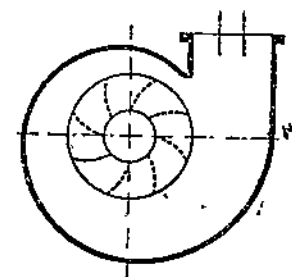
§ 31. КОЖУХИ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ АППАРАТЫ

Как указано выше, мы можем, отгибая лопатки назад, понизить расход мощности при заданном статическом напоре и тем самым повысить к. п. д. вентилятора. Понижение потребляемой мощности не является, однако, само по себе достоинством. Гораздо более целесообразно в целом ряде случаев было бы повышение расхода мощности, с тем, однако, чтобы эту мощность удалось передать воздуху в полезной форме напора.

При работе изолированного центробежного колеса статический напор остается постоянным, независимо от формы лопатки.

Загибая лопатку вперед, мы, не меняя w , только повышаем величину скорости c_{2u} и величину мощности $N \approx \rho Q_{сек} c_{2u} u_2$.

Если бы мы могли использовать скорость c_2 или, вернее, соответствующий скоростной



Фиг. 98. Колесо в спиральном кожухе.

напор $\rho \frac{c_2^2}{2}$ путем превращения его в давление, то колесом того же диаметра можно было бы добиться гораздо более высоких напоров, чем при использовании одного статического напора колеса.

Заклучение колеса в спиральный кожух (фиг. 98), кроме сообщения определенного направления выходящей струе воздуха, канализирования ее, решает также и поставленную выше задачу использования скоростного напора струи $\rho \frac{c_2^2}{2}$ и преобразования его в полезное статическое давление. Несмотря на то, что это преобразование сопровождается обычно сравнительно большими гидравлическими потерями напора, все же значительную часть динамического напора $\rho \frac{c_2^2}{2}$ удается преобразовать в статическое давление, благодаря чему к. п. д.¹ центробежного колеса в кожухе лежит обычно в пределах $\eta_{см} = 0,5 \div 0,6$, тогда как для центробежных колес без кожуха $\eta_{см} \leq 0,3 \div 0,45$. В то же время и напор, развиваемый вентилятором, повышается весьма значительно, иногда в 2—3 раза.

В ряде случаев скорость сбегания воздуха с колеса значительно больше желательной и целесообразной скорости в кожухе. В этих случаях между колесом и спиральным кожухом вводится промежуточный

¹ Статический к. п. д., не учитывающий скоростного напора, сообщаемого воздуху и в случае открытого колеса теряемого полностью.

участок, плоский щит (см. фиг. 185), в котором происходит постепенное уменьшение скоростей до желательных значений.

Приведенные соображения позволяют в каждом отдельном случае выбирать форму лопатки в соответствии с заданием, причем в отдельных случаях любая из них — загнутая вперед, назад, радиальная — может оказаться наиболее рациональной.

С точки зрения потерь в самом колесе лучше всех лопатки, загнутые назад; чем больше лопатка загнута вперед, тем больше гидравлические потери при протекании воздуха через колесо. Поскольку, однако, величина потерь в колесе сравнительно невелика и основные потери напора имеют место в кожухе, это обстоятельство (потери в колесе) не является решающим при выборе форм лопатки.

ГЛАВА IX

ОСЕВЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

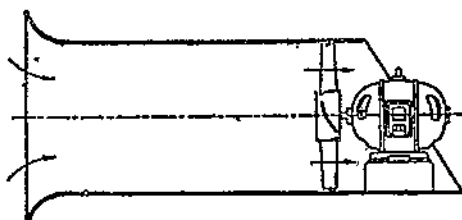
§ 32. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Кроме центробежных вентиляторов, применяются еще так называемые осевые (пропеллерные, крыльчатые) вентиляторы, представляющие собой втулку с прикрепленными к ней лопастями и создающие при вращении ток воздуха параллельно оси вращения (фиг. 99). Из уравнения теоретического напора, развиваемого вентилятором (см. стр. 128):

$$H_m = \rho \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \rho \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \rho \frac{c_2^2 - c_1^2}{2},$$

можно непосредственно сделать ряд выводов о работе осевого вентилятора.

У осевого вентилятора каждая струя, проходя через вентилятор, остается на том же радиусе (поскольку она перемещается параллельно оси); поэтому для случая осевого вентилятора получим:



Фиг. 99. Осевой вентилятор.

$$H_m = \rho \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \rho \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}.$$

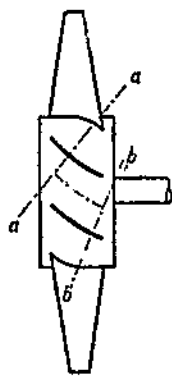
По аналогии с показанным выше (стр. 127), повышение статического

$$\Delta H_{ст} = \rho \frac{w_1^2 - w_2^2}{2},$$

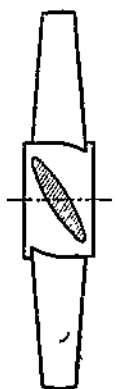
напора при протекании воздуха через вентилятор, вызывается одной разностью скоростных напоров относительных скоростей, в то время как в центробежных вентиляторах созданию статического напора помогают значительно более мощные центробежные силы.

Для сравнения укажем, что коэффициент напора $\psi = \frac{H}{\rho u^2}$ у осевых вентиляторов не превышает значений $\psi = 0,2-0,25$, тогда как у центробежных вентиляторов указанная величина достигает значений порядка 1—1,1 (см. стр. 132).

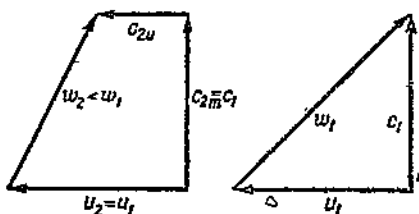
Приведенные соображения позволяют установить правильное направление вращения вентилятора. У вентилятора, изображенного на фиг. 100, вращение направлено (со стороны сбегающего потока) по часовой стрелке, так как при этом воздух течет от меньшего сечения aa к большему bb . Вентилятор — „правый“, выражаясь общепринятой терминологией.



Фиг. 100. Осовый вентилятор.



Фиг. 101. Лопасти реверсивного вентилятора.



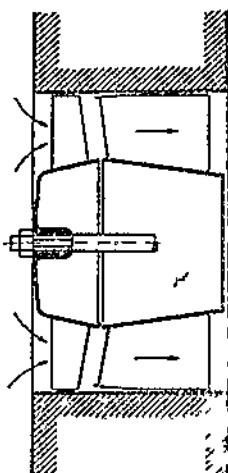
Фиг. 102. Треугольники скоростей входа и выхода при наличии закручивания воздуха после вентилятора.

гней; наблюдатель считается расположенным так, что поток идет на него.

Осевые вентиляторы иногда делают реверсивными, т. е. такими, что в зависимости от направления вращения они подают воздух в ту или иную сторону с одинаковой эффективностью. Очевидно, что для таких вентиляторов оба направления вращения будут правильными, так как лопасти таких вентиляторов делаются симметричными (фиг. 101).

Второе основное уравнение вентилятора:

$$H_m = \rho u_2 c_{2u}$$



Фиг. 103. Направляющий аппарат осевого вентилятора.

говорят, что после вентилятора поток воздуха обязательно делается более или менее закрученным; поэтому всегда имеет место тангенциальная составляющая скорости c_{2u} . Этому соответствуют треугольники скоростей входа и выхода, изображенные на фиг. 102. При малых напорах, при которых величина c_{2u} получается небольшой, вопрос о бесполезной части напора, развиваемого вентилятором $H_u = \rho \frac{c_{2u}^2}{2}$, не имеет особого значения; поэтому осевые вентиляторы низкого и даже среднего давления непосредственно вставляются в трубу, как показано на фиг. 99.

Современная техника, однако, применяет осевые вентиляторы и при сравнительно высоких давлениях, достигающих значений нескольких сот миллиметров вод. ст.¹ При таких напорах использование скоростного напора закручивания становится в некоторых случаях целесообразным. Для использования скоростного напора закручивания, т. е. для преобра-

¹ Направляющие аппараты применяются и при небольших напорах в случае больших значений коэффициента напора.

зования его в статическое давление, применяют ряд приспособлений. Основные из них следующие:

1. *Направляющий аппарат* (фиг. 103, 143). За вентилятором устанавливается звездообразная решетка. Закрученная струя воздуха, попадающая в эту решетку, раскручивается, и скоростной напор закручивания превращается в статическое давление.

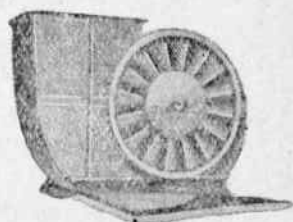
2. *Спиральный кожух* (фиг. 104). За осевым вентилятором устанавливается спиральный кожух. Попадая в этот кожух, закрученный поток за осевым вентилятором ведет себя точно так же, как и закрученный поток за центробежным колесом; в спиральном кожухе скоростной напор струи превращается в давление и в то же время весь поток поворачивается на 90° , что часто бывает необходимо, например, в дымососах осевого типа.

§ 33. СРАВНЕНИЕ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ С ЦЕНТРОБЕЖНЫМИ

При больших расходах воздуха, для которых центробежные вентиляторы по конструктивным соображениям приходится выполнять очень больших размеров и из-за этого тихоходными, осевые вентиляторы продолжают работать при нормальных числах оборотов моторов, будучи в несколько раз легче, чем центробежные.

В то же время, однако, при меньших расходах и высоких напорах осевые вентиляторы получаются слишком высокооборотными, а также менее выгодными экономически по сравнению с центробежными. Поэтому осевые вентиляторы следует применять при больших расходах и сравнительно небольших напорах. Центробежные вентиляторы следует применять при меньших расходах и больших напорах по сравнению с осевыми.

Все эти соображения носят чисто качественный характер. Количественные данные, позволяющие решать вопрос о выборе того или иного вентилятора, для частных случаев разобраны ниже (стр. 154).



Фиг. 104. Осевой вентилятор в спиральном кожухе.

ГЛАВА X

НАПОР ВЕНТИЛЯТОРА

§ 34. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНОГО НАПОРА ВЕНТИЛЯТОРА

Пусть между двумя заданными сечениями воздухопровода с заданными статическими и скоростными (а следовательно, и полными) напорами $H_{ст1}$, $H_{д1}$, H_1 и $H_{ст2}$, $H_{д2}$, H_2 расположен вентилятор, сообщаящий воздушному потоку дополнительный напор H_v .

Обобщенное уравнение Бернулли для этого случая напишется следующим образом:

$$H_{ст1} + \rho \frac{c_1^2}{2} + H_v = H_{ст2} + \rho \frac{c_2^2}{2}.$$

Из этого уравнения определяется напор вентилятора:

$$H_v = H_{ст2} + \rho \frac{c_2^2}{2} - \left(H_{ст1} + \rho \frac{c_1^2}{2} \right) = H_2 - H_1.$$

При нормальных условиях работы вентилятора величина H_s больше нуля, т. е. $H_2 > H_1$. В то же время, однако, как величина статического, так и величина скоростного напора после вентилятора могут быть ниже соответствующих величин до вентилятора.

Так, например, при наличии более сильной вытяжки, чем притока, в вентилируемом помещении образуется разрежение. При этом вентилятор, подающий наружный воздух в это помещение, работает именно в таких условиях, что статическое давление после вентилятора меньше, чем наружное статическое давление.

В том частном случае, когда площади сечений всасывающего и нагнетательного отверстий вентиляторов одинаковы, получим:

$$\rho \frac{c_1^2}{2} = \rho \frac{c_2^2}{2}$$

и, следовательно, полный напор вентилятора

$$H_s = H_{ст2} - H_{ст1},$$

т. е. равняется разности статических напоров непосредственно до и после вентилятора.

Прежде чем перейти к выводу общего уравнения работы вентилятора, определим потребный напор вентилятора, т. е. величину энергии (работы), добавляемую вентилятором каждому куб. метру воздуха, для нескольких частных случаев и соответствующий расход мощности.

Пример 24. Определить расход мощности на осевой вентилятор по следующим данным: диаметр вентилятора $D = 800$ мм; диаметр втулки $d = 200$ мм; $Q = 30\,000$ м³/час; к. п. д. вентилятора $\eta = 0,6$. Статическое давление и до вентилятора и за ним равняется атмосферному.

Решение. Площадь протекания воздуха

$$F = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi D^2}{4} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right] = 0,5 \cdot 0,94 = 0,47 \text{ м}^2.$$

Скорость в сечении вентилятора

$$c_1 = \frac{Q_{сек}}{3600 \cdot F} = \frac{30\,000}{3600 \cdot 0,47} = 17,7 \text{ м/сек.}$$

Соответствующий скоростной напор:

$$H_{д1} = \rho \frac{c_1^2}{2} = 0,122 \cdot \frac{17,7^2}{2} = 19 \text{ мм вод. ст.}$$

Полный напор до вентилятора $H_1 = 0$.

Полный напор после вентилятора

$$H_2 = H_{ст2} + \rho \frac{c_2^2}{2} = 0 + 19 = 19 \text{ мм вод. ст.}$$

Напор вентилятора

$$H_s = H_2 - H_1 = 19 - 0 = 19 \text{ мм вод. ст.}$$

Потребная мощность двигателя

$$N = \frac{Q_{сек} H_s}{75 \cdot \eta} = \frac{30\,000 \cdot 19}{3600 \cdot 75 \cdot 0,6} = 3,5 \text{ л. с.}$$

Пример 25. Определить потребный полный напор и расход мощности при к. п. д. вентилятора $\eta = 0,5$, а также рассчитать и построить кривую статиче-

ских и полных напоров по следующим данным $Q = 300 \text{ м}^3/\text{час}$; $D_1 = D_2 = D_3 = D_4 = 100 \text{ мм}$; $D_5 = 150 \text{ мм}$. Сопротивление в линии всасывания $\Delta H_{\text{вс}} = 15 \text{ мм вод. ст.}$. Сопротивления в линии нагнетания $\Delta H_{\text{нагн}} = 20 \text{ мм вод. ст.}$.

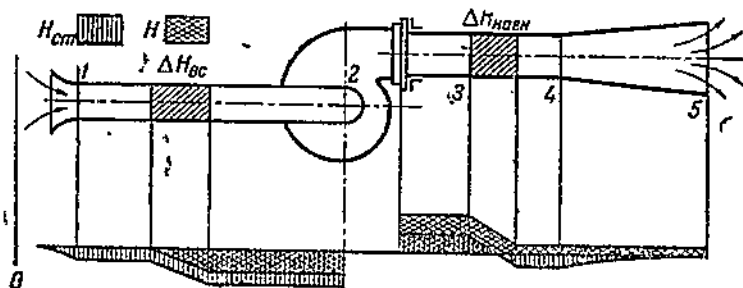
Решение. Площади $F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = 0,00785 \text{ м}^2$; $F_5 = 0,0177 \text{ м}^2$.
Скорости

$$c_1 = c_2 = c_3 = c_4 = \frac{300}{3600 \cdot 0,00785} = 10,6 \text{ м/сек}, c_5 = \frac{300}{3600 \cdot 0,0177} = 4,7 \text{ м/сек}.$$

Динамические напоры:

$$H_{\partial_1} = H_{\partial_2} = H_{\partial_3} = H_{\partial_4} = 0,122 \cdot \frac{10,6^2}{2} = 7 \text{ мм вод. ст.}$$

$$H_{\partial_5} = 0,122 \cdot \frac{4,7^2}{2} = 1,5 \text{ мм вод. ст.}$$



Фиг. 105. Кривая статических и полных напоров к примеру 25.

Из уравнений Бернулли между отдельными сечениями получим:

Сечения 0—1

$$H_{ст_0} + \rho \frac{c_0^2}{2} = 0 = H_{ст_1} + \rho \frac{c_1^2}{2},$$

т. е.

$$H_{ст_1} = -\rho \frac{c_1^2}{2} = -7 \text{ мм вод. ст.}, H_1 = 0.$$

Сечения 1—2

$$H_{ст_1} + \rho \frac{c_1^2}{2} + \Delta H = 0 - 15 = H_{ст_2} + \rho \frac{c_2^2}{2},$$

т. е.

$$H_{ст_2} = -7 - 15 = -22 \text{ мм вод. ст.}; H_2 = -15 \text{ мм вод. ст.} [= -\Delta H_{\text{вс}}].$$

Сечения 3—4

$$H_{ст_3} + \rho \frac{c_3^2}{2} = H_{ст_4} + \rho \frac{c_4^2}{2},$$

откуда

$$H_{ст_4} = 1,5 - 7 = -5,5 \text{ мм вод. ст.}; H_4 = 1,5 \text{ мм вод. ст.} [= H_{\partial_4}].$$

Сечения 3—4

$$H_{ст_3} + \rho \frac{c_3^2}{2} + \Delta H = H_{ст_4} + \rho \frac{c_4^2}{2},$$

т. е.

$$H_{ст_3} = H_{ст_4} + 20 = -5,5 + 20 = 14,5 \text{ мм вод. ст.}$$

$$H_3 = 21,5 \text{ мм вод. ст.} [= \Delta H_{\text{нагн}} + H_{\partial_3}].$$

На основании полученных данных построены на фиг. 105 кривые статических и полных напоров.

Таким образом мы получили полный напор до вентилятора $H_2 = -15$ мм вод. ст.

Полный напор после вентилятора $H_3 = 21,5$ мм вод. ст.

Полный напор вентилятора $H_g = H_3 - H_2 = 21,5 - (-15) = 36,5$ мм вод. ст.

Расход мощности

$$N = \frac{Q \cdot H_g}{75 \cdot 3600 \cdot \eta} = \frac{300 \cdot 36,5}{75 \cdot 3600 \cdot 0,5} = 0,08 \text{ л. с.}$$

В том случае, когда напоры до вентилятора и после него известны, определение потребного напора вентилятора производится таким образом, как указано в примере 25.

Можно, однако, составить общее уравнение, позволяющее определить напор вентилятора без анализа распределения давлений в сети.

Представим себе вентилятор (фиг. 106), забирающий воздух из объема с давлением H_e и подающий его по системе с сопротивлениями ΔH_{ec} и $\Delta H_{нагн}$ в объем с давлением H_a . Составим уравнение Бернулли между объемом всасывания и сечением 1

$$H_e + \rho \frac{c_0^2}{2} - \Delta H_{ec} = H_{cm1} + \rho \frac{c_1^2}{2} = H_1.$$

Уравнение Бернулли между сечениями 2 и 3.

$$\begin{aligned} H_2 = H_{cm2} + \rho \frac{c_2^2}{2} &= H_{cm3} + \rho \frac{c_3^2}{2} + \Delta H_{нагн} = \\ &= H_a + \rho \frac{c_a^2}{2} + \Delta H_{нагн}. \end{aligned}$$

Откуда напор вентилятора

$$H_g = H_2 - H_1 = H_a + \rho \frac{c_a^2}{2} + \Delta H_{нагн} - (H_e - \Delta H_{ec}),$$

т. е.

$$H_g = (H_a - H_e) + (\Delta H_{ec} + \Delta H_{нагн}) + \rho \frac{c_a^2}{2}.$$

Последнее равенство можно формулировать следующим образом:

Напор, развиваемый вентилятором, расходуется на: 1) покрытие разности давлений между объемом всасывания и объемом нагнетания; 2) преодоление потерь в линии всасывания и линии нагнетания; 3) создание скоростного напора выхода воздуха из сети (не из вентилятора).

Исходя из этих соображений, можно решать задачу подбора вентилятора, непосредственно исходя из задания, без определения давлений и напоров после вентилятора и до него.

При перемещении газа с удельным весом $\gamma \neq \gamma_{возд}$ и при наличии разности высот z_m между сечениями 0 и 3, часть сопротивлений сети покрывается естественной тягой, равной $(\gamma_{возд} - \gamma) z$.

Очевидно, что в этом случае потребный напор вентилятора должен быть уменьшен на величину естественной тяги.

Заслуживает внимания то обстоятельство, что если напоры H_a и H_e определялись опытным путем при помощи манометров, установленных на одной

высоте (как это обычно и делается), то если соединительные трубки заполнены газом, имеющим удельный вес воздуха, то поправка на величину естественной тяги должна быть сделана. Если же соединительные трубки заполнены газом, имеющим удельный вес газа в сети, то потребная поправка на естественную тягу автоматически учитывается самими приборами.

§ 35. СТАТИЧЕСКИЙ И ПОЛНЫЙ НАПОРЫ ВЕНТИЛЯТОРА

Очень часто из полного напора, развиваемого вентилятором, выделяют динамический напор вентилятора, соответствующий скорости выхода воздуха из вентилятора, считая выходное сечение заполненным. При этом разность между полным напором вентилятора H_a и динамическим напором $H_{д.в.}$ называют статическим напором вентилятора.

При скорости выхода из сети, равной скорости выхода воздуха из вентилятора, статический напор вентилятора равняется напору, расходуемому на покрытие разности давлений $(H_a - H_e)$ и потерь в линии всасывания и нагнетания.

Соотношение трех величин: напора полного, динамического и статического и связь их с работой воздухопроводной сети яснее всего будет видна из приводимых ниже примеров.

Пример 26. Вентилятор нагнетает воздух в топку котла. Сопротивление слоя топлива 80 мм вод. ст. равняется давлению в зольнике. Потери в линии всасывания — 10 мм вод. ст. Подача воздуха — 60 м³/мин. Сечение выхода из вентилятора равняется выходному сечению воздухопровода 250 × 200 мм². Определить полный и статический напор вентилятора, а также расходуемую мощность.

Решение. Полный напор вентилятора

$$\begin{aligned} H_a &= (H_a - H_e) + (\Delta H_{д.в.} + \Delta H_{нагн.}) + \rho \frac{c_a^2}{2} = \\ &= (80 - 0) + (10 + 0) + \rho \frac{c_a^2}{2} = 90 + \rho \frac{c_a^2}{2}. \end{aligned}$$

Скорость выхода воздуха из сети (и из вентилятора)

$$c_a = \frac{60}{0,25 \cdot 0,2 \cdot 60} = 20 \text{ м/сек.}$$

Динамический напор вентилятора

$$H_{д.в.} = 0,122 \cdot \frac{20^2}{2} \approx 25 \text{ мм вод. ст.}$$

Напор вентилятора

$$H_e = 90 + 25 = 115 \text{ мм вод. ст.}$$

Статический напор вентилятора

$$H_{ст} = H_a - H_{д.в.} = 115 - 25 = 90 \text{ мм вод. ст.}$$

Расход мощности определяется по обычной формуле:

$$N = \frac{1 \cdot 115}{75 \cdot 0,5} = 3,3 \text{ л. с.}$$

Пример 27. Определить расход мощности для условий, аналогичных условиям примера 26, но при сечении выхода вентилятора и сети 150 × 200 мм².

$$c_a = \frac{60}{60 \cdot 0,15 \cdot 0,2} = 33 \text{ м/сек.}$$

Динамический напор выхода

$$H_g = 0,122 \cdot \frac{33^2}{2} = 66 \text{ мм вод. ст.}$$

Полный напор вентилятора

$$H_e = 90 + 66 = 156 \text{ мм вод. ст.}$$

Расход мощности

$$N = \frac{7 \cdot 156}{75 \cdot 0,5} = 4,2 \text{ л. с.}$$

При сравнении двух установок (примеры 26 и 27) видно, что обе они совершают одну и ту же полезную работу, подавая в зольник 1 м³/сек воздуха, имеют один и тот же к. п. д. и в то же время расход мощности в последней установке значительно выше. Отсюда ясно, что один к. п. д. $\eta = \frac{Q \cdot H}{75 \cdot N}$, так называемый полный к. п. д., не является в данном случае достаточным для оценки работы вентилятора.

Поэтому в аналогичных случаях вводят в рассмотрение еще один к. п. д., оценивающий, какая часть затраченной мощности N пошла на создание „полезного напора“.

Полезным напором в рассмотренном случае следует считать напор, затраченный на покрытие сопротивлений

$$\Delta H_{\text{нагн}} = 10 \text{ мм вод. ст.}$$

и на подачу воздуха в область с повышенным давлением:

$$(H_a - H_g) = 80 \text{ мм вод. ст.}$$

Бесполезным, или вернее неиспользованным напором является скоростной напор H_g выхода воздуха из вентилятора (из воздухопровода).

Согласно вышеуказанному полезный напор в рассмотренном случае равенства скоростей выхода воздуха из вентилятора и из сети равняется статическому напору вентилятора, почему и вновь вводимый к. п. д. носит название статического к. п. д. вентилятора

$$\eta_{\text{ст}} = \frac{Q \cdot H_{\text{ст}}}{75 \cdot N}$$

Для примеров 26 и 27 получим соответственно:
для примера 26

$$\eta_{\text{ст}} = \frac{1 \cdot 90}{75 \cdot 3,3} = 0,364$$

для примера 27

$$\eta_{\text{ст}} = \frac{1 \cdot 90}{75 \cdot 4,2} = 0,285.$$

Эти коэффициенты непосредственно показывают, что установка с большей скоростью выхода для рассматриваемого случая невыгодна.

Очевидно, что безоговорочное пользование этим новым критерием для оценки работы вентилятора возможно только в том случае, когда скоростной напор выхода воздуха из сети равняется скоростному напору выхода воздуха из вентилятора, т. е. когда соответствующие сечения равны.

При наличии диффузора и вообще при различных сечениях выхода из вентилятора и из сети пользоваться для оценки установки статическим к. п. д. совершенно недопустимо и все расчеты и сравнения следует вести по полному напору H и полному к. п. д. η .

Пример 28. Сопротивление шахты 200 мм вод. ст.; выходное сечение вентилятора $(0,8 \times 1) \text{ м}^2$; часовой расход воздуха 150 000 $\text{м}^3/\text{час}$.

Определить расход мощности при наличии диффузора (расширяющегося выпускного патрубка) с выходным сечением $(2 \times 2) \text{ м}^2$ и при отсутствии его; к. п. д. вентилятора $\eta = 0,6$.

Первый случай.

Скорость выхода воздуха из диффузора

$$c_a = \frac{150000}{3600 \cdot 2} \approx 10 \text{ м/сек.}$$

Динамический напор выхода из сети (диффузора)

$$H_d = 0,122 \cdot \frac{10^2}{2} = 6 \text{ мм вод. ст.}$$

Напор вентилятора

$$H_s = 200 + 6 = 206 \text{ мм вод. ст.}$$

Расход мощности

$$N = \frac{150000 \cdot 206}{3600 \cdot 75 \cdot 0,6} = 190 \text{ л. с.}$$

Второй случай.

Скорость выхода воздуха из сети (вентилятора)

$$c_a = \frac{150000}{3600 \cdot 0,8 \cdot 1} = 50 \text{ м/сек.}$$

Динамический напор выхода

$$H_d = 0,122 \cdot \frac{50^2}{2} = 153 \text{ мм вод. ст.}$$

Напор вентилятора

$$H_s = 200 + 153 = 353 \text{ мм вод. ст.}$$

$$N = \frac{150000 \cdot 353}{3600 \cdot 75 \cdot 0,6} = 325 \text{ л. с.}$$

Из этого примера ясно назначение диффузоров в конце нагнетательных ветвей.

Отметим, что в действительности потери в диффузоре составляют при углах раскрытия в $8-10^\circ$ примерно $15-20\%$ скоростного напора в узком сечении, а при больших углах раскрытия потери быстро увеличиваются.

Поэтому в первом случае при наличии диффузора к потерям в шахте прибавляются еще потери в диффузоре

$$\Delta H_{\text{дифф}} \approx 0,2 \cdot 153 = 30 \text{ мм вод. ст.,}$$

и расход мощности будет несколько выше величины, полученной в первом случае, а именно $N = 215 \text{ л. с.}$ Все же, как видно, и при наличии потерь мощность значительно ниже, чем при отсутствии диффузора.

В разобранным первом примере статический напор вентилятора

$$H = 206 - 153 = 53 \text{ мм вод. ст.,}$$

т. е. гораздо меньше величины покрываемых потерь

$$\Delta H_{\text{сети}} = 200 \text{ мм вод. ст.}$$

Статический к. п. д. в первом случае (при наличии диффузора)

$$\eta_{ст} = \eta \frac{H_{ст}}{H} = 0,5 \frac{53}{206} = 0,154.$$

Во втором случае

$$\eta_{ст} = 0,5 \frac{200}{353} = 0,34,$$

Таким образом во втором случае статический к. п. д. выше почти в 2 раза и в то же время расход мощности тоже выше в 1,7 раза.

Из этого примера ясно видно, что пользоваться статическим к. п. д. как критерием качества установки следует с большой осторожностью.

ГЛАВА XI

ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕНТИЛЯТОРОВ

§ 36. ПОСТРОЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК

В зависимости от условий работы, т. е. сети, на которую вентилятор работает, он может при одном и том же числе оборотов подавать различные количества воздуха. Один и тот же вентилятор может подавать много воздуха при малом напоре, если сопротивления системы воздухопроводов невелики, и мало воздуха — при большом напоре, если сопротивления системы велики. В некоторых случаях вентилятор при одном и том же числе оборотов подает разные количества воздуха при одном и том же напоре и т. д. Поэтому для характеристики вентилятора недостаточно задать один только „режим“ его работы, т. е. указать, например, что данный вентилятор может подать $300 \text{ м}^3/\text{мин}$ воздуха при полном напоре (т. е. разности полных напоров с двух сторон вентилятора), равном 100 мм вод. ст. Этот же вентилятор при уменьшенном противодавлении подает больше, скажем, $500 \text{ м}^3/\text{час}$ при полном напоре 25 мм вод. ст.; если увеличить противодавление, то подача может уменьшиться до значительно меньших значений и т. д.

Таким образом один и тот же вентилятор может быть применен в совершенно различных случаях. Для того, чтобы указать, на каких режимах, т. е. при каких значениях Q и H , может работать данный вентилятор при заданном числе оборотов n и служат так называемые характеристики вентиляторов.

Выше мы уже указывали, что полный напор вентилятора обычно разбивают на две части: 1) статический напор $H_{ст}$ мм вод. ст. и 2) скоростной или динамический напор $H_d = \rho \frac{c_a^2}{2}$ мм вод. ст., где c_a — скорость выхода воздуха из вентилятора. При этом $H_{ст} + H_d = H$ мм вод. ст.

Связь между величинами расхода Q и соответствующими значениями напора H или $H_{ст}$ при настоящем состоянии наших знаний о работе вентилятора предпочтительнее в каждом частном случае определять опытным путем. При этом обычно опытным путем определяют величину статического напора вентилятора.

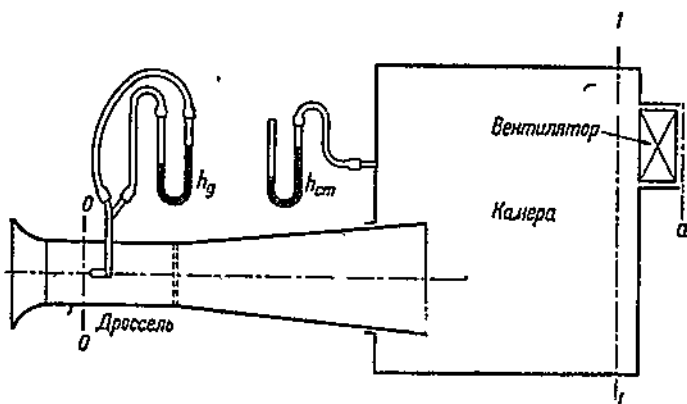
Имея подачу вентилятора $Q \text{ м}^3/\text{сек}$ и площадь выходного сечения вентилятора F_a , находим путем вычислений скорость выхода воздуха

$c_a = \frac{Q_{сек}}{F_a}$ и величину $H_d = \rho \frac{c_a^2}{2}$ при различных расходах; получив величину $H_{ст}$ из опыта и H_d из расчета, находим величину полного напора

$$H = H_{ст} + H_d.$$

Подчеркнем, что статический напор вентилятора $H_{ст} < \Delta H_{ст1-2}$, т. е. разность замеренных статических давлений перед вентилятором и после него численно больше статического напора вентилятора на величину скоростного напора в линии всасывания H_d (в месте замера).

Для определения статического напора, развиваемого вентилятором, пользуются обычно одной из следующих схем¹.



Фиг. 107. Схема установки для испытания вентилятора на всасывание с камерой.

1. Испытание на всасывание с камерой (фиг. 107).

Полный напор вентилятора

$$H = \left(H_{ст,a} + \rho \frac{c_a^2}{2} \right) - \left(H_1 + \rho \frac{c_1^2}{2} \right).$$

После вентилятора

$$H_{ст,a} = 0.$$

До вентилятора

$$\rho \frac{c_1^2}{2} = 0$$

при достаточно больших размерах камеры. Скорость обратно пропорциональна квадрату диаметра, а скоростной напор пропорционален квадрату скорости, т. е. четвертой степени диаметра. Поэтому даже при

¹ Подробнее см. Нормы для испытания компрессоров и вентиляторов Союза германских инженеров, Энергоиздат Украины, 1931, а также Атлас характеристик вентиляторов и дефлекторов, Труды ЦАГИ, 1934.

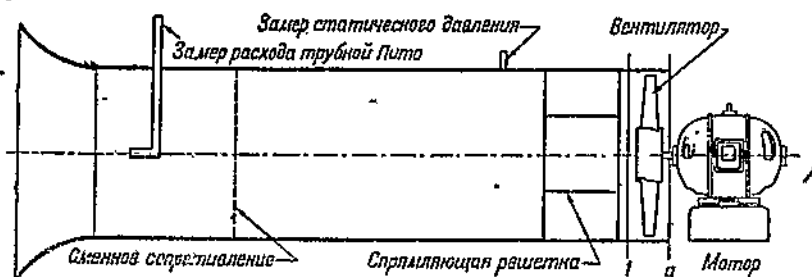
сравнительно небольших камерах значения $\rho \frac{c_1^2}{2}$ получаются весьма малыми. Таким образом

$$H = 0 + \rho \frac{c_a^2}{2} - H_{ст_1} \text{ и } H_{ст_в} = H - \rho \frac{c_a^2}{2} = -H_{ст_1};$$

разрежение в камере равняется статическому напору вентилятора.

При испытании в камере следует остерегаться прямого тока (Frei-strahl) воздуха через камеру, так как при этом скорость в камере получает заметную величину: из этих соображений в камеры обычно вводятся специальные сетки и перегородки.

Расход воздуха определяется в сечении O , в узком сечении всасывающей трубы, где скорость достаточно велика, чтобы ее удобно было замерять.



Фиг. 108. Схема установки для испытания вентилятора на всасывание в трубах.

2. Испытания на всасывание в трубах (фиг. 108).

В этом случае условия за вентилятором остались те же, что и в первом. До вентилятора в сечении I

$$H_0 \neq 0.$$

Поэтому из равенства

$$H = H_0 + H_{ст} = \left(H_{ст_а} + \rho \frac{c_a^2}{2} \right) - \left(H_{ст_1} + \rho \frac{c_1^2}{2} \right)$$

вытекает, что численно статический напор вентилятора

$$H_{ст_в} = H_{ст_1} - \rho \frac{c_1^2}{2} \text{ мм вод. ст.}$$

Пример 29. Диаметр трубы при испытании на всасывание $D = 500$ мм. Расход воздуха $Q = 250$ м³/мин. Замеренное статическое разрежение $H_{ст_1} = 100$ мм вод. ст. Определить статический напор вентилятора при данном расходе.

Решение. Площадь сечения

$$F_1 = \frac{\pi \cdot 0,5^2}{4} = 0,196 \text{ м}^2.$$

Скорость

$$c_1 = \frac{Q}{60 \cdot F_1} = \frac{250}{60 \cdot 0,196} = 21 \text{ м/сек.}$$

Скоростной напор в линии всасывания

$$H_{\partial 1} = \rho \frac{c_1^2}{2} = 0,122 \frac{21^2}{2} = 27 \text{ мм вод. ст.}$$

Статический напор вентилятора при подаче 250 м³/мин

$$H_{ст1} = -(-100) - 27 = 73 \text{ мм вод. ст.}$$

3. Испытание на нагнетание (в трубах и камерах).

В этом случае

$$H_{ст1} = \rho \frac{c_a^2}{2} = 0$$

и (обозначая индексом *a* сечение выхода из вентилятора)

$$H = H_{ст.a} + \rho \frac{c_a^2}{2} = H_{ст.a} + \rho \frac{c_a^2}{2},$$

следовательно, замеренное непосредственно за вентилятором статическое давление и есть статический напор вентилятора ¹.

Испытание на всасывание надежнее, чем на нагнетание, так как воздушный поток в тех местах, где производятся замеры, еще не пройдя через вентилятор, обладает более „спокойной“ структурой, что улучшает условия замера. Поэтому испытание вентиляторов на нагнетание следует производить только в тех случаях, когда испытание на всасывание представляет особые затруднения.

Величина напора, развиваемого вентилятором, не зависит от того, работает ли он на всасывание или на нагнетание. Поэтому все четыре приведенные метода должны давать один и тот же результат при правильной постановке опыта.

Кроме величины статического напора $H_{ст}$, определяемой из опыта, и величин скоростного и полного напоров H_{∂} и H , определяемых путем вычислений, для построения характеристики вентилятора требуется знать, сколько мощности потребляет вентилятор при данном числе оборотов и данной подаче.

Величину расхода мощности определяют либо при помощи электрических приборов, либо при помощи специальных динамометрических (балансирных) станков, позволяющих определить момент M на валу вентилятора и соответственно величину мощности

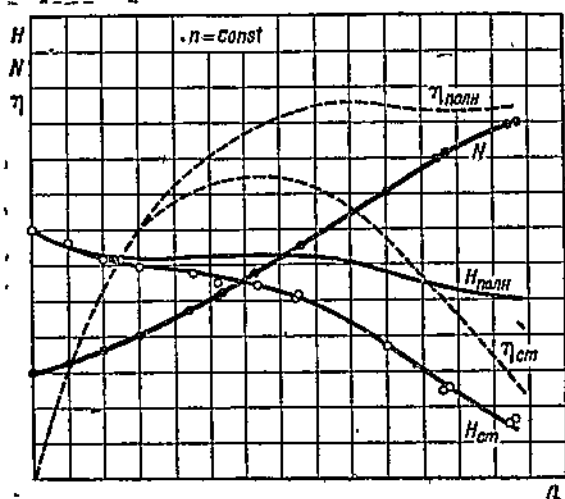
$$N = \frac{M\omega}{75} \text{ л. с.}$$

Характеристику вентилятора снимают путем замера указанных выше величин при различных расходах, регулируемых при помощи каких-либо переменных сопротивлений, сохраняя постоянным число оборотов.

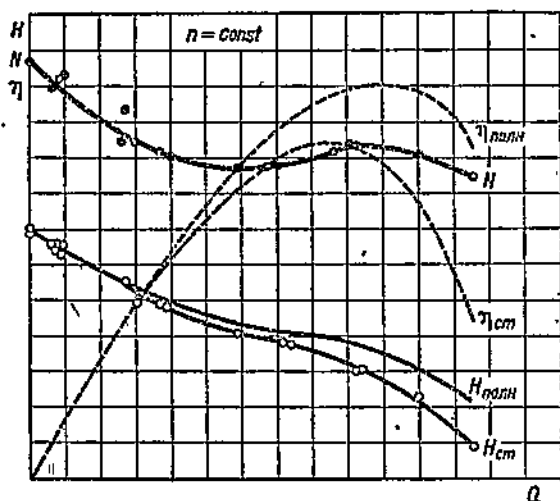
¹ Обычно непосредственно за вентилятором давление измерить невозможно и его приходится определять дальше в линии нагнетания и затем рассчитывать напор за вентилятором с учетом изменения сечения нагнетательного трубопровода, а также потерь от вентилятора до места замера.

Порядок построения характеристики вентилятора бывает обычно следующим.

Меняя сопротивления, получают различные значения расходов $Q_1, Q_2, \dots, Q_n$.



Фиг. 109. Характеристика центробежного вентилятора при постоянном числе оборотов.



Фиг. 110. Характеристика осевого вентилятора при постоянном числе оборотов.

При каждом положении задвижки (при каждом полученном расходе) измеряют величину статического напора $H_{\text{ст}}$ и расхода мощности N . Затем путем вычислений определяют значение динамического и полного напоров. Полученное семейство кривых $H_{\text{ст}} = f(Q)$, $H_{\text{полн}} = f(Q)$ и $N = f(Q)$ и носит название характеристики вентилятора при постоянном числе оборотов (фиг. 109 и 110).

Для того чтобы полученной характеристикой можно было пользоваться без дополнительных расчетов, на нее наносят еще две кривые к. п. д. (см. пунктирные кривые). Первая из них — кривая полных к. п. д. — указывает, какая часть всей подведенной энергии передана воздуху:

$$\eta = \frac{Q \cdot H}{75 N} = \frac{Q(H_{\text{ст}} + H_d)}{75 N}$$

Очевидно, что при $Q=0$ и полный к. п. д. $\eta=0$. При полном снятии всех сопротивлений, когда $H_{\text{ст}}=0$, вентилятор все же сообщает воздуху дополнительный скоростной напор H_d (см.

выше), так что кривая $\eta = f(Q)$ только один раз пересекает ось абсцисс. Вторая кривая к. п. д. — кривая статических к. п. д.

$$\eta_{\text{ст}} = \frac{QH_{\text{ст}}}{75N}$$

указывает, какая часть подведенной мощности сообщена воздуху в виде особенно легко используемого статического напора вентилятора. Очевидно, что кривая статических к. п. д. дважды пересекает ось абсцисс — один раз, когда $Q=0$ и второй, когда $H_{cm}=0$.

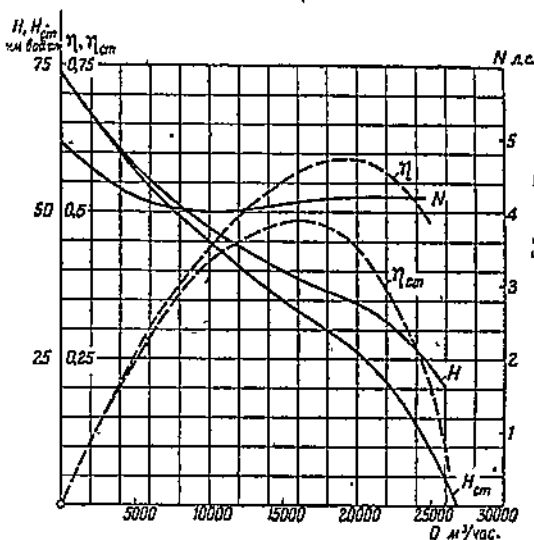
Для более отчетливого усвоения понятия характеристики вентилятора, являющегося, пожалуй, одним из наиболее важных понятий всего нашего курса, приведем численный пример построения характеристики вентилятора со всеми соответствующими расчетами.

Пример 30. Испытание осевого вентилятора на всасывание — с камерой. Результаты см. табл. 7. Первые три строчки (Q , H_{cm} , N) из опыта, остальные (c_a , H_0 , H , η , η_{cm}) получаются расчетным путем.

Характеристика вентилятора, соответствующая таблице, приведена на фиг. 111.

В некоторых случаях (см. гл. XIII „Устойчивость работы вентиляторов“) характеристика вентилятора, снятая в I квадранте координат $Q=H$, оказывается недостаточной.

Так, например, при наличии большого диффузора за вентилятором и при работе с малыми сопротивлениями мы можем довести величину полного напора до значений, близких к нулю. Этому соответствует отрицательное значение статического напора вентилятора, равного при отсутствии сопротивления в линии всасывания давлению непосредственно за вентилятором в начале диффузора (см. § 34).



Фиг. 111.

$$H_{cm} = H - \rho \frac{c_2^2}{2} \approx 0 - \rho \frac{c_2^2}{2}.$$

В этом случае характеристика вентилятора выглядит так, как показано на фиг. 112.

При работе нескольких вентиляторов в одну камеру (и в целом ряде других случаев) в ней может образоваться настолько значительное давление, что вентилятор не сможет ему противостоять и воздух потечет через вентилятор в обратную сторону. При этом, очевидно, разность полных напоров с двух сторон вентилятора останется положительной, но расход переменит направление, и вентилятор, следовательно, будет работать при отрицательных подачах $Q < 0$ (фиг. 164).

Поскольку при этом направление вращения не изменилось, он по-прежнему будет потреблять мощность (в противном случае вентилятор начал бы работать как турбина, отдавая мощность на вал).

Данные испытания и обработки

Осевой вентилятор: $D = 840$ мм; $d = 335$ мм
 $F_a = 0,464$ м²; $n = 1440$ об/мин.

№ замера	1	2	3	4	5	6
Расход Q м ³ /час	0	5000	10 000	15 000	20 000	25 000
Разрежение в камере $H_{ст}$ мм вод. ст.	74	57	45	35	26	8
Расход мощности N , л. с.	4,9	4,2	4,0	4,1	4,2	4,2
Скорость выхода c_a , м/сек	0	3	6	9	12	15
Скоростной напор вентилятора H_d , мм вод. ст.	0	0,5	2,0	5,0	9,0	13,5
Полный напор вентилятора H , мм вод. ст.	74	57,5	47,0	40,0	35,0	21,5
Статический к. п. д. $\eta_{ст}$	0	0,25	0,42	0,48	0,44	0,2
Полный к. п. д. η	0	0,26	0,43	0,55	0,59	0,48

Если, наоборот, вентилятор работает последовательно с какой-либо другой воздушной тягой, то расход воздуха через него может увеличиться до значений, гораздо больших, чем его собственная максимальная подача. При этом он будет работать как сопротивление, т. е. при сохранении направления подачи ($Q > 0$) разность напоров с двух сторон вентилятора переменит знак.

Таким образом работа вентилятора возможна при $Q > 0$ и $H_{ст} > 0$ (I квадрант), при $Q < 0$ и $H_{ст} > 0$ (II квадрант) и при $Q > 0$ и $H_{ст} < 0$ (IV квадрант).

Работа вентилятора в III квадранте невозможна, так как воздух не может пойти в обратном направлении через вентилятор ($Q < 0$) при давлении перед вентилятором большим, чем за вентилятором, чему соответствует $H_{ст} < 0$.

Фиг. 112. Характеристика вентилятора, снабженного диффузором с бесконечно большой площадью выхода.

Обычно характеристику вентилятора снимают только в I квадранте, т. е. при нормальной работе вентилятора, тем более, что снятие характеристики вентилятора в трех квадрантах требует специального оборудования.

§ 37. РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРА В СЕТИ

Из установленного выше понятия характеристики вентилятора непосредственно вытекает, что один и тот же вентилятор может подавать различные количества воздуха в зависимости от величины преодолеваемых сопротивлений. Каково же будет количество воздуха, подаваемого данным вентилятором в данную сеть?

Для решения этого вопроса следует прежде всего отчетливо усвоить положение, что напор, развиваемый вентилятором, зависит не только от свойства самого вентилятора, но и от свойств сети, на которую он работает. Никакой вентилятор, даже самого высокого давления и самой совершенной конструкции, не сможет развить давления при работе на сеть с малыми сопротивлениями. Вентилятор низкого давления сможет подать мало воздуха (или совсем не сможет подавать воздух) в систему с большим сопротивлением. Вентилятор высокого давления сможет подавать в сеть с большими сопротивлениями много воздуха.

Во избежание неясности подчеркиваем, что в указанном выше положении говорится о напоре, развиваемом вентилятором при работе на данную сеть, а не о напоре, который вентилятор может создать. Ясно, что вентилятор высокого давления может при наличии достаточных сопротивлений развить высокий напор, а вентилятор низкого давления высокого напора создать не может.

Полный напор вентилятора при любом заданном расходе, как мы уже указывали выше, равняется: сумме сопротивлений сети + перепад давлений между объемом всасывания и нагнетания + скоростной напор выхода из сети.

Характеристика вентилятора дает нам величины полных напоров в зависимости от расхода. На эту же характеристику мы можем нанести кривые (фиг. 113):

1) сумма сопротивлений сети в зависимости от количества протекающего через сеть воздуха (кривая 1);
2) перепад давлений между объемом всасывания и нагнетания (кривая 2). Последний может равняться нулю, может быть величиной постоянной (как показано на фигуре) или меняться в зависимости от величины расхода Q ;

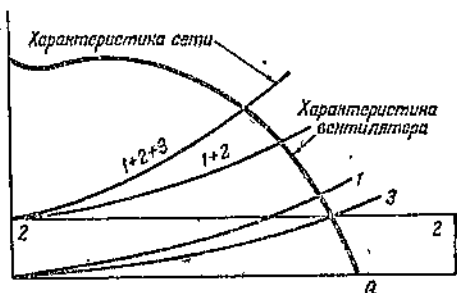
3) скоростной напор выхода из сети в зависимости от расхода Q .

Сумма этих трех кривых, зависящая, очевидно, от свойств сети, носит название характеристики сети по полному напору.

Очевидно, единственное значение Q^1 , для которого удовлетворяется основное уравнение израсходования полного напора вентилятора, соответствует точке пересечения характеристики вентилятора и характеристики сети (фиг. 113).

В тех случаях, когда выходное сечение сети равняется по площади выходному сечению вентилятора, кривая 3 скоростного напора при выходе из сети при переменном расходе Q совпадает с кривой скоростного напора вентилятора. Если из обеих характеристик — характеристики вентилятора и сети — вычтем указанную величину скоростного

¹ В исключительных случаях характеристики сети и вентилятора пересекаются не в одной, а в нескольких точках (см. главу об устойчивости работы вентилятора).



Фиг. 113. Характеристика сети и вентилятора.

напора, то вместо кривой полного напора вентилятора получим кривую статического напора, а вместо кривой характеристики сети по полному напору — кривую характеристики сети по статическому напору.

Очевидно, что значение расхода Q_0 , соответствующее пересечению первых или последних двух кривых, будет одно и то же. Поэтому в указанном частном случае и только в этом случае можно для определения действительного расхода вентилятора при работе на данную сеть пользоваться любыми из характеристик по полному или статическому напору.

В большинстве случаев все потери в сети пропорциональны квадрату скорости протекания воздуха, т. е. пропорциональны квадрату расхода.

Также и скоростной напор при выходе из сети пропорционален квадрату расхода.

В этих случаях величина напора H , расходуемого при пропускании количества воздуха Q через систему, выражается равенством

$$H = K \cdot Q^2.$$

Величина K в последнем равенстве¹ определяется путем расчета сети по одному из методов, изложенному в курсах гидравлики, либо в курсах отопления и вентиляции.

Кривая $H = f(Q) = K \cdot Q^2$ есть, очевидно, кривая характеристики сети, причем в данном частном случае чисто параболической (квадратичной) зависимости кривая $H = f(Q)$ носит название параболы сопротивлений.

На основании вышесказанного можно решить ряд задач, практически весьма важных. Приведем основные из них в виде примеров.

Пример 31. Осевой вентилятор работает на всасывание. Сопротивление сети статическое — 30 мм вод. ст. при расходе 30 000 м³/час (фиг. 114). Сколько воздуха подаст этот вентилятор, выбрасывая воздух непосредственно в атмосферу, и сколько воздуха он подаст при наличии диффузора, считая, что в диффузоре превращается в статическое давление 50% скоростной энергии струи, вытекающей из вентилятора?

Решение. Строим параболу статических сопротивлений:

$$\begin{array}{ll} Q = 15\,000 \text{ м}^3/\text{час}; & H = 7,5 \text{ мм вод. ст.} \\ Q = 30\,000 & H = 30 \text{ " " " } \\ Q = 45\,000 & H = 67,5 \text{ " " " } \end{array}$$

Получим подачу, соответствующую точке пересечения характеристик по статическому напору $Q = 35\,000 \text{ м}^3/\text{час}$.

¹ В обычно принятых обозначениях

$$K = \sum \left(\xi + \lambda \frac{l}{D} \right) \frac{\rho}{2F^2}.$$

В этом примере особенно существенно отметить одно обстоятельство. При изменении сопротивлений системы на 50% (случай 1 и 2) расход изменился всего на $\frac{690-570}{690} \cdot 100 \approx 17\%$. Другими словами, резкое изменение сопротивлений системы сравнительно незначительно отражается на величине подачи вентилятора.

Пусть, например, кривая 2 есть расчетная кривая сети.

Соответствующая расчетная подача вентилятора будет $570 \text{ м}^3/\text{час}$.

В действительности сопротивления сети пусть соответствуют кривой 1, т. е. в 1,5 раза меньше. Получим, следовательно, в действительности подачу воздуха $690 \text{ м}^3/\text{час}$.

В большинстве случаев получившееся расхождение между расчетной и опытной подачей будет вполне допустимым, несмотря на неправильный расчет, давший величину сопротивлений в 1,5 раза больше действительной. Этим сравнительно незначительным влиянием ошибок расчета и можно объяснить то, что, несмотря на весьма грубую приближенность современных методов и коэффициентов, применяемых при расчетах сетей, практические результаты получаются обычно более или менее удовлетворительными.

Недостаточно отчетливое представление о связи между характеристикой вентилятора и характеристикой сети может привести и часто приводит в заводской практике к чрезвычайно типичным недоразумениям.

Приведем несколько примеров.

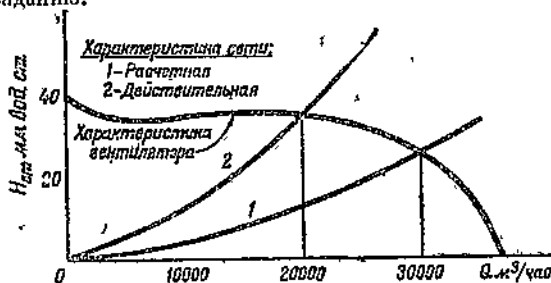
1. Заказывается вентилятор на следующие расчетные данные:

$$Q = 30\,000 \text{ м}^3/\text{час}; H_{\text{сн}} = 30 \text{ мм вод. ст.}$$

Полученные в результате испытаний на месте установки данные:

$$Q = 20\,000 \text{ м}^3/\text{час}; H_{\text{сн}} = 35 \text{ мм вод. ст.}$$

С точки зрения заказчика, недостаточно квалифицированного, присланный вентилятор мал по расходу и дает избыточный напор, т. е. не соответствует заданию.



Фиг. 116.

В действительности вентилятор подобран таким образом, что его характеристика проходит через заданную точку Q и H (фиг. 116). Если бы действительная характеристика сети прошла через расчетную точку, то пересечение обеих характеристик определило бы нужный расход $Q = 30\,000 \text{ м}^3/\text{час}$. В действительности, однако, пересечение характеристик сети и вентилятора произошло

в точке $Q = 20\,000 \text{ м}^3/\text{час}$ и $H_{\text{сн}} = 35 \text{ мм вод. ст.}$ Это означает, что действительные сопротивления сети значительно выше расчетных, что и вызвало заметное уменьшение расхода по сравнению с заданием.

Заметим, что вообще независимо рассматривать напор вентилятора и его подачу недопустимо. Весьма характерная в заводской практике ошибка заключается в том, что при отклонении подач либо давлений от общепринятых нормативов (например, недопустимо высокое сопротивление вагранки, фильтра и т. д.)

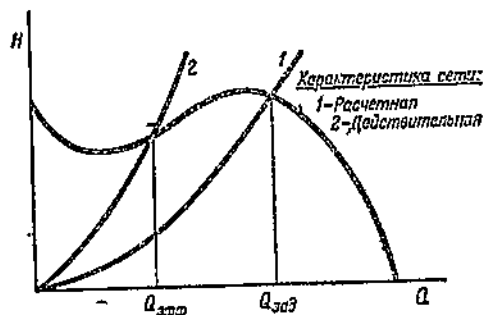
пытаются, не меняя характеристики сети, воздействовать на одну из величин путем смены воздухоудвигного устройства.

Из всего вышесказанного очевидно, что, поскольку точка $Q-H$ лежит на характеристике сети, смена вентилятора сможет изменить только обе величины, увеличить подачу, увеличив напор либо наоборот; никакой воздухоудвигный агрегат не сможет, например, изменить расходуемый напор при той же подаче; либо изменить подачу, сохранив напор, поскольку характеристика сети не зависит от того, какой вентилятор на нее работает.

2. Заказываемая воздухоудвигка на следующие данные: $Q = 20\,000 \text{ м}^3/\text{час}$; $H_{\text{ст}} = 900 \text{ мм вод. ст.}$

При приемке заказчик проверяет только давление ввиду сложности (по местным условиям) определения расхода. Получается давление 700 мм. Тогда завод-поставщик требует обязательной проверки расхода, исходя из того, что при расходе больше $20\,000 \text{ м}^3/\text{час}$ статический напор может упасть не только до 700 мм, но даже до нуля. Иначе говоря, поставщик подчеркивает, что он может гарантировать напор только при вполне определенном расходе. Безусловно, и в этом случае прав поставщик.

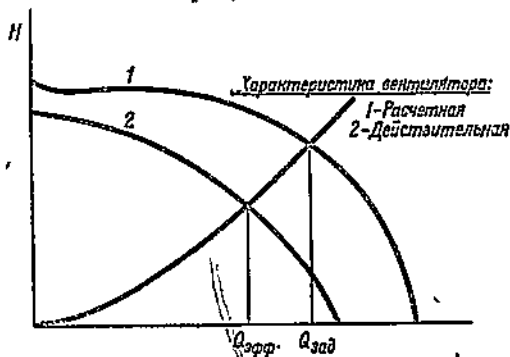
Возможен также и такой случай, аналогичный первому, когда и расход и напор, создаваемые вентилятором, меньше



Фиг. 117.

заданного, и все же был поставлен вентилятор, соответствующий заданию. Это может иметь место при характеристике вентилятора, приведенной на фиг. 117.

Графическое изображение для тех случаев, когда ставится вентилятор, не соответствующий заданию при данных оборотах, приведено на фиг. 118, на которой действительные и расчетные характеристики сети совпадают.



Фиг. 118.

Типичным случаем квадратичного параболического сопротивления является случай истечения через отверстие с закругленными краями. При этом, пренебрегая потерями, получим из самых общих формул гидравлики скорость истечения

$$c = \sqrt{\frac{2gH}{\gamma}}$$

Количество воздуха, вытекающего в 1 мин. из отверстия площадью $F, \text{ м}^2$,

$$Q_{\text{мин}} = 60 \cdot c \cdot F = 60 \sqrt{\frac{2gH}{\gamma}} \cdot F \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Подставляя значения $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$, $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$, получим

$$Q_{\text{мин}} = 60 F \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81}{1,2}} \cdot \sqrt{H} \approx 240 \cdot F \cdot \sqrt{H} \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Отсюда получим величину отверстия, пропускающего заданный объем $Q \text{ м}^3/\text{мин}$ воздуха при заданном полном напоре H перед отверстием, т. е. величину отверстия, эквивалентного заданной системе сопротивлений

$$F_{\text{ав}} = \frac{Q_{\text{мин}}}{240 \sqrt{H}} \text{ м}^2.$$

Любую систему квадратных сопротивлений можно, очевидно, представить замененной соответствующим эквивалентным отверстием, пропускающим то же количество воздуха, что и заданная система сопротивлений.

В большинстве случаев можно считать характеристику сети параболой сопротивлений, т. е. можно считать, что вентилятор работает на постоянное эквивалентное отверстие.

Это позволяет решать вопрос, в чем причина неудовлетворительной работы вентилятора: неправильно рассчитана сеть либо неправильно подобран вентилятор, путем простейших арифметических подсчетов, не прибегая даже к помощи характеристик. Если сеть рассчитана правильно, то независимо от точек пересечения характеристики сети с характеристикой вентилятора величина эквивалентного отверстия сети будет величиной постоянной:

$$F_{\text{ав}} = \frac{Q}{240 \sqrt{H}} = F_{\text{ав расч.}}$$

Если же величина $F_{\text{ав}}$ резко отличается от расчетной, особенно в меньшую сторону, то очевидно, что сопротивление сети учтено неправильно и причины неудовлетворительной работы установки лежат именно в этом, а не в плохой работе вентилятора.

Величина эквивалентного отверстия не всегда представляет собой величину, строго постоянную для одной и той же сети, независимо от расхода воздуха, другими словами, квадратичная зависимость сопротивлений от подач справедлива не для любой сети.

Если зависимость потребных напоров H от объемных подач выразить в виде

$$H = KQ^x,$$

где $x = \text{const}$, то, например, для потерь трения $x \approx 1,75$, для случая течения воздуха через разного рода сетки и фильтры коэффициент $x \approx 1 \div 1,5$; для случая течения воздуха с очень большими скоростями (порядка скорости звука) коэффициент становится значительно выше 2 и т. д.

В этих случаях исследование увязки работы вентилятора и сети приходится вести графическим путем, непосредственно нанося на характеристику вентилятора характеристику сети.

Поскольку, однако, как уже указывалось, даже очень грубые ошибки в расчете сравнительно незначительно отражаются на получающемся от вентилятора эффекте, обычно практически вполне допустимо рассматривать характеристику сети как параболу сопротивлений, т. е. считать отно-

шение $\frac{Q}{\sqrt{H}}$ постоянным на диапазоне рассматриваемых подач вблизи основного расчетного режима или, другими словами, считать, что вентилятор работает на постоянное эквивалентное отверстие.

Пример 33. 1. Определить эквивалентное отверстие вентиляционной шахты по следующим данным: $Q = 200\,000 \text{ м}^3/\text{час}$ при $H = 400 \text{ мм вод. ст.}$

Ответ.

$$F_{ae} = \frac{200\,000}{60 \cdot 240 \sqrt{400}} = 0,7 \text{ м}^2.$$

2. Определить эквивалентное отверстие воздухопровода по следующим данным: $Q = 10\,000 \text{ м}^3/\text{час}$; $H = 40 \text{ мм вод. ст.}$

Ответ.

$$F_{ae} = \frac{10\,000}{60 \cdot 240 \sqrt{40}} = 0,11 \text{ м}^2.$$

3. Определить эквивалентное отверстие фильтра, для просасывания через который воздуха в количестве $240 \text{ м}^3/\text{час}$ требуется $H = 60 \text{ мм вод. ст.}$

Ответ.

$$F_{ae} = \frac{240}{60 \cdot 240 \sqrt{60}} = 0,00215 \text{ м}^2 = 21,5 \text{ см}^2.$$

§ 38. ЭЛЕМЕНТАРНЫЕ ПЕРЕСЧЕТЫ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕНТИЛЯТОРОВ НА ДРУГИЕ ОБОРОТЫ

Прежде чем перейти к изучению влияния изменения числа оборотов на работу вентилятора, установим отчетливо понятие о режиме работы вентилятора.

Работа вентилятора целиком определяется кинематической стороной явления, т. е. скоростями проходящего через него воздушного потока. По этой причине изучение влияния числа оборотов, т. е. изучение влияния изменения переносных (окружных) скоростей, строится на анализе связанных с этим изменением треугольников скоростей.

Начнем с самой общей постановки вопроса. Как изменится работа вентилятора, т. е. как изменится количество подаваемого воздуха, развиваемый напор и потребляемая мощность при изменении числа оборотов рабочего колеса вентилятора?

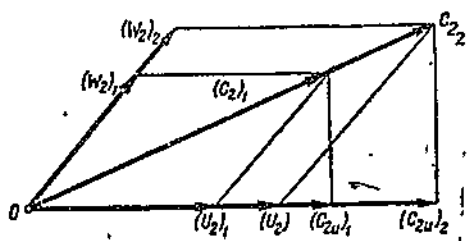
В таком общем виде задача не имеет решения или, вернее, имеет бесконечное количество решений. Действительно, при числе оборотов n_1 можно закрыть всасывающее отверстие вентилятора и получить известное значение напора H . Затем можно изменить число оборотов до n_2 и пустить вентилятор работать без всяких сопротивлений. Получим при этом большое значение Q и $H_{cm} = 0$. Ясно, однако, что полученное изменение расхода и напора никак не может быть отнесено за счет одного только изменения числа оборотов.

Поэтому, задаваясь изменением числа оборотов от n_1 до n_2 , нужно задать дополнительные условия относительно какой-либо еще величины с тем, чтобы задача стала определенной.

Таким дополнительным условием, позволяющим получить однозначный ответ для любого числа оборотов, является следующее: при изме-

нении числа оборотов от n_1 до n_2 , т. е. в $\frac{n_2}{n_1} = i_n$ раз, задаемся изменением расхода также в i_n раз.

Таким образом задача о влиянии изменения числа оборотов вентилятора ставится следующим образом: имеется вентилятор, который при числе оборотов n_1 подает количество воздуха Q_1 , развивает полный напор H_1 , статический напор $H_{ст1}$ и потребляет мощность N_1 . Изменим число оборотов до n_2 и в то же время создадим такие условия работы (подберем систему сопротивлений), чтобы подача изменилась в i_n раз,



Фиг. 119. Треугольники скоростей на выходе из рабочего колеса при переменном числе оборотов и сохранении режима работы.

где $i_n = \frac{n_2}{n_1}$. Каковы при этом получатся полный напор вентилятора H_2 , статический напор $H_{ст2}$ и расход мощности N_2 ? Решим сначала эту задачу для теоретической схемы явления, не учитывающей никаких гидравлических потерь в вентиляторе. Рассмотрим для этого треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса (фиг. 119). Из того обстоятельства, что относительную скорость протекания воздуха с большой степенью приближения можно принять пропорциональной количеству протекающего воздуха, получим, что треугольники скоростей $O(u_2)_1(c_2)_1$ и $O(u_2)_2(c_2)_2$ подобны один другому, так как по условию

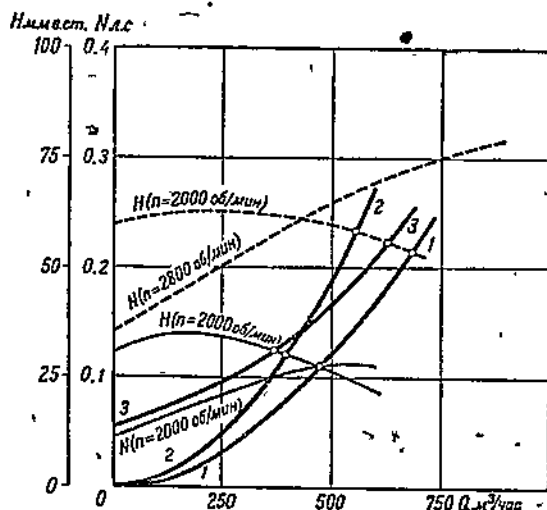
$$\frac{w_2}{w_1} = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{u_2}{u_1} = i_n,$$

что при равных углах и определяет подобие треугольников. Таким образом при выполнении условия $\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}$ треугольники скоростей меняются подобно.

Такую работу вентилятора с переменными расходами и оборотами, но при сохранении подобия треугольников скоростей называют работой вентилятора на одном и том же режиме.

Из подобия треугольников вытекает, что и

$$\frac{(c_{2n})_2}{(c_{2n})_1} = \frac{(u_2)_2}{(u_2)_1} = i_n.$$



Фиг. 120. К примеру 34.

Величины теоретического напора (см. выше) для обоих случаев выражаются соответственно

$$\begin{aligned} H_{m1} &= \rho (u_2)_1 (c_{2u})_1, \\ H_{m2} &= \rho (u_2)_2 (c_{2u})_2 \end{aligned}$$

и отношение развиваемых теоретических напоров

$$\frac{H_{m2}}{H_{m1}} = \frac{\rho (u_2)_2 (c_{2u})_2}{\rho (u_2)_1 (c_{2u})_1} = i_n^2 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2.$$

Величины расходуемых гидравлических мощностей

$$\frac{(N_h)_2}{(N_h)_1} = \frac{Q_2(H_m)_2}{Q_1(H_m)_1} = i_n \cdot i_n^2 = i_n^3 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3.$$

Полученные весьма простые соотношения теоретических величин для применения их к действительным напорам и мощностям требуют введения еще одного положения, являющегося основным во всех рассуждениях о влиянии числа оборотов, положения, подтверждающегося на опыте с большой степенью точности.

Коэффициенты полезного действия вентилятора без учета механических потерь, гидравлический к. п. д. $\eta_h = \frac{H}{H_m}$ и $\eta = \frac{QH}{75N}$ при работе вентилятора на одном и том же режиме не меняются.

Применив это положение к выведенным выше формулам влияния числа оборотов на теоретические величины напора H_m и расхода мощности N_h , получим совершенно аналогичные формулы для полных напоров H , статических напоров H_{cm} и мощности N :

$$\frac{H_2}{H_1} = \frac{\eta_h H_{m2}}{\eta_h H_{m1}} = \frac{H_{m2}}{H_{m1}} = i_n^2 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2.$$

Обозначая через F площадь выходного сечения вентилятора, получим

$$\begin{aligned} \frac{H_{cm2}}{H_{cm1}} &= \frac{H_2 - \rho \frac{c_2^2}{2}}{H_1 - \rho \frac{c_1^2}{2}} = \frac{H_2 - \rho \frac{Q_2^2}{2F^2}}{H_1 - \rho \frac{Q_1^2}{2F^2}} = \frac{i_n^2 H_1 - \frac{\rho}{F^2} i_n^2 Q_1^2}{H_1 - \frac{\rho}{2F^2} Q_1^2} = \\ &= i_n^2 \frac{H_1 - \frac{\rho}{2F^2} Q_1^2}{H_1 - \frac{\rho}{2F^2} Q_1^2} = i_n^2 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2. \end{aligned}$$

Для мощности выведенное выше соотношение остается без изменения.

Полученные равенства, широко применяемые на практике, можно сформулировать следующим образом:

при работе вентилятора на одном и том же режиме, т. е. когда изменение расхода пропорционально изменению числа оборотов вентилятора;

1) напоры (статические и полные) меняются прямо пропорционально квадрату изменения чисел оборотов

$$\frac{H_2}{H_1} = \frac{H_{см2}}{H_{см1}} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2;$$

2) расходы мощности (без учета расхода мощности на трение в подшипниках и сальниках, на ременную передачу и т. д.) меняются прямо пропорционально кубу изменения чисел оборотов

$$\frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3.$$

Имея характеристику вентилятора при каком-либо одном числе оборотов n_1 , мы можем при нескольких значениях расхода Q применить полученные выше равенства и получить характеристику вентилятора при другом числе оборотов.

Пример 34. Для разобранных выше (стр. 153) примера совместной работы вентилятора и трех сетей определить величины подачи воздуха, напоров и расходовемых мощностей при числе оборотов вентилятора $n_2 = 2000$ об/мин (вместо 2800, при которых снималась характеристика вентилятора).

Для решения этой задачи нужно перестроить характеристику вентилятора. Составляем для этого табл. 8 и диаграмму (фиг. 120) на основе новых полученных точек N_2 и H_2 при новых Q_2 .

Характеристики сетей 1, 2, 3, очевидно, не могли измениться от изменения числа оборотов вентилятора, следовательно, действительный режим работы вентилятора при измененном числе оборотов n_2 будет соответствовать пересечению тех же характеристик сетей с кривой полного напора вентилятора. Значения подачи Q м³/час, напора H мм вод. ст. и расхода мощности N л. с. при работе вентилятора с уменьшенным числом оборотов на те же сети, 1, 2, 3, даны в табл. 9.

Таблица 8

	№ точки	1	2	3	4
По первой характеристике при $n = 2800$ об/мин	Расход Q_1	0	250	500	750
	Напор H_1	60	62	60	50
	Мощность N_1	0,14	0,20	0,26	0,30
По новой характеристике (при $n = 2000$ об/мин) $Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1}$	Расход Q_2	0	180	355	355
	Напор $H_2 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \cdot H_1$	30	31	30	25
	Мощность $N_2 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \cdot N_1$	0,05	0,075	0,095	0,11

Таблица 9

Для сети 1	$n = 2800$		$n = 2000$	
	$Q_1 = 680 \text{ м}^3/\text{час}$	$H_1 = 55 \text{ мм вод. ст.}$ $N_1 = 0,30 \text{ л. с.}$	$Q_2 = 485 \text{ м}^3/\text{час}$	$H_2 = 26 \text{ мм вод. ст.}$ $N_2 = 0,12 \text{ л. с.}$
Для сети 2	$Q_1 = 570 \text{ м}^3/\text{час}$	$H_1 = 61 \text{ мм вод. ст.}$ $N_1 = 0,28 \text{ л. с.}$	$Q_2 = 410 \text{ м}^3/\text{час}$	$H_2 = 27,0 \text{ мм вод. ст.}$ $N_2 = 0,11 \text{ л. с.}$
	$Q = 620 \text{ м}^3/\text{час}$	$H_1 = 59 \text{ мм вод. ст.}$ $N_1 = 0,28 \text{ л. с.}$	$Q_2 = 370 \text{ м}^3/\text{час}$	$H_2 = 32 \text{ мм вод. ст.}$ $N_2 = 0,11 \text{ л. с.}$

Таким образом в общем случае для решения вопроса об изменении подачи, напора и расхода мощности у вентилятора, работающего на данную сеть, при изменении числа оборотов приходится перестраивать характеристику вентилятора; затем, имея точку пересечения прежней характеристики сети с характеристикой вентилятора при измененном числе оборотов, получаем ответ на поставленный выше вопрос. Более простых расчетных путей для решения задачи о влиянии числа оборотов вентилятора на его работу при произвольной характеристике сети не имеется.

В очень многих частных случаях, можно сказать даже, что в значительном большинстве случаев, задача о влиянии числа оборотов вентилятора может быть решена чисто расчетным путем.

Такая возможность имеет место, когда вентилятор работает на систему, обладающую чисто гидравлическими, квадратичными (в первом приближении) сопротивлениями. Такой системой являются, например, любой воздухопровод, топка, радиатор, калорифер и т. д.

Для соответствующих точек характеристик вентилятора, лежащих на одном и том же режиме, имеет место выведенное выше равенство

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 = \frac{Q_2^2}{Q_1^2}, \text{ т. е. } \frac{H_2}{Q_2^2} = \frac{H_1}{Q_1^2}.$$

Если система, на которую работает вентилятор, обладает чисто гидравлическими сопротивлениями, то для нее $\frac{H}{Q^2} = K = \text{const}$. Отсюда следует, что если точка (Q_1, H_1) лежала на характеристике сети при числе оборотов n_1 , то и точка (Q_2, H_2) тоже лежит на характеристике сети; таким образом точка (Q_2, H_2) лежит одновременно на характеристике и вентилятора и сети, т. е. является новой точкой пересечения характеристики сети и вентилятора.

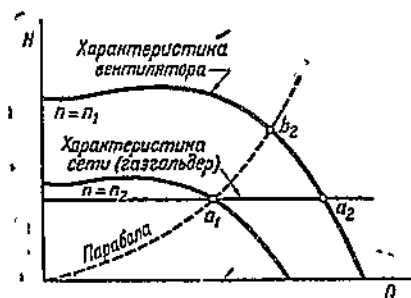
Отсюда непосредственно следует вывод, что при работе вентилятора на сеть с квадратичными сопротивлениями (при работе на «эквивалентное отверстие») новая точка пересечения характеристик вентилятора и сети соответствует работе на том же режиме.

При этом

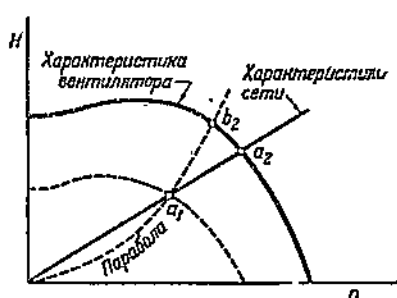
$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}; \quad \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2; \quad \frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3.$$

Таким образом при работе вентилятора на сеть с квадратичными сопротивлениями при изменении числа оборотов:

- 1) подача изменяется пропорционально изменению числа оборотов;
- 2) напор изменяется пропорционально изменению квадрата чисел оборотов;
- 3) расход мощности изменяется пропорционально изменению куба числа оборотов;
- 4) при этом режим вентилятора и соответственно его к. п. д. не меняются, или вернее меняются весьма незначительно (см. ниже § 41).



Фиг. 121.



Фиг. 122.

Подчеркнем, что в тех случаях, когда сопротивления не чисто квадратичны, приведенными выше законами пользоваться нельзя. Так, например, если вентилятор подает воздух в резервуар больших размеров, причем давление в этом резервуаре (газгольдере) поддерживается постоянным, то очевидно, что изменение оборотов немедленно приведет к изменению режима (фиг. 121).

То же будет иметь место при просасывании воздуха через фильтры, имеющие обычно сопротивления, пропорциональные первой степени скорости, а следовательно, и расхода (фиг. 122).

Пример 35. При работе на обычную вентиляционную систему вентилятор при $n = 720$ об/мин подавал $Q = 80$ м³/мин и потреблял 3 квт мощности (напор не задается, ибо для решения задачи величины напора не потребуется). Определить, сколько воздуха подаст тот же вентилятор в ту же сеть при $n = 950$ об/мин и каков будет при этом расход мощности?

Решение. Из равенства $\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}$ получим:

$$Q_2 = 80 \cdot \frac{950}{720} = 105 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Из равенства $\frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$ получим:

$$N_2 = 3 \cdot \left(\frac{950}{720}\right)^3 = 7 \text{ квт}.$$

Пример 36. Вентилятор работает на обычную сеть от ременного привода при $n = 1000$ об/мин, подает $Q = 120$ м³/мин воздуха и потребляет $N = 1$ кВт мощности. Диаметр шкива вентилятора $d = 400$ мм. Мощность мотора 5 кВт. Подобрать для вентилятора такой шкив, чтобы полностью использовать мощность мотора и определить, какова при этом будет подача вентилятора.

Решение. Диаметр нового шкива обозначим через d_x , новое число оборотов вентилятора — n_x .

Очевидно, что

$$\frac{N_x}{N_1} = \frac{5}{1} = \left(\frac{n_x}{n_1}\right)^3 = \left(\frac{d_1}{d_x}\right)^3.$$

Отсюда

$$d_x = d_1 \sqrt[3]{\frac{1}{5}} = 400 \cdot 0,585 = 235 \text{ мм.}$$

Новое число оборотов

$$n_x = \frac{n_1}{\sqrt[3]{\frac{1}{5}}} = \frac{1000}{0,585} = 1700 \text{ об/мин.}$$

Новая величина подачи при уменьшенном шкиве

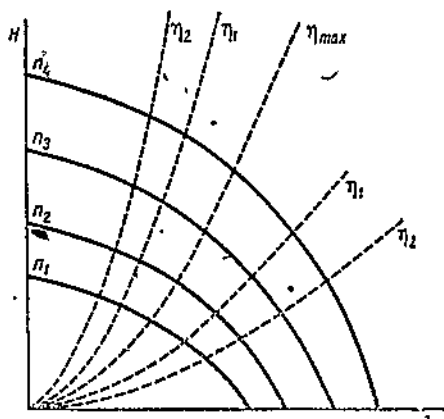
$$Q_x = \frac{Q_1}{0,585} = \frac{120}{0,585} = 205 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Из самого метода расчета и из физической сущности явления вытекает, что путем повышения чисел оборотов мы можем от любого, самого небольшого вентилятора получить любую подачу воздуха. Предельная величина чисел оборотов, а следовательно, и подачи у данного вентилятора определяется, однако, соображениями прочности рабочего колеса. Поэтому при заказе вентилятора весьма рационально в получаемую от завода характеристику машины включить также и допустимую максимальную окружную скорость, что позволяет впоследствии с большей надежностью производить регулирование работы установки наиболее экономическим путем, путем изменения ее чисел оборотов (см. ниже).

Для решения всякого рода задач, связанных с влиянием числа оборотов, приняты результаты испытания вентилятора при различных числах оборотов наносить на диаграмму QH .

Теоретическая диаграмма работы вентилятора при переменном числе оборотов показана на фиг. 123.

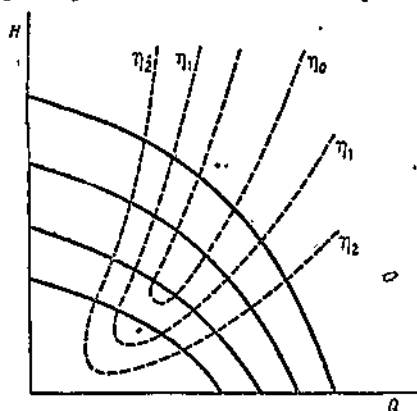
Парабола, проведенная через точку какой-либо кривой $H = f(Q)$, соответствующую $\eta = \eta_x$, будучи геометрическим местом постоянного режима, будет, очевидно, кривой постоянного к. п. д. η_x , отнесенного к гидравлической мощности (без механических потерь). Это соображение позволяет нанести на диаграмму семейство парабол $\eta = \text{const}$ (пунктир), позволяющее оценить работу вентилятора в той или иной части диаграммы QH (фиг. 123). Приведенная диаграмма справедлива



Фиг. 123. Диаграмма работы вентилятора при переменном числе оборотов ($N_{мех} = 0$).

При посадке колеса на вал мотора, так как в этом случае отсутствуют механические потери.

В то время как гидравлические мощности меняются пропорционально кубам чисел оборотов, потеря мощности на трение в подшипниках меняется по закону, близкому к линейному, для подшипников качения и по закону, близкому к квадратичному, для подшипников скольжения. Из-за этого закон постоянства к. п. д. на одном и том же режиме нарушается. При этом в области малых оборотов, а следовательно, и малых гидравлических мощностей, влияние механических потерь сильно возрастает, с чем связывается ухудшение к. п. д. На том же режиме при переходе к большим оборотам влияние механических потерь относительно падает, и к. п. д. несколько повышается. Благодаря этому характеристика вентилятора при переменном числе оборотов получается таковой, как изображено на фиг. 124.



Фиг. 124. Характеристика вентилятора при переменном числе оборотов ($N_{мех} = 0$).

Пример 37. При $n = 950$ об/мин вентилятор потребляет 30 л. с.; к. п. д. вентилятора $\eta = 0,5$, механический к. п. д. $\eta_{мех} = 0,95$; подшипники шариковые.

Определить расход мощности и к. п. д. при работе на том же режиме и при числе оборотов $n_1 = 480$ об/мин и $n_2 = 1500$ об/мин.

Решение. При числе оборотов $n = 950$ об/мин:

гидравлическая мощность

$$N_h = \eta_{мех} N = 0,95 \cdot 30 = 28,5 \text{ л. с.};$$

механическая мощность

$$N_{мех} = (1 - \eta_{мех}) N = 1,5 \text{ л. с.}$$

1. При числе оборотов $n_1 = 480$ об/мин:
гидравлическая мощность

$$N_h = 28,5 \left(\frac{480}{950} \right)^3 = 8,7 \text{ л. с.};$$

механическая мощность (пропорциональная числу оборотов)

$$N_{мех} = 1,5 \frac{480}{950} = 0,76 \text{ л. с.};$$

полная мощность

$$N = N_h + N_{мех} = 8,7 + 0,76 = 9,46 \text{ л. с.}$$

Если бы к. п. д. не изменялся, т. е. остался бы равен $\eta = 0,5$, то мы получили бы

$$N = 30 \left(\frac{480}{950} \right)^3 = 3,9 \text{ л. с.}$$

Действительный к. п. д. при числе оборотов $n_1 = 480$ об/мин.

$$\eta = 0,5 \frac{3,9}{9,46} = 0,44.$$

2. При числе оборотов $n_2 = 1500$ об/мин:
гидравлическая мощность

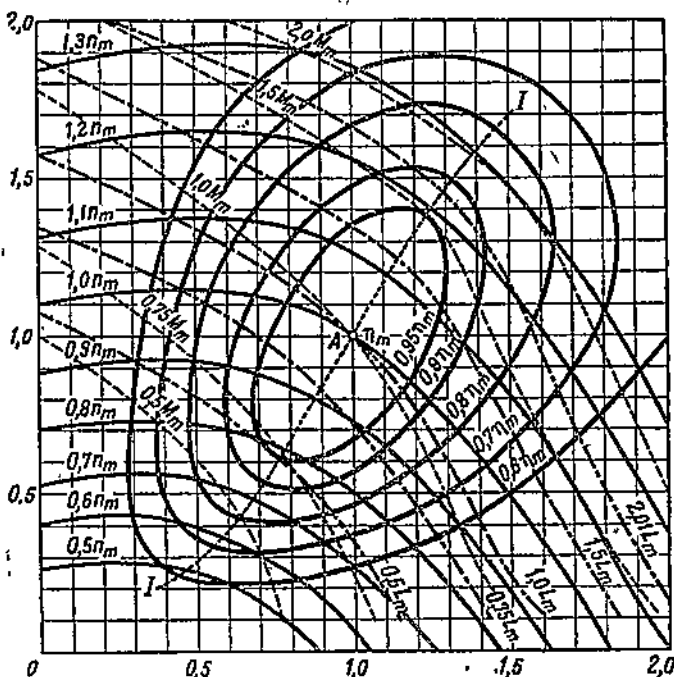
$$N_h = 28,5 \left(\frac{1500}{950} \right)^3 = 112 \text{ л. с.};$$

механическая мощность

$$N_{мех} = 1,5 \frac{1500}{950} = 2,4 \text{ л. с.};$$

полная мощность

$$N = N_h + N_{мех} = 112 + 2,4 = 114,4 \text{ л. с.};$$



Фиг. 125. Кривые к. п. д. жидкостного насоса.

расход мощности при $\eta = \eta_0$ равнялся бы

$$N = 30 \left(\frac{1500}{950} \right)^3 = 118 \text{ л. с.}$$

Отсюда получим к. п. д. при числе оборотов $n_2 = 1500$ об/мин

$$\eta = 0,5 \frac{118}{114,4} = 51,5\%.$$

Этот пример весьма наглядно показывает изменение к. п. д. на одном и том же режиме из-за влияния механических потерь.

Все наши рассуждения учитывали к. п. д. самого вентилятора, а не установки, включая мотор, часто ременную передачу и т. д. Для суммарного расхода мощности на весь агрегат получим, очевидно,

$$\eta = \eta_{мот} \cdot \eta_{перед} \cdot \eta_{вент},$$

причем, если на работе на одном и том же режиме допустимо считать

$$\eta_{\text{перед}} \cdot \eta_{\text{вент}} \approx \text{const},$$

то по отношению к $\eta_{\text{мол}}$ это зачастую бывает недопустимо.

Отметим, что при работе жидкостных насосов заметно увеличение скоростей в них, т. е. увеличение чисел оборотов и расходов приводит к образованию „кавитации“ в насосе, образованию пустот в жидкости, парообразованию и т. д., что в свою очередь ведет к ухудшению к. п. д. Поэтому в противовес тому, что происходит в вентиляторе (безразлично осевом или центробежном), в насосе область высоких к. п. д. не может распространяться далеко в область больших оборотов (вверх) и больших расходов (вправо). В связи с этим кривые к. п. д. приобретают эллиптический характер (фиг. 125), что соответствует ухудшению к. п. д., начиная с определенного значения, при перемещении по параболе постоянного режима вверх и вправо. Очевидно, что перенесение таких эллипсоидных замкнутых кривых к. п. д. на схематичные характеристики вентиляторов, не имеющих никаких областей кавитаций, является попросту результатом непонимания сущности физического явления¹.

§ 39. ВЛИЯНИЕ РАЗМЕРОВ ВЕНТИЛЯТОРА НА ЕГО РАБОТУ

Рассмотрим, как меняются подача, напор и расход мощности у вентилятора данного типа при пропорциональном (подобном) изменении всех его размеров, при постоянном числе оборотов.

Очевидно, что, так же, как и при изучении влияния числа оборотов, сравнивать следует работу вентиляторов на одном и том же режиме, т. е. при подобии соответствующих треугольников скоростей.

Обозначим отношение радиусов, а следовательно, и отношение всех линейных размеров вентиляторов, через $i_R = \frac{R_2}{R_1}$. Тогда при тех же числах оборотов и угловых скоростях окружные скорости будут относиться как радиусы, т. е.

$$\frac{u_2}{u_1} = \frac{R_2 \omega}{R_1 \omega} = \frac{R_2}{R_1} = i_R.$$

При работе на одном и том же режиме относительные скорости протекания воздуха через колесо и абсолютные скорости протекания по кожуху будут относиться как окружные скорости, т. е.

$$\frac{c_2}{c_1} = \frac{w_2}{w_1} = \frac{u_2}{u_1} = i_R.$$

Количества воздуха пропорциональны произведениям скорости на площадь сечения; площади F_1 и F_2 относятся, как квадраты линейных размеров. Таким образом

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{w_2 F_2}{w_1 F_1} = i_R^3.$$

У подобных вентиляторов, работающих на одном и том же режиме с одинаковыми числами оборотов, подачи относятся, как кубы размеров.

¹ Для турбокомпрессоров и турбовоздуходувок при очень высоких скоростях, близких к скорости звука, наступает ухудшение к. п. д., аналогичное ухудшению к. п. д. насоса; поэтому для этих машин эллипсообразная форма кривых возможна.

Напоры двух подобных вентиляторов, работающих на одном и том же режиме, относятся, как соответствующие теоретические напоры, так как постоянство гидравлического к. п. д. на одном и том же режиме (по крайней мере в первом приближении) есть основное свойство всех турбомашин:

$$\frac{H_2}{H_1} = \frac{H_{m2}}{\eta_h} \cdot \frac{\eta_h}{\eta_h} = \frac{H_{m2}}{H_{m1}} = \frac{\rho(u_2 c_{2u})_2}{\rho(u_2 c_{2u})_1} = i_R^2.$$

У подобных вентиляторов, работающих на одном и том же режиме при одном и том же числе оборотов, напоры относятся, как квадраты размеров.

При этом мощности относятся, как пятые степени линейных размеров, что непосредственно вытекает из постоянства к. п. д. на одном и том же режиме:

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{Q_2 H_2}{\eta} \cdot \frac{\eta}{\eta} \cdot \frac{Q_1 H_1}{Q_1} = \frac{Q_2}{Q_1} \cdot \frac{H_2}{H_1} = i_R^3 \cdot i_R^2 = i_R^5.$$

Таким образом, например, при сохранении числа оборотов и увеличении размеров в два раза мощность на том же режиме увеличивается в 32 (1) раза.

Пример 38. При помощи полученных выше соотношений построим характеристику вентилятора (пример 34 на стр. 160) при числе оборотов $n = 2000$ об/мин и при увеличении его размеров в 1,4 раза. Составим для этого таблицу (табл. 10).

Таблица 10

№ точки		1	2	3	4
$i_R = 1$ (основной)	Подача Q_1 , м ³ /час	0	180	355	535
	Напор H_1 , мм вод. ст.	30,0	31,0	30,0	25,0
	Мощность N_1 , л. с.	0,05	0,075	0,095	0,11
$i_R = 1,4$ (увеличенный)	Подача $Q_2 = Q_1 \cdot i_R^3$, м ³ /час	0	500	1000	1500
	Напор $H_2 = H_1 \cdot i_R^2$, мм вод. ст.	50,0	61,0	59,0	51,0
	Мощность $N_2 = N_1 \cdot i_R^5$, л. с.	0,37	0,40	0,51	0,59

На фиг. 126 показано влияние изменения числа оборотов при постоянных размерах и влияние подобного изменения размеров при постоянном числе оборотов.

Сохранение числа оборотов при изменении размеров является довольно редким случаем, так как в практике современного машиностроения имеется тенденция нагрузки роторов турбомашин, в частности, рабочих колес вентиляторов, до предельных допускаемых значений. Поскольку основные усилия, действующие на рабочее колесо, представляют собой усилия от наличия центробежных сил, пропорциональных квадрату окружной скорости, приходится при увеличении размеров рабочих колес соответственно уменьшать числа оборотов. Из-за этого вентиляторы, рассчитанные на очень большую подачу, получают чрезвычайно больших размеров с соответственно малыми числами оборотов.

Рассмотрим, как изменяется работа вентилятора в общем случае при одновременном изменении размеров в i_R раз и оборотов в i_n раз.

1. *Подача Q.* При подобном изменении размеров вентилятора и при $n = \text{const}$ подача на том же режиме изменяется в i_R^3 раз. При изменении числа оборотов и при постоянных размерах подача на том же режиме меняется в i_n раз. Следовательно, при изменении размеров и оборотов получим

$$\frac{Q_2}{Q_1} = i_R^3 i_n.$$

2. *Напор H.* На основании аналогичного рассуждения получим, что на одном и том же режиме

$$\frac{H_2}{H_1} = i_R^2 i_n^2.$$

3. *Расход мощности.*
По аналогии

$$\frac{N_2}{N_1} = i_R^5 i_n^3.$$

Чрезвычайно частым является случай, когда на основании вышеизложенных рассуждений в целях увеличения подачи вентилятора меняют его размеры в i_R раз при сохранении одной и той же окружной скорости, допускаемой для данной кон-

струкции из соображений прочности $(u_2)_2 = (u_2)_1$.

При этом получим равенство

$$i_R \cdot i_n = 1,$$

т. е. при условии постоянства окружной скорости обороты меняются обратно пропорционально изменению размеров. При условии сохранения одного и того же режима получим изменение данных работы вентилятора, согласно следующим равенствам:

1. *Подача Q.*

$$\frac{Q_2}{Q_1} = i_R^3 i_n = i_R^2 \cdot i_R i_n = i_R^2,$$

т. е. при подобном изменении размеров и при сохранении постоянной окружной скорости подача на одном и том же режиме изменяется пропорционально квадрату изменения линейных размеров.

2. *Напор H.*

$$\frac{H_2}{H_1} = i_R^2 i_n^2 = (i_R i_n)^2 = 1,$$

т. е. при подобном изменении размеров и при сохранении постоянной окружной скорости напор на одном и том же режиме не меняется. Короче

говоря, напор у вентиляторов заданного типа не зависит непосредственно ни от размеров, ни от числа оборотов, а зависит только от величины окружной скорости u_2 , пропорционально квадрату которой он и меняется,

3. Расход мощности N

$$\frac{N_2}{N_1} = i_R^5 i_n^2 = i_R^3 (i_n i_R)^2 = i_R^5,$$

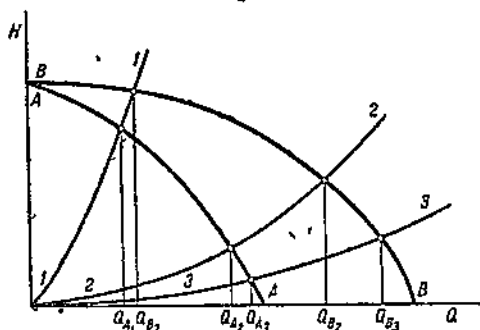
т. е. при подобном изменении размеров и при сохранении постоянной окружной скорости расход мощности на одном и том же режиме пропорционален квадрату изменения линейных размеров.

Рассматривая влияние числа оборотов, мы установили, что при работе вентилятора на данную сеть с квадратичными сопротивлениями (при работе на определенное эквивалентное отверстие) вентилятор при изменении числа оборотов остается автоматически на том же режиме. Объясняется это тем, что уравнение характеристики сети $H = KQ^2$ совпадает с уравнением геометрического места постоянных режимов вентилятора.

При изменении размеров вентилятора, на одном и том же режиме¹

$$Q_2 = i_R^3 Q_1 \text{ и } H_2 = i_R^5 H_1.$$

Для того чтобы вентилятор работал на одном и том же режиме, нужно, чтобы



Фиг. 127.

$$\frac{Q_2^2}{H_2} = \frac{i_R^6 Q_1^2}{i_R^5 H_1} = i_R \frac{Q_1^2}{H_1} \neq \frac{Q_1^2}{H_1}.$$

Отсюда следует, что для того чтобы вентилятор при изменении размеров работал на одном и том же режиме, величину указанного отношения (величину эквивалентного отверстия) приходится также изменять пропорционально квадрату изменения линейных размеров вентилятора². При работе на данную сеть, при изменении размеров он продолжает работать на режиме, определяемом пересечением новой характеристики с характеристикой старой сети, определяемой равенством

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \frac{Q_1}{\sqrt{H_1}} = \text{const.}$$

Для того чтобы вентилятор продолжал работать на первоначальном режиме, величина $\frac{Q}{\sqrt{H}}$ должна была бы измениться пропорционально i_R^2 ;

¹ В данном выводе i_n принято равным единице, так как на режим вентилятора, работающего на одну и ту же сеть, i_n не влияет.

² Это имеет место при одновременном и подобном изменении линейных размеров вентилятора и сети — случай, встречающийся на практике, но весьма редко.

поскольку это не имеет места, вентилятор перейдет на другой режим, и все выведенные выше соотношения перестанут быть справедливыми.

Таким образом заранее указать при помощи простых пересчетов, как изменится подача, напор и расход мощности при установке на данной сети другого вентилятора больших или меньших размеров, невозможно. Приходится на основании полученных выше формул работы на постоянном режиме перестроить имеющуюся характеристику вентилятора по заданному изменению его размеров и оборотов и затем определить режим его работы как точку пересечения новой характеристики вентилятора и старой характеристики сети.

На фиг. 127 показаны примеры такого определения нового режима графическим путем для нескольких сетей. Из чертежа непосредственно видно, насколько различно влияет изменение размеров вентилятора на подачу при различных характеристиках сети.

На диаграмме aa — характеристика исходного вентилятора; bb — характеристика подобного вентилятора с большими размерами и той же окружной скоростью.

$$\text{Характеристика сети } 1-1 \quad \frac{Q_{B_1}}{Q_{A_1}} \approx 1,0.$$

$$\text{Характеристика сети } 2-2 \quad \frac{Q_{B_2}}{Q_{A_2}} = 1,5.$$

$$\text{Характеристика сети } 3-3 \quad \frac{Q_{B_3}}{Q_{A_3}} = 1,8.$$

§ 40. ВЛИЯНИЕ ПЛОТНОСТИ ПЕРЕМЕЩАЕМОГО ВОЗДУХА (ГАЗА) НА ХАРАКТЕРИСТИКУ ВЕНТИЛЯТОРА

Теоретический напор, создаваемый вентилятором,

$$H_m = \rho (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}),$$

очевидно, пропорционален плотности ρ перемещаемого газа.

Если один и тот же вентилятор, работая при $n = \text{const}$, перемещает в единицу времени одно и то же количество куб. метров (но не килограммов) газа различной плотности ρ_I и ρ_{II} , то, очевидно, кинематика потока не изменится.

При этом

$$H_{mI} = \rho_I (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})$$

и

$$H_{mII} = \rho_{II} (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}).$$

Отсюда получим, что при одной и той же объемной подаче

$$\frac{H_{mII}}{H_{mI}} = \frac{\rho_{II}}{\rho_I} = \frac{\gamma_{II}}{\gamma_I}.$$

Поскольку в обоих случаях вентилятор работает на одном и том же

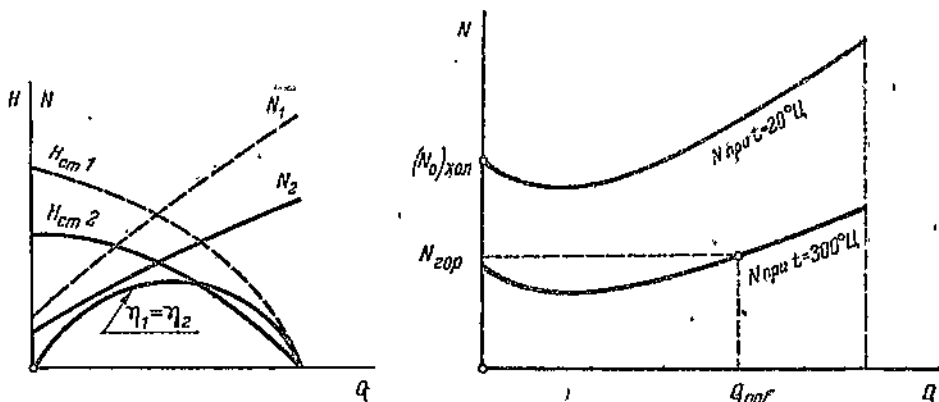
режиме, мы, как и выше, можем от указанного равенства перейти к равенствам:

$$\frac{H_{II}}{H_I} = \frac{\rho_{II}}{\rho_I} = \frac{\gamma_{II}}{\gamma_I}; \quad \frac{H_{см II}}{H_{см I}} = \frac{\rho_{II}}{\rho_I} = \frac{\gamma_{II}}{\gamma_I}.$$

Если не учитывать механических потерь, то для мощностей получим равенство

$$\frac{N_{II}}{N_I} = \frac{Q \cdot H_{II}}{Q \cdot H_I} = \frac{H_{II}}{H_I} = \frac{\rho_{II}}{\rho_I} = \frac{\gamma_{II}}{\gamma_I},$$

поскольку мы сравниваем между собой режимы одной и той же объемной подачи $Q = Q_{II} = Q_I$.



Фиг. 128 и 128а. Влияние плотности перемещаемого газа на характеристику вентилятора.

При наличии значительных механических потерь последнее равенство несколько усложняется и принимает вид

$$N_{II} = (N_I - N_{мех}) \frac{\gamma_{II}}{\gamma_I} + N_{мех} = N_I \frac{\gamma_{II}}{\gamma_I} + \left(1 - \frac{\gamma_{II}}{\gamma_I}\right) N_{мех}.$$

Обычно величина $N_{мех}$ относительно невелика и отношение $\frac{\gamma_{II}}{\gamma_I}$ достаточно близко к единице, чтобы последним членом можно было пренебречь.

В связи с указанными равенствами, характеристика вентилятора меняется с изменением плотности воздуха (газа), как показано на фиг. 128.

Из приведенных соотношений следует, что при указании данных вентилятора и при приведении его характеристики, необходимо указывать удельный вес воздуха во время испытания, либо задать барометрические условия, либо привести полученные данные к условиям стандартной атмосферы: $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$; $p = 760 \text{ мм рт. ст.}$; $t = 20^\circ C$; $\psi = 50\%$.

Приведение данных испытания к нормальным условиям производится при помощи следующих формул:

$$Q_0 = Q_{исп}; \quad H_0 = H_{исп} \Delta; \quad H_{см 0} = H_{см, исп} \Delta; \quad N_0 = N_{исп} \cdot \Delta.$$

Индекс 0 соответствует данным испытания, приведенным к нормальным условиям.

Δ равняется отношению плотностей, т. е.

$$\Delta = \frac{\gamma_0}{\gamma} = \frac{p_0(273 + t)}{p(273 + t_0)}$$

Поскольку в зависимости от барометрических условий величина отношения Δ может меняться в пределах 0,8—1,2 и даже больших, приведение данных вентилятора к нормальным условиям весьма существенно.

Особенно существенно проведение пересчетов по плотностям в тех случаях, когда вентилятор работает на горячих газах (как дымосос).

В этих случаях плотность (а следовательно, и напоры и мощности) может отличаться от получаемой при нормальных условиях в несколько раз.

Пример 39. Подобрать по каталогу вентилятор, который, работая как дымосос при $t = 250^\circ \text{Ц}$, давал бы статический напор 200 мм вод. ст. при подаче 300 м³/мин. Удельный вес отсасываемого газа можно считать равным удельному весу воздуха при тех же барометрических условиях.

Решение. Если обозначить напор при температуре 20°Ц через H_{20} и при 250°Ц через H_{250} и если иметь в виду, что напоры пропорциональны плотностям, то получим

$$\frac{H_{20}}{H_{250}} = \frac{p_{20}}{p_{250}} = \frac{273 + 250}{273 + 20} = 1,8.$$

Отсюда следует, что по каталогу необходимо подбирать вентилятор, дающий при нормальных условиях и при подаче 300 м³/мин напор в 1,8 раза выше заданного, т. е. на напор $H_{см} = 360$ мм вод. ст. При $t = 250^\circ \text{Ц}$ этот вентилятор, работая как дымосос, даст нужный напор — 200 мм вод. ст.

Потребляемая мощность будет, очевидно, меньше приведенной в каталоге в том же соотношении, что и напор, т. е. в 1,8 раза.

Если попытаться пустить на холодном воздухе дымосос, предназначенный для работы на горячем газе, соблюдая расчетный режим подачи, то будет иметь место резкая перегрузка мотора.

В последнем примере перегрузка мотора составила бы при запасе мощности против расчета 100%.

$$\frac{N}{N_{см}} = \frac{1,8}{1,1} \approx 1,6,$$

т. е. далеко вышла бы за нормально допустимые нормы перегрузки.

Обычно все же удается запускать дымососы на холодном воздухе путем закрывания заслонки дымососа, пуская горячие газы по обводному каналу. При этом расход мощности падает до $(N_0)_{хол}$ соответствующего $Q = 0$ и мотор может быть включен без перегрузки.

В некоторых случаях, однако, при характеристике дымососа по мощности, вроде приведенной на фиг. 128а, запуск дымососа на холодном воздухе при отсутствии очень большого запаса мощности на моторе бывает исключен.

§ 41. УЧЕТ ВЛИЯНИЯ ИЗМЕНЕНИЯ ПЛОТНОСТИ В САМОМ ВЕНТИЛЯТОРЕ И ВЛИЯНИЕ ЧИСЛА РЕЙНОЛЬДСА ПРИ ПЕРЕСЧЕТАХ ПО РАЗМЕРАМ, ОБОРОТАМ И ПЛОТНОСТЯМ ПОМЕЩАЕМОГО ГАЗА

При давлении (разрежении), не превышающем 500—600 мм вод. ст., допустимо влияние изменения плотности в самом вентиляторе вообще не учитывать; в пределах давлений (разрежений) 600—2000 мм вод. ст. следует вести расчет по средним плотностям воздуха.

Из этих соображений получим следующие формулы пересчета вентиляторов по оборотам, размерам и плотностям.

Обозначим.

$$\frac{n_2}{n_1} = i_n; \quad \frac{R_2}{R_1} = i_R; \quad \frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \frac{p_2}{p_1} = i_p; \quad \Delta = \frac{p_a}{p_e},$$

где p_a — давление на выходе из вентилятора; p_e — на входе.

1. При подачах вентилятора, приведенных к условиям всасывания,

$$Q_2 = Q_1 \cdot i_n \cdot i_R,$$

вентилятор работает на том же режиме.

2. При этом напоры

$$\frac{H_2}{H_1} = \frac{H_{cm_2}}{H_{cm_1}} = i_p \cdot i_n^2 \cdot i_R^3 \cdot 0,5 (\Delta + 1),$$

3. Мощности

$$\frac{N_2}{N_1} = i_p \cdot i_n^3 \cdot i_R^5$$

(не зависит от Δ).

Очевидно, что, поскольку величина Δ лежит в пределах 1,0—1,2 и коэффициент 0,5 ($\Delta + 1$) вводит поправку не выше 10%, вполне допустимо предварительное определение величины Δ из равенства

$$\Delta = 1 + \frac{H_{cm_2} \cdot i_p \cdot i_n^2 \cdot i_R^3}{p_e} = 1 + \frac{(H_{cm_2})_{\Delta=1}}{p_e}$$

без учета влияния самой величины Δ на числитель последнего выражения.

В поршневых и ротационных машинах при данном давлении на выходе p_a введение в расчет среднего удельного объема воздуха (см. стр. 61, § 10) соответствует имеющему место уменьшению расхода работы на 1 м³ всасываемого воздуха в отношении

$$\frac{v_{cp}}{v_e} = 0,5 \left(1 + \frac{1}{\Delta} \right)$$

(по сравнению с несжимаемой жидкостью).

В турбомашинах работа, приходящаяся на 1 кг воздуха,

$$L = \frac{u_2 c_{2a} - u_1 c_{1a}}{g} \text{ кДж/кг},$$

и следовательно,

$$\frac{L_2}{L_1} = i_n^3 \cdot i_R^2$$

не зависит от плотности перемещаемого газа.

Число килограммов входящего воздуха изменяется, очевидно, в отношении

$$\frac{G_2}{G_1} = \frac{Q_2}{Q_1} \cdot i_p = i_p \cdot i_n \cdot i_R^2.$$

Отсюда и получается отношение мощностей

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{L_2 \cdot G_2}{L_1 \cdot G_1} = (i_n^2 \cdot i_R^2) (i_p \cdot i_n \cdot i_R^2) = i_p \cdot i_n^3 \cdot i_R^5,$$

не зависящие от отношения

$$\Delta = \frac{p_a}{p_e}.$$

Объясняется эта разница в работе поршневой и турбомашин тем, что в первом случае противодавление считается заданным, в то время как в случае турбомашин уменьшение удельного объема и соответствующее повышение плотности воздуха приводит к повышению давления на выходе.

Коэффициент полезного действия

$$\eta_{cm_1} = \frac{Q_{cp_2} \cdot H_{cm_2}}{75 \cdot N_2}$$

Поскольку

$$Q_{cp_2} = \frac{Q_2}{0,5(1 + \Delta)}$$

и

$$H_{cm_2} = (H_{cm_2})_{\Delta=1} \cdot 0,5(1 + \Delta),$$

то очевидно, что изменение плотности воздуха при протекании его через нагнетатель на к. п. д. не влияет, т. е. что на одном и том же режиме

$$\eta_{cm_2} = \eta_{cm_1}.$$

При отношении $\frac{p_a}{p_e}$ значительно большем, чем указанный выше предел $\frac{p_a}{p_e} \approx 1,2$, учет изменения плотности в машине путем введения средних значений становится недопустимым и расчет следует вести по основным формулам термодинамики, без введения каких-либо средних значений.

Пример 40. Испытание модели воздухоудвки с отношением

$$i_R = \frac{R_{мод}}{R_{нат}} = 0,25, \quad i_n = \frac{n_{мод}}{n_{нат}} = 0,5$$

дали на расчетном режиме при $Q = 1000 \text{ м}^3/\text{час}$ $H_{cm} = 20 \text{ мм вод. ст.}$, $N = 0,124 \text{ л. с.}$ Требуется пересчитать данные испытания модели на натуру.

Решение.

$$Q_n = \frac{Q_m}{i_n \cdot i_R^3} = \frac{1000}{0,5 \cdot 0,25^3} = 130\,000 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Величина отношения

$$\left(\frac{H_{cm, н}}{H_{cm, м}} \right)_{\Delta=1} = i_R^2 \cdot i_n^2$$

(без учета изменения плотности в вентиляторе), откуда

$$(H_{ст.н})_{\Delta=1} = \frac{20}{0,5^2 \cdot 0,25^3} \approx 1300 \text{ мм вод. ст.} = 0,13 \text{ ат.}$$

Отношение

$$\Delta = \frac{1 + 0,13}{1} = 1,13.$$

Отсюда получим (с учетом изменения плотности в вентиляторе

$$H_{ст.н} = 1300 \cdot 0,5 (1,13 + 1) = 1385 \text{ мм вод. ст.}$$

(на 6% больше, чем при расчете без учета величины Δ).

Мощность, пересчитанная на натуру, будет равняться

$$N_k = \frac{N_m}{i_n^3 \cdot i_R^5} = \frac{0,124}{0,5^3 \cdot 0,25^5} = 1000 \text{ л. с.}$$

Учет влияния числа Рейнольдса при пересчетах характеристики вентиляторов по подобию. Все приведенные выше формулы пересчета построены на основании предположения о постоянстве к. п. д. вентилятора на одном и том же режиме.

В действительности потери в вентиляторах зависят от числа Рейнольдса

$$R_e = \frac{w \cdot d}{\nu} \approx \frac{n \cdot D^2}{\nu}.$$

На основании опытов с гидравлическими турбинами можно считать с приближением, достаточным для целей практического расчета и при условии не очень большого изменения числа Рейнольдса, что потери трения $\Delta H_{тр}$ в машине с увеличением числа Рейнольдса падают в отношении

$$\frac{(\Delta H_{тр})_2}{(\Delta H_{тр})_1} = \left(\frac{Re_2}{Re_1} \right)^{-0,25}.$$

То же относится и к мощности N_0 , расходуемой на гидравлическое трение дисков.

Местные гидравлические потери ΔH_x на удар, на поворот и т. д. можно считать не зависящими от числа Рейнольдса.

Отсюда при известных из расчета величинах H_0 , N_m , $\Delta H_{тр}$, $\Delta H_{уд}$ получаем нижеследующие формулы для пересчета характеристики подобных машин при существенной разнице в величинах Рейнольдса $\frac{nD^2}{\nu}$.

$$1. Q_2 = Q_1 \cdot i_n \cdot i_R^2;$$

$$2. H_2 = \left\{ H_{m1} - \Delta H_x - \Delta H_{тр} \left(\frac{Re_2}{Re_1} \right)^{-\frac{1}{4}} \right\} i_n^2 \cdot i_R^2 \cdot i_p,$$

где

$$H_{m1} = \frac{N_h}{75 \cdot Q_{свк}} = \frac{N_1 - N_0}{75 \cdot Q_{свк}};$$

¹ Значения ν для воздуха и других газов см., например, Hütte, т. I.

² Подробнее см. Довжик и Поликовский, Исследование модели двухступенчатой турбовоздуховки, Труды ЦАГИ, т. 191, 1935.

$$3. N_2 = \left\{ N_1 - N_0 \left[1 - \left(\frac{Re_2}{Re_1} \right)^{-\frac{1}{4}} \right] \right\} i_n^3 \cdot i_R^5 \cdot i_p.$$

Применение этих формул целесообразно при отношении чисел Рейнольдса обеих машин, значительно отличающемся от единицы.

При

$$\frac{Re_2}{Re_1} \leq 2$$

введение поправки на число Рейнольдса нецелесообразно, так как получаемое повышение точности пересчета лежит в пределах точности предположения о связи между гидравлическими потерями и числом Рейнольдса.

При мало отличающихся барометрических условиях для обеих машин, т. е. при отношении кинематических вязкостей ν , близком к единице,

$$\frac{Re_2}{Re_1} = \frac{n_2 D_2^2}{n_1 D_1^2} = i_n \cdot i_R^2.$$

При повышении температуры воздуха (дымовых газов) в выражении для кинематической вязкости

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}$$

плотность ρ уменьшается значительно быстрее, чем вязкость η , и кинематическая вязкость заметно увеличивается. Поэтому при сравнении дымососов и вентиляторов отношение чисел Рейнольдса нельзя заменять отношением произведений nD^2 .

Пересчет характеристики вентиляторов при большом различии чисел Рейнольдса играет значительную роль при пересчетах на натуру испытаний специальных небольших моделей, при которых отношение чисел Рейнольдса модели и натуре может достигнуть значительной величины.

Основная трудность при пересчетах заключается в разделении гидравлических потерь на потери трения и прочие потери. В тех случаях, когда достаточно надежных данных расчета для испытанной модели не имеется, допустимо делить гидравлические потери $\sum \Delta H = H_m - H$ пополам, относя 50% к потерям трения. При этом приведенные выше формулы пересчета примут следующий вид:

$$Q_2 = Q_1 \cdot i_n \cdot i_R,$$

$$H_2 = \left\{ H_1 + 0,5 \Delta H \left[1 - \left(\frac{Re_2}{Re_1} \right)^{-\frac{1}{4}} \right] \right\} i_n^3 \cdot i_R^5 \cdot i_p,$$

$$N_2 = \left\{ N_1 - N_0 \left[1 - \left(\frac{Re_2}{Re_1} \right)^{-\frac{1}{4}} \right] \right\} i_n^3 \cdot i_R^5 \cdot i_p.$$

Пример 41. Испытывалась модель вентилятора, имеющая $D_m = 300$ мм при диаметре натуре $D_n = 600$ мм. Испытание велось при $n_m = 1200$ об/мин. Число оборотов натуре $n_n = 1450$ об/мин.

Расчетная подача натуре 530 м³/мин, чему соответствует подача модели

$$Q_m = 530 \left(\frac{1200}{1450} \right) \left(\frac{300}{600} \right)^3 = 55 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Напор модели на расчетном режиме $H_m = 52,5$ мм вод. ст.

К. п. д. модели на расчетном режиме $\eta_m = 0,66$ (соответствующий $N = 0,96$ л. с.).

Расход мощности при $Q = 0$ равняется $N_{0м} = 0,16$ л. с.
 Определить данные натуры (Q_n , H_n , N_n , η_n) путем пересчета.
 Решение. Основные параметры пересчета

$$i_n = \frac{n_n}{n_m} = 1,2$$

$$i_R = \frac{D_n}{D_m} = \frac{0,6}{0,3} = 2$$

$$i_p = 1,$$

$$\frac{Re_n}{Re_m} = i_n \cdot i_R^2 = 1,2 \cdot 4 = 4,8.$$

Гидравлическая мощность модели

$$(N_H)_м = N_m - N_{0м} = 0,96 - 0,16 = 0,8 \text{ л. с.}$$

Теоретический напор для модели

$$(H_T)_м = \frac{N_H 75}{Q_{сек}} = \frac{0,8 \cdot 75 \cdot 60}{55} = 65,5 \text{ мм вод. ст.}$$

Потери напора в модели

$$\Delta H = 65,5 - 52,5 = 13 \text{ мм вод. ст.}$$

При дальнейшем пересчете будем относить за счет трения 50% гидравлических потерь.

При подаче 530 м³/мин напор, развиваемый вентилятором (натура), будет равняться

$$H_n = [52,5 + 0,5 \cdot 13 (1 - 4,8^{-1/4})] 1,2^3 \cdot 2^3 = 314,4 \text{ мм вод. ст.}$$

$$N_n = [0,96 - 0,16 (1 - 4,8^{-1/4})] 1,2^3 \cdot 2^3 = 50,3 \text{ л. с.}$$

$$\eta_n = \frac{530 \cdot 305}{60 \cdot 75 \cdot 51} = 75\%$$

(в 1,13 раза выше, чем к. п. д. модели).

§ 42. БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Обычно при пересчетах характеристики вентиляторов по размерам и оборотам допустимо с достаточной для практических инженерных расчетов точностью не вводить в рассмотрение влияние механических потерь, влияние числа Рейнольдса и влияние изменения плотности в самой машине.

Если обозначить данные, соответствующие основному (испытанному) агрегату серии индексом 0, то уравнения пересчета по размерам и оборотам примут следующий вид:

$$\text{при } \frac{Q}{nD^3} = \frac{Q_0}{n_0 D_0^3}$$

Получаем

$$\frac{H}{\rho \cdot n^3 \cdot D^5} = \frac{H_0}{\rho_0 \cdot n_0^3 \cdot D_0^5}, \quad \frac{N}{\rho \cdot n^3 \cdot D^5} = \frac{N}{\rho_0 \cdot n_0^3 \cdot D_0^5},$$

$$\eta = \eta_0.$$

Из приведенных равенств вытекает, что если для одной и той же серии подобных между собой вентиляторов построить характеристики при различных размерах и оборотах, отложив по оси абсцисс величину $A \frac{Q}{n D^3}$, а по оси ординат $B \frac{H}{n^3 D^5}$; $C \frac{N}{n^3 D^5}$ и η , то все характеристики для всех размеров и для всех оборотов совпадут.

При этом, поскольку каждое из приведенных отношений представляет собой безразмерную величину, получим характеристику серии подобных вентиляторов в безразмерных координатах. Протекание полученных кривых будет при этом, очевидно, зависеть не от самих размеров отдельных элементов машины, а от соотношения указанных размеров, отличающих рассматриваемую серию от всех остальных.

Очевидно, что от умножения масштабов на те или иные числовые и безразмерные величины характеристика серии своих свойств изменить не может.

В различных областях техники применяются различные безразмерные характеристики, обладающие перед индивидуальными характеристиками отдельных машин тем преимуществом, что вместо огромного количества кривых, которыми пришлось бы пользоваться при расчетах, относящихся к различным размерам и оборотам, удастся обойтись по существу одной характеристикой, отражающей все свойства рассматриваемой серии.

Разберем наиболее широко распространенные схемы построения безразмерных характеристик.

Характеристики Рато¹. В горной промышленности принято пользоваться следующими безразмерными параметрами, впервые введенными проф. Рато:

1. Коэффициент подачи

$$\delta = \frac{Q}{k \cdot u_2 \cdot R_2^2} = \frac{240}{k \cdot \pi} \cdot \frac{Q}{n \cdot D^3}, \quad \left(A = \frac{240}{k \pi} \right),$$

где k — число всасывающих отверстий вентилятора.

2. Коэффициент напора

$$\mu = \frac{H \cdot g}{\gamma \cdot u_2^2} = \frac{3600 \cdot g}{\gamma \cdot \pi^2} \cdot \frac{H}{n^2 D^3}, \quad \left(B = \frac{3600 \cdot g}{\gamma \cdot \pi^2} \right).$$

Коэффициент мощности в характеристиках типа Рато не вводится, так как по данным Q , H и η мощность может быть определена.

Характеристики Грамберга. В вентиляционной технике большое

¹ См. Еланчик, Рудничные турбомашин.

применение имеют безразмерные характеристики, введенные проф. Грамбергом¹.

Коэффициент подачи

$$\varphi = \frac{c_a}{u_2} = \frac{Q}{F_a u_2} = \frac{60 D^3}{\pi F_a} \cdot \frac{Q}{n D^3} \quad \left(A = \frac{60 D^3}{\pi F_a} \right),$$

где F_a — площадь выходного сечения вентилятора; $\frac{D^3}{F_a}$ — постоянная величина для данной серии вентиляторов.

Коэффициент напора

$$\psi = \frac{H}{\rho u_2^2} = \mu,$$

т. е. коэффициент совпадает с коэффициентом напора по Рато.

Коэффициент мощности

$$\lambda = \frac{\varphi \cdot \psi}{\eta}.$$

Введение в безразмерную характеристику коэффициента мощности вызвано тем, что кроме самих абсолютных величин мощности на отдельных режимах, которые могут быть подсчитаны по данным φ , ψ и η , представляет интерес и самое протекание кривой мощности по расходу.

Характеристики ЦАГИ. В вентиляторной промышленности все большее применение находят безразмерные характеристики вентиляторов, введенные ЦАГИ.

При построении этих характеристик принято безразмерные величины обозначать теми же буквами, что и размерные, но с чертой сверху. Такое обозначение, связанное с дополнительным условием все величины относить к одним и тем же линейным размерам, площадям и скоростям, позволяет при пользовании безразмерными характеристиками типа ЦАГИ применять те же формулы, что и при расчетах основных размерных величин.

Таким образом, например,

$$\bar{Q} = \frac{Q_{сек}}{\pi R_2^2 u_2}, \quad \bar{H} = \frac{H}{\rho u_2^2}, \quad \bar{N} = \frac{\bar{Q} \cdot \bar{H}}{75 \cdot \eta}.$$

Подбор вентилятора на заданные значения Q и H при помощи безразмерной характеристики производится следующим образом.

Имея характеристику серии (фиг. 129), задаемся допустимыми значениями $\left(\frac{\eta}{\eta_{max}} \right)$, чем определяется допустимый диапазон коэффициентов подач δ_{max} и δ_{min} ². Найдя по характеристике соответствующие значения

¹ См. Грамберг, Технические измерения.

² Пример дан по характеристике Рато. Очевидно, что ход решения будет совершенно идентичным при пользовании любыми другими безразмерными характеристиками.

коэффициентов напора, решаем систему уравнений

$$H = \mu \cdot \rho \cdot u_2^2 = c_1 \cdot n^2 \cdot D^2,$$

$$Q = \delta \cdot k \cdot u_2 \cdot R_2^2 = c_2 \cdot n_2 \cdot D_2^3$$

относительно величин n и D .

Как видно из вышеизложенного, коэффициенты напора μ (по Рато), ψ (по Грамбергу) и $\bar{H}$ (по ЦАГИ) совпадают. Что же касается коэффициентов подачи, то коэффициенты δ по Рато и $\bar{Q}$ связаны между собой равенством

$$\delta = \frac{\pi Q}{k},$$

т. е. различаются только постоянным множителем, тогда как

$$\varphi = \bar{Q} \frac{F_2}{F_a}, \text{ где } F_2 = \pi R_2^2,$$

т. е. коэффициенты подачи ЦАГИ (а следовательно, и Рато) отличаются принципиально от коэффициента подачи по Грамбергу.

Для осевых вентиляторов площадь выхода (ометаемая площадь) достаточно близка к площади πR_2^2 , чтобы можно было с одинаковым успехом пользоваться любым из трех приведенных коэффициентов. Для различных осевых вентиляторов значения коэффициентов подачи на режиме максимального к. п. д. получаются различными и лежат примерно в следующих достаточно узких практических пределах:

$$\bar{Q} = 0,1 \div 0,3; \delta \approx 0,3 \div 1; \varphi \approx 0,15 \div 0,5.$$

Малые значения коэффициентов подачи соответствуют высоконапорным вентиляторам с малой производительностью, большие значения коэффициентов подачи — низконапорным вентиляторам большой производительности¹.

Для подбора и анализа работы центробежных вентиляторов коэффициент расхода по Грамбергу является наиболее подходящим, так как значения коэффициента φ , соответствующие максимальному к. п. д. центробежного вентилятора, лежат в достаточно узких пределах $\varphi = 0,4 \div 0,6$, тогда как величина $\bar{Q}$, связанная с этим коэффициентом отношением $\bar{Q} = \varphi \frac{F_a}{F_2}$, меняется в пределах $\bar{Q} \approx 0,005 \div 0,5$ (в 100 раз) и, следовательно, не может являться каким-либо руководящим критерием при подборе вентилятора.

Для облегчения подбора вентилятора по типовым характеристикам иногда (по методу Рато) по оси абсцисс откладывают величину

$$\varphi = \frac{\delta}{\sqrt{\mu}} = \frac{240 Q}{k \cdot \pi \cdot n \cdot D^3} \cdot \frac{\sqrt{\frac{3600}{\gamma \pi} gH}}{nD} = \frac{240 \cdot Q}{k \pi \sqrt{\frac{3600}{\gamma \pi} gH}} \cdot \frac{1}{D^2} = f(D),$$

¹ Малые δ , φ , $\bar{Q}$ соответствуют малым значениям n_{y0} — см. ниже стр. 184.

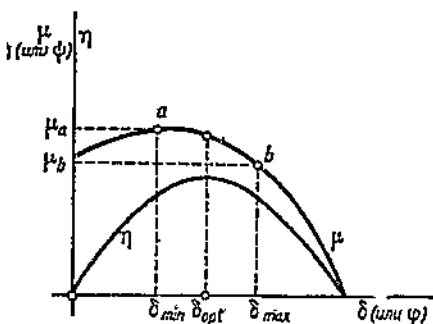
называемую коэффициентом отнесенного эквивалентного отверстия и зависящую только от диаметра колеса.

В случае построения типовой характеристики по Грамбергу величина коэффициента отнесенного эквивалентного отверстия определяется по формуле

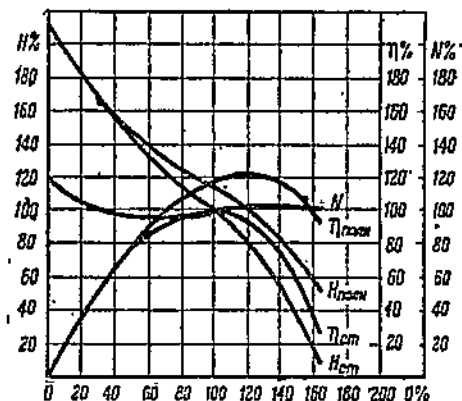
$$\varphi_{ae} = \frac{\varphi}{\sqrt{\psi}} = \sqrt{2 \frac{F_{ae}}{F_a}}.$$

По оси ординат в обоих случаях откладывают величины коэффициентов подач, коэффициентов напора и к. п. д.

Имея такую характеристику и исходя из заданных значений Q , H , а следовательно, и F_{ae} сети, находим значение φ , по которому однозначно определяем диаметр вентилятора (вернее допустимые пределы диаметров) и затем по диа-



Фиг. 129. К подбору вентилятора при помощи безразмерной характеристики.



Фиг. 130. Процентная характеристика осевого вентилятора.

метру и коэффициенту напора μ , соответствующему по характеристике принятому значению φ , находим число оборотов из равенства

$$H = \mu \cdot \rho \cdot u_s^2 = C_1 \cdot n^2 \cdot D^2 \text{ и } n = \sqrt{\frac{H}{C_1 D^2}}.$$

Кроме указанных типовых безразмерных характеристик, применяются также и так называемые процентные характеристики (фиг. 130). В этом случае коэффициент подачи

$$Q^0/0 = \frac{Q}{Q_0} \cdot 100.$$

Коэффициент напора

$$H^0/0 = \frac{H}{H_0} \cdot 100.$$

Коэффициент мощности

$$N^0/0 = \frac{N}{N_0} \cdot 100.$$

Коэффициент (отнесенный) полезного действия

$$\eta_{см}^0/0 = \frac{\eta_{см}}{\eta_{см0}} \cdot 100 \text{ и } \eta^0/0 = \frac{\eta}{\eta_0} \cdot 100.$$

В этих выражениях величины Q_0 , H_0 , N_0 , η_0 представляют собой подачу, напор и т. д., соответствующие максимальному к. п. д. (обычно статическому).

Процентные характеристики чрезвычайно выразительны с точки зрения наглядности протекания всех эксплуатационных параметров машины и поэтому обычно применяются в качестве иллюстраций к описанию их достоинств и недостатков, как, например, широкий диапазон высоких к. п. д., малая опасность перегрузки мотора при изменении сопротивления сети и т. д.

ГЛАВА XII

ТИПЫ И КОНСТРУКЦИИ ВЕНТИЛЯТОРОВ

§ 43. ПОНЯТИЕ О ТИПЕ ВЕНТИЛЯТОРА

Имеются попытки установить тип вентилятора, исходя из величины развиваемого напора. При этом принято считать, что если в области наивыгоднейшего статического к. п. д. напор $H_{ст} \leq 100$ мм вод. ст., то вентиляторы низконапорные; при напоре $H_{ст} = 100-400$ мм вод. ст. — вентиляторы среднего давления; при напоре $H_{ст} > 400$ мм вод. ст. — вентиляторы высокого давления.

Эти определения, при всей простоте и удобстве пользования, никак нельзя считать удовлетворительно определяющими тип вентилятора. Действительно, вентилятор, развивающий $H_{ст} = 60$ мм вод. ст., будет вентилятором низкого давления.

Этот вентилятор при увеличении числа оборотов вдвое будет на том же режиме развивать напор $H_{ст} = 240$ мм вод. ст., т. е. станет вентилятором среднего давления.

Вентилятор высокого давления, развивающий напор $N_{ст} = 450$ мм вод. ст., при уменьшении числа оборотов в 2,5 раза даст напор $N_{ст} = 70$ мм вод. ст., т. е. станет вентилятором низкого давления.

Очевидно, величина напора на экономичных режимах сама по себе не может в полной мере характеризовать тип вентилятора.

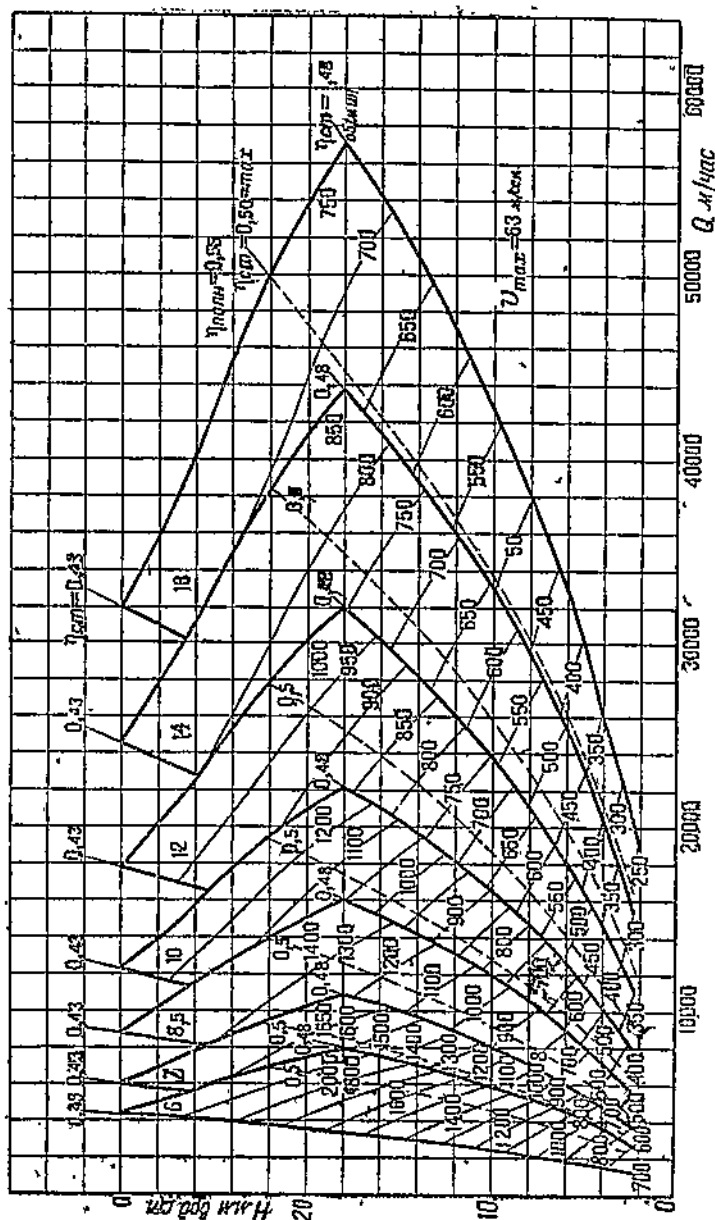
Величина максимально развиваемого напора до известной степени определяет тип машины, характеризуя прочность соответствующей конструкции. Напряжения в материале ротора определяются при подобных конструкциях окружными скоростями, причем при любых изменениях размеров и оборотов, но при сохранении окружных скоростей, напряжения, очевидно, не меняются.

Та же величина наибольшей окружной скорости, которая определяется прочностью конструкции, характеризует также и наибольший напор данного типа машин.

Так, например, все вентиляторы типа Сирокко низкого давления, характеризующиеся барабанными роторами (фиг. 155) с длинными в осевом и узкими в радиальном направлении лопатками, допускают окружные скорости не выше $25-30$ м/сек, чему, очевидно, у малых номеров соответствуют высокие обороты, а у больших — низкие.

Этой окружной скорости соответствует при лопатках, загнутых вперед, напор $60-90$ мм вод. ст., являющийся предельным для этого типа машин.

С этой же точки зрения весьма характерны приведенные на фиг. 131



Фиг. 131. Характеристика серии вентиляторов.

характеристики серии подобных осевых вентиляторов с лопастями, приклепанными к втулке, допускающие в обычном серийном изготовлении окружные скорости порядка $u_{\max} \approx 63$ м/сек.

Для всех машин этой серии (номер в верхнем левом углу каждой характеристики дает диаметр в дециметрах) мы получаем один и тот же максимальный напор; увеличение диаметра соответствует уменьшению максимального числа оборотов и одновременному увеличению подачи.

Применяя, однако, более высококачественные материалы, усиливая конструкцию и вводя в нее дополнительные несущие элементы, мы можем поднять допускаемые окружные скорости, а следовательно, и напор вентилятора весьма значительно.

Кроме того, определяя наибольший развиваемый напор, разбивка по предельным допускаемым напорам не определяет целесообразности применения данного типа машин при напорах, которые меньше максимального допускаемого.

Из всего вышесказанного следует, что классификация вентиляторов по напору хотя и допустима в ряде случаев, но никак не может считаться исчерпывающей. Имеется, однако, величина, однозначно определяющая тип вентилятора, аналогичная таким же величинам для насосов, турбин и т. д. Это так называемая величина удельной быстроходности или удельного числа оборотов, определяемая следующим образом:

Удельное число оборотов численно равняется числу оборотов (в минуту) вентилятора, подобного данному, с такими размерами, что он в области максимального статического н. п. д. подает 1 м³ воздуха в секунду при определенном статическом противодавлении $H_{ст}$.

Так как желательно, чтобы полученные значения удельных чисел оборотов лежали в области значений действительных чисел оборотов, величина $H_{ст}$ условно принята равной 30 мм вод. ст.

Рассмотрим вначале физический смысл этой величины.

Представим два вентилятора, которые в области $\eta_{ст. \max}$ при одинаковых оборотах n и напорах $H_{ст}$ дают различные расходы Q_1 и Q_2 , причем $Q_1 > Q_2$. Сначала у обоих вентиляторов путем изменения числа оборотов можно довести напор до условного значения $H_{ст0}$, причем соотношение значений Q_1 и Q_2 останется то же.

Затем, изменяя размеры и сохраняя постоянную окружную скорость, т. е. изменяя число оборотов обратно пропорционально изменению размеров, можно у обоих вентиляторов прийти к подаче $Q_1 = 1$ на режиме $\eta_{ст. \max}$.

При этом у того вентилятора, который подает много воздуха, все размеры придется уменьшить значительно (сохраняя постоянным их соотношение), а следовательно, и значительно повысить обороты. У того вентилятора, который подает мало воздуха, размеры придется незначительно уменьшить (либо даже увеличить) и соответственно незначительно повысить обороты, а то и понизить их.

Таким образом: 1) если вентилятор в области $\eta_{ст. \max}$ подает мало воздуха при значительных напорах и небольших оборотах — это вентилятор тихоходный, с малым удельным числом оборотов; 2) если вентилятор в области $\eta_{ст. \max}$ подает много воздуха при незначи-

тельных напорах и больших оборотах — это вентилятор быстрого с большим удельным числом оборотов.

Выведем теперь формулу для численного определения коэффициента быстроходности.

Задача ставится следующим образом.

Пусть данный вентилятор при n об/мин подает Q м³/сек воздуха при напоре $H_{ст}$ мм вод. ст. при подаче воздуха с нормальной плотностью.

Определить, каково должно быть число оборотов в минуту у вентилятора¹, подобного данному, чтобы он подал 1 м³/сек при напоре $H_{ст} = 30$ мм вод. ст. при $\rho = 0,122$ кг·сек²/м⁴, или иначе при заданном отношении

$$\frac{H}{\rho} = \frac{30}{0,122} = 245 \text{ м}^2/\text{сек}^2.$$

Получаем систему уравнений:

$$Q = 1 \cdot \frac{n}{n_{уд}} i_R^3,$$

$$\left(\frac{H}{\rho}\right) = 245 \cdot \frac{n^2}{n_{уд}^2} i_R^3.$$

Решая эту систему относительно $n_{уд}$, получим

$$n_{уд} = 20\pi \cdot \frac{Q^{1/2}}{\left(\frac{H}{\rho}\right)^{3/4}} \cdot n.$$

Размерность величины $n_{уд}$ равняется

$$x = \text{м}^{1/2} \cdot \text{сек}^{-1/2} \cdot (\text{м}^2)^{-3/4} \cdot (\text{сек}^2)^{-3/4} \cdot \text{сек}^{-1} = 0,$$

т. е. величина $n_{уд}$ есть величина безразмерная, не зависящая ни от каких величин, кроме взаимного соотношения размеров машины, т. е. типа вентилятора.

Пример 42. Определить быстроходность центробежного вентилятора по следующим данным: $Q = 15\,000$ м³/час = 4,15 м³/сек; $H_{ст} = 600$ мм вод. ст. при $\rho = 0,092$ кг·сек²/м⁴; $n = 1450$ об/мин.

Решение.

$$n_{уд} = 20\pi \cdot \frac{Q^{1/2}}{\left(\frac{H_{ст}}{\rho}\right)^{3/4}} \cdot n = 20\pi \cdot \frac{4,15^{1/2}}{\left(\frac{600}{0,092}\right)^{3/4}} \cdot 1450 = 122.$$

Пример 43. Определить быстроходность осевого вентилятора по следующим данным: $Q = 100\,000$ м³/час; $H_{ст} = 120$ мм вод. ст. при $\rho = 0,122$ кг·сек²/м⁴; $n = 950$ об/мин.

Решение.

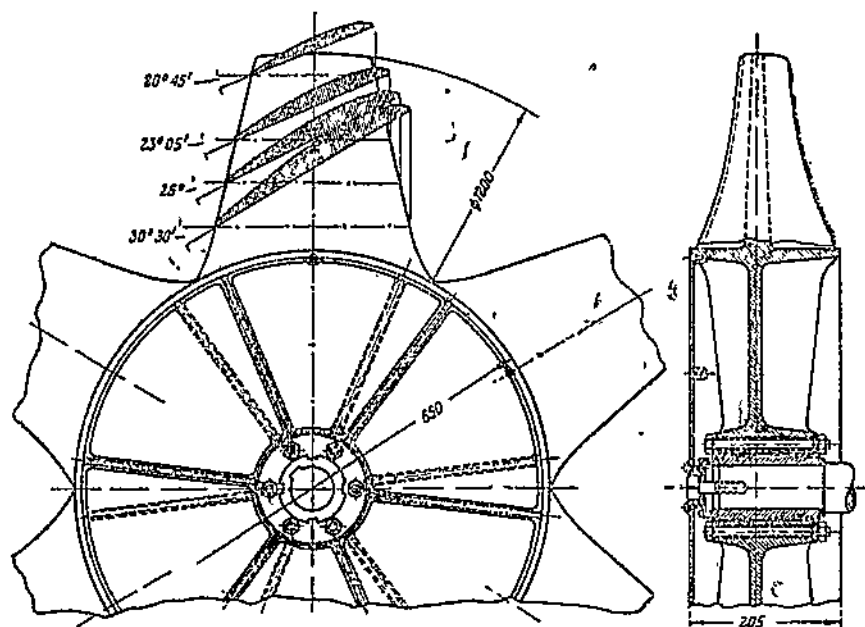
$$n_{уд} = \frac{20\pi \cdot 28^{1/2}}{\left(\frac{120}{0,122}\right)^{3/4}} \cdot 950 = 1800.$$

¹ Это число оборотов численно равняется $n_{уд}$.

§ 44. ТИПЫ И КОНСТРУКЦИИ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Общие соображения. Обычно принято разделять вентиляторы по величине развиваемого ими напора на три группы: 1) вентиляторы низкого давления на напор до 100 мм вод. ст., 2) вентиляторы среднего давления на напор до 400 мм вод. ст., 3) вентиляторы высокого давления на напор свыше 400 мм вод. ст.

При рассмотрении различных типов и конструкций вентиляторов такое деление не представляется рациональным¹.



Фиг. 132. Литой алюминиевый вентилятор.

Действительно, отнесение в одну группу вентиляторов осевых (пропеллерных, винтовых), вентиляторов Сирокко и вентиляторов ручных, не имеющих совершенно никакого сходства ни в конструкции, ни в типе машин, только потому, что эти вентиляторы развивают напор меньше 100 мм вод. ст., совершенно нецелесообразно.

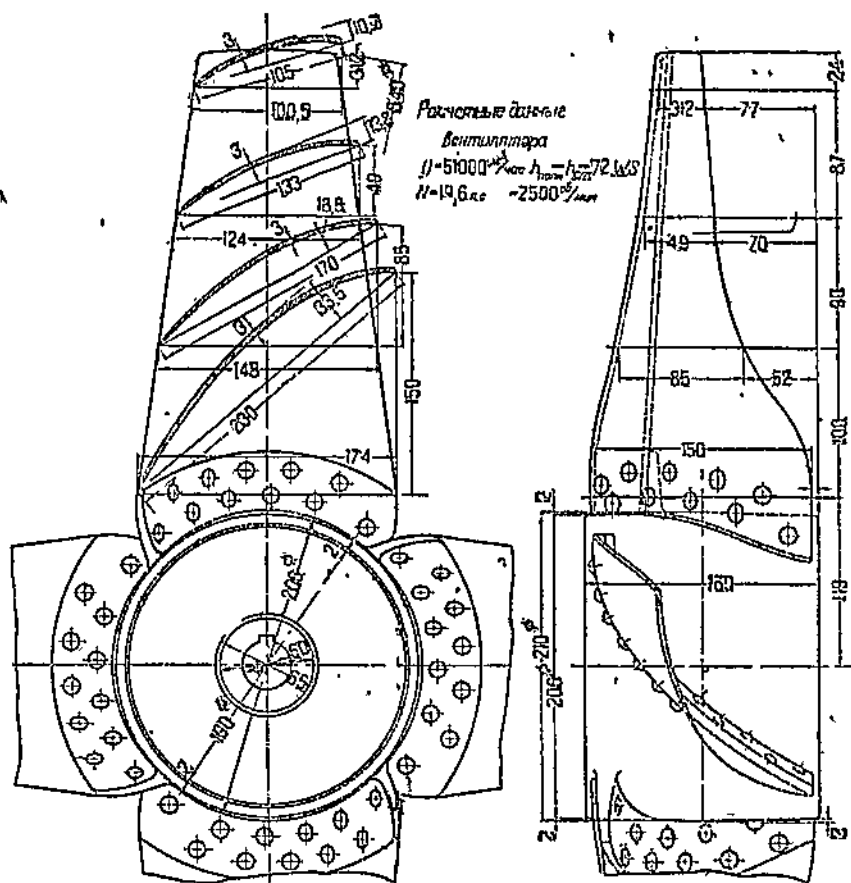
Гораздо правильнее и целесообразнее произвести разбивку вентиляторов по тому же принципу, по которому уже давно производится разбивка по типам насосов и гидравлических турбин — по быстроходности.

Правда, при этом в одну и ту же группу попадут, например, и большие воздухоподушки для вагранок, создающие напоры до 1000 мм вод. ст. и потребляющие сотни лошадиных сил мощности, и маленькие ручные вентиляторы, подающие десятки куб. метров воздуха в час при напоре 50—60 мм вод. ст. и потребляющие десятые доли лошадиной силы, но эти машины при всем их внешнем различии будут действительно

¹ Если не подходить к вопросу с точки зрения прочности. Подробности см. стр. 182.

машины одного и того же типа, с большим отношением $\frac{D_2}{D_1}$, с малым разворотом спирали, с узкими колесами, т. е. с малым $\frac{b_2}{D_2}$ и т. д.

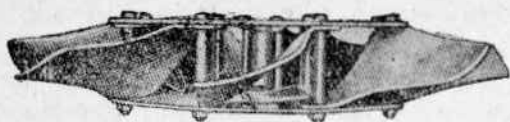
Очевидно, что при переходе к машинам большого размера и особенно к машинам высоконапорным с большими окружными скоростями (80—150 м/сек) приходится обращать большее внимание на применяемые



Фиг. 133. Крепление лопастей осевых вентиляторов типа ЦАГИ ко втулке при помощи заклепок.

материалы, на конструктивное выполнение деталей, приходится выполнять валы и диски равного сопротивления и т. д. Эти вопросы, однако, относятся к области общего машиностроения и играют второстепенную роль по сравнению с тем положением, что при классификации вентиляторов по быстроходности мы получаем возможность говорить о типе вентиляторов.

Вентиляторы по быстроходности или по удельному числу оборотов

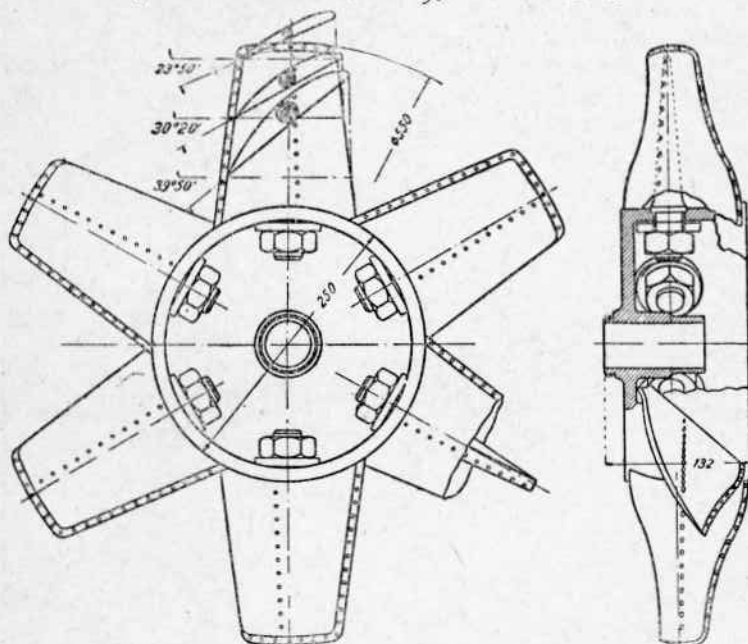


$$n_v = \frac{20\pi \cdot Q^{1/2}}{\left(\frac{H}{\rho}\right)^{1/4}} n$$

Фиг. 134. Соединение лопастей со втулкой при помощи болтов на распорных трубах.

можно разделить на четыре типа:

- 1) вентиляторы быстроходные $n_{уд} = 1000 \div 4000$ и выше;
- 2) вентиляторы средней быстроходности $n_{уд} = 600 \div 1200$;
- 3) вентиляторы тихоходные $n_{уд} = 200 \div 800$;
- 4) вентиляторы очень тихоходные $n_{уд} = 100 \div 200$.



Фиг. 135. Полые лопасти, укрепляемые на стальных стержнях.

Вентиляторы быстроходные. В качестве быстроходных вентиляторов, служащих для перемещения больших масс воздуха при незначительных давлениях, обычно применяются вентиляторы осевые или пропеллерные.

На фиг. 132—136 изображены различные осевые вентиляторы как по форме и материалу лопастей, так и по конструкции.

Коэффициент полезного действия осевого вентилятора и величина развиваемого им напора в большой мере зависят от формы сечения лопасти. В настоящее время для изготовления лопастей осевых вентиляторов применяются профили, близкие к авиационным.

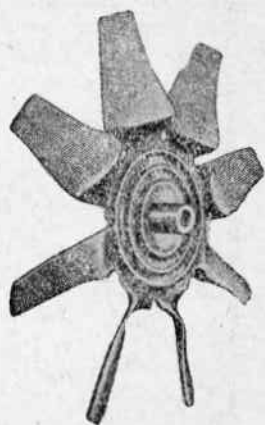
На фиг. 137 приведены типичные профили лопастей осевых венти-

ляторов; на фиг. 137, В, Б — так называемые профилированные лопасти, изготавливаются литыми либо штампованными с последующей сваркой либо склепыванием двух половинок лопасти; на фиг. 137, А — лопасти из листового материала штампованные либо выколачиваемые.

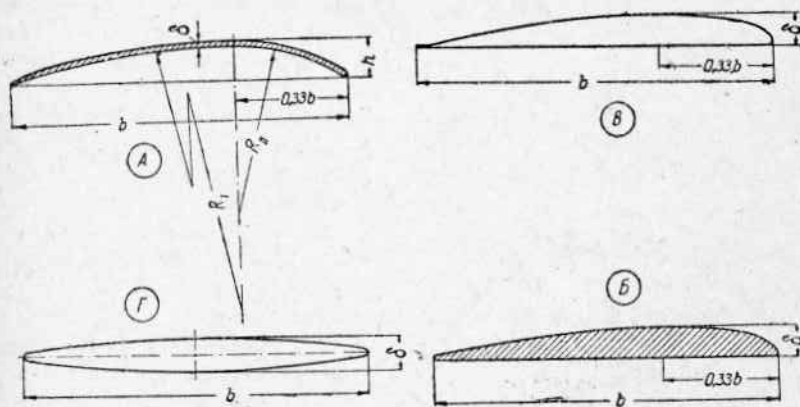
Вентиляторы с профилированными лопастями несколько дороже и сложнее в производстве, но работают с лучшим к. п. д. и могут развивать большой напор при заданных окружных скоростях.

В тех случаях, когда от вентилятора требуется реверсирование подачи воздуха, применяются симметричные лопасти, вроде показанной на фиг. 137, Г. При изменении направления вращения вентилятора с такими лопастями изменит направление подачи, сохраняя свою характеристику.

Следует подчеркнуть, что реверсивные вентиляторы с симметричными лопастями работают хуже, чем обычные вентиляторы, как по развиваемому напору, так и по к. п. д. Поэтому в тех случаях, когда перемена направления подачи происходит редко и при этом не требуется полной производительности, следует устанавливать вентиляторы с нормальными несимметричными профилями лопастей.



Фиг. 136. Штампованный осевой вентилятор типа ЦАГИ.

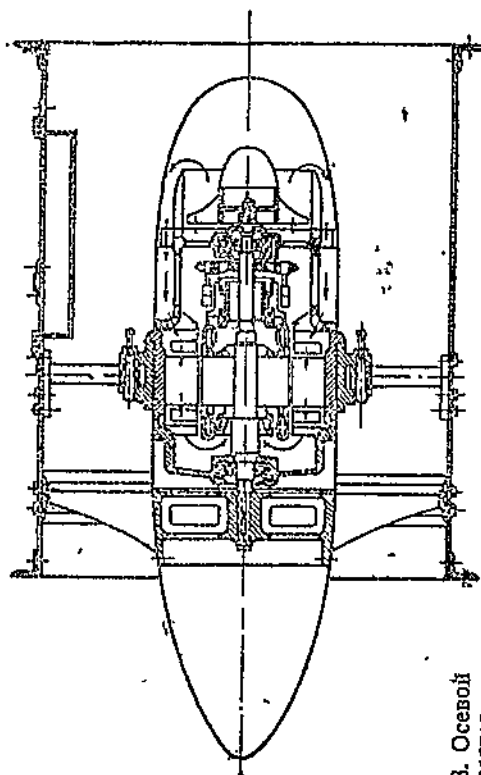


Фиг. 137. Профили сечений лопастей вентилятора.

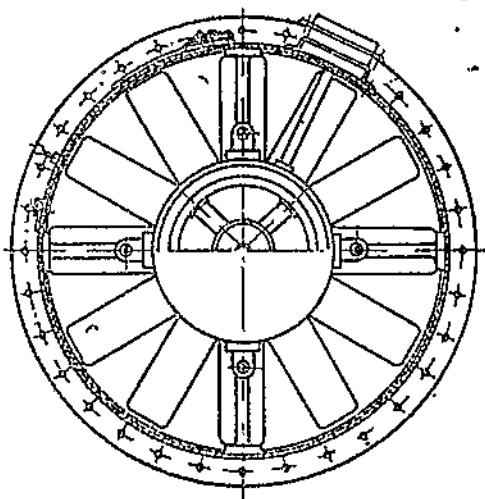
В зависимости от окружных скоростей применяются различные конструкции осевых вентиляторов, различное крепление лопастей ко втулке и материалы.

При малых окружных скоростях ($u_2 \leq 50-60$ м/сек) лопасти могут быть изготовлены из листового материала и крепятся ко втулке приваркой либо приклепываются к специальным угольникам или ребрам, установленным на втулке (фиг. 133). Можно также пропустить концы

лопасти внутрь втулки и укрепить лопасти при помощи болтов на распорных трубках (фиг. 134).



фиг. 138. Осовый вентилятор.



При больших окружных скоростях ($100—150 \text{ м/сек}$) применяются полые профилированные лопасти, укрепляемые на стальных стержнях, радиально укрепленных во втулке (фиг. 135), либо литые конструкции из стали или из легких сплавов, либо, наконец, для малых высокооборотных вентиляторов применяются крыльчатки, отштампованные из одного куска (фиг. 136). Крепление лопасти ко втулке на стержнях применяется и в вентиляторах с небольшими окружными скоростями в тех случаях, когда целесообразно иметь возможность производить регулировку работы вентилятора поворачиванием его лопастей. В лопастях, работающих с большими окружными скоростями, возникают значительные напряжения как от центробежных сил, так и вибрационного характера, вызываемые большой жесткостью корня лопасти при малой жесткости всего крыла. В связи с этим вопрос о термической обработке лопасти играет значительную, если не сказать решающую, роль в ее прочности.

Основные свойства осевых вентиляторов, которые необходимо отметить, сводятся к следующему:

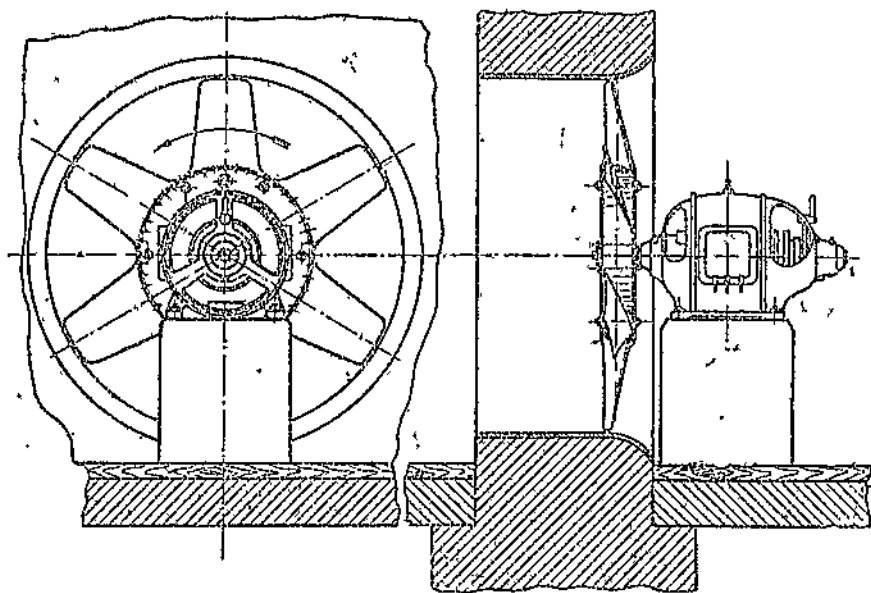
1. Чем больше подача, тем выше напор, который может развить осевой вентилятор.

Так, например, при подаче $200\,000 \text{ м}^3/\text{час}$ напор 100 мм вод. ст. для осевого вентилятора легко достигим при умеренных оборотах, тогда как для достижения того же на-

Ворá при часовой подаче $500 \text{ м}^3/\text{час}$ число оборотов должно быть не ниже 3000 об/мин.

2. Мощность у осевых вентиляторов сравнительно мало меняется в пределах $Q=0$ до $Q=Q_{\text{max}}$. Поэтому при установке мотора для осевого вентилятора запасы мощности можно допускать минимальные.

3. Чем выше напор, который должен развивать осевой вентилятор (при всех прочих равных условиях), тем больше диаметр втулки, тем больше лопастей у вентилятора и тем они делаются шире.



Фиг. 139. Установка осевого вентилятора.

4. Для удовлетворительной работы осевой вентилятор должен находиться в трубе с минимальным зазором между вентилятором и трубой; воздушный поток должен подходить к вентилятору направленным вдоль оси. В противном случае, т. е. при больших зазорах или если прямолинейный отрезок трубы перед вентилятором очень короток, к. п. д. вентиляторов и развиваемый напор резко падают.

Даже в тех случаях, когда к вентилятору непосредственно не примыкает воздухопровод, все же рекомендуется устанавливать вентилятор в коротком патрубке.

Привод осевых вентиляторов. Чаще всего осевые вентиляторы приводятся во вращение непосредственно от мотора. При этом мотор крепится к раме вентилятора (фиг. 138) либо устанавливается на отдельной опоре (фиг. 139).

При перемещении больших масс воздуха вентиляторы получаются настолько больших размеров, что, во избежание недопустимых окружных скоростей, им приходится давать небольшие числа оборотов.

При этом непосредственный привод вентилятора от мотора не всегда является рациональным и приходится прибегать к ременному приводу от быстроходного мотора.

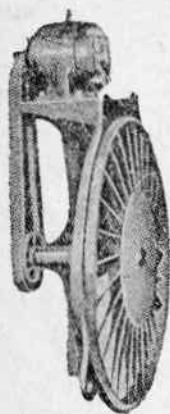
На фиг. 140 показана установка осевого вентилятора с ременным приводом.

Осевые вентиляторы с направляющими устройствами. При переходе к низшему пределу быстроходности $n_{уд} \leq 1000$ все более и более ощутимой является потеря скоростного напора и соответствующей скорости закручивания $\rho \frac{c_{2u}^2}{2}$.

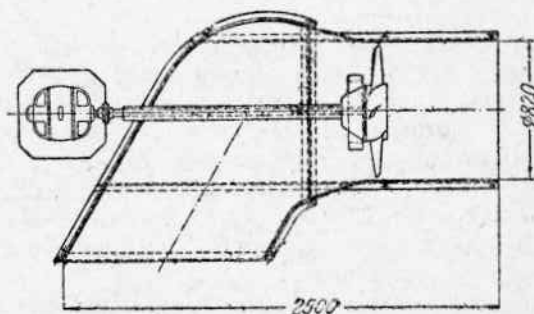
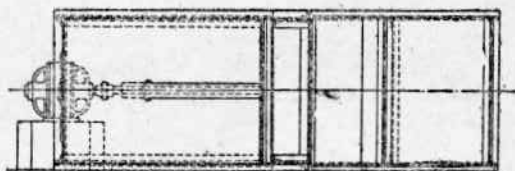
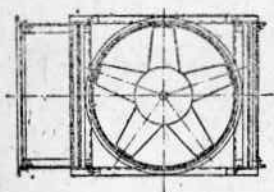
Действительно, понижение $n_{уд}$ соответствует уменьшению окружной скорости u_2 и увеличению напора $H = \rho u_2 c_{2u}$, т. е. увеличению c_{2u} .

Поэтому при переходе к быстроходности указанного порядка начинают принимать меры к использованию скорости закручивания $\rho \frac{c_{2u}^2}{2}$.

Таковыми мерами являются направляющие аппараты (фиг. 103, 175) и спиральные кожухи, в которых скоростной напор закручивания $\rho \frac{c_{2u}^2}{2}$ преобразуется в давление (фиг. 104).



Фиг. 140. Осевой вентилятор с ременным приводом.



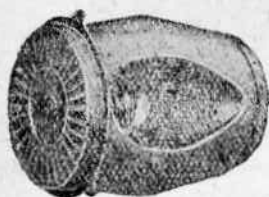
Фиг. 141. Установка вентилятора в дымоходе.

Осевые дымососы. Основная проблема, возникающая при проектировании осевого дымососа, — это расположение мотора (или какого-либо иного привода) вне непосредственного воздействия горячих газов.

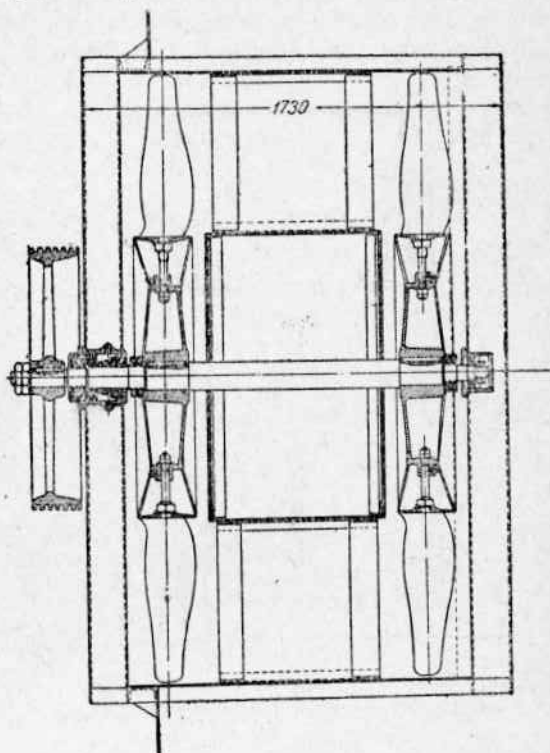
Наиболее обычной схемой выноса мотора из газохода является установка вентилятора в месте заворота газовой струи; при этом применяется либо спиральный кожух, либо установка, показанная на фиг. 141. Подшипник вентилятора или непосредственно омывается газами или заключается вместе с длинным валом в трубу (фиг. 141), внутри которой к подшипнику может быть подведено водяное или воздушное охлаждение.

В том случае, когда дымосос должен быть установлен в прямом участке газопровода, может быть применена схема, изображенная на фиг. 142.

Вентиляторы осевые средней быстроходности.



Фиг. 142. Установка дымососа в прямолинейном газопроводе.



Фиг. 143. Двухступенчатый вентилятор с поворотными лопастями (разрез).

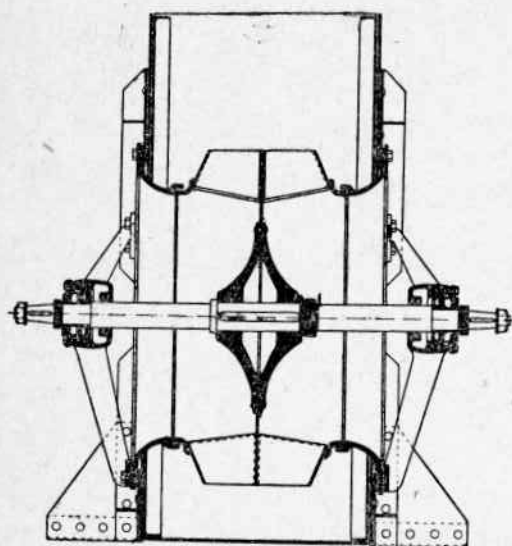
При понижении удельного числа оборотов ниже $1200 \div 1300$ одноступенчатые осевые вентиляторы „не выходят“, т. е. аэродинамические силы, развивающиеся на лопастях, становятся недостаточными. Иначе говоря, при данном числе оборотов существует минимальная подача, при которой возможно осевым вентилятором создать заданный напор с достаточно высоким к. п. д. При дальнейшем уменьшении подачи приходится переходить к многоступенчатым осевым вентиляторам с промежуточным направляющим аппаратом между крыльчатками (фиг. 143). В вентиляторах промышленного типа число ступеней больше двух обычно не делается.

При этом быстроходность осевых вентиляторов удается снизить почти до нижних пределов средней быстроходности, т. е. до $n_{уд} \approx 800$.

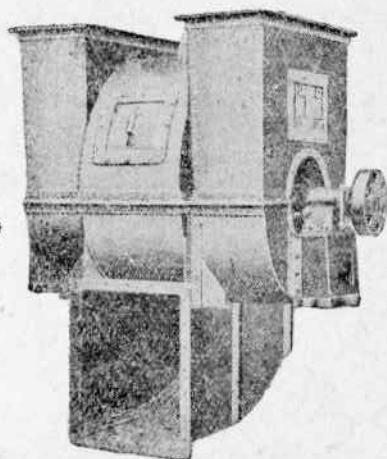
Двухступенчатые осевые вентиляторы применяются не только в тех случаях, когда требуется получить от осевых вентиляторов высокие напоры, но и тогда, когда требование бесшумности заставляет применять

возможно меньшие окружные скорости. Введение второй ступени позволяет уменьшить окружную скорость в $\sqrt{2}$ раз и соответственно свести шум вентилятора до допустимой величины.

Изредка применяемая на шахтах установка нескольких осевых вентиляторов друг за другом без промежуточного направляющего аппарата соответствует скорее многолопастному одноступенчатому вентилятору, чем многоступенчатому.



Фиг. 144. Центробежный вентилятор с двухсторонним всасыванием.



Фиг. 145. Центробежный дымосос с двухсторонним всасыванием.

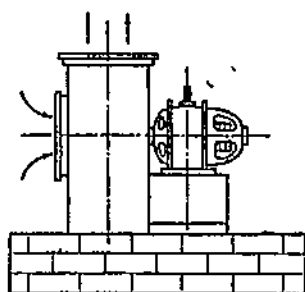
Центробежные вентиляторы с двойным всасыванием. Начиная с быстроходностей порядка $1400 \div 1500$, применяют центробежные вентиляторы.

При этом, однако, обычные вентиляторы с односторонним всасыванием неприменимы по следующей причине. Большие подачи, соответствующие указанной быстроходности, требуют больших диаметров всасывания D_0 . В то же время для получения соответствующих указанной быстроходности напоров достаточны диаметры того же порядка, что D_0 и меньше. Из-за большого диаметра всасывания приходится делать соответствующие большие диаметры D_2 с малонагруженными, т. е. сильно загнутыми назад лопатками. При этом конструкции колеса и вентилятора получаются громоздкими, и кроме того, потери на трение дисков N_0 получают значительно большую величину, чем при двухстороннем всасывании, когда оба диаметра — D_0 и D_2 — получаются значительно меньшей величины.

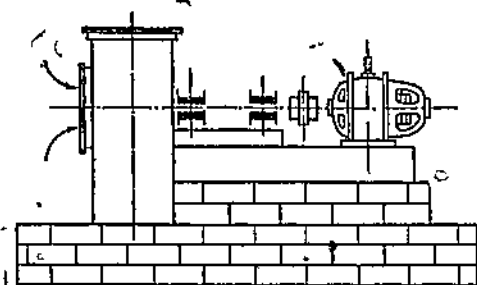
На фиг. 144 показан такой вентилятор с двухсторонним всасыванием.

В тех случаях, когда вентиляторы с двухсторонним всасыванием работают на всасывание или, в особенности, как дымососы, приведенная схема становится неприемлемой, так как при этом подшипники получают расположенными в горячих газах. Во избежание этого перед

всасывающими отверстиями. делаются всасывающие коробки (фиг. 145); подшипники при этом крепятся к стенкам всасывающих коробок. Такие же коробки применяются при наличии линии всасывания и у воздушных вентиляторов.



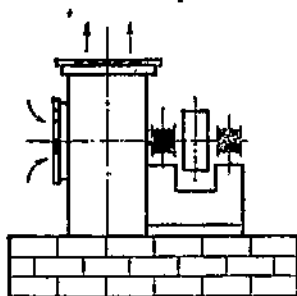
Фиг. 146. Вентилятор с односторонним всасыванием. Колесо вентилятора посажено непосредственно на вал мотора.



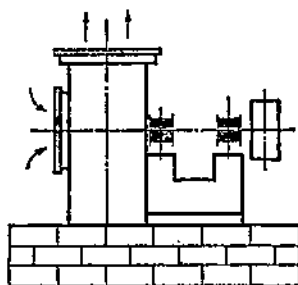
Фиг. 147. Вентилятор с односторонним всасыванием. Вал вентилятора имеет отдельные подшипники.

Вентиляторы и дымососы с двойным всасыванием применяются до быстроходностей порядка 750—800.

Центробежные вентиляторы с односторонним всасыванием. Этот тип машин является наиболее распространенным и широко применяемым.



Фиг. 148. Вентилятор с ременным приводом.



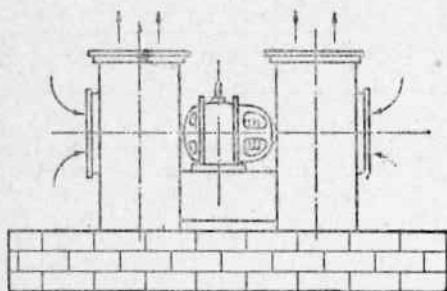
Фиг. 149. Вентилятор с ременным приводом.

Такие вентиляторы применяют, начиная с быстроходностей $n_{уд} = 1000$ и ниже до $n_{уд} = 200$. При меньших быстроходностях следует уже переходить к машинам других типов, к многоступенчатым турбовоздуховкам и ротационным машинам (см. ниже).

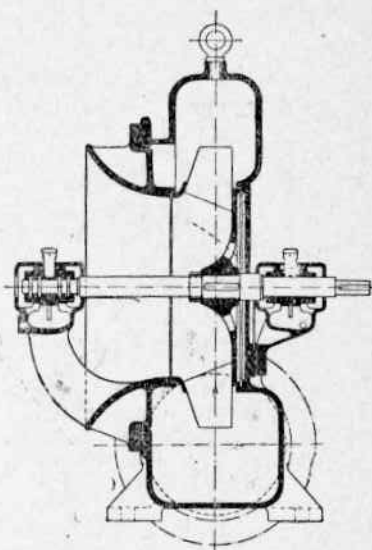
Наиболее распространена консольная схема крепления колеса на валу вентилятора. При этом у небольших вентиляторов, тихоходных с малой шириной колеса, колесо укрепляется непосредственно на валу мотора (фиг. 146).

В больших номерах¹ вентиляторов, а также в вентиляторах быстроходных с большой шириной колеса делаются отдельные подшипники у вентилятора, как показано на фиг. 147.

При этом один из подшипников приходится выполнять как упорный для восприятия осевых усилий, действующих на рабочее колесо. При больших осевых усилиях, действующих на колесо, во втулке прорезаются отверстия (как показано на фиг. 151), благодаря чему давления с обеих сторон колеса уравниваются.



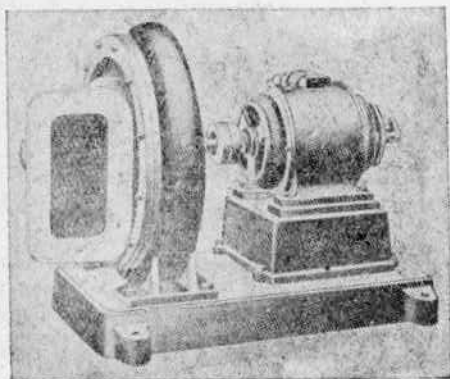
Фиг. 150. Общий привод двух вентиляторов.



Фиг. 151. Вентилятор типа Рато.

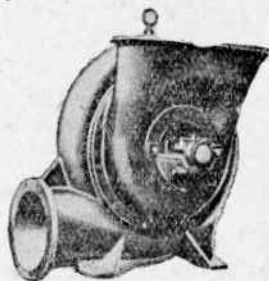
В этих случаях приходится делать специальные уплотнения с задней стороны колеса, чтобы избежать перетекания воздуха из области повышенного давления через эти отверстия обратно к всасыванию (см. фиг. 151).

Для ременного привода применяются схемы, изображенные на фиг. 148 и 149.



Фиг. 152.

Вентилятор со всасывающей коробкой и подвеской ротора на двух подшипниках.

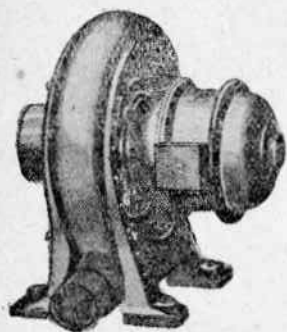


Фиг. 152а.

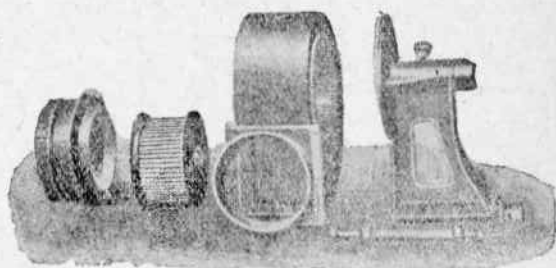
¹ Номер вентилятора обычно соответствует диаметру его рабочего колеса в дециметрах (№ 5 имеет колесо $D_2 = 500$ мм).

При параллельной работе двух вентиляторов иногда применяется общий привод (фиг. 150).

В тех случаях, когда желательна особенно спокойная работа вентиляторов, применяется крепление рабочего колеса между двумя подшипниками, причем один из них укрепляется со стороны всасывания

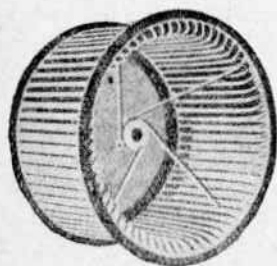


Фиг. 153. Электровентилятор.

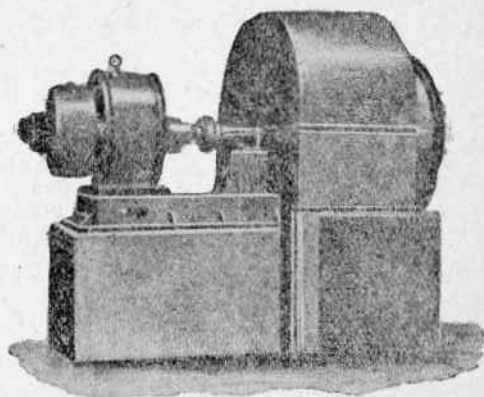


Фиг. 154. Центробежный вентилятор с поворотным кожухом.

(фиг. 151). Если вентилятор засасывает воздух не непосредственно из атмосферы, а также в тех случаях, когда он работает как дымосос, вал пропускают сквозь стенку всасывающей коробки, на которой и монтируют второй подшипник (фиг. 152 и 152а).



Фиг. 155. Колесо центробежного вентилятора типа Сирокко.



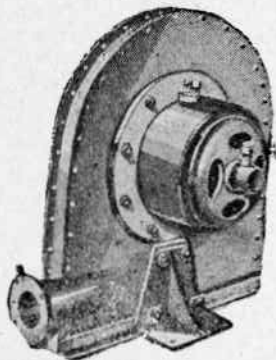
Фиг. 156. Вентилятор типа Сирокко.

Среди современных конструкций вентиляторов все большее применение находят конструкции так называемых электровентиляторов, в которых мотор и вентилятор органически связаны в общий агрегат (фиг. 153 и 138).

На фиг. 154 можно видеть чрезвычайно характерную для небольших вентиляторов деталь конструкции. Благодаря подвеске кожуха на

болтах можно произвольно менять направление подачи, сохраняя, однако, направление вращения колеса. У некоторых вентиляторов предусматривается взаимозаменяемость фланца мотора и фланца всасывающего патрубка. При перемене их местами получается возможность реверсирования хода вентилятора и вполне произвольного направления подачи.

В вентиляторах большого размера подвеска кожуха к раме подшипников на болтах становится невыполнимой по конструктивным соображениям. Более того, при переходе к вентиляторам с диаметрами рабочих колес до 3—4 м и более (имеются шахтные вентиляторы с $D_2 = 8—9$ м). Нижняя часть кожуха, опоры подшипников, диффузор на выходе часто выполняются из железобетона, либо из кирпича, и только ротор, подшипники и верхняя часть кожуха изготовляются на машиностроительных заводах. Такого типа большой шахтный вентилятор изображен ниже (см. фиг. 173).



Фиг. 157. Тихоходный центробежный вентилятор высоконапорный, на малую подачу.



Фиг. 158. Колесо пылевого вентилятора.

Чем больше быстроходность вентилятора, тем больше при данных оборотах подача и тем меньше напор.

Для больших подач и малых напоров требуются большие сечения для прохода воздуха и небольшие диаметры колес.

Поэтому быстроходные вентиляторы отличаются малой радиальной длиной лопаток (большой диаметр D_1 и малый диаметр D_2), большой шириной колеса и большим сечением выхода из кожуха. Чрезвычайно типична по всем этим признакам конструкция наиболее быстроходных из применяемых в настоящее время центробежных вентиляторов типа Сирокко, изображенная на фиг. 154 (разобранный вентилятор небольшой модели с поворотным кожухом), фиг. 155 (колесо) и фиг. 156 (общий вид собранного вентилятора с мотором). Следует обратить внимание на тяги (колесо, фиг. 155), служащие для повышения жесткости и центровки колес такого типа.

При переходе к меньшим быстроходностям диаметр колеса увеличивается, а сечение выхода уменьшается, и вентиляторы очень тихоходные с удельным числом оборотов порядка $150 \div 200$ имеют вид вроде изображенного на фиг. 157.

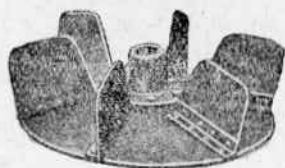
Величина отношения $\frac{D_2}{D_1}$ колеблется в зависимости от быстроход-

ности в очень широких пределах: от $\frac{D_2}{D_1} \approx 1$ у вентиляторов типа Сирокко до $\frac{D_2}{D_1} \approx 5$ у тихоходных вентиляторов, предназначенных для подачи небольших количеств воздуха при высоких давлениях.

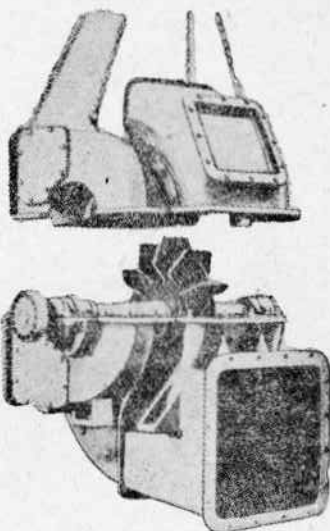
У вентиляторов средней и высокой быстроходности воздух по выходе из колеса непосредственно попадает в спиральный кожух.

У вентиляторов низкой быстроходности скорости выхода из колеса обычно получаются значительно выше скоростей в кожухе.

Вследствие этого во многих машинах между колесом и кожухом вводится промежуточный плоский кольцевой канал (безлопаточный диффузор, плоский щит, амортизатор), в котором происходит замедление скорости и преобразование в давление разности скоростных напоров колеса и кожуха.



Фиг. 159. Колесо пылевого вентилятора.



Фиг. 160. Большой пылевой дымосос.

На фиг. 185 приведена такая конструкция.

Вентиляторы пылевые. Среди центробежных вентиляторов необходимо особо выделить особый класс так называемых пылевых вентиляторов, служащих для перемещения воздуха, загрязненного пылью, опилками и т. п.

Эти вентиляторы отличаются от обычных вентиляторов, служащих для перемещения чистого воздуха, малым количеством лопаток, часто (не всегда) отсутствием передней боковины у рабочего колеса и большей прочностью конструкции.

На фиг. 158 и 159 приведены фотографии колес пылевых вентиляторов.

Как показали исследования инж. М. П. Калинушкина, поставленные в ЦАГИ, при определении напора, развиваемого пылевым вентилятором, влияние примесей в расчет вводить не следует.

При определении расхода мощности для пылевого вентилятора следует пользоваться формулой

$$N_{\text{пыл}} = N_{\text{чист}} (1 + K_p),$$

где $N_{\text{пыл}}$ — расход мощности при работе на запыленном воздухе; $N_{\text{чист}}$ — то же при работе на чистом воздухе; μ — весовая концентрация пыли $\mu = \frac{G_{\text{пыл}}}{G_{\text{возд.}}}$; K — коэффициент, который можно считать равным единице.

Дымососы. С точки зрения принципиальной схемы дымососы ничем не отличаются от вентиляторов. В конструкциях дымососов, однако, имеется ряд отличий, заслуживающих упоминания.

Отметим основные из них:

- 1) охлаждение подшипников;
- 2) специальные разъемы кожуха, связанные с необходимостью систематической смены ротора (из-за износа его дымовыми газами и золой);
- 3) люки, лазы и специальные карманы в кожухе, служащие для выделения и удаления золы;
- 4) усиление (бронировка) кожуха и лопаток для устранения износа;
- 5) крепление диска колеса к втулке болтами для создания возможности смены лопаток без съема втулки с вала и т. д. На фиг. 160 приведен пылевой дымосос большого размера с поднятой верхней половиной кожуха.

Антикоррозийные вентиляторы. В ряде случаев применение металлических вентиляторов невозможно из-за коррозии материалов. В этих случаях применяются вентиляторы гуммированные (обклеенные резиновыми листами с последующей вулканизацией), деревянные и т. д.

Кроме того, в таких случаях широко применяются установки с эжекторной (косвенной) тягой (см. стр. 210).

Уравновешивание осевого усилия у вентиляторов с односторонним всасыванием. Ввиду того что при одностороннем всасывании давление со стороны заднего диска обычно бывает больше давления всасывания, на колесо действует осевая сила, которую приходится воспринимать упорными подшипниками.

В некоторых случаях давления с двух сторон колеса уравниваются, благодаря наличию отверстий во втулке (фиг. 151). В этом случае во избежание большого перетекания воздуха из области повышенного давления через отверстия во втулке во всасывающую часть колеса приходится с задней стороны колеса ставить лабиринтные уплотнения.

ГЛАВА XIII

СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРОВ

§ 45. ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРОВ

В одну и ту же сеть могут подавать воздух несколько вентиляторов. При такой параллельной работе следует учитывать ряд обстоятельств, основные из которых мы изложим¹.

¹ См. Овчинников и Поликовский. Параллельная работа вентиляторов, Труды ЦАГИ, 1935.

Основной закон параллельной работы вентиляторов следующий:

При параллельной работе вентиляторов на общую сеть, при любом заданном сопротивлении подачи складываются.

Рассмотрим несколько частных случаев:

1. *Параллельная работа двух одинаковых вентиляторов.* Если дана характеристика одного из вентиляторов, то суммарная характеристика обоих вентиляторов получится путем увеличения вдвое абсцисс на каждой ординате (см. построение, фиг. 161).

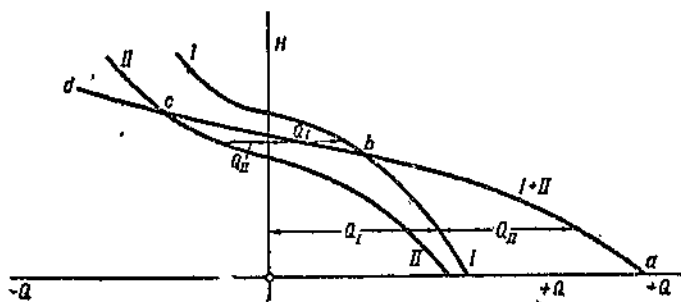
При подаче на данную сеть установка двух вентиляторов увеличивает подачу по сравнению с работой одного вентилятора, поскольку точка пересечения характеристики сети, оставшейся без изменения, и характеристики вентиляторов смещаются на суммарную характеристику обоих вентиляторов.



Фиг. 161. Построение суммарной характеристики двух одинаковых параллельно работающих вентиляторов.

При этом, если при работе одного вентилятора напор уже близок к максимально возможному, то установка второго вентилятора повысит расход весьма мало. Если же вентилятор работает на напорах, которые значительно меньше максимального, то установка второго вентилятора может весьма заметно повысить количество подаваемого воздуха (фиг. 161).

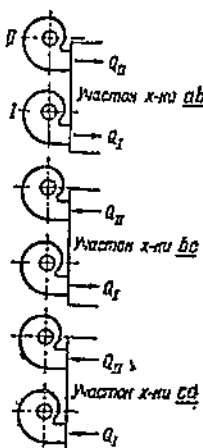
Выше нами была рассмотрена характеристика венти-



Фиг. 162. Характеристика двух разных вентиляторов в I и II квадрантах при параллельной работе.

лятора в трех квадрантах. Поскольку никакой принципиальной разницы между участком характеристики в квадрантах I и II нет, очевидно, высказанное выше положение о параллельной работе вентиляторов остается справедливым и для такой, более полной характеристики.

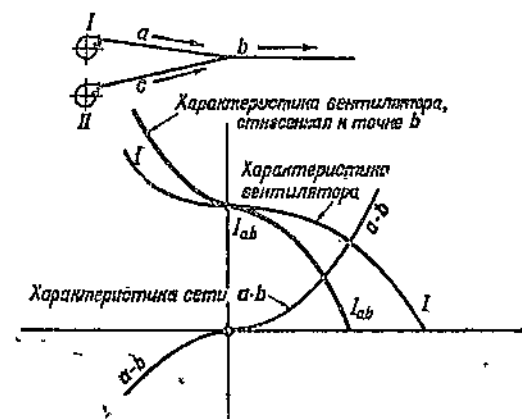
На фигуре 162 представлена суммарная характеристика двух различных параллельно работающих вентиляторов (или двух одинаковых венти-



торов, работающих при различных числах оборотов) и рассмотрена совместная их работа на различных участках характеристик. Общая характеристика двух вентиляторов получается в области малых подач ниже характеристики более высоконапорной машины. Объясняется это тем, что при напорах, превышающих максимальный напор второго вентилятора, воздух начинает перетекать через последний в обратном направлении, из-за чего подача в сеть обоих вентиляторов получается меньшей, чем подача одного большого.

В целом ряде случаев при параллельной работе вентиляторы присоединены к общей точке при помощи участков сети, имеющих существенное сопротивление.

В этих случаях непосредственное нанесение на сводную характеристику вентиляторов общей характеристики сети становится невозможным, так как сеть становится общей, только начиная с точки соединения воздухопроводов.



Фиг. 163. Построение характеристики вентилятора I , отнесенной к точке b .

В этих случаях следует построить сначала характеристики каждого из вентиляторов, отнесенные к точке соединения, т. е. вычесть сперва из характеристик каждого из вентиляторов характеристику сопротивления участка сети от вентилятора до точки соединения воздухопроводов (фиг. 163) и затем, построив две такие характеристики, рассматривать по общим методам параллельную работу условных вентиляторов, установленных уже непосредственно в точке стыка.

§ 46. УСТОЙЧИВОСТЬ РАБОТЫ ВЕНТИЛЯТОРА И ВЛИЯНИЕ НА НЕЕ ПАРАЛЛЕЛЬНОГО СОЕДИНЕНИЯ

В целом ряде случаев параллельная работа вентиляторов дает чрезвычайно неустойчивые режимы, выражающиеся в резких колебаниях подачи в сеть и нагрузки двигателей.

В связи с этим в ряде случаев приходится ставить специальные регуляторы (см. регулирование турбовоздуходувок); в целом ряде особенно опасных производств законом запрещена параллельная работа вентиляторов именно из-за возникающей при этом опасности неустойчивой работы.

Неустойчивость работы вентилятора внешне выражается в возникновении периодических резких колебаний подачи воздуха в сеть,¹ сопровождающихся соответствующими колебаниями давления.

¹ При этом подача носит отчетливый характер подачи поршневой машины (помпы), отчего все явления принято называть *п у м п а ж*.

Неустойчивая работа вентилятора может иметь место не только при параллельной, но и при индивидуальной работе вентилятора, в случае наличия максимума на его характеристике.

Приведем пример такой работы вентилятора.

Вентилятор при строго постоянном числе оборотов подает воздух в камеру, истечение из которой происходит через трубопровод со значительными сопротивлениями.

Характеристика вентилятора и сети приведена на фиг. 164.

Если объем камеры очень мал, то работа вентилятора будет протекать вполне устойчиво, он будет подавать в сеть объем воздуха Q , соответствующий пересечению характеристик (точка k).

Если, однако, объем камеры, стоящей между вентилятором и сетью (этот объем может представлять собой также и емкость самой сети) значителен, то работа вентилятора будет протекать следующим образом.

Сначала, после пуска, пока давление в камере еще мало, вентилятор будет подавать в сеть большие объемы. При этом, поскольку истечение через сеть, определяемое давлением в камере, меньше подачи, давление в камере будет расти.

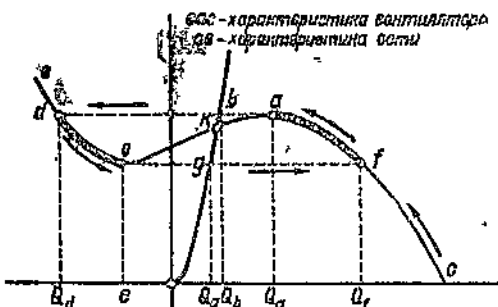
Когда давление в камере достигнет наибольшего возможного для данного вентилятора значения, подача вентилятора будет равняться Q_a (фиг. 164), тогда так вытекающий из камеры объем при давлении p_a будет равняться $Q_b < Q_a$. Очевидно, что давление в камере будет продолжать повышаться.

Как только, однако, давление в камере станет выше давления $H_{ст. а}$, воздух потечет через вентилятор в обратном направлении в количестве Q_d , определяемом участком характеристики вентилятора во втором квадранте.

При этом за счет истечения воздуха из камеры как в сеть, так и через вентилятор, давление в ней будет падать, и точки режима вентилятора будут смещаться по кривой de .

По достижении минимального давления (точка e), при котором происходит вытекание воздуха через вентилятор в обратном направлении из нагнетательной линии во всасывающую, вентилятор снова начнет подавать воздух в количестве Q_f в соответствии с имеющимся в этот момент противодавлением. В то же время истечение из камеры будет происходить в количестве $Q_g < Q_f$ в соответствии с тем же давлением в камере и характеристикой сети.

Давление в камере снова начнет повышаться за счет избытка подачи по сравнению с расходом, дойдет до значения $H_{ст. а}$, снова произойдет обращение направления подачи и т. д. При этом подача вентилятора будет колебаться в пределах $Q_f - Q_d$, тогда как подача в сеть будет колебаться в значительно меньших пределах $Q_g - Q_b$.



Фиг. 164. Неустойчивая работа вентилятора (пумпаж).

Очевидно, в таких условиях равновесие системы достигнуто быть не может, так как область пересечения характеристик вентилятора и сети является областью нерабочей.

Чем больше емкость камеры и самых воздуходувок, тем большим получается период колебания во времени.

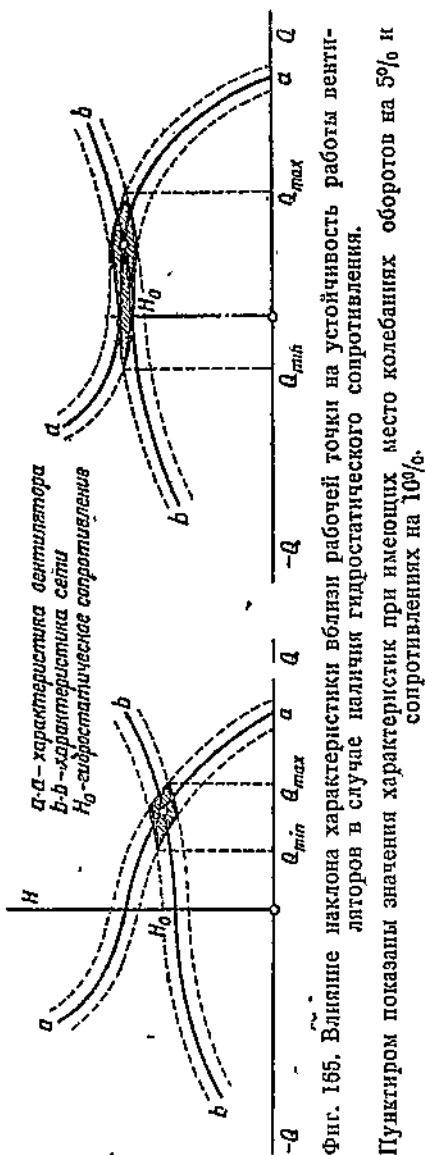
При достаточно малой емкости, работа вентилятора становится устойчивой, так как за счет инерции воздушного объема процесс обращения направления движения воздуха ($a-d$) не происходит мгновенно; если же во время обращения направления за счет истечения воздуха из камеры давление в ней успеет упасть до значения, соответствующего точке k (фиг. 164), то равновесие установится, и дальнейшая работа вентилятора будет протекать устойчиво.

Неустойчивая работа имеет место не только в случае наличия максимума на кривой QH характеристики вентилятора, но и при очень пологой характеристике вентилятора в тех случаях, когда имеется значительное постоянное гидростатическое сопротивление сети, не зависящее от подачи, т. е. когда характеристика сети имеет вид, приведенный на фиг. 165.

Чем круче протекает характеристика вентилятора вблизи рабочей точки, тем меньше влияние на величину подачи неизбежных колебаний в сопротивлениях системы и в числе оборотов вентилятора.

На фиг. 165 приведена работа двух вентиляторов на одно и то же гидростатическое сопротивление в одних и тех же условиях колебания оборотов и сопротивлений. Из сравнения получающихся при этом диапазонов подач видно, что в зависимости от крутизны характеристики вентилятора в области расчетного режима диапазон колебания подач может оказаться и очень малым, и очень значительным.

Очевидно, применение вентилятора с наименьшей точкой квадранта II (фиг. 164), лежащей ниже гидростатического давления в сети, вообще



недопустимо, так как при этом вентилятор станет устойчиво пропускать воздух в обратном направлении.

При работе двух (нескольких) вентиляторов в одну и ту же сеть наличие второго вентилятора для каждого из них адекватно наличию в сети гидростатического постоянного сопротивления, не зависящего от подачи данного вентилятора (аналогично фиг. 165).

§ 47. УСТОЙЧИВОСТЬ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

Вопрос об устойчивости параллельной работы вентиляторов, т. е. вопрос о пределах колебания подач в связи с тем или иным возможным колебанием числа оборотов вентилятора, является решающим в случае параллельной работы.

Для проведения соответствующего анализа рассмотрим, какой получается характеристика сети „с точки зрения“ каждого из вентиляторов при наличии присоединенного к той же сети второго вентилятора.

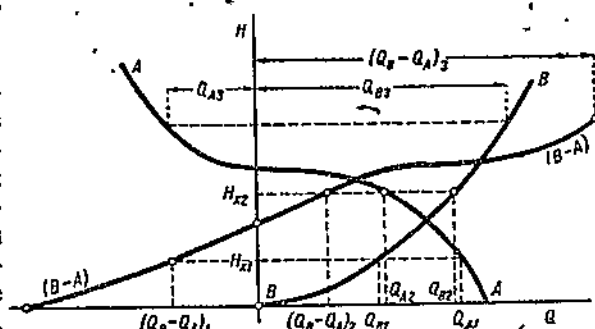
Пусть дана характеристика одного из вентиляторов A и характеристика общей сети B (фиг. 166). Очевидно, что при любом данном сопротивлении H_x в системе подача вентилятора A будет определяться его характеристикой и будет равняться Q_A . Поскольку при этом вся подача в сеть будет определяться характеристикой сети и будет равняться Q_B , подача второго вентилятора может равняться только величине $Q_B - Q_A$.

Эти соображения и позволяют нам считать кривую $Q_B - Q_A = f(H)$ кривой возможных подач любого другого вентилятора, работающего на ту же сеть, т. е. кривая $(Q_B - Q_A)$ является сетью, на которую работает любой другой вентилятор при параллельном включении его с вентилятором A .

Построив для предельных чисел оборотов вентилятора A предельные кривые возможных режимов второго вентилятора, мы получаем возможность установить пределы колебаний подач второго вентилятора по схеме (фиг. 165), что и является решением задачи об устойчивости параллельной работы данных вентиляторов на данную сеть и о допустимости такой работы.

§ 48. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНАЯ РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРОВ, А ТАКЖЕ ВЕНТИЛЯТОРА И ЕСТЕСТВЕННОЙ ТЯГИ

Основным положением, позволяющим анализировать последовательную работу как двух вентиляторов, так и вентилятора и естественной

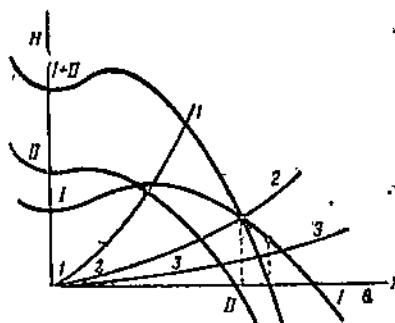


Фиг. 166. Построение кривой возможных режимов для вентилятора, работающего параллельно с другим вентилятором на сеть.

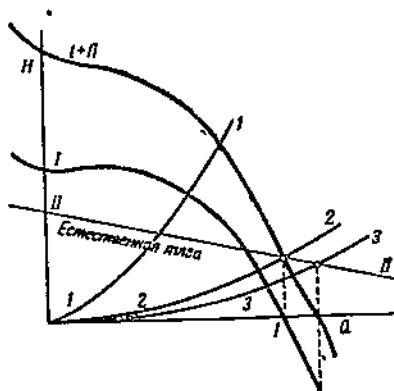
тяги, является следующее: при последовательной работе полные напоры при данном расходе складываются (фиг. 167)¹. Это положение справедливо для всех квадрантов.

Прежде чем перейти к рассмотрению частных случаев, отметим, что и естественная тяга имеет свою характеристику, свою связь между Q и H , которая может быть выражена графически. В приведенной диаграмме (фиг. 168) естественная тяга рассматривается как вызванная тепловым напором помещения. Очевидно, чем больше пройдет воздуха через помещение, тем меньше он успеет нагреться, тем меньше будет величина тяги.

Поэтому характеристика $H=f(Q)$ в этом случае будет иметь падающий в сторону больших Q характер.



Фиг. 167. Последовательная работа двух разных вентиляторов.



Фиг. 168. Последовательная работа вентилятора и естественной тяги.

1. При характеристике сопротивлений сети 1-1 (по полным напорам) введение второго вентилятора для последовательной работы с вентилятором II-II (фиг. 167) или с естественной тягой II-II (фиг. 168) вполне оправдано, так как создает значительное повышение подачи.

2. При характеристике сопротивлений сети 2-2 введение второго вентилятора бесполезно и приводит только к увеличению затрат мощности без увеличения количества подаваемого в помещение воздуха.

3. При характеристике сопротивлений сети 3-3 введение второго вентилятора только уменьшит количество подаваемого в помещение воздуха и увеличит затрату мощности.

Отметим, что на практике случаи 2 и 3 встречаются сравнительно часто, когда вентиляторы приточной системы делают слишком слабыми или слишком сильными по сравнению с вентиляторами вытяжной системы или естественной тягой.

¹ При этом в полезный напор вентилятора несколько условно включаются и потери, возникающие в связи с самой схемой последовательного соединения.

ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

§ 49. ПОДВОД ВОЗДУХА К ВЕНТИЛЯТОРУ И ОТВОД ОТ ВЕНТИЛЯТОРА

Центробежные вентиляторы

Подвод воздуха. Следует стараться подвести воздух к вентилятору симметричным потоком; иначе рабочее колесо будет работать неравномерно, с чем связаны дополнительные потери. Так, например, если подводящий воздухопровод имеет вблизи вентилятора острое колено, то одна половина колеса будет работать с большим расходом, чем другая. Это вызовет большие местные скорости в кожухе и соответственно большие потери.

Из этого не следует, однако, делать вывода, что непосредственно перед вентилятором не следует ставить задвижки. Правда, получающаяся при прикрытой задвижке неравномерная работа колеса вызовет дополнительные потери, но, поскольку основное назначение задвижки сводится к созданию потерь, это обстоятельство роли не играет: безразлично, будет ли поток дросселироваться только в задвижке или часть дросселирующего действия передается в самый вентилятор путем создания в нем дополнительных потерь.

Для вентиляторов (в отличие от турбовоздуходувок и турбокомпрессоров) практически безразлично, где расположены дроссельные задвижки — на всасывании или на нагнетании (см. ниже, стр. 214).

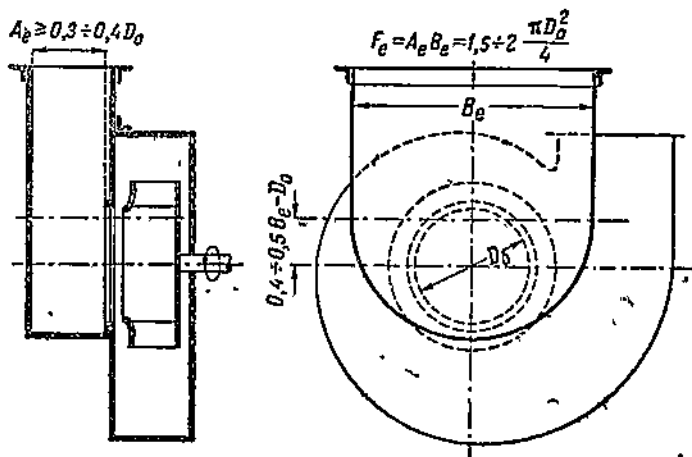
Для больших вентиляторов и дымососов управление задвижками и поворотными заслонками становится затруднительным из-за больших сил, действующих на задвижки и прижимающих их к пазам, и из-за больших моментов аэродинамических сил, действующих относительно оси вращения поворотной заслонки.

Из указанных соображений с одной стороны применяется электроуправление задвижками (заслонками), имеющее явную добавочную преимущество дистанционного, в случае нужды автоматического управления; с другой стороны применяется разделение поворотной заслонки на несколько элементов (типа жалюзи), что существенно понижает момент аэродинамических сил относительно осей вращения и значительно облегчает управление.

При работе вентилятора без всасывающей линии — чистое нагнетание — целесообразно ко всасывающему отверстию вентилятора приключить всасывающую воронку — коллектор (фиг. 151). При установке перед вентилятором всасывающих коробок следует в самом всасывающем отверстии кожуха установить коллектор хотя бы небольшого размера; сечение коробки должно быть таким, чтобы скорости в ней не превышали 0,5—0,6 скорости входа в колесо. Эксцентричное расположение нижней части коробки (фиг. 169) дает значительное уменьшение потерь в коробке, доводя значение коэффициента потерь до значений $\xi \approx 0,3$ —0,5.

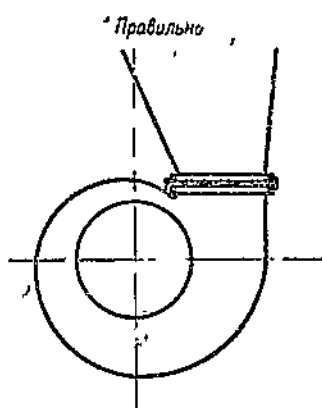
Неудачно установленные всасывающие коробки с малыми сечениями и симметричным очертанием самой коробки по отношению ко всасывающему отверстию приводят к потерям, достигающим до 1,5—2 скоростных напоров входа.

Отвод воздуха. При отводе воздуха от вентилятора направление воздушного канала должно соответствовать нормальному течению воздуха. Рассмотрим сначала вентиляторы типа Сирокко. Как показывают опыты,

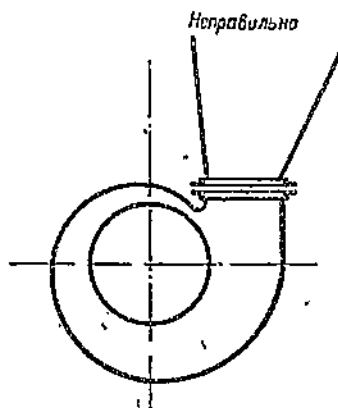


Фиг. 169. Всасывающая коробка центробежного вентилятора.

при нормальной работе струя, выходящая из вентилятора Сирокко, отклоняется в сторону рабочего колеса, поэтому в данном случае допустим диффузор с большим углом раскрытия, как показано на фиг. 170 и 171. На фиг. 170а показан неправильный диффузор, который будет работать хуже, чем обычная цилиндрическая труба.



Фиг. 170. Диффузор вентилятора Сирокко.

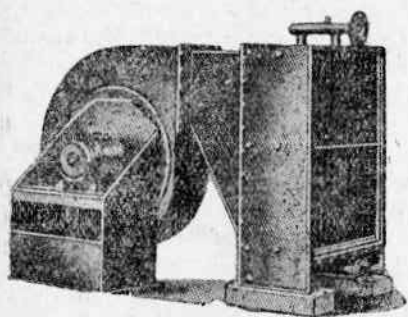


Фиг. 170а. Неправильный диффузор.

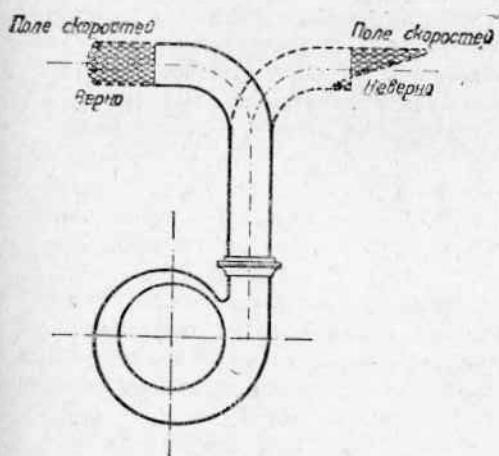
В более высоконапорных вентиляторах можно считать с достаточным приближением поток вытекающим симметрично оси выпускного патрубка. Поэтому в данном случае при построении диффузора следует иметь в виду, что наимыгоднейший центральный угол раскрытия лежит в пределах $6-8^\circ$; при больших углах к. п. д. диффузора падает, а при углах

больше 20° диффузор вообще не будет работать, и потеря на удар будет примерно та же, что и при приключении линии большого диаметра без всякого перехода.

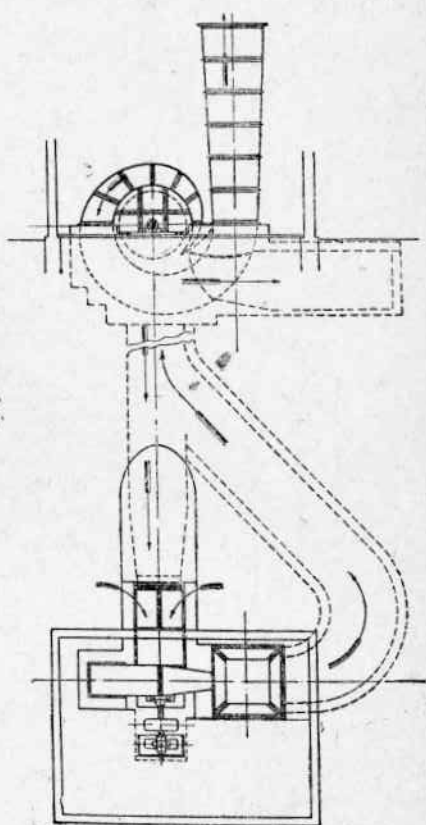
Отметим, что если близко за вентилятором имеется колено, то нужно стараться чтобы оно следовало направлению вращения. При этом происходит выравнивание скоростного поля; если же колено отвернуто



Фиг. 171. Диффузор вентилятора Сирокко.



Фиг. 172. Правильное и неправильное расположение колена за вентилятором.



Фиг. 173. Установка шахтного центробежного вентилятора, допускающая реверсирование подачи.

в обратную сторону, то вся струя отжимается к наружной стенке, чему соответствует значительное повышение скорости и соответствующая потеря напора (фиг. 172).

При прямоугольном выходном сечении кожуха вентилятора и круглом сечении воздухопровода присоединение вентилятора к линии следует производить при помощи переходного патрубка, имеющего длину не менее одного калибра, считая за калибр больший из размеров прямоугольника выходного сечения.

Непосредственное присоединение к квадратному (а тем более прямоугольному) выходному сечению кожуха воздухопровода круглого сечения может привести к большим гидравлическим потерям на выходе из кожуха.

В некоторых случаях, например, при вентилировании шахт, приходится предусмотреть возможность реверсирования воздушного потока в вентиляционных каналах. Установка отдельного вентилятора для этой цели нерациональна, особенно, если иметь в виду большие размеры шахтных центробежных вентиляторов, диаметры колес которых достигают 6 и даже 8 м. Поэтому в таких случаях применяются специальные системы перекидных клапанов во всасывающей и выхлопной линиях, благодаря которым обе линии могут быть приключены по желанию к всасывающему или нагнетательному патрубку вентилятора (фиг. 173).

Установки с косвенной тягой (эжекторные установки). В ряде случаев, когда отсасывание газов из помещения через вентилятор вызывает затруднения (как, например, в случае отсасывания взрывоопасных и высококоррозионных газов) применяется эжекторный отсос по схеме, приведенной на фиг. 174.

При этом к. п. д. всей установки получается обычно невысоким в связи с низким к. п. д. самой эжекторной схемы. Поэтому применение косвенной тяги следует считать целесообразным только в тех случаях, когда другие методы решения задачи (применение специальных конструкций вентиляторов, применение гуммированных вентиляторов и т. д.) представляют особые затруднения.

Фиг. 174. Схема эжекторного отсоса.

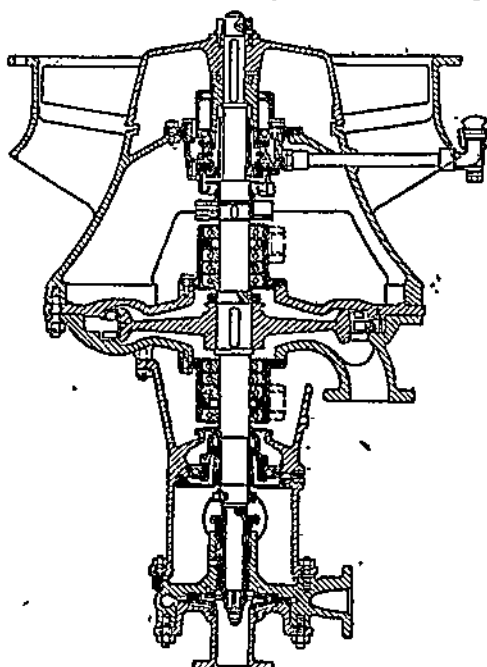
Несколько иначе обстоит дело при отсасывании горячих дымовых газов. В этом случае к. п. д. эжектора, зависящий от отношения удельных весов эжектирующего холодного воздуха и горячих отсасываемых газов, резко повышается. Кроме того, вентиляторы получаются при этом более дешевыми и значительно меньших размеров, чем дымососы прямого действия как за счет значительно меньших подаваемых объемов, так и за счет большей быстроходности. Поэтому косвенная тяга в дымососных установках применяется значительно более широко, чем в остальных областях.

Осевые вентиляторы

Подвод воздуха к вентилятору лучше всего осуществлять при помощи достаточно закругленного коллектора с большим диаметром не менее $1,2 \div 1,3 D$ и длиной порядка $0,3 \div 0,4 D$. При отсутствии коллектора необходимо иметь перед вентилятором участок трубы длиной $\geq 0,6 D$.

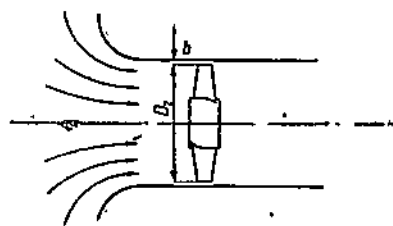
Отвод воздуха желательно осуществлять при помощи диффузора, причем следует предпочитать диффузор с направляющими лопатками и обтекателем или расширяющейся втулкой за вентилятором (фиг. 175).

Зазор. В главе об осевых вентиляторах влияние зазора уже отмечалось.

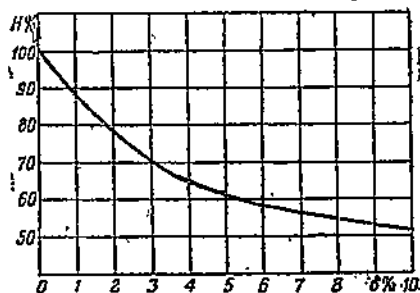


Фиг. 175. Осевой турбовентилятор типа Рато с диффузором и направляющим аппаратом, с приводом от паровой турбины.

Для уменьшения потерь, связанных с наличием зазора, следует по мере возможности уменьшать величину его b (фиг. 176). Чем короче лопасти, т. е. чем больше относительная величина втулки, тем больше величина зазора по отношению к длине лопасти и тем больше влияние зазора.



Фиг. 176. Зазор у осевого вентилятора.



Фиг. 177.

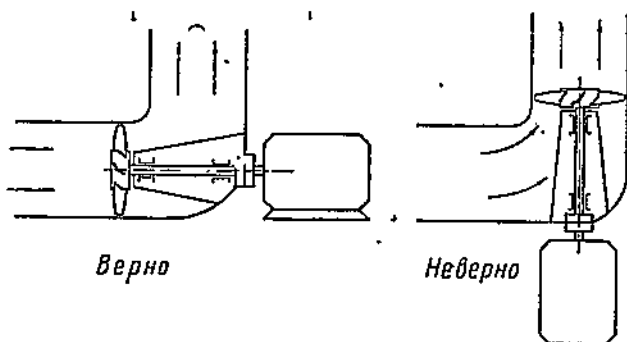
На фиг. 177 приведена диаграмма, показывающая уменьшение напора, развиваемого вентилятором, в зависимости от величины

$$\delta = \frac{\text{величина зазора}}{\text{длина лопасти}}.$$

При осевых вентиляторах реверсирование хода дает обратное направление подачи, причем при симметричных дужках вентилятор работает одинаково в обоих направлениях.

При несимметричных дужках реверсирование хода приводит к значительному падению напора и к. п. д.; часто, однако, требования, предъявляемые к редко применяемому обратному ходу, являются значительно пониженными, так что реверсирование хода применяется также и у осевых вентиляторов с несимметричными дужками.

Осевой вентилятор весьма чувствителен к равномерности скоростного поля набегающего на него потока. Поэтому, например, вентилятор, установленный в начале трубы, за плавным коллектором, работает с более



Фиг. 178.

высоким к. п. д., чем в тех случаях, когда перед ним длинный участок трубы.

В тех случаях, когда вентилятор должен по условиям эксплуатации работать в колене с тем, чтобы можно было вынести мотор из потока (см. гл. XII стр. 192 „Осевые дымососы“), его следует устанавливать до поворота (фиг. 178).

§ 50. ШУМ ПРИ РАБОТЕ ВЕНТИЛЯТОРА

Никаких общих методов, гарантирующих бесшумную работу вентилятора, указать нельзя. Влияние акустики помещения, где работает вентилятор, влияние резонанса могут оказаться настолько сильными, что один и тот же вентилятор может в одном месте работать бесшумно, а в другом — издавать сильный резкий шум.

Во всяком случае практика выработала ряд принципов, соблюдение которых в большинстве случаев обеспечивает работу с весьма незначительным шумом.

Для того чтобы установка работала бесшумно, скорости воздуха и внутри вентилятора, и в линии должны быть невелики. Поэтому там, где особенно существенно иметь бесшумную установку, следует устанавливать большие вентиляторы, заставляя их работать с малой нагрузкой.

Отметим, что речь идет не о средних скоростях, а о местных.

Например, при острых коленах в линии, $c_{cp} = \frac{Q_{сек}}{F}$ может быть в несколько раз ниже местной скорости у входящей в поток острой кромки.

С точки зрения бесшумности весьма важен профиль лопасти, а также форма самой лопасти.

Для достижения бесшумной работы осевого вентилятора следует работать на небольших окружных скоростях u , создавая напор за счет ширины лопастей, большого их числа и в случае необходимости за счет их последовательного соединения.

Профилированные лопасти, лучше обтекаемые, создают при прочих равных условиях меньшие местные скорости, в связи с чем с точки зрения бесшумности им должно быть отдано предпочтение по сравнению с профилями из листового материала.

У центробежных вентиляторов лопасти, загнутые назад, работают при всех прочих равных условиях с меньшими скоростями протекания воздуха в кожухе, чем лопасти, загнутые вперед. Поэтому в центробежных вентиляторах для бесшумной работы следует устанавливать большое количество лопаток, загнутых назад.

Кроме этих положений для бесшумной работы вентилятора следует:

1) тщательно отбалансировать рабочее колесо статически и динамически;

2) возможно более ужесточить переднюю и заднюю боковины вентилятора во избежание вибрации; затем следует обратить внимание на жесткость связи вентилятора с опорными лапами;

3) устранить самые незначительные перекосы муфты при непосредственном соединении с мотором;

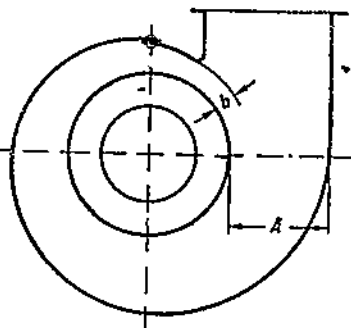
4) между вентилятором и полом здания (фундаментом) рекомендуется проложить изоляционную прокладку (пробка, войлок, асбест);

5) между вентилятором и воздухопроводной линией следует вставлять мягкий (холщевый, резиновый и т. д.) участок во избежание передачи вибрации в линию;

6) все колена, тройники и т. д. следует выполнять с радиусами закруглений $R \geq 1,5 D \div 2 D$;

7) шум, связанный со значительными скоростями в задвижках, хорошо передается по всасывающей и особенно по нагнетательной линии. Поэтому, если за вентилятором перед нагнетательной линией требуется дросселировать воздух, то для бесшумной работы лучше поставить 2—3 задвижки с интервалами в $2 \div 3 D$, регулируя расход воздуха всеми задвижками одновременно.

Особенно сильно шумят центробежные вентиляторы на экстремальных режимах — при $Q = 0$ и при $H_{cm} = 0$. В последнем случае, при наибольшем расходе, шум вызывается большими скоростями протекания воздуха, причем, поскольку скорости истечения в этом случае близки к окружным скоростям рабочего колеса, определяемым условиями напора, бороться с этим шумом весьма затруднительно.



Фиг. 179. Зазор у языка вентилятора.

Влияние языка на шум вентилятора. Опыт показывает, что при слишком малой ширине зазора у языка при малых расходах возникает сильный шум; во избежание этого ширину зазора следует делать большей (фиг. 179).

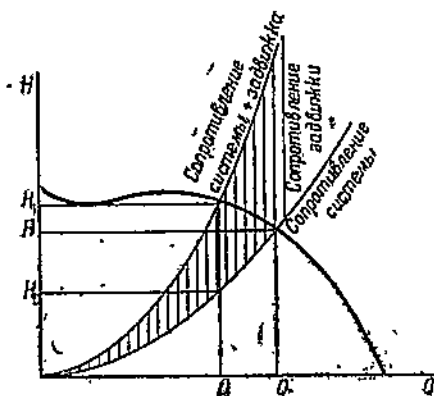
Во избежание шума при работе вентилятора рекомендуется иметь отношение $\frac{b}{D_2} = 10-15\%$.

§ 51. РЕГУЛИРОВАНИЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Наиболее просто регулирование вентиляторов осуществляется с помощью задвижки. Этот способ возможен, если располагаемая подача Q_0 больше потребной подачи Q , т. е. если вентилятор выбран с запасом.

Прикрывая задвижку, мы добавляем к потерям в сети дополнительные потери в задвижке (на трение и, главным образом, на удар).

Благодаря этому кривая сопротивления пройдет выше и расход уменьшится до потребной величины (фиг. 180). Если иметь в виду, что полезная работа вентилятора при этом равняется QH_0 , а не QH_1 , то становится ясным, что, включая задвижку, мы уменьшаем к. п. д. установки в отношении $\frac{H_0}{H_1}$, т. е. если к. п. д. вентилятора — $\eta_{\text{вент}}$, к. п. д. мотора — $\eta_{\text{мот}}$, то к. п. д. установки



Фиг. 180. Регулирование величины подачи задвижкой.

$$\eta = \eta_{\text{мот}} \cdot \eta_{\text{вент}} \cdot \frac{H_0}{H_1}.$$

Пример 44. Нужен расход $400 \text{ м}^3/\text{мин}$ при $H_{\text{ст}} = 300 \text{ мм вод. ст.}$. Работает вентилятор, имеющий следующие данные: $Q = 400 \text{ м}^3/\text{мин}$, $H_{\text{ст}} = 370 \text{ мм вод. ст.}$; $\eta_{\text{вент}} = 0,6$, $\eta_{\text{мот}} = 0,9$.

$$\eta_{\text{уст}} = 0,6 \cdot 0,9 \cdot \frac{300}{370} = 0,44.$$

Потери в задвижке равны

$$\frac{40 - 30}{30} \cdot 100 = 30\%.$$

Отметим, что назначение задвижки — создавать потери; поэтому заботиться (как это иногда делается) об уменьшении гидравлических потерь в задвижках по меньшей мере нецелесообразно, кроме положения полного открытия.

Как видно из приведенного примера, регулирование задвижкой в сколь угодно широких пределах невыгодно, так как дает большие потери.

Гораздо выгоднее регулировать подачу вентилятора путем изменения числа оборотов.

Там, где возможно, это достигается путем изменения числа оборотов мотора; в противном случае изменять число оборотов вентилятора можно путем изменения диаметров шкивов ременной передачи, или путем вве-

дения между вентилятором (дымососом) и мотором гидромурфты с регулированием числа оборотов. Такое регулирование гораздо выгоднее, чем регулирование задвижкой, даже при учете того обстоятельства, что к. п. д. гидромурфты

$$\eta \approx \frac{n}{n_0},$$

где n_0 — число оборотов привода и n — число оборотов вентилятора, приводимого во вращение гидромурфтой.

Пример 45. Задание то же, что и выше (пример 44).

Определить потребное число оборотов n_x , если приведенным данным соответствует $n = 1440$ об/мин.

Определим величину:

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \frac{40}{\sqrt{30}} = 7,3.$$

Проведем параболу

$$Q = 7,3 \sqrt{H}.$$

Она пересечется с характеристикой вентилятора в точке

$$Q = 430 \text{ м}^3/\text{мин}, H_{ст} \approx 350 \text{ мм вод. ст.}$$

Очевидно, придется уменьшить число оборотов в отношении

$$\frac{n_x}{n} = \frac{Q_x}{Q} = \frac{\sqrt{H_x}}{\sqrt{H}} = \frac{400}{430} = \sqrt{\frac{300}{350}} = 0,925,$$

т. е. $n_x = 1440 \cdot 0,925 = 1330$ об/мин.

При этом $\eta = 0,6 \cdot 0,9 = 0,54$.

Выигрыш мощности в случае регулирования числом оборотов по сравнению с регулированием задвижкой равняется

$$100 \cdot \frac{54 - 44}{94} \approx 10,5\%.$$

При регулировании гидромурфтой мы должны были бы еще ввести в расчет к. п. д. гидромурфты

$$\eta_{г.м.} \approx \frac{n_x}{n} = 0,925$$

и получили бы к. п. д. установки

$$\eta = 0,54 \cdot 0,925 = 0,5$$

и соответственно выигрыш в к. п. д. по сравнению с регулированием задвижкой

$$\Delta\eta = \frac{50 - 44}{50} \cdot 100 \approx 12\%.$$

Кроме указанных методов регулирования в последнее время все большее распространение получает метод регулирования производительности вентиляторов и дымососов направляющими лопатками, устанавливаемыми на входе. По экономичности этот метод является средним между регулированием задвижкой и оборотами, практически совпадая (по экономичности) с регулированием при помощи гидромурфты.

Направляющие^{***} лопатки, устанавливаемые непосредственно на входе в колесо, или в специальном входном кожухе (фиг. 181 и 182) закручивают поток на входе в колесо в направлении вращения колеса и тем самым снижают развиваемый вентилятором (дымососом) напор. При отсут-

ствии направляющего аппарата на входе по формуле Эйлера (см. стр. 132) величина напора, развиваемого вентилятором,

$$H_m = \rho u_2 c_{2u} - \Delta H,$$

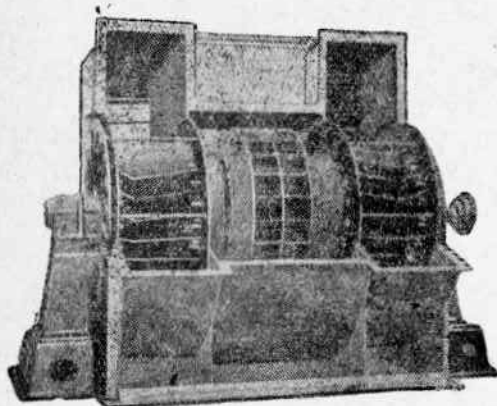
где ΔH — величина гидравлических потерь в самом вентиляторе.

При наличии направляющего аппарата, создающего скорость предварительного закручивания c_{1u} , напор вентилятора станет равным

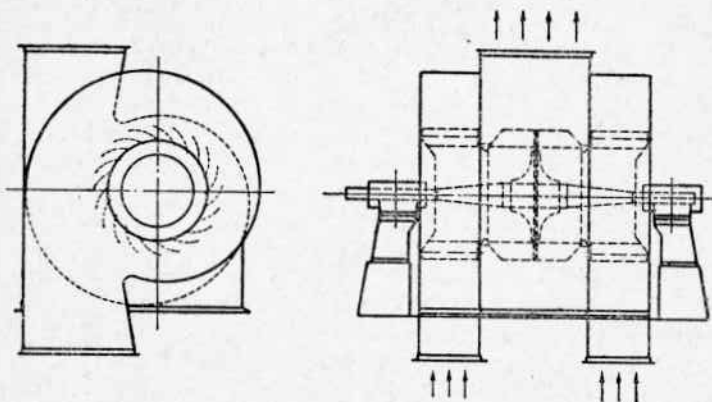
$$H = \rho u_2 c_{2u} - \rho u_1 c_{1u} - \Delta H.$$

Опыт показывает, что целесообразно выполненный направ-

ляющий аппарат на входе практически не увеличивает потерь в вентиляторе ΔH . При этом вентилятор развивает напор меньший, чем ранее (при $c_{1u} = 0$) на величину $\Delta H = \rho u_1 c_{1u}$ с одновременным уменьшением расхода мощности. При регулировании задвижкой расход мощности на данной подаче не зависит от полезно используемого напора. При регулировании лопатками снижение напора на данной подаче приводит к снижению расходуемой мощности.



Фиг. 181.



Фиг. 182.

Так, например, в разобранный выше случае расход мощности (с учетом к. п. д. мотора $\eta = 0,9$) при регулировании задвижкой

$$N = \frac{400 \cdot 370}{60 \cdot 75 \cdot 0,6 \cdot 0,9} = 61 \text{ л. с.}$$

При регулировании направляющими лопатками на входе снижение мощности составит

$$\Delta N = \frac{Q \cdot \Delta H}{60 \cdot 75 \cdot 0,9} = \frac{400 \cdot 70}{60 \cdot 75 \cdot 0,9} = 7 \text{ л. с.}$$

и, следовательно, выигрыш в мощности по сравнению с регулированием задвижкой будет равен

$$\Delta \eta = 100 \frac{61 - 7}{61} \approx 9\%.$$

Все приведенные схемы регулирования задвижкой (дросселем), изменением числа оборотов двигателя, гидромуфтами, направляющими лопатками на входе — применимы как для осевых, так и для центробежных вентиляторов.

Кроме этих схем применяется еще метод регулирования подачи и напора вентиляторов путем поворота лопаток рабочего колеса. Метод этот, по экономичности приближающийся к регулированию изменением числа оборотов, применяется в осевых вентиляторах, которые конструктивно к этому более приспособлены¹ (см. конструкции осевых вентиляторов, фиг. 143). В зависимости от эксплуатационных условий поворот лопастей осевых вентиляторов осуществляется или простейшим путем — остановкой вентилятора и поворачиванием лопастей по очереди, — или также при остановленном вентиляторе, но одновременно, для чего требуется наличие механизма поворота во втулке.

Принципиально возможна конструкция, позволяющая поворачивать лопасти вентилятора на ходу, как это делается, например, в винтах изменяемого в полете шага. Условия эксплуатации вентиляторов обычно позволяют кратковременную их остановку и поэтому последняя, сравнительно сложная схема на практике может встречаться только в исключительных случаях.

§ 52. ПЕРЕДЕЛКА ВЕНТИЛЯТОРА В ЦЕЛЯХ ИЗМЕНЕНИЯ ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКИ

Если вентилятор работает от мотора переменного тока, не допускающего изменения числа оборотов, или если он работает в области малых к. п. д. и изменение режима работы рационально, то характеристику его можно изменить в более или менее широких пределах путем частичной переделки.

Осевые вентиляторы. Особенно пригодны для таких переделок осевые вентиляторы. Путем увеличения числа лопастей можно значительно повысить их напор при данном расходе. При малом начальном числе лопастей можно добиться повышения напора на той же подаче почти вдвое (на 80—90%) за счет удвоения числа лопастей. Особенно удобны для такой операции осевые вентиляторы с лопатками, укрепленными на стержнях.

При уменьшении числа лопастей напор может быть соответственно уменьшен.

¹ В литературе можно найти указания на попытки регулирования центробежных вентиляторов таким же путем. До настоящего времени, однако, эти попытки не привели еще к созданию промышленно применимых конструкций и ограничиваются лабораторными и теоретическими изысканиями.

Другой метод для изменения характеристики—изменение формы или положения лопастей. При повороте лопасти получаются: повышение напора с увеличением угла установки и уменьшение напора с уменьшением угла установки. Хотя такая переделка приводит обычно к некоторому понижению к. п. д. вентилятора, все же она оказывается выгоднее регулирования задвижками, в связи с чем иногда в конструкции вентилятора предусматривается возможность поворота лопастей.

Следует подчеркнуть, что поворачивание лопастей обычно приводит к повышению подачи, соответствующей наилучшему к. п. д. при сохранении напора практически постоянным.

Таким образом для изменения напора при сохранении подачи следует изменять число лопастей. Для изменения подачи при сохранении напора следует применять поворот лопастей.

В общем случае изменения Q и H , например, при необходимости изменения подачи в данную сеть, следует пользоваться обоими методами одновременно.

Изменение характеристики центробежного вентилятора, состоящего из колеса и кожуха, представляет задачу более сложную, чем переделка осевого вентилятора, состоящего обычно из одного колеса.

Повышение производительности требует увеличения диаметра всасывания и увеличения разворота кожуха, т. е. требует практически смены вентилятора.

Повышение напора достижимо за счет изменения формы лопаток (на более загнутые вперед) и увеличения диаметра колеса, если это допускают размеры кожуха.

Понижение напора и производительности, сопровождающееся соответствующим снижением расхода мощности, может быть достигнуто изменением формы лопаток (на более загнутые назад) и уменьшением наружного диаметра колеса.

Кроме того, снижение производительности и напора вентилятора может быть достигнуто установкой на входе спирального кожуха или направляющих лопаток, создающих предварительное закручивание струи в сторону вращения колеса.

В случае установки вентилятора с излишними запасами напора указанные выше методы переделки могут дать существенное повышение экономичности установки по сравнению с регулированием задвижкой.

ГЛАВА XV

ПРИБЛИЖЕННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВЕНТИЛЯТОРА

В ряде случаев оказывается необходимым оценить хотя бы в грубом приближении основные параметры вентилятора, подлежащего установке, число оборотов, расход мощности, габаритные размеры. Этот расчет ни в коей мере не заменяет полного аэродинамического расчета вентилятора; его назначение — дать ориентировку при выборе и заказе вентилятора, при разработке технического задания, при проектировании установок, содержащих вентилятор в качестве одного из агрегатов.

§ 53. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

В задании на вентилятор всегда имеются определенные значения подачи Q и напора H . Число оборотов иногда бывает заданным, иногда определяется, исходя, с одной стороны, из шкалы располагаемых оборотов привода и, с другой стороны, из диапазона нормальных удельных быстроходностей центробежных вентиляторов

$$n_{уд} = 150 \div 850.$$

Центробежные вентиляторы с $n_{уд} < 150$ и $n_{уд} > 850$ хотя и встречаются, но только в единичных случаях, когда почему-либо исключается применение типовых конструкций.

Здесь и ниже мы рассматриваем центробежные вентиляторы одностороннего всасывания. В случае применения двустороннего всасывания диапазон $n_{уд}$ доходит до 1200. Обобщение изложенных ниже положений на вентиляторы двустороннего всасывания не представляет труда и может быть выполнено читателем самостоятельно.

После определения числа оборотов основные размеры вентилятора определяют, исходя из следующих формул.

Диаметр колеса вентилятора. Исходя из равенства $H = \psi r i^2$ получим

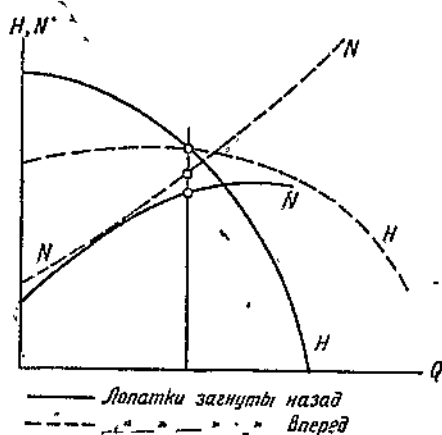
$$D_2 = \frac{60}{\pi \cdot n} \sqrt{\frac{H}{\psi \cdot \rho}},$$

где $\psi = 0,5 \div 1$ в зависимости от типа колеса.

Меньшие значения соответствуют лопаткам, загнутым назад, большие — лопаткам загнутым вперед.

При лопатках, загнутых назад, может быть достигнут более высокий к. п. д., кроме области малых значений $n_{уд}$, габаритные размеры вентилятора получаются большими и требуются большие окружные скорости. Последнее обстоятельство может оказаться нежелательным при высоких напорах, поскольку в связи с большими окружными скоростями усложняется конструкция ротора и повышаются требования, предъявляемые к материалу ротора.

К достоинствам вентиляторов, имеющих колеса с лопатками, загнутыми назад, следует отнести и то, что при их применении запас установленной мощности по отношению к расходу мощности на расчетном режиме может быть выбран меньшим. Объясняется это тем, что рост потребляемой мощности при увеличении подачи по сравнению с расчетной при лопатках, загнутых назад, существенно менее интенсивен, чем при лопатках, загнутых вперед (фиг. 183). Еще одно достоинство вентиляторов, имеющих колеса с лопатками, загнутыми назад — более крутое



Фиг. 183.

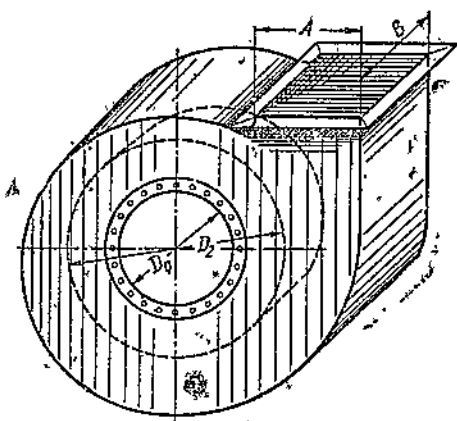
протекание напорной характеристики вблизи расчетного режима, соответствующего максимальному значению к. п. д. При установке вентиляторов для параллельной работы это обстоятельство может иметь решающее значение.

Основное достоинство вентиляторов с колесами, имеющими лопатки, загнутые вперед, — меньшие габаритные размеры и меньшие окружные скорости.

При малых значениях $n_{yd} \leq 200$ вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед, имеют обычно и более высокий к. п. д., в связи с чем в области малых значений n_{yd} применение лопаток, загнутых назад, нецелесообразно.

Следует подчеркнуть, что чем больше значение n_{yd} , тем больше влияние формы лопаток на величину коэффициента напора. При $n_{yd} \geq 600$ величина ψ меняется в указанных выше пределах $\psi = 0,5 \div 1$.

При $250 < n_{yd} < 600$ величина $\psi \approx 0,6 \div 0,85$ в зависимости от формы лопаток; при $n_{yd} < 250$ величина $n_{yd} \approx 0,6 \div 0,8$.



Фиг. 184.

Площадь выхода из кожуха F_a определяют, исходя из равенства

$$c_a = \varphi_a u_2, \text{ откуда } F_a = \frac{Q_{сек}}{\varphi_a u_2},$$

где φ_a — коэффициент расхода.

Величина φ_a меняется в пределах $\varphi_a = 0,4 \div 0,6$, причем большие значения соответствуют лопаткам, загнутым вперед.

Из равенств $c_a = \varphi_a u_2$ и $H = \psi u_2^2$ непосредственно получаем

$$H_{д.а.} = r \frac{c_a^2}{2} = r \frac{\varphi_a^2 u_2^2}{2}$$

и

$$\frac{H_{д.а.}}{H} = \frac{\varphi_a^2}{2\psi}.$$

Подставляя в это равенство значения φ_a и ψ , соответствующие лопаткам различных типов, можно непосредственно убедиться в том, что при нормальном профилировании колеса и кожуха величина динамического напора составляет 15—20% от величины полного напора, развиваемого вентилятором.

Диаметр входа. Диаметр входа определяют, исходя из минимума потерь в колесе. При этом получается

$$D_0 = K \sqrt[3]{\frac{Q_{сек}}{n}},$$

где $K = 3,5 \div 4$.

Большие значения K соответствуют меньшим значениям величины n_{yd} .

Ширина кожуха. Ширину кожуха определяют обычно, исходя из площади выходного сечения $B = 0,9 \div 1 \sqrt{F_a}$.

В то же время ширина кожуха должна быть достаточной для размещения в нем колеса, для чего производится проверка ширины по формуле

$$B \geq 0,4 - 0,5 D_0.$$

Приведенных формул достаточно для определения габаритных размеров вентилятора при заданных Q , H и n .

Пример 46. Определить габаритные размеры вентилятора (фиг. 184) на следующее задание: $Q = 200 \text{ м}^3/\text{мин} = 3,33 \text{ м}^3/\text{сек}$; $H = 150 \text{ мм}$ вод. ст.; $n = 950 \text{ об/мин}$.

1. Определяем величину $n_{y\partial}$

$$n_{y\partial} = \frac{20 \cdot \pi \cdot Q^{1/2}}{\left(\frac{H}{\rho}\right)^{3/4}} n = \frac{20 \cdot 3,33^{1/2}}{\left(\frac{150}{0,122}\right)^{3/4}} \cdot 950 = 525.$$

Вентилятор средней быстроходности.

Выбираем радиальные лопатки, обеспечивающие достаточно высокий к. п. д. при достаточно малых габаритных размерах. При этом $\psi \approx 0,75$, $\varphi_a \approx 0,5$, $k \approx 3,75$.

2. Диаметр колеса

$$D_2 = \frac{60}{\pi \cdot 950} \sqrt{\frac{160}{0,75 \cdot 0,122}} = 820 \text{ мм}.$$

3. Окружная скорость

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = 40,5 \text{ м/сек}.$$

4. Площадь выхода из кожуха

$$F_a = \frac{3,33}{0,5 \cdot 40,5} = 0,164 \text{ м}^2.$$

5. Скорость выхода из кожуха

$$c_a = 0,5 \cdot 40,5 \approx 20 \text{ м/сек}.$$

6. Динамический напор вентилятора

$$H_D = \rho \frac{c_a^2}{2} = 0,122 \frac{20^2}{2} \approx 25 \text{ мм} \quad (H_D = 0,165 H).$$

7. Диаметр входа в колесо

$$D_0 = 3,75 \sqrt[3]{\frac{3,33}{950}} = 0,57 \text{ м}.$$

8. Ширина кожуха

$$B \approx \sqrt{F_a} \approx 0,4 \text{ м}.$$

Проверка ширины кожуха по колесу

$$\frac{B}{D_0} = \frac{0,4}{0,57} = 0,7 \text{ — достаточно.}$$

Осевые вентиляторы

Габаритные размеры осевого вентилятора в меньшей мере связаны с его эксплуатационными параметрами, чем габаритные размеры вентилятора центробежного. Причиной этого является то обстоятельство, что центробежные силы гораздо более определенно связаны с размерами и окружными скоростями рабочего колеса, чем аэродинамические силы, действующие на лопасть осевого вентилятора.

Поэтому приближенный расчет может дать только диаметр колеса осевого вентилятора или, вернее сказать, диапазон целесообразных диаметров.

Коэффициент напора осевого вентилятора

$$\psi = \frac{H}{\rho u^2} = 0 \div 25.$$

Малым значениям ψ соответствует малый относительный диаметр втулки $\xi = \frac{d_{am}}{D} \approx 0,3 \div 0,5$ и малое число лопастей, большим значениям ψ — большой относительный диаметр втулки $\xi = 0,6 \div 0,7$ и большое число лопастей.

Нормальным для осевого вентилятора следует считать коэффициент напора

$$\psi \approx 0,12 \div 0,15,$$

чему соответствует относительный диаметр втулки

$$\xi = \frac{d_{am}}{D} \approx 0,4 \div 0,5.$$

Вторым критерием для выбора диаметра вентилятора служит отношение окружной скорости к осевой, называемое обычно „числом модулей z “ вентилятора.

Величина отношения $z = \frac{u}{c_a}$ лежит в пределах

$$z = 2,5 \div 8.$$

Большие относительные осевые скорости, соответствующие низшему пределу числа модулей, достижимы при больших втулках ($\xi = 0,6 \div 0,65$) и при условии рационального использования динамического напора вентилятора, составляющего в этом случае большую часть всего развиваемого вентилятором напора. При $z = 2,5$ скорость $c_a = 0,4 u$ и динамический напор вентилятора $H_d \approx 0,16 \rho u^2$, что для самых высоконапорных осевых вентиляторов составляет до 70% всего развиваемого вентилятором напора.

Пример 47. Определить диаметр осевого вентилятора на подачу $Q = 200 \text{ м}^3/\text{мин}$ при напоре 150 мм вод. ст. (задание то же, что в прошлом примере на определение габаритных размеров центробежного вентилятора). Число оборотов не задано.

1. *Определение окружной скорости.* Задаваясь наибольшим допустимым для осевого вентилятора значением коэффициента напора $\psi = 0,25$, получим минимально возможную окружную скорость.

$$u \geq \sqrt{\frac{150}{0,122 \cdot 0,25}} = 70 \text{ м/сек.}$$

2. *Определение диаметра вентилятора.* Расчет диаметра вентилятора проведем при $n = 950; 1450; 2800$ об/мин.

$$a) \underline{n = 950 \text{ об/мин.}}$$

Диаметр колеса вентилятора

$$D_2 = \frac{60 \cdot u_a}{\pi \cdot n} \geq \frac{60 \cdot 70}{950} = 1,42 \text{ м.}$$

При среднем значении относительного диаметра втулки $\xi \approx 0,5$ получим осевую скорость

$$c_a \approx \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4} (1 - \xi^2)} \leq \frac{3,33}{1,59 \cdot 0,75} = 2,8 \text{ м/сек}$$

и число модулей

$$z = \frac{u^2}{c_a} \geq \frac{70}{2,8} = 25.$$

Очевидно, что скорость c_a недопустимо мала. Число оборотов должно быть существенно выше, чем 950 об/мин.

$$б) \underline{n = 1450 \text{ об/мин.}}$$

При этом числе оборотов получим

$$D_2 \geq \frac{60 \cdot 70}{\pi \cdot 1450} = 0,92 \text{ м.}$$

$$c_a \leq \frac{3,33}{0,665 \cdot 0,75} = 6,7 \text{ м/сек.}$$

$$z \geq \frac{70}{6,7} = 10,5.$$

Число оборотов попрежнему недостаточно.

$$в) \underline{n = 2800 \text{ об/мин.}}$$

При этом числе оборотов получим

$$D_2 \geq \frac{60 \cdot 70}{\pi \cdot 2800} = 0,48 \text{ м.}$$

$$c_a \leq \frac{3,33}{0,18 \cdot 0,75} = 25.$$

$$z \geq \frac{70}{25} = 2,8.$$

Число оборотов достаточное.

Увеличение диаметра можно считать целесообразным как с точки зрения уменьшения относительной роли динамического напора, используемого с большим трудом, чем напор статический, так и с точки зрения получения более плавной характеристики вентилятора.

Примем $D_2 = 600$ мм; $\xi = 0,6$; получим окружную скорость

$$u_2 = \frac{\pi \cdot 0,6 \cdot 2800}{60} = 88 \text{ м/сек}$$

и осевую скорость

$$c_a = \frac{3,33}{0,282 \cdot 0,64} = 18,5 \text{ м/сек.}$$

При этом коэффициент напора

$$\psi = \frac{150}{0,122 \cdot 88^2} = 0,16$$

и число модулей

$$z = \frac{88}{18,5} = 4,8.$$

Полученные значения ψ и z можно считать удовлетворительными.

ЧАСТЬ ЧЕТВЕРТАЯ

ТУРБОКОМПРЕССОРЫ и ВОЗДУХОДУВКИ

ГЛАВА XVI

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ

§ 54. ОБЩИЕ СООБРАЖЕНИЯ

С уменьшением быстроходности вентилятора ниже $n_{уд} = 200—250$, т. е. с повышением напора и уменьшением расхода, к. п. д. вентилятора начинает падать. Объясняется это тем, что величина потерь мощности на трение дисков колеса о воздух и утечку воздуха через зазоры вентилятора практически не зависит от его производительности. При малых $n_{уд}$, т. е. больших напорах и малых подачах, относительная величина этих потерь становится недопустимо большой. Кроме того, при малых $n_{уд}$ колеса и кожухи получают очень узкими (см. например, фиг. 157), гидравлические сечения — очень малыми, а относительные длины каналов очень большими; в то же время при больших развиваемых напорах воздух в каналах движется с большими скоростями. С этим также связано увеличение гидравлических потерь, достигающих при малых значениях $n_{уд}$ недопустимой величины.

Поэтому при переходе к значительным напорам (свыше 1000 мм вод. ст.) приходится, с одной стороны, переходить к высоким числам оборотов (до 20 000—22 000 об/мин в авиационных нагнетателях) с целью сохранения достаточно высоких значений быстроходности и, с другой стороны, вводить в конструкцию машины между колесом и кожухом направляющие аппараты (диффузоры), сначала безлопаточные (фиг. 185), а затем и лопаточные (фиг. 186).

Применение особенно высоких чисел оборотов и высоких окружных скоростей, однако, не всегда оказывается целесообразным, и кроме того, имеет технический предел.

В связи с этим, с целью достижения высоких напоров переходят к последовательному соединению вентиляторов (фиг. 187). Такая конструкция не является, однако, технически совершенным решением вопроса, так как в ней потери в двух кожухах и при переходе чрезмерно велики. Кроме того, как видно из приведенного чертежа, вся установка получается весьма громоздкой.

Последовательная работа вентиляторов может быть более экономично осуществлена при помощи схемы, изображенной на фиг. 188. В таком виде, однако, в каком изображена на фигуре схема действия

Многоступенчатой воздуходувной машины, все колеса, кроме первого, работать не будут.

Действительно, после выхода из первого колеса воздух имеет скорость закручивания c_{2u} . По закону постоянства моментов количества

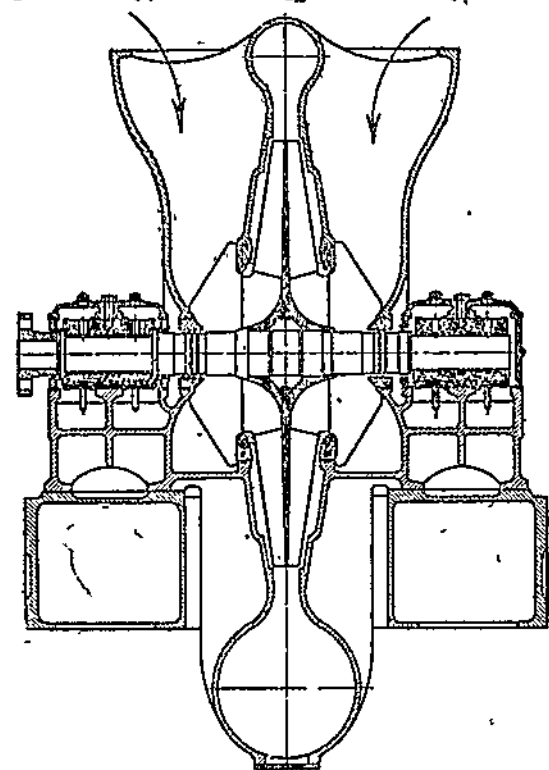
движения эта струя, подходя ко входу на второе колесо, будет иметь скорость закручивания

$$(c_{1u})_{II} = (c_{2u})_I \frac{R_2}{R_1},$$

причем в обычных условиях эта скорость будет гораздо больше, чем u_1 . Очевидно, что приложение к этой вращающейся воздушной струе момента количества движения при помощи второго колеса неосуществимо. Иначе говоря, второе колесо не будет потреблять мощности и не будет создавать напора.

Для возможности последовательной работы второго, третьего и т. д. колес необходимо при переходе от $(R_2)_n$ к $(R_1)_n$ раскрутить струю воздуха при помощи особых направляющих аппаратов.

Современная техника решает вопрос о последовательном соединении



Фиг. 185. Воздуходувка с безлопаточным направляющим аппаратом между колесом и кожухом.

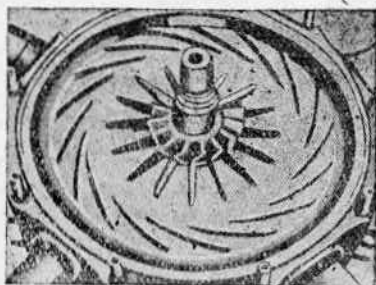
центробежных колес при помощи схемы, прообразом которой может служить прямоточный центробежный вентилятор (с мотором внутри вентилятора), изображенный на фиг. 189. Последовательное соединение нескольких прямоточных вентиляторов и представляет собой так называемую турбовоздуходувку или турбокомпрессор, отдельная ступень которой изображена на фиг. 190.

Принцип такого устройства следующий. В рабочем колесе 1—2 происходит сообщение воздуху полного напора $H_m = p \cdot u_2 \cdot c_{2u}$. Затем в кожухе скорость закручивания превращается в полезный напор. Совершается это сначала за счет уменьшения скорости в области 3—4, а затем в системе обратных спрямляющих лопаток (иногда имеющих также и в области 3—4, как указано на фиг. 190), подводящих воздух к выходу из первой ступени в радиальном направлении (см. также фиг. 204а).

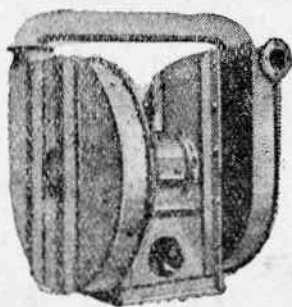
На фиг. 191 и 192 приведены фотографии направляющих аппаратов

многоступенчатых машин. На фигурах ясно видны лопаточные направляющие аппараты, стоящие за колесом (часто расположенные), и обратные направляющие лопатки.

Из того, что увеличение окружных скоростей в нормальных машинах сверх 150—200 м/сек нежелательно¹, главным образом, из технологи-



Фиг. 186. Воздуходувка (авиационный нагнетатель) с лопаточным направляющим аппаратом между колесом и кожухом.



Фиг. 187. Последовательное соединение вентиляторов.

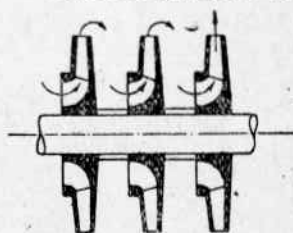
ческих соображений, следует, что повышению давления в одной ступени имеется предел. Практически этот предел соответствует

$$\frac{p_a}{p_e} \approx 1,3 \div 1,5,$$

где p_a — давление на выходе из ступени; p_e — давление при входе в данную ступень.

Поэтому значительное повышение давления требует весьма значительного количества ступеней (для $p_2 = 7$ атм число ступеней доходит до 10—14). Кроме того, с повышением давления значительно растет плотность, а следовательно, и объем воздуха, проходящий через последние ступени, получается значительно меньшим, чем объем, идущий через первые ступени. Это приводит к существенному понижению быстроходности последних ступеней и заставляет выполнять их меньшего диаметра, менее высоконапорными, чем первые ступени.

Из конструктивных соображений целесообразное уменьшение диаметров последних колес лежит в довольно узких пределах; вследствие этого последние ступени турбокомпрессора обычно работают на режимах сравнительно

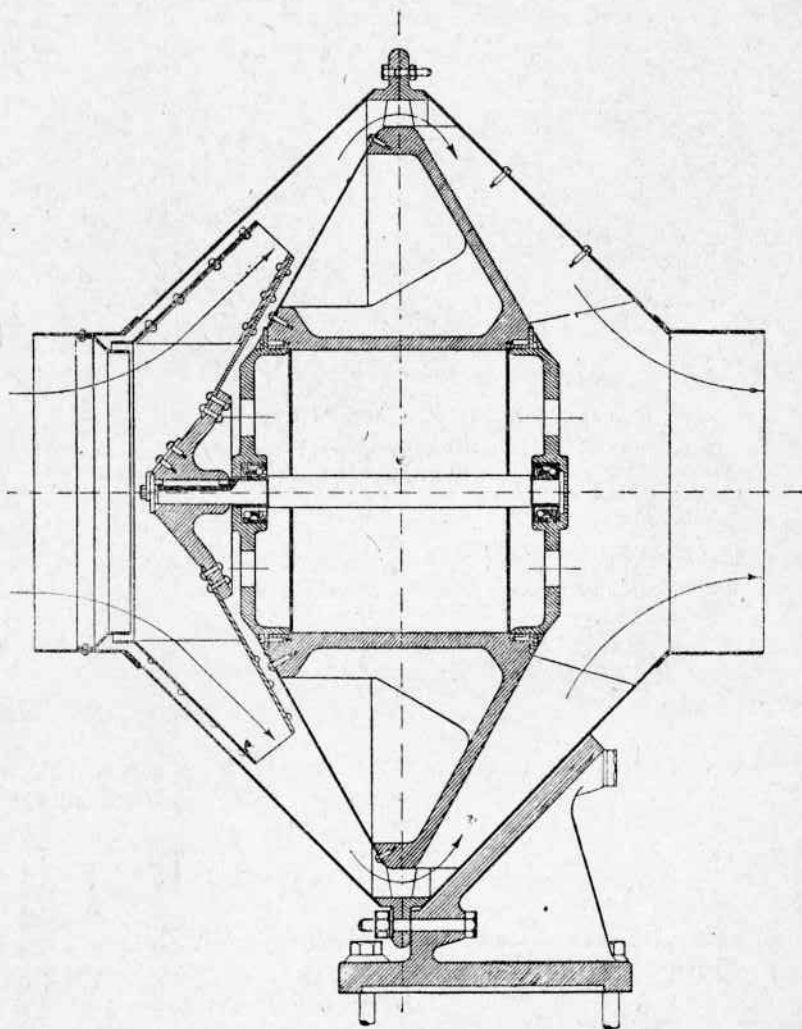


Фиг. 188. Последовательная работа центробежных колес.

¹ В особых случаях, когда требуется особая легкость конструкции, скорость u_2 доводят до значения 400 м/сек и выше, чему соответствуют значения $\frac{p_a}{p_e}$, достигающие до 1,8—2 и даже выше.

низкого удельного числа оборотов и соответственно более низкого к. п. д., чем первые группы ступеней.

Очевидно, что чем выше подача машины и чем больше ее обороты,

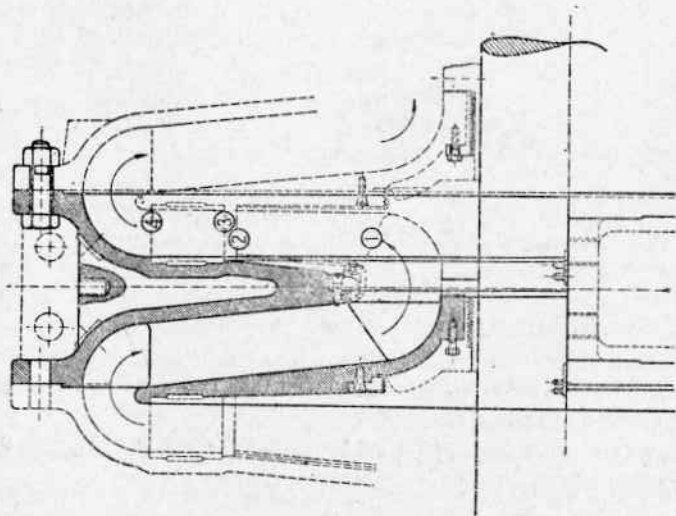


Фиг. 189. Прямоточный центробежный вентилятор ЦАГИ.

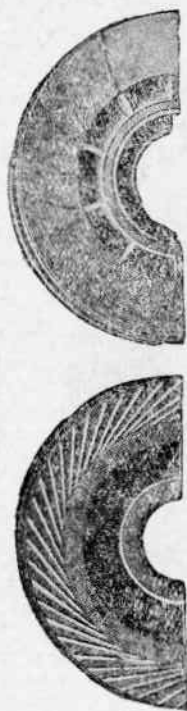
тем больше допустимое давление, при котором турбокомпрессор еще работает достаточно экономично.

Практически следует считать предельной быстроходность турбовоздуховки (турбокомпрессора) в целом

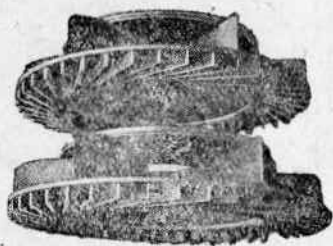
$$n_{y\partial} = \frac{20 \cdot \pi \cdot Q^{1/2}}{(g \cdot L_{a\partial})^{3/4}} \cdot n \geq \frac{150}{z^{3/4}},$$



Фиг. 190. Ступень многоступенчатой турбо-воздуходувки.

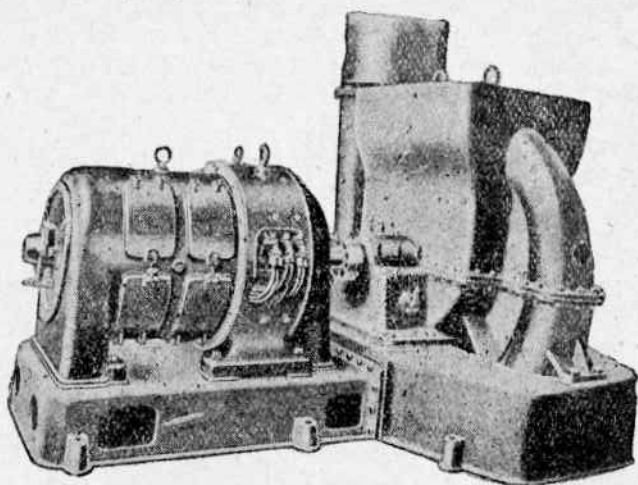


Фиг. 191. Направляющие аппараты многоступенчатой турбо-воздуходувки (турбокомпрессора).



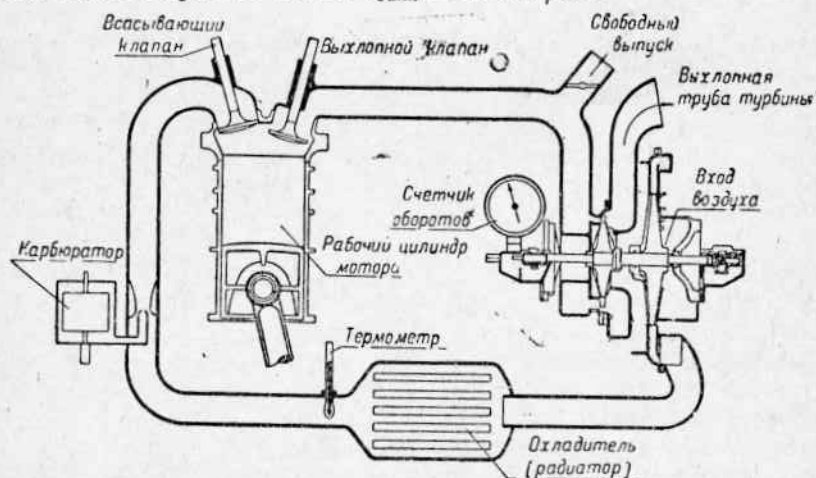
Фиг. 192. Направляющие аппараты многоступенчатой турбо-воздуходувки (турбокомпрессора).

где z — число ступеней и $L_{ад}$ — адиабатическая работа в кг.м/кг, соответствующая заданному перепаду давлений.



Фиг. 193. Фото воздуходувки (см. на фиг. 185 разрез).

При $\frac{P_2}{P_1} = 7$; $n = 3000$ об/мин и $z = 12$ это соответствует минимальной целесообразной подаче $Q_{\min} = 120 \text{ м}^3/\text{мин.}$



Фиг. 194. Установка нагнетателя с приводом от газовой турбины для наддува авиационного мотора.

При $n = 6000$ об/мин и прочих тех же условиях $Q_{\min} = 30 \text{ м}^3/\text{мин.}$

При $n = 3000$ об/мин; $\frac{P_2}{P_1} = 3$ и $z = 4$ получим $Q_{\min} = 180 \text{ м}^3/\text{мин.}$

Правильно спроектированные и нормально работающие турбонагнетатели имеют адиабатический к. п. д. 60—80%, т. е. несколько ниже,

чем у поршневых машин. В то же время они значительно проще в эксплуатации, занимают меньше места и работают более надежно, чем поршневые машины.

Турбокомпрессоры строятся на давление до $8 \div 10$ атм, причем область их широкого применения ограничена подачами $Q \geq 80 \div 100$ м³/мин.

Турбовоздуходувки на давление до $2\text{—}3$ атм применяются в очень широком диапазоне подач, причем при подачах $Q \geq 1600\text{—}1800$ м³/мин в настоящее время другие машины не применяются.

В качестве верхнего предела быстросходности центробежных турбокомпрессоров и воздуходувок практически можно считать величину

$$n_{\text{вд}} \approx \frac{400}{z^{3/4}}.$$

В тех случаях, когда от воздуходувки требуется большая производительность, а условия установки заставляют применять большие числа оборотов и малые диаметры колес, т. е. большое число ступеней z , указанное выше ограничение уд. числа оборотов сверху вынуждает переходить к осевым многоступенчатым турбовоздуходувкам (см. фиг. 198). Такие машины применяются, например, в аэродинамических трубах и для наддува котлов и двигателей. Число ступеней в них доходит до 10 и более, перепады давлений — до $2\text{—}3$.

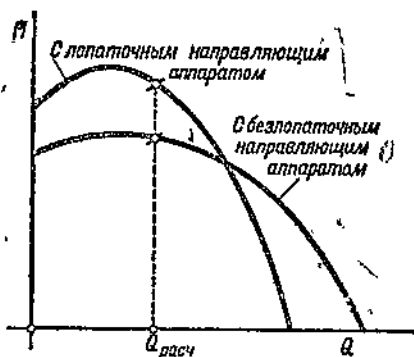
Для турбонагнетателей, как и для всех прочих машин для подачи воздуха, приближение процесса к изотермическому при высоких давлениях существенно влияет на экономичность работы.

В поршневых машинах охлаждение корпуса очень мало влияет на показатель политропы сжатия; в турбокомпрессоре за счет охлаждения кожуха можно добиться заметного понижения расхода мощности благодаря большим скоростям протекания воздуха около охлаждаемых поверхностей и большим поверхностям охлаждения.

Поэтому многие конструкции турбокомпрессоров, а в прежнее время и турбовоздуходувок, выполняются с охлаждаемым корпусом. Такая машина показана на фиг. 199, 200, 201.

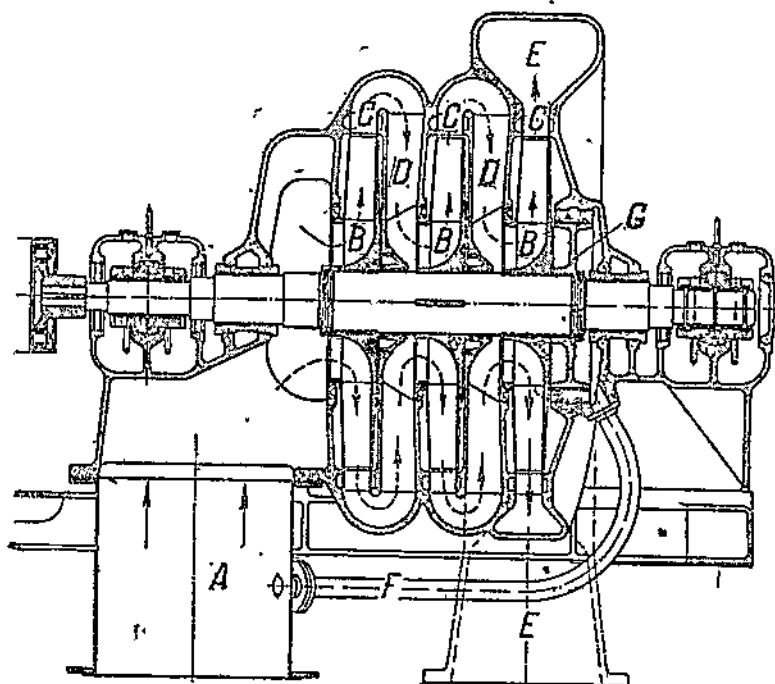
Поскольку, однако, такие охлаждающие рубашки, трубчатые охладители корпуса и т. д. чрезвычайно усложняют конструкцию турбовоздуходувки (турбокомпрессора), мало доступны для очистки, очень усложняют монтаж и обслуживание машины и т. д., в настоящее время их применяют сравнительно редко, заменяя в турбокомпрессорах введением промежуточного охлаждения.

При этом число промежуточных холодильников при $\frac{p_2}{p_1} = 7\text{—}8$ обычно бывает равно 3, при $\frac{p_2}{p_1} = 4\text{—}5$ обычно устанавливают два промежуточных холодильника,



Фиг. 195.

Более интенсивное охлаждение по сравнению с поршневыми машинами объясняется, с одной стороны, более интенсивным подводом тепла за счет гидравлических потерь, с другой стороны, высокими мощностями



Фиг. 196. Многоступенчатая турбовоздуходувка с неохлаждаемым кожухом.

A — подводящий воздух патрубок; *B* — рабочее колесо; *C* — направляющие аппараты; *D* — обратные лопатки для радиального подвода воздуха к следующей ступени; *E* — спиральный выходной кожух; *F* — труба для подвода разреженного воздуха к уравновешивающему поршню, имеющему назначение компенсировать осевое давление на вал за счет разности полных давлений на рабочие колеса и тем самым разгрузить упорный подшипник машины.

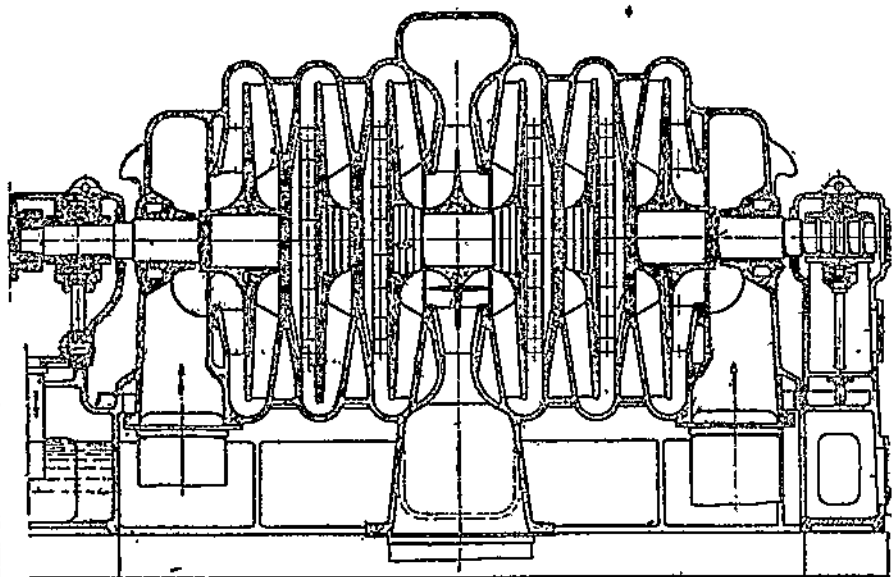
турбовоздуходувок, благодаря чему даже незначительный относительный выигрыш мощности оказывается существенным.

§ 55. ТЕПЛОВОЙ ПРОЦЕСС ТУРБОВОЗДУХОДУВКИ И ТУРБОКОМПРЕССОРА

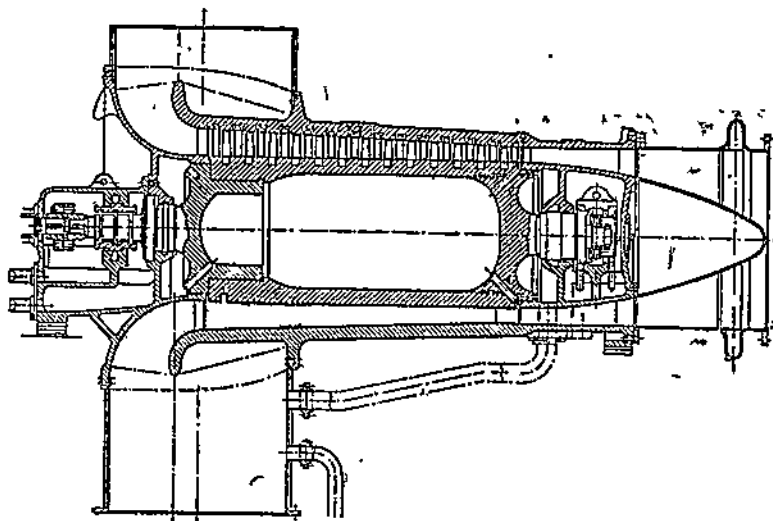
Работа, сообщаемая колесом каждому килограмму протекающего воздуха, в соответствии с уравнением Эйлера, равна¹

$$L_h = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g} = \frac{\varphi_2 \cdot u_2^2}{g} \text{ кгм/кг.}$$

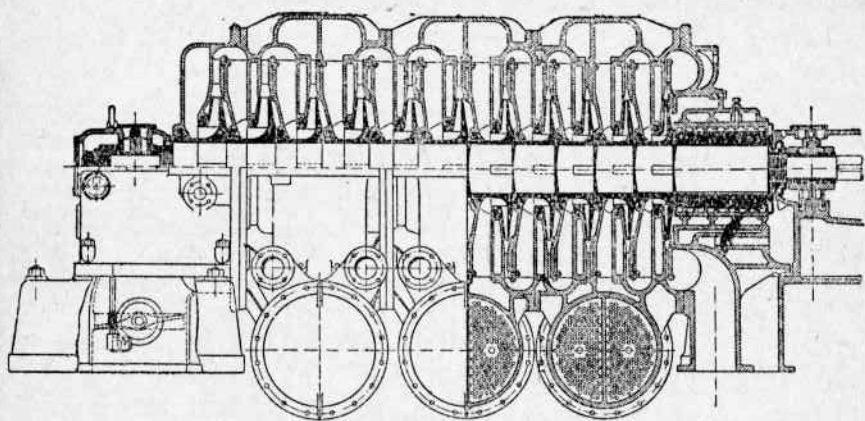
¹ Очевидно, что уравнение Эйлера — уравнение моментов количества движения — полностью применимо и в случае сжимаемого газа.



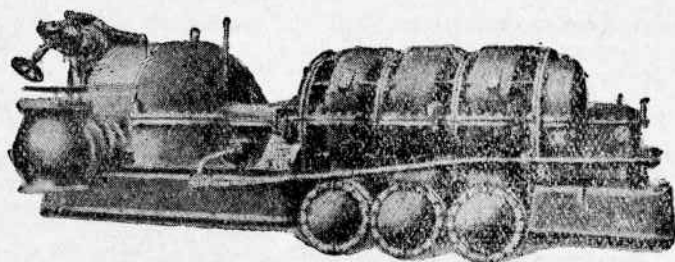
Фиг. 197. Турбовоздуходувка с двухсторонним всасыванием и неохлаждаемым кожухом,



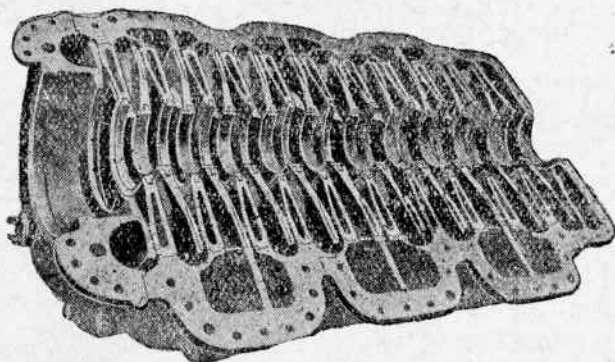
Фиг. 198. Осевая турбовоздуходувка.



Фиг. 199. Разрез многоступенчатого турбокомпрессора с промежуточными холодильниками и охлаждением корпуса.



Фиг. 200. Внешний вид турбокомпрессора (фиг. 199).



Фиг. 201. Верхняя крышка турбокомпрессора (фиг. 199).

Если пренебречь в первом приближении различием в кинематике потока при протекании его в различных ступенях, то работа, сообщенная каждому килограмму воздуха во всех ступенях машины,

$$L_h = \frac{z \cdot \varphi_2 \cdot u_2^2}{g} \text{ кгм/кг.}$$

Мы пишем уравнение Эйлера для сообщаемой воздуху работы в кгм/кг, а не в кгм/м³ потому, что в условиях переменной плотности воздуха при протекании его через машину только первая величина сохраняет постоянное значение при переходе от ступени к ступени.

Кроме указанной работы, сообщаемой воздуху в колесе, тратится еще работа L_0 (трение дисков, потери в зазоре), составляющая обычно 10—20% от всей работы в зависимости от удельной быстроходности отдельных ступеней.

Таким образом общая работа, приходящаяся на 1 кг воздуха,

$$L = L_h + L_0 = 1,1 + 1,2 L_h = 1,1 + 1,2 \frac{z \cdot \varphi_2 \cdot u_2^2}{g}.$$

За счет указанной работы производится сжатие и нагревание воздуха. При η_{ad} турбокомпрессора (турбовоздуходувки), лежащем в пределах 0,6—0,75, получим равенство, связывающее адиабатическую работу (соответствующую имеющему место перепаду давлений), число ступеней и окружную скорость ротора

$$L_{ad} = 0,6 + 0,75 L \approx 0,7 + 0,9 L_h = 0,7 + 0,9 \frac{z \cdot \varphi_2 \cdot u_2^2}{g}.$$

При $\varphi_2 = 0,5 + 0,8$ получим

$$L_{ad} = 0,35 + 0,70 \frac{z \cdot u_2^2}{g}.$$

Приведенная величина соответствует предельным, практически редко встречающимся, значениям.

Для средних значений $\eta_{mp} = \frac{L_h}{L}$, φ_2 и η_{ad} получим величину

$$L_{ad} = 0,5 + 0,6 \frac{z \cdot u_2^2}{g}.$$

Для ряда нагнетателей специального назначения (наддув моторов авиационных и судовых), для которых вопросы веса и габаритных размеров играют часто решающую роль, степень использования окружной скорости колеса, т. е. величина напора, развиваемого при данной окружной скорости, и величина подачи, получаемой при данной окружной скорости и диаметре колеса, являются, наравне с величиной адиабатического к. п. д., основными критериями работы нагнетателя.

В связи с этим характеристика авиационных нагнетателей, например, обычно дается в безразмерных координатах

$$\eta_{ad} \text{ и } \eta_h = \frac{L_{ad}}{z u_2^2 / g}$$

(степень использования окружной скорости для создания напора) в зависимости от отнесенной величины подачи (по объему всасывания)

$$q = \frac{V_{всх}}{\pi \cdot D^3}$$

(степень использования окружной скорости с точки зрения объемной подачи).

Очевидно, что, чем больше величина η_h , тем больше напор, который может быть создан при данной окружной скорости. Чем больше величина q , тем меньше величина nD^3 . Поскольку величина $u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$ определяется условиями напора, величину nD можно считать заданной (при данном η_h), и, следовательно, чем больше q , тем меньше диаметр колеса и тем больше число оборотов при данной подаче.

Практически в современных авиационных нагнетателях величина гидравлического к. п. д. η_h лежит в пределах 0,6—0,7, величина коэффициента подачи $q = 0,0025—0,0040$.

При оценке нормальных стационарных машин указанные критерии играют обычно второстепенную роль по сравнению с основным критерием, служащим для оценки работы машины,—величиной адиабатического либо изотермического к. п. д.

Индикаторная работа, расходуемая на нагнетание воздуха в степени i ,

$$L_i = \frac{1}{\eta_{ad\ i}} \cdot \frac{k}{k-1} RT_i \left[\left(\frac{p_i+1}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{u_2 c_{2i}}{g \cdot \eta_{mp}}$$

где $\eta_{ad\ i}$ — адиабатический к. п. д. ступени,

Если в первом приближении не учитывать влияния изменения температуры на плотность воздуха, т. е. считать $p_i \sigma_i = RT_i = \text{const}$, а также принять для всех ступеней постоянной величину η_{ad} , то из последнего равенства мы получим, что $\frac{p_i+1}{p_i} = \text{const}$ для всех ступеней машины. Другими словами, каждая последующая ступень за счет повышения плотности протекающего газа дает все большую разность давлений.

Если, например, первая ступень дает напор 4000 мм вод. ст., то шесть ступеней дадут давление не $4000 \cdot 6 = 24\,400$ мм, а

$$\frac{p_6}{p_e} = 1,4^6 = 7,5, \text{ т. е. } 6,5 \text{ атм.}$$

В действительности за счет повышения температуры в неохлаждаемых машинах при сохранении постоянной величины η_{ad} получим из приведенного выше основного уравнения, что отношение $\frac{p_i+1}{p_i}$ падает при переходе от ступени к ступени.

При охлаждении корпуса машины эффект охлаждения первых ступеней, где воздух еще не нагрет, очень мал, и средний показатель политропы сжатия ступени $m > 1,4$ с чем связано понижение значения η_{ad} ; эффект охлаждения последних ступеней очень велик, величина m доходит часто до значений $m = 1,2 \div 1,3$, с чем связано существенное повышение η_{ad} . Поэтому перепад давлений в последних ступенях может оказаться и больше и меньше перепада давлений в первой ступени.

При наличии промежуточного охлаждения влияние обоих факторов (изменение m и изменение T_i) значительно ослабляется. Тем не менее указанные соотношения

$$\frac{p_i+1}{p_i} = \text{const} \text{ и } \frac{p_a}{p_e} \approx \left(\frac{p_i+1}{p_i} \right)^z$$

следует рассматривать только как первое приближение, допустимое при ориентировочных подсчетах.

Средняя величина показателя политропы сжатия m для неохлаждаемых турбовоздухоудов и для отдельных ступеней (между промежуточными холодильниками) турбокомпрессоров с неохлаждаемым кожухом¹ лежит обычно в пределах $m = 1,6 \div 1,8$.

Для турбокомпрессоров с охлаждением корпуса средний показатель политропы $m \approx 1,25 \div 1,3$.

Для одной и той же многоступенчатой машины, как показывает опыт, средний показатель политропы m , а следовательно, и адиабатический к. п. д., остается постоянным, независимо от начального давления при сохранении постоянной объемной подачи V .

Из равенства

$$L = \frac{1}{\eta_{ад}} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot RT_1 \left[\left(\frac{p_a}{p_e} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{z \cdot \varphi_2 \cdot u_2^3}{\eta_{тр} \cdot g} \kappa_{2M} / \kappa_2 = \text{const}$$

вытекает, что при сохранении постоянным отношения $\frac{u}{\sqrt{T_1}}$ перепад давлений $\frac{p_a}{p_e}$, развиваемый машиной, остается постоянным независимо от условий всасывания.

Практически относительный диапазон колебаний T_1 абс. настолько невелик, что можно считать отношение давлений $\frac{p_a}{p_e}$ при данном числе оборотов не зависящим от условий всасывания.

Отсюда следует, что характеристику турбокомпрессора при данном числе оборотов целесообразнее давать в координатах $\left[\frac{p_a}{p_e}, V \right]$ и $[\eta_{ад}, V]$, чем в координатах $[p_a, V]$ и $[N, V]$.

Так, например, если при данном числе оборотов на данной объемной подаче при давлении на входе 760 мм рт. ст. турбокомпрессор развивал давление 6 атм и потреблял мощность 600 л. с., то при понижении давления до 710 мм рт. ст. давление выхода будет равно 5,5 атм и расход мощности 560 л. с. В то же время $\frac{p_a}{p_e}$ и $\eta_{ад}$, являющиеся по существу характеристиками машины, сохраняют при данном числе оборотов постоянное значение, практически независимо от условий всасывания.

При подобном изменении размеров турбовоздуходувки или турбокомпрессора с изменением числа оборотов или условий всасывания, перепад давлений в отдельных ступенях меняется. В связи с этим меняется и отношение объемов воздуха в отдельных элементах машины, в то же время отношение самих геометрических размеров машины, очевидно, остается постоянным.

Поэтому, строго говоря, применение каких-либо уравнений пересчета, основанных на кинематическом подобии потоков, является незаконным, за исключением тех случаев, когда отношение объемов входящего и выходящего воздуха сохраняет постоянное значение.

Тем не менее для относительно небольших изменений окружных ско-

¹ Вернее сказать, и с охлаждением кожуха одним излучением и теплоотдачей в окружающую среду. Как показывают опыты, в этом случае $Q \approx 0,03 \div 0,1 AL$.

ростей и условий всасывания применение уравнений подобия дает практически удовлетворительные результаты.

При пересчете турбокомпрессоров и турбовоздуходувок на другие размеры, обороты и условия всасывания, подачи одного и того же режима подчиняются закону

$$\frac{V}{V_0} = i_R^3 \cdot i_n.$$

Мощности

$$N = \frac{L \cdot G_{сек}}{75} = \frac{z \cdot \varphi_2 \cdot u_2^2 \cdot V \cdot \gamma}{\eta_{mp} \cdot g}$$

подчиняются тому же закону, что и для машин постоянной плотности

$$\frac{N}{N_0} = i_R^5 \cdot i_n^3 \cdot \frac{\gamma}{\gamma_0},$$

поскольку η_{ad} и η_{mp} можно считать величинами постоянными.

Что касается давлений, то при условии переменной плотности закон

$$\frac{H}{H_0} = i_R^2 \cdot i_n^2 \cdot \frac{\gamma}{\gamma_0}$$

должен быть заменен отношением

$$L_{ad} = L_{ad,0} \cdot i_R^2 \cdot i_n^2 \text{ кгм/кг},$$

поскольку для машины высокого давления решающую роль играет отношение, а не разность давлений.

Определив из последнего равенства величину работы L_{ad} , передаваемой каждому килограмму воздуха, мы можем при помощи формул адиабатической работы определить отношение давлений $\frac{p_a}{p_e}$.

При интенсивном охлаждении турбокомпрессора целесообразнее вести пересчет, исходя из близости процесса к изотермическому и из постоянства изотермического к. п. д.

При этом получим равенство

$$L_{из} = L_{из,0} \cdot i_R^2 \cdot i_n^2 \text{ кгм/кг},$$

или

$$RT \ln \left(\frac{p_a}{p_e} \right) = RT_0 \ln \left(\frac{p_a}{p_e} \right)_0 i_R^2 i_n^2,$$

откуда

$$\ln \left(\frac{p_a}{p_e} \right) = \ln \left(\frac{p_a}{p_e} \right)_0 \frac{T_0}{T} i_R^2 i_n^2.$$

При отношении давлений $\frac{p_a}{p_e} \leq 1,2-1,6$ элементарные формулы пересчета перепада давлений дают практически удовлетворительную точность. При больших перепадах давлений пересчет без учета сжимаемости может привести к грубым ошибкам.

Строго говоря, к обычному критерию постоянства режима

$$\frac{V}{i_R^3 \cdot i_n} = \text{const}$$

следовало бы прибавить ещё один критерий, определяющий в соответствии с указанным выше постоянство относительного изменения объема в нагнетателе

$$\frac{u}{\sqrt{T}} = \text{const.}$$

Поскольку скорость звука $c = 20,1 \sqrt{T}$, наличие этого критерия подобия совпадает с требованиями постоянства критерия Берстоу

$$Ba = \frac{u}{C_{зв}} = \text{const.}$$

Как показывает опыт, в пределах окружных скоростей $u \leq 250$ м/сек и при изменении критерия Берстоу не более чем в 1,5—1,6 раза влияние его невелико и лежит в пределах точности практических инженерных расчетов.

Поэтому пересчеты турбовоздухоудов и турбокомпрессоров по подобию обычно ведут без учета указанного фактора, тем более, что, в то время как величины i_d и i_n могут быть выбраны произвольно, величина температуры всасывания обычно от конструктора не зависит. Другими словами, жесткое требование соблюдения критерия Берстоу при пересчете по подобию только привело бы в большинстве случаев к невозможности такого пересчета.

При больших окружных скоростях возможен случай, когда величина критерия Берстоу, определенная по окружной скорости колеса и температуре T_2 воздуха на выходе из колеса, приближается к единице. При этом скорости за колесом могут дойти до скорости звука, либо превысить эту скорость, возникают волновые явления, скачки уплотнений и т. д. Режим работы машины настолько существенно меняется, что пересчеты, исходящие из подобия явлений, становятся совершенно недопустимыми.

Поскольку, однако, с повышением окружных скоростей одновременно повышается и температура T_2 , величина отношения $\frac{u_2}{20,1 \sqrt{T_2}}$ приближается к единице только при очень больших окружных скоростях (порядка 400 м/сек и выше) и при очень низких температурах внешнего воздуха.

Такого рода условия встречаются при исследовании работы авиационных нагнетателей, и то очень редко. Для стационарных машин величина критерия Берстоу, определенная по условиям выхода из колеса, всегда достаточно далека от критического значения.

§ 56. СРАВНЕНИЕ ПОРШНЕВЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ, ТУРБОКОМПРЕССОРОВ И ТУРБОВОЗДУХОУДОВ

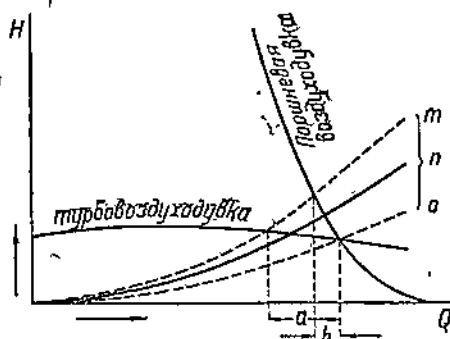
По конструктивной схеме поршневые нагнетатели приспособлены для подачи сравнительно небольших объемов воздуха при любых, практически встречающихся противодавлениях. Так, например, в химической промышленности применяются поршневые компрессоры, развивающие давление до 1000 ат.

При низких давлениях относительная величина потерь в клапанах и потерь на трение поршневых колец и механизма движения достигает недопустимых значений. Поэтому поршневые воздухоудовы на давление ниже 600—700 мм рт. ст. (0,8—0,9 атм) не применяются.

При увеличении подачи размеры поршневых нагнетателей быстро увеличиваются и соответственно уменьшаются числа оборотов. Наибольшие из встречающихся на практике поршневых нагнетателей — доменные воздухоудовы на подачу до 1000—1500 м³/мин представляют собой огромные многоцилиндровые машины с диаметрами цилиндров порядка 2 м и с числом оборотов 60—80 об/мин.

Турбонагнетатели применяются на давлений, не превышающих 8—10 *ати*¹. Производительность турбокомпрессоров и турбовоздуходувок практически не ограничена, во всяком случае в пределах требований техники сегодняшнего дня. Имеются, например, доменные воздуходувки на 3000—4000 $\text{м}^3/\text{мин}$.

Чем выше давление, тем больше минимальная производительность, при которой турбокомпрессор (воздуходувка) может работать с достаточно высоким к. п. д. Так, например, при давлении в 7 *ати*, минимальная рациональная производительность турбокомпрессора лежит в пределах 150—250 $\text{м}^3/\text{мин}$.



Фиг. 202. При изменении характеристики сети величина подачи поршневой воздуходувки меняется в гораздо меньших пределах, чем величина подачи турбовоздуходувки.

При меньших подачах следует переходить к поршневым или ротационным (см. ниже) компрессорам. При этом, чем выше число оборотов, тем меньше величина подачи, при которой турбокомпрессор может работать с высоким к. п. д. (подробнее см. стр. 235).

Машины поршневого типа сравнительно мало меняют подачу в зависимости от противодействия (в основном за счет изменения коэффициента подачи). Турбоком-

прессоры, наоборот, сравнительно мало меняют развиваемое давление при широком диапазоне изменения производительности (фиг. 202).

В связи с этим часто приходится производить выбор типа компрессора в тех областях производительностей и давлений, в которых обе схемы могут быть применены.

Указанные свойства характеристик, однако, не являются решающими, поскольку путем рационального регулирования производительности и давления недостатки характеристик обеих типов могут быть практически устранены. Весьма характерны в этом смысле компрессоры для силовой пневматики и воздуходувки для доменных печей. В первом случае требуется постоянное давление при переменной подаче, следовательно, более целесообразно применение турбокомпрессоров. Во втором случае требуется постоянная производительность, независимо от противодействия, следовательно, более целесообразно применение поршневых воздудувок.

В то же время для силовой пневматики применяются обычно поршневые компрессоры, за исключением центральных силовых станций больших заводов, поскольку применение турбокомпрессоров на небольшие подачи нерационально.

Для доменных печей применяются турбовоздуходувки, за исключением воздудувок для небольших печей, потому что поршневые воздуходувки для больших современных печей получают недопустимых размеров.

¹ Имеются уникальные турбокомпрессоры на давление до 16—20 *ати* при больших подачах. Такие машины, однако, следует считать исключением.

ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ТУРБОВОЗДУХОДУВОК И ТУРБО-КОМПРЕССОРОВ.

§ 57. ВОЗДУХОДУВКИ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЕ

При постепенном повышении давления мы переходим от вентиляторов к одноступенчатым турбовоздуходувкам.

С увеличением давления и соответственным увеличением мощности агрегата и нагрузки колес (окружные скорости доходят до 200 м/сек и выше) увеличивается влияние конструктивных усовершенствований и становятся допустимыми, а часто и необходимыми, конструктивные и технологические усложнения, не оправдываемые в вентиляторах обычного типа.

Так, например, при больших окружных скоростях центробежные силы достигают таких значений, что сечение рабочего диска приходится приближать к форме равного сопротивления (с расширением у втулки и утончением к наружному диаметру), значительно утолщать вал, применять специальные никелевые и хромоникелевые стали; вместо обычных заклепок приходится фрезовать заклепки из тела самой лопатки и т. д.

В связи со сравнительно малыми расходами при высоких напорах (тихоходность) потери через зазоры у всасывающего патрубка колеса в месте прохода вала через диск направляющего аппарата (фиг. 190) и в местах прохода вала через кожух машины принимают такие значения, что лабиринтные уплотнения становятся необходимыми.

На фиг. 185 и 193 изображены разрез и внешний вид одноступенчатой воздуходувки, предназначенной для продувки двухтактного двигателя.

Эта воздуходувка отличается от вентилятора несколько большей сложностью конструкции; принципиальной разницы между ними нет.

Воздух подводится сверху снаружи особой шахтой, подходящей к воздуходувке, и уходит затем через спиральный кожух.

Эта воздуходувка имеет высокий к. п. д. на значительном диапазоне подач за счет наличия направляющего кольца без направляющих лопаток.

Часто, однако, в современных конструкциях делается лопаточный направляющий аппарат¹, главным образом, из тех соображений, что при больших напорах и малых расходах получаются настолько значительные абсолютные скорости выхода воздуха из колеса, что использование их при помощи плоского щита приводит к недопустимым габаритам машины. Кроме того, при указанных выше условиях угол α_2 получается очень малым; путь, проходимый струей в плоском кожухе, получается очень большим, с чем связаны большие потери на трение.

На фиг. 186 показана одноступенчатая воздуходувка для наддува авиационных моторов с лопаточным направляющим аппаратом. На фиг. 194 приведена схема установки такой воздуходувки с приводом от газовой турбины, работающей на выхлопных газах мотора.

¹ Речь идет о направляющем аппарате за колесом (3—4 фиг. 190). Обратный направляющий аппарат всегда делается лопаточным; без этих лопаток многоступенчатый турбокомпрессор работать не может.

Выбор того или иного типа направляющего аппарата — лопаточного или безлопаточного — производится в зависимости от расчетного режима более или менее однозначно. При малых $n_{уд}$ ступени, т. е. при больших напорах и небольших подачах на ступень, обычно применяется лопаточный направляющий аппарат, при больших $n_{уд}$ ступени более целесообразно применение безлопаточного направляющего аппарата.

В тех случаях, однако, когда турбовоздуходувка (турбокомпрессор) должна работать на широком диапазоне режимов, применение лопаточного направляющего аппарата становится нецелесообразным. Объясняется это тем, что лопаточный направляющий аппарат, повышая к. п. д. машины на расчетном режиме, приводит к резкому падению его на режимах, отличных от расчетного (см. фиг. 195), что в указанном случае работы на широком диапазоне режимов обычно оказывается нецелесообразным.

§ 58. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ВОЗДУХОДУВКИ

При переходе к более высоким давлениям развитие всего давления в одной ступени приводит к технологически затруднительным или даже невозможным окружным скоростям. Кроме того, потери на трение дисков, пропорциональные u_2^3 , получают настолько высокие значения, что для получения достаточно высоких к. п. д. приходится идти на очень высокие числа оборотов.

Поэтому, хотя и имеются одноступенчатые воздуходувки, работающие с $n = 10\,000$ — $25\,000$ об/мин и окружными скоростями 400 — 500 м/сек, но они представляют собой редкие и мало применяемые конструкции¹.

При давлениях свыше 1000 — 1500 мм вод. ст. обычно переходят к многоступенчатым конструкциям.

На фиг. 196 изображены разрез и внешний вид трехступенчатой воздуходувки для расхода 500 — 700 м³/мин при напоре 2000 — 5000 мм вод. ст.

Иногда там, где это допустимо из соображений быстроходности, для уравнивания осевого давления применяют двухстороннее всасывание и встречный ток воздуха в двух половинках турбовоздуходувки. Такова, например, воздуходувка, изображенная на фиг. 197 для давления в $0,7$ ат при $n = 2900$ об/мин и $Q = 700$ м³/мин.

В этой воздуходувке направляющие аппараты заменены направляющими кольцами (без лопаток), за счет чего и пришлось значительно увеличить диаметр кожуха.

Для доменных воздуходувок представляется рациональной конструкция воздуходувки с двухсторонним всасыванием, в которой обе половины могут быть соединены между собой не только параллельно, но и последовательно (в случае необходимости). В последнем случае заметно уменьшается подача и увеличивается напор, что вполне соответствует потребности доменного цеха при запуске печи.

В тех случаях, когда экономичность машины играет меньшую роль, чем габаритные размеры, вес и простота конструкции, применяются колеса с радиальными лопатками без одного или даже без обоих покрывных дисков (см. фиг. 186).

¹ Для нагнетателей авиационных двигателей числа оборотов порядка $18\,000$ — $25\,000$ об/мин и окружные скорости порядка 300 — 350 м/сек можно считать нормальными.

Такая конструкция ротора позволяет получить с каждой ступени больший напор при данной окружной скорости и, что особенно важно, позволяет идти на большие окружные скорости, недоступные для колес с лопатками, загнутыми назад, и с покрывными дисками.

При применении колес с радиальными лопатками удается, например, получить в одной ступени перепад давлений до 2—2,5, тогда как при обычной схеме колеса перепад на ступень получается $\leq 1,3$ —1,4. Для получения давления порядка 6—7 атм приходится обычно устанавливать 10—12 колес, в то время как при колесах с радиальными лопатками можно обойтись 4—6 ступенями при том же числе холодильников.

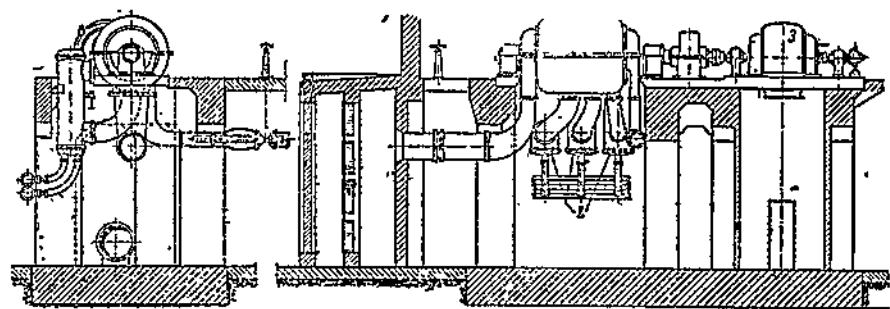
В то же время, однако, при нормальных колесах с лопатками, загнутыми назад, и покрывными дисками достижимы к. п. д. порядка 78—82%, тогда как для турбокомпрессоров и турбовоздуховодов с открытыми колесами и радиальными лопатками к. п. д. не превышает 65—68%.

Колеса с радиальными лопатками выфрезеровываются из целой поковки или при окружных скоростях ≤ 300 м/сек заводятся в пазы (ласточкин хвост), выфрезерованные в валу, по типу крепления лопаток паровых турбин.

§ 59. ТУРБОКОМПРЕССОРЫ

При переходе к более высоким давлениям проблема охлаждения выступает на первый план.

Наряду с охлаждением самого кожуха (применяемого в современных машинах все реже и реже), приходится вводить еще промежуточные



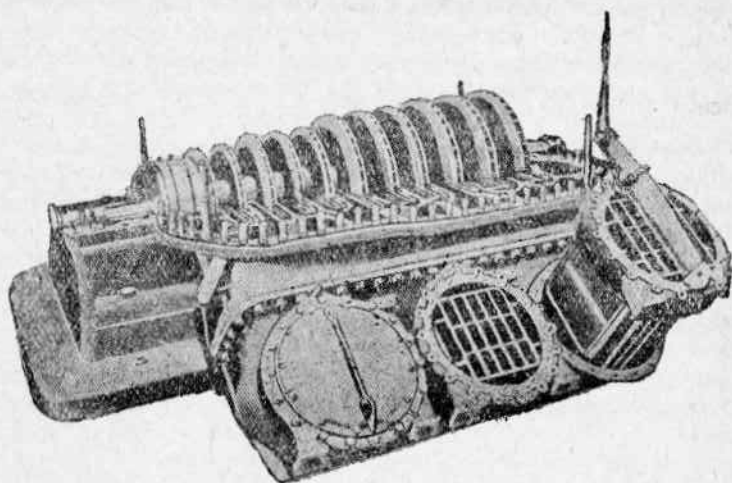
Фиг. 203. Многоступенчатый турбокомпрессор с тремя вертикальными промежуточными холодильниками.

охладители того же типа, что и в поршневых компрессорах. Благодаря большим объемам воздуха, протекающим через холодильники, последние имеют обычно весьма значительные размеры. Обычно корпус холодильника представляет собой органически связанную с кожухом турбокомпрессора часть конструкции.

На фиг. 199, 200 и 201 показаны разрезы и внешний вид турбокомпрессора с охлаждаемым кожухом и промежуточными холодильниками, расположенными горизонтально.

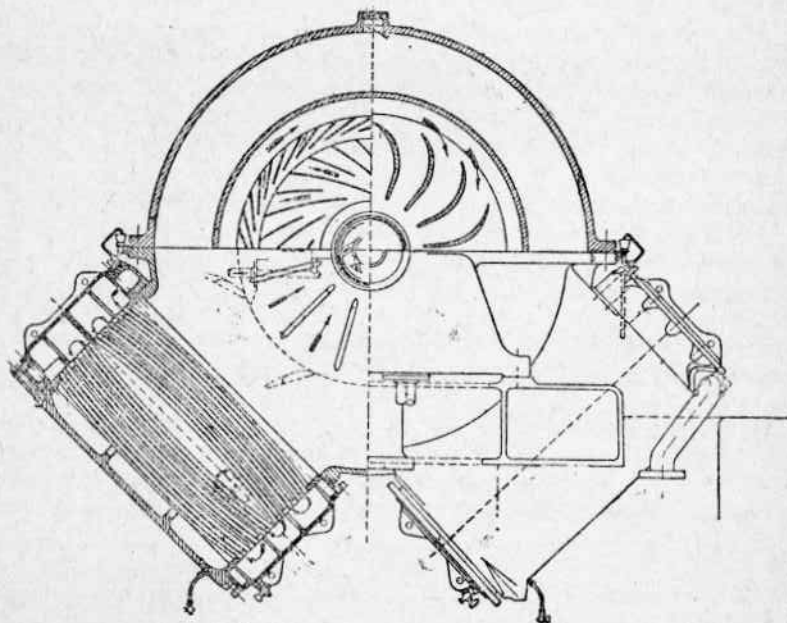
На фиг. 203 показан разрез турбокомпрессора с неохлаждаемым кожухом и промежуточными холодильниками, расположенными вертикально. На фиг. 204 и 204а показан такой же турбокомпрессор с холо-

дильниками, расположенными наклонно. Такое расположение холодильников особенно удобно в смысле монтажа.



Фиг. 204. Многоступенчатый турбокомпрессор с наклонными промежуточными холодильниками.

На фиг. 204 отчетливо видно уменьшение диаметра колес последних ступеней, связанное с уменьшением объемной подачи и вызванное необхо-



Фиг. 204а. Поперечный разрез к фиг. 204.

димостью сохранить удельное число оборотов в пределах, не вызывающих недопустимых потерь на трение дисков и через зазоры.

Во многих случаях размещение большого числа ступеней в одном кожухе („цилиндре“) турбокомпрессора оказывается конструктивно целесообразным. Особенно часто это получается при больших подачах и невысоких окружных скоростях. При этом во избежание недостаточно высоких быстроходностей $n_{уд}$, т. е. для получения достаточно большого отношения диаметров $\frac{D_2}{D_1}$, приходится работать на сравнительно невысоких числах оборотов.

Все эти обстоятельства приводят к большому числу ступеней и к большим диаметрам рабочих колес. Роторы получаются тяжелые и громоздкие; пролет между подшипниками получается таким, что выполнение жесткого вала становится конструктивно неосуществимым.

В таких случаях целый ряд фирм делит турбокомпрессор на несколько цилиндров. При этом иногда число оборотов ротора части высокого давления делается большим, чем ротора низкого давления.

Основные достоинства многоцилиндровой схемы — жесткость и надежность конструкции; свойственные ей недостатки — громоздкость, большая сложность монтажа и обслуживания.

В современных машинах, работающих на высоких окружных скоростях, в большинстве случаев применяется одноцилиндровая схема, тем более, что, как показывает опыт, работа гибкого вала в областях, достаточно удаленных от критического числа оборотов, не вызывает никаких особых эксплуатационных затруднений.

В качестве привода к турбовоздуховкам и турбокомпрессорам применяются обычно паровые турбины или электромоторы.

Преимущество паровых турбин заключается в легкой регулируемости оборотов в широких пределах, что в целом ряде случаев (доменное производство) играет решающую роль.

Преимущество электромоторов — большая простота установки и обслуживания, большая во многих случаях экономичность в связи с возможностью производства тока на центральных станциях на машинах более высокой мощности и соответственно экономичности в сравнении с индивидуальными турбинами турбонагнетателей.

В случае высоких потребных чисел оборотов турбонагнетателя между ним и приводом вводится повысительный редуктор.

Кроме указанных приводов, для турбонагнетателей небольших мощностей применяются приводы от двигателей внутреннего сгорания через шестеренные передачи или при помощи газовой турбины на отходящих газах; применяются также приводы от турбин, работающих сжатым воздухом.

ГЛАВА XVIII РЕГУЛИРОВАНИЕ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

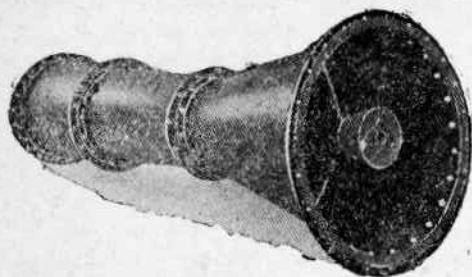
В задачу настоящего курса не входит описание конструкций регулирования. Необходимо, однако, разобраться в общих принципах и типичных схемах, что и является задачей настоящей главы.

Основное отличие регулирования турбокомпрессоров от регулирования поршневых компрессоров заключается в том, что изменение давления, под влиянием которого должен переставляться регулятор, сравнительно невелико. Поэтому приходится в большинстве случаев прибегать к вспомо-

могательным устройствам. Обычно такими вспомогательными устройствами являются или масляные сервомоторы, или мультипликаторы (в тех случаях, когда регулирование связано с изменением расхода), или оба устройства вместе.

§ 60. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА. МУЛЬТИПЛИКАТОРЫ¹

Назначение мультипликатора то же, что и многих измерительных приборов, служащих для измерения расхода воздуха. За счет сравнительно небольших скоростей в воздуховоде (10—30 м/сек) мультипликатор должен создать возможно большую разность давлений при возможно меньших потерях. Прибором, обладающим высоким аэродинамическим качеством, т. е. могущим создать большие местные скорости при небольшой затрате напора, является труба Вентури, схема которой и положена в основу мультипликатора (фиг. 205).



Фиг. 205. Мультипликатор Рато.

Если внутрь трубы Вентури вставить еще одну трубку, подобную первой, с выходным отверстием, расположенным в горле первой трубы, то скорость в горле малой трубы будет значительно больше скорости в горле большой трубы. Если измерительное качество первой трубы Вентури было K_1^2 , а малой трубки K_2 , то качество такой двоянной трубки-мультипликатора будет равняться

$$K_2 = \xi \cdot K_1 \cdot K_2,$$

где

$$\xi = 0,5 \div 0,6.$$

Если внутрь второй трубки ввести третью, подобную второй, то

$$K_3 \approx \xi^2 \cdot K_1 \cdot K_2^2.$$

Обычно K_1 — величина порядка 6 ÷ 8, K_2 — величина порядка 4.

Отсюда следует, что величина дифференциального давления, подводимого к регулятору, больше скоростного напора при трехступенчатом мультипликаторе в $K_3 \approx (15 \div 45)$ раз.

Поэтому, если, например, скорость в линии изменится от 16 до 18 м/сек, т. е. скоростной напор изменится от 16 до 20 мм, т. е. на 4 мм, каковое изменение давления недостаточно в качестве импульса регулятора, то давление на поршень регулятора при $K = 30$ изменится на $30 \cdot 4 = 120$ мм вод. ст., т. е. на довольно существенную величину.

Сервомоторы. Иногда в сочетании с методом мультипликаторов применяется так называемый метод сервомоторов. Метод этот применяется там, где изменение давления недостаточно для непосредственной пере-

¹ Типа Рато.

² Измерительным качеством называется отношение разрежения в горле трубки к скоростному напору набегающего потока.

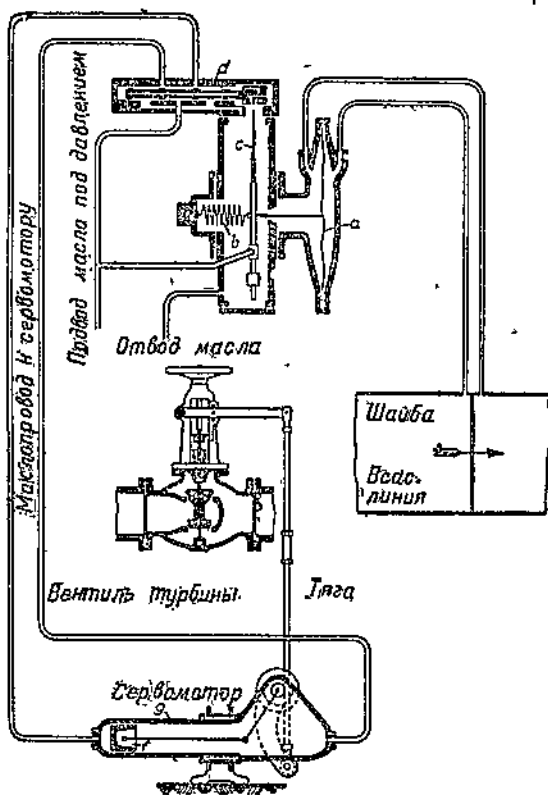
становки органов управления самой машины (вентилей, клапанов и т. д.); за счет указанной разности давлений в этом случае производится перестановка более легких вспомогательных деталей, являющихся органами управления (золотники, регулирующие редстаты и т. д.) для специального устройства, которое в свою очередь уже производит перестановку органов управления основного агрегата.

Для примера на фиг. 206 (см. вклейку в конце книги) приведена схема работы чрезвычайно типичного для регулирования турбокомпрессоров так называемого масляного сервомотора.

Пусть, например, давление в линии, на которую работает компрессор, увеличится. Тогда пружина, удерживающая в среднем положении поршень для сжатого воздуха (справа сверху), сожмется и переместит вниз распределительный поршень и связанный с ним шток. При этом повернется шарнирно связанный с поршнем рычаг и переместится золотничок масляной системы, благодаря чему масло, циркулирующее под давлением в системе регулирования, получит доступ к нижней части поршня сервомотора. Благодаря этому поднимется вверх поршень сервомотора и с ним регулировочный золотник (дроссель) линии всасывания; количество воздуха, поступающего в турбокомпрессор, а следовательно, и в линию, уменьшится, благодаря чему давление в сети упадет до требуемого значения. При этом поршень для сжатого воздуха вернется в исходное положение, и вся система придет снова в равновесие на новой основе, при меньшей подаче чем та, которая вызывала указанное вначале повышение давления выше нормального.

В последнее время для регулирования подачи все чаще применяется также так называемый струйный регулятор типа Аскания (фиг. 207), отличающийся весьма высокой чувствительностью и надежностью.

В этом регуляторе к мембране *a*, уравновешиваемой пружиной *b*, подводится с двух сторон давление от шайбы, установленной в линии всасывания.



Фиг. 207. Сервомотор типа Аскания.

При изменении подачи меняется перепад давлений с двух сторон шайбы, мембрана прогибается в ту или другую сторону, перемещая трубку c , из которой под большим давлением (в несколько атмосфер) вытекает струя масла. При перемещении трубки из среднего положения масло поступает в один из каналов золотника d и переставляет его таким образом, что масло под давлением получает доступ к поршню f сервомотора.

Под давлением масла поршень f перемещается и при помощи системы рычагов переставляет клапан турбины, благодаря чему число оборотов меняется в нужную сторону.

§ 61. СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Турбокомпрессоры и воздуходувки в зависимости от условий эксплуатации приходится регулировать: 1) на постоянную подачу, 2) на постоянное давление и всегда почти 3) на устойчивую работу (см. ниже).

Регулирование на постоянную подачу. Наиболее типичное регулирование на постоянную подачу производится по схеме, близкой к изображенной на фиг. 206.

При увеличении расхода разрежение в горле мультипликатора, присоединенного к верхней стороне воздушного поршня, растет, поршень поднимается вверх, золотник перемещается таким образом, что масло получает доступ к нижней стороне поршня и сервомотора и прикрывает регулировочный золотник линии всасывания или клапан турбины, и подача приводится к нормальной величине.

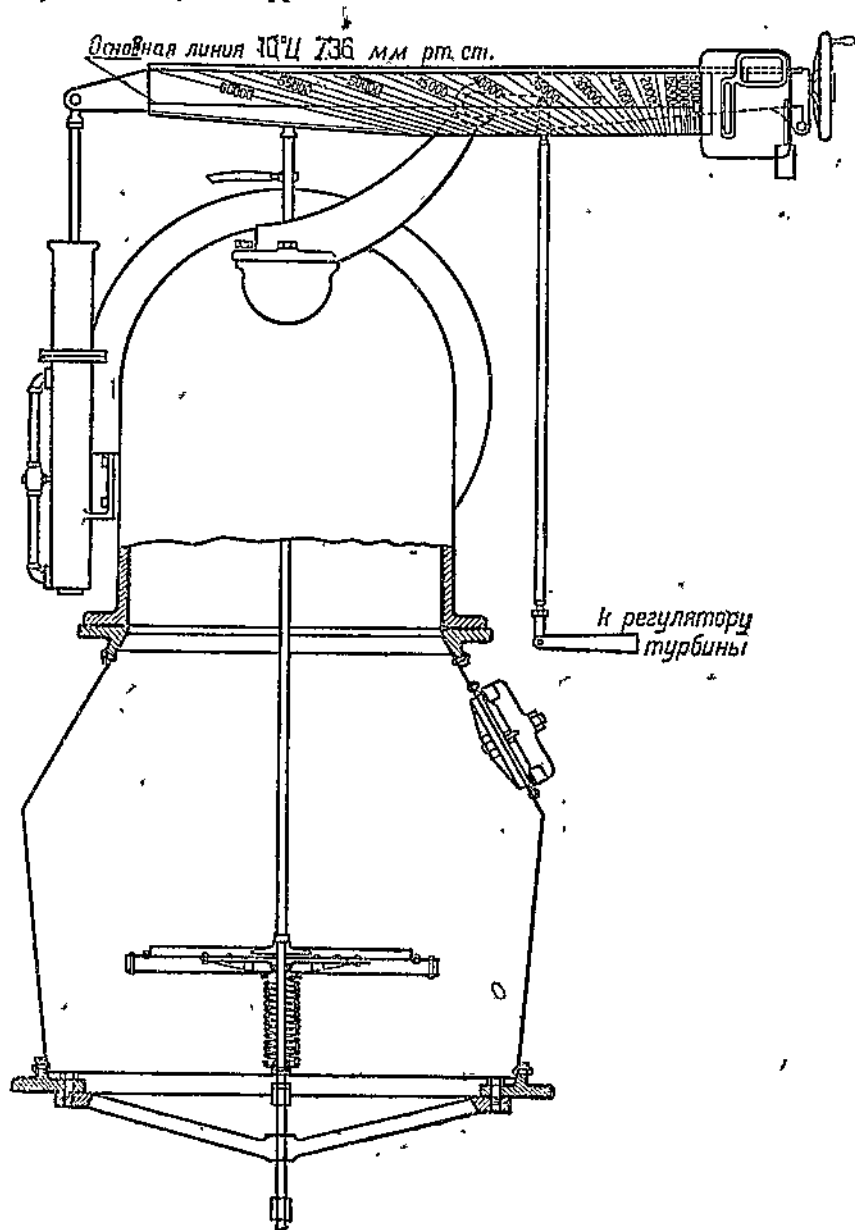
По другому принципу устроены регуляторы так называемого поплавкового типа (фиг. 208), имеющие также широкое распространение.

Принцип этого регулирования состоит в том, что на пластину, помещенную в поток воздуха, действуют силы так называемого лобового сопротивления, пропорциональные скоростному напору. С увеличением расхода сила, действующая на пластину, увеличится, равновесие ее (см. на схеме уравнивающий груз) нарушится, и она сместится в направлении потока (в нашем случае книзу), переставляя тем самым клапан двигателя и уменьшая число оборотов.

Если проследить по характеристикам фиг. 209, как происходит в обоих рассмотренных случаях регулирование на постоянный расход путем изменения числа оборотов, то получим следующую картину.

Сначала турбокомпрессор работал на расходе V_1 при противодавлении, определяемом давлением у потребителя p_1 и потерями в сети (характеристика сети — парабола) $p_1 - a$. Если давление в сети упадет до p_2 , то при том же числе оборотов расход увеличится до V_2 соответственно новой характеристике сети $p_2 - b$. При этом регулятор прикрывает клапан турбины, и пара, подаваемого к турбине, не хватит на создание мощности N_2 , соответствующей расходу V_2 . Поэтому число оборотов начнет падать, пока снова не установится равновесие между мощностью потребляемой и создаваемой. Это равновесие может наступить только при $V_2 = V_1$; при любых других расходах клапан турбины будет перемещаться таким образом, чтобы приблизить расход V_2 к расходу V_1 .

Обычно в систему регулирования включают еще центробежный регулятор самой паровой турбины.

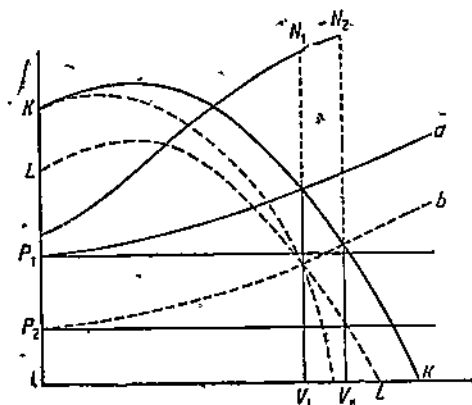


Фиг. 208. Регулятор подачи поплавкового типа.

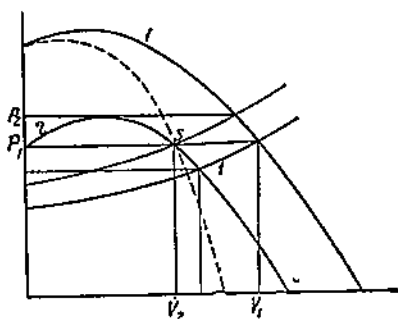
Если турбокомпрессор работает от привода с постоянным числом оборотов, то при изменении характеристики сети от p_1 — a до p_2 — b регулятор начнет прикрывать дроссель на всасывании и тем самым начнет

изменять характеристику турбокомпрессора ¹ (дроссель здесь рассматривается как элемент самого турбокомпрессора) до тех пор, пока эта измененная характеристика не пройдет через точку z характеристики сети $p_2 - b$, соответствующую подаче V_1 .

Регулирование на постоянное давление. Регуляторы на постоянное давление действуют так же, как регуляторы на постоянный расход, с той разницей, что в них к воздушному цилиндру подводится не разрежение в горле трубки Вентури, а давление в цилиндрическом участке за турбокомпрессором.



Фиг. 209. Регулирование величины подачи.



Фиг. 210. Регулирование давления.

Если и теперь проследить по характеристике процесс регулирования, то получим следующую картину (фиг. 210).

Сначала характеристика системы была $I-I_1$, и компрессор работал с расходом V_1 при давлении p_1 .

Если сопротивления системы увеличились, получится меньший расход V_2 при давлении $p_2 > p_1$. Вентиль турбины начнет прикрываться, появится недостаток мощности, и обороты начнут падать, пока давление не дойдет до значений p_1 , уравновешивающего пружину под поршнем E регулятора.

В случае привода с постоянным числом оборотов дроссель на входе в турбокомпрессор будет прикрываться до тех пор, пока изменившаяся характеристика турбокомпрессора не пройдет через точку z измененной характеристики сети, соответствующую давлению p_1 .

Изменение подачи и давления компрессора можно производить как дросселированием на входе, так и дросселированием на выходе. В случае дросселирования на входе из компрессора выходит объем воздуха,

¹ Очевидно, что изменение характеристики турбокомпрессора связано с тем, что мы рассматриваем объем V воздуха на всасывании до дросселя и перепады давления, не включающие потерь в дросселе. Если бы мы рассматривали перепады давления в самом турбокомпрессоре, считая за давление на входе давление за дросселем, и объем воздуха, фактически входящие в машину (большие, чем объемы до дросселя в связи с уменьшением давления в нем), то характеристика турбокомпрессора осталась бы без изменения.

равный объем, подаваемому в сеть; при дросселировании на выходе через компрессор проходят меньшие объемы воздуха.

При лопатках, загнутых назад, уменьшение объема воздуха, проходящего через машину при дросселировании на выходе, приводит к увеличению теоретического напора, сообщаемого воздуху, т. е. к увеличению расхода мощности при той же подаче на выходе (за дросселем). Поэтому при лопатках, загнутых назад, дросселирование на входе оказывается экономически более выгодным. Кроме того, уменьшение объемного расхода при дросселировании на выходе приближает рабочую точку характеристики к пумпажной зоне, что явно нецелесообразно. Это обстоятельство заставляет предпочитать регулирование давления и производительности дросселированием на входе и в случае компрессоров (нагнетателей) с радиальными лопатками рабочих колес, хотя в последнем случае оба расположения регулирующего дросселя (на входе и на выходе) экономически равноценны.

Следует подчеркнуть, что приведенные системы регулирования — только принципиальные, упрощенные схемы. В действительности в системе регулирования вводится целый ряд дополнительных промежуточных рычагов; а иногда и регулятор самой турбины, благодаря чему работа регулирования становится более четкой и устойчивой¹.

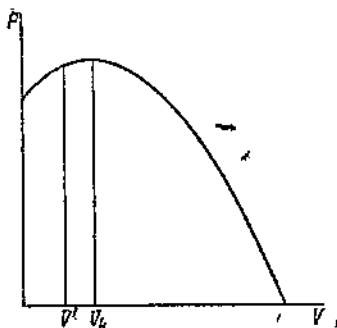
§ 62. РЕГУЛИРОВАНИЕ НА УСТОЙЧИВУЮ РАБОТУ

В главе о работе вентиляторов мы уже указывали, что область характеристики с положительной первой производной соответствует неустойчивому режиму работы при наличии более или менее постоянного противодействия.

Для вентиляторов это обстоятельство обычно оказывается несущественным, так как они работают в большинстве случаев на покрытые гидравлических сопротивлений, меняющихся по квадратам скоростей; для турбокомпрессоров же, имеющих часто значительное противодействие, не зависящее от подачи, наличие неустойчивой зоны весьма нежелательно, так как приводит к сильным ударам, резким толчкам и частым перебоям в работе агрегата.

Простейший и самый невыгодный способ избежать неустойчивого режима заключается в том, что при уменьшении расхода до V' ниже V_k (фиг. 211) регулятор выпускает часть сжатого воздуха в атмосферу, причем расход $V_k - V'$ теряется бесполезно.

Для такого регулирования обычно применяется весьма простое устройство, являющееся дополнением к нормальному вентилю в напорной линии. Тарелка клапана А (фиг. 212), облегченная пружиной, имеет высоту подъема, определяемую расходом. При $V < V_k$ шпindel тарелки упирается в выпускной клапан и выпускает в атмосферу излишек воздуха.



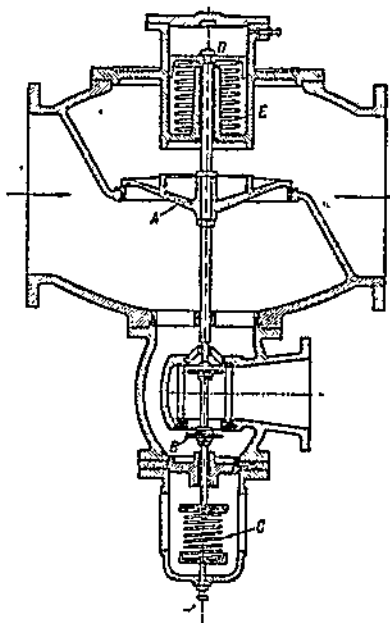
Фиг. 211. Понижение расхода с переходом в область неустойчивой работы.

¹ Подробнее см. К а р т о н, Турбовоздуховки и компрессоры, Энергоиздат 1933.

Очевидно, что при наличии такого предохранительного выпускного клапана неустойчивый режим наступить не может.

Более выгодные методы предотвращения неустойчивого режима приводятся ниже.

Дросселирование во всасывающей линии. Как мы уже указывали в начале курса, при протекании воздуха сквозь суженные сечения происходит падение давления, не сопровождаемое понижением температуры. Объясняется это тем, что при ударе и вихреобразовании после сжатого сечения кинетическая энергия, полученная за счет падения теплосодержания, снова превращается в теплоту.



Фиг. 212. Регулятор пумпажа.

Поэтому, поместив в линии всасывания регулирующую задвижку, которая будет дросселировать всасываемый поток при $V' - V_k$, получим за задвижкой падение давления при постоянной температуре.

Из общих уравнений расчета нагнетателей мы могли видеть, что компрессор создает в каждой ступени определенное отношение $\frac{p_i + 1}{p_i}$, и, следовательно, уменьшение начального давления перед компрессором вызовет во всех ступенях падение давления, пропорциональное отношению $\frac{p'_0}{p_0}$ (p'_0 — давление после дросселя, p_0 — атмосферное давление).

При объеме V_k воздуха, проходящем через турбокомпрессор, мы получим расход в куб. метрах атмосферного воздуха несколько меньший за счет падения плотности воздуха после дросселя. Поэтому расход воздуха в куб. метрах, приведенных к условиям всасывания (до дросселя регулятора)

$$V_{эфф} = V' \cdot \frac{p'_0}{p_0}$$

Назначение дросселя, регулирующего устойчивость режима, сводится, таким образом, к следующему.

Если расход воздуха (атмосферного) падает ниже критического V_k , то разрежение, создаваемое дросселем, должно быть таким, чтобы фактический объем воздуха, притекающего к первой ступени, был все же больше либо равен V_k , т. е.

$$V' = V_{эфф} \frac{p_0}{p'_0} \geq V_k,$$

следовательно,

$$p'_0 \leq p_0 \cdot \frac{V_{эфф}}{V_k}.$$

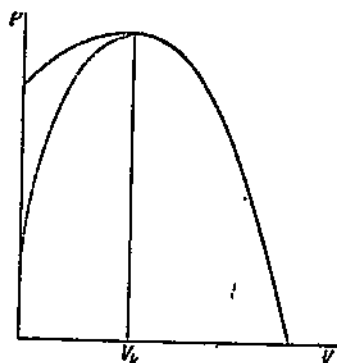
При этом конечное давление, развиваемое турбокомпрессором, будет, очевидно, меньше, чем давление, соответствующее V_k .

Очевидно

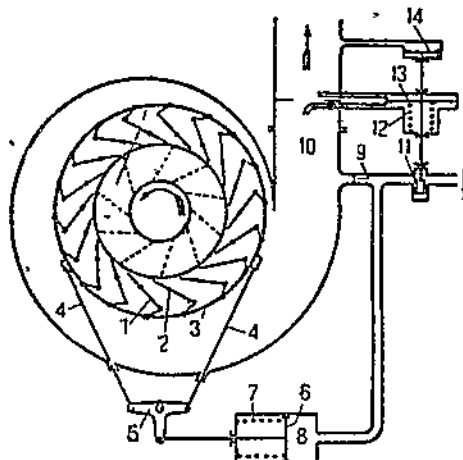
$$p_a' = \frac{p_a}{p_0} \cdot p_0' = p_a \cdot \frac{p_0'}{p_0} \leq p_k \cdot \frac{V_{\text{эфф}}}{V_k}.$$

Отсюда ясно, что устойчивость достигается за счет падения давления, развиваемого компрессором в неустойчивой части характеристики (см. пунктирную кривую на характеристике, соответствующую работающему регулятору, фиг. 213).

Регулирование путем перестановки направляющего аппарата. Этот способ регулирования является наиболее совершенным, будучи в то же время и наиболее сложным. Принцип его заключается в том, что при наличии направляющего аппарата наибольшие потери при режимах, отклоняющихся от нормального,



Фиг. 213. Характеристика воздушной турбины при работе с регулятором и без регулятора.



Фиг. 214. Регулирование путем перестановки направляющего аппарата.

вызываются ударом при входе в направляющий аппарат. При этом безударному выходу, грубо говоря, соответствует максимум кривой $H=f(Q)$. Поэтому, имея возможность менять угол установки лопаток, можно произвольно смещать расход V_k влево, т. е. при любых расходах работать в области устойчивой характеристики.

Одновременная перестановка всей системы направляющих лопаток производится от руки, или от сервомотора, как в случае регулирования на постоянный расход (фиг. 214). При этом характеристика непрерывно изменяет свою форму, и турбокомпрессор все время работает в области достаточно больших к. п. д.

ЧАСТЬ ПЯТАЯ

РОТАЦИОННЫЕ КОМПРЕССОРЫ И ВОЗДУХОДУВКИ

ГЛАВА XIX

ПРИНЦИПЫ ДЕЙСТВИЯ, КОНСТРУКЦИИ И РЕГУЛИРОВАНИЕ РОТАЦИОННЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

§ 63. ОБЩИЕ СООБРАЖЕНИЯ

Как уже указывалось, для того чтобы турбонагнетатель работал с достаточно высоким к. п. д., должно иметь место соотношение

$$n_{уд} \geq \frac{150}{z^{3/4}}.$$

Это означает, что для относительно малых подач и больших давлений приходится работать на очень высоких числах оборотов и применять значительно большее число ступеней, чем это вызывается соображениями напора и прочности.

В тех случаях, когда применение очень высокооборотных и многоступенчатых машин нецелесообразно, следует переходить к машинам с принудительным нагнетанием воздуха. Это, однако, еще не означает, что следует переходить к поршневым машинам с возвратно-поступательным движением поршня.

Современная техника создала ряд ротационных машин, работающих по поршневому принципу, в которых, однако, в большей или меньшей степени сохранены достоинства турбовоздуходувки, как то: уравновешенность масс, высокое число оборотов, допускающее непосредственное соединение с мотором, отсутствие клапанов, непрерывность подачи, допускающая отсутствие или малые размеры ресивера за машиной и т. д.

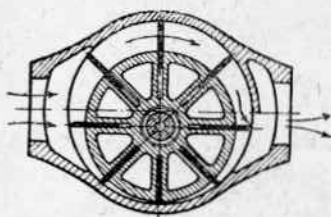
Как и всякая машина поршневого типа с принудительной подачей воздуха, ротационная воздуходувка и компрессор незначительно меняют свою подачу при изменении противодавления.

Рассмотрим наиболее типичные и распространенные из конструкций ротационных компрессоров и воздуходувок.

§ 64. РОТАЦИОННЫЙ ПЛАСТИНЧАТЫЙ КОМПРЕССОР

На фиг. 215 показана схема, а на фиг. 216 внешний вид пластинчатого ротационного компрессора.

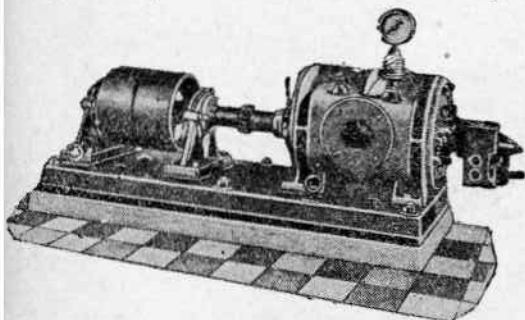
На валу машины, эксцентрично вставленном в цилиндрический корпус, укреплен чугунный ротор с радиальными прорезями. Поверхность цилиндра и поверхность ротора шлифованные; стенки цилиндра



Фиг. 215. Схема работы ротационной пластинчатой воздуходувки.

снабжены охлаждением (водяная рубашка на фиг. 215 не показана).

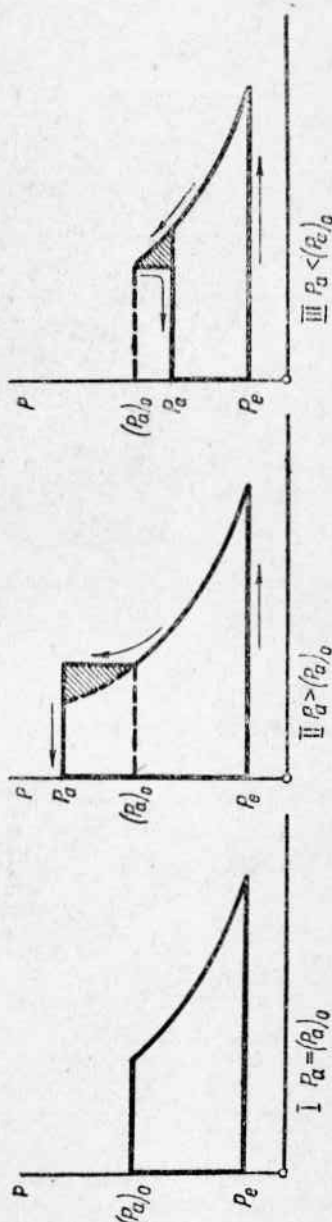
В прорези ротора вставлены стальные пластины толщиной 1—3 мм, свободно скользящие в своих пазах. При вращении ротора радиальные пластины под влиянием центробежной силы выдвигаются из пазов и прижимаются к стенкам кожуха



Фиг. 216. Ротационная пластинчатая воздуходувка.

настолько плотно, что разность давлений с двух сторон пластинки может быть доведена до 0,2—0,3 кг/см² без заметных утечек воздуха.

При вращении барабана наружный воздух входит в пространство между пластинами, сжимается при дальнейшем вращении и подается в ресивер или непосредственно к потребителю.

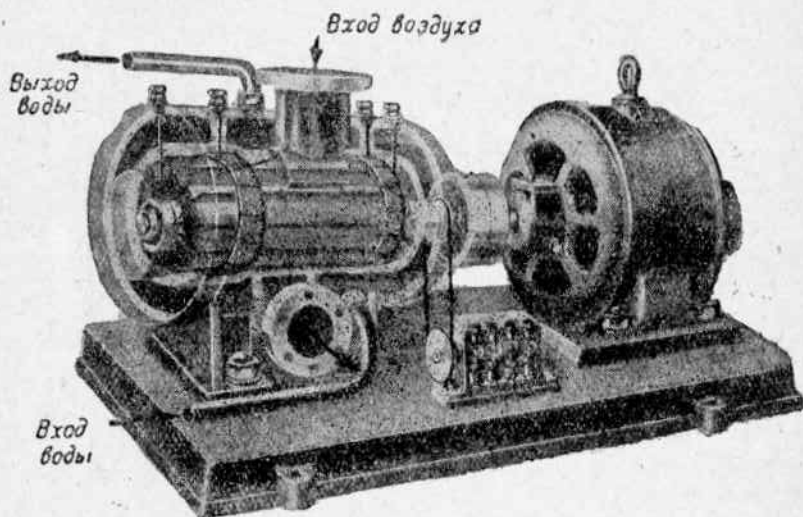


Фиг. 217. Индикаторные диаграммы ротационной пластинчатой воздуходувки.

P_a — давление нагнетания; $(P_a)_0$ — расчетное давление. Штриховкой показана площадь диаграммы, соответствующая излишней затрате при $P_a \neq (P_a)_0$.

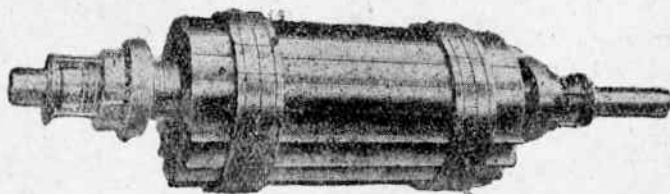
На фиг. 218 изображено конструктивное выполнение такой воздуходувки, на фиг. 218а показан отдельно ротор.

Для уменьшения трения пластин о стенки цилиндра в последнем иногда вытачиваются две кольцевых прорези, в которые свободно с за-



Фиг. 218. Установка ротационной воздуходувки с приводом от электромотора.

зорами вставлены два кольца, несколько выступающие (на доли миллиметра) внутрь корпуса цилиндра. Эти кольца вращаются вместе с пластинами ротора под влиянием сил трения (фиг. 218а).



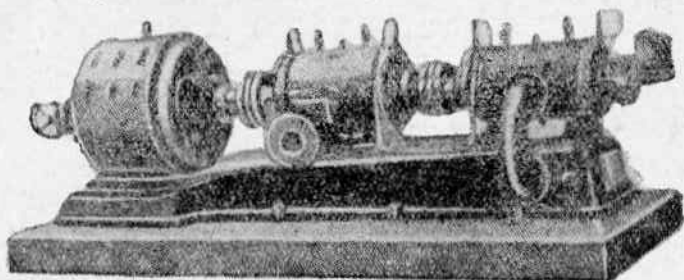
Фиг. 218а. Ротор ротационной пластинчатой воздуходувки.

Ротационные пластинчатые нагнетатели производят при подаче воздуха непрерывное и постепенное сжатие от p_1 до p_2 .

При этом конечное давление сжатия воздуха внутри самого нагнетателя p_2 определяется не противодействием сети, как в поршневых машинах, а конструкцией самого ротационного компрессора, из-за чего ротационные компрессоры резко понижают к. п. д. при отклонении противодействия от расчетного (фиг. 217).

В одном цилиндре компрессора можно развивать давление до 3 атм. При более высоких давлениях два компрессора соединяются последовательно, причем фундаментная плита обычно служит промежуточным

холодильником (фиг. 219). Применение воздуходувок пластинчатого типа при давлениях ниже 0,9—1,0 *ата* нецелесообразно, так как при этом относительный расход мощности на трение пластин делается чрезмерно



Фиг. 219. Двухступенчатый ротационный компрессор с промежуточным холодильником.

большим и к. п. д. воздуходувки падает до недопустимо малых значений.

Основные формулы для расчета ротационного компрессора пластинчатого типа

Процесс работы воздуходувки с бесконечно тонкими лопатками можно представить следующим образом (фиг. 215).

Через сечение с наибольшей высотой $2m$ (m — эксцентриситет) непрерывно подается воздух атмосферного давления, движущийся с быстротой самой пластинки πDn м/мин, где D — удвоенное расстояние от середины пластинки до оси цилиндра, равное D барабана. Площадь протекания воздуха равняется $2 \cdot m \cdot l$, и следовательно, теоретическое количество подаваемого воздуха

$$(V_{\text{мин}})_t = 2 \cdot m \cdot l \cdot \pi Dn \text{ м}^3/\text{мин.}$$

В действительности минутная подача

$$V_{\text{мин}} = \lambda_1 \cdot l (\pi D - sz) 2mn,$$

где λ_1 — коэффициент подачи, зависящий в основном от утечки воздуха через края пластин и от подогрева воздуха во время всасывания; l — длина цилиндра; обычно $l = 1,5—2D$; чем выше напор, тем больше делается l ; D — диаметр цилиндра, равный удвоенному расстоянию от середины пластины в наиболее выдвинутом положении до оси вращения; s — толщина пластин 1—3 мм; z — число пластин (8—24); m — эксцентриситет, играющий роль хода поршня; $m = 0,05 \div 0,1 D$; чем выше напор, тем меньше делается m .

Введем еще

$$\lambda_2 = \frac{\pi D - sz}{\pi D}$$

— коэффициент сужения сечения лопатками.

С увеличением напора уменьшается коэффициент λ_1 и коэффициент λ_2 , так как при этом увеличивается число и толщина лопаток.

При подсчетах можно приближенно считать

$$\lambda^0/0 = \lambda_1 \lambda_2 = 100 - k \frac{P_2}{P_1},$$

где в зависимости от производительности машины $k = 5 \div 10$. Большим производительностям соответствуют меньшие k .

В расчете ротационного компрессора лучше всего исходить из окружной скорости концов пластин

$$u \approx \frac{\pi D n}{60} \text{ м/сек},$$

которая во избежание чрезмерного износа должна лежать в пределах 10—12 м/сек.

Пример 48. Определить основные параметры ротационного пластинчатого компрессора на 180 м³/час при давлении в 3 атм.

$$V_{мин} = \lambda \cdot l \cdot \pi D \cdot 2 \pi n,$$

причем $\lambda = \lambda_1 \cdot \lambda_2$.

Примем: $l = 1,5 D$; $\lambda = 100 - 10 \cdot 3 = 70\%$; $m = 0,1 D$; $u = 11 \text{ м/сек} = 660 \text{ м/мин}$. Тогда

$$V_{мин} = \frac{180}{60} = 3 = 0,70 \cdot 2 D \cdot 660 \cdot 2 \cdot 0,1 D = 185 D^2,$$

$$D = \sqrt{\frac{3}{185}} = 0,128 \text{ м.}$$

$$n = \frac{600}{\pi D} = \frac{660}{3,14 \cdot 0,128} = 1450 \text{ об/мин.}$$

Пример 49. Определить основные размеры и число оборотов компрессора на часовую подачу 1000 м³/час при противодавлении 4 атм.

$$V_{мин} = 16,7 \text{ м}^3/\text{мин}; \lambda = 100 - 5 \cdot 4 = 80\%;$$

$$u = \frac{\pi D n}{60} = 10,3 \text{ м/сек} = 620 \text{ м/мин}; m = 0,05 D; l = 2 D.$$

Получим:

$$16,7 = 0,80 \cdot 2 \cdot 620 \cdot 0,1 D^2 = 99 D^2, D^2 = \frac{16,7}{99} = 0,168 \text{ м}^2, D = 410 \text{ мм},$$

$$n = \frac{660}{\pi \cdot 0,41} \approx 500 \text{ об/мин.}$$

В связи с значительным подогревом воздуха в машине за счет трения пластин о стенки (высокие значения показателя политропы сжатия m) адиабатический к. п. д. ротационных пластинчатых компрессоров лежит несколько ниже, чем $\eta_{ад}$ для современных поршневых компрессоров. Можно считать, что

$$\eta_{ад} = 0,5 - 0,6.$$

Чем выше напор, тем длиннее делается язык, перекрывающий рабочие секции во время сжатия. Длина языка определяется из тех соображений, чтобы давление в секции к моменту сообщения ее с нагнетательным трубопроводом было несколько выше давления в линии.

В начальный момент для одной секции

$$V_1 = \frac{2\pi \cdot D_{cp} \cdot m \cdot l}{z}$$

В последний момент (перед выпуском в нагнетательный объем)

$$V_2 = \frac{2\pi \cdot D_{cp} \cdot a_{cp} \cdot l}{z}$$

где a_{cp} — средняя высота секции в момент сообщения ее с нагнетательным патрубком.

Из того воздуха, который был в первой секции, к концу в секции останется приведенный к начальным условиям объем $V_1' = \lambda \cdot V_1$ (точнее $\lambda_1 \cdot V_1$; при подстановке вместо λ_1 значения λ мы даем некоторый дополнительный запас давления).

Из уравнения политропы

$$p_1 (\lambda V_1)^m = p_2 V_2^m$$

следует

$$\frac{V_2}{\lambda V_1} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{m}},$$

или считая $m = 1,5 \div 1,6$, в среднем 1,55, для ротационных пластинчатых машин получим

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{a_{cp}}{m} = \lambda \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{0,65}.$$

В примере 49 получим, считая $p_2 = 3,2 \text{ атм}$,

$$\frac{a_{cp}}{m} = \frac{0,85}{3,2^{0,65}} \approx 0,4,$$

т. е.

$$a_{cp} \approx 2 \cdot 0,4 \cdot 0,1 D_{cp} = 0,8 D_{cp}.$$

В примере 49, считая $p_2' = 4,3 \text{ атм}$,

$$\frac{a_{cp}}{m} = \frac{0,75}{4,3^{0,65}} = 0,29,$$

$$a_{cp} = 2 \cdot 0,29 \cdot 0,05 D_{cp} \approx 0,03 D_{cp}.$$

Ротационные пластинчатые компрессоры следует применять только в тех случаях, когда требуемое давление не ниже 1—1,5 атм. Начиная от давлений в 2 атм и выше (до 3 атм в одноступенчатом и до 8 в двухступенчатом компрессоре), никакие другие ротационные компрессоры неприменимы.

¹ Нетрудно показать из элементарных тригонометрических соотношений, что

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{1 + \cos \alpha}{2},$$

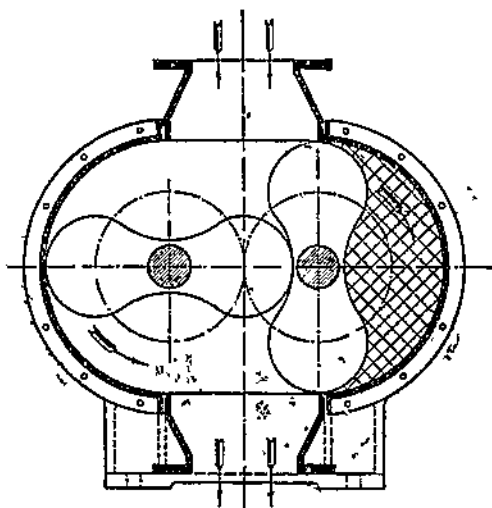
где α — угол между радиус-вектором конца языка и вертикальной осью машины (с центром на оси кожуха).

Большая плотность прижимания рабочих пластинок к цилиндру, позволяющая достигать указанных высоких давлений, является в то же время и большим недостатком пластинчатых ротационных компрессоров. Во-первых, трение лопаток вызывает обычно сильный шум. Затем окружные скорости сверх указанных пределов 10—12 м/сек совершенно недопустимы, так как и при этих скоростях наблюдается очень быстрый износ рабочих пластин.

Кроме того, при малейшей разрегулировке ротационных компрессоров этого типа наблюдается резкое падение к. п. д. (до $\eta_{ad} = 0,25 \div 0,30$) в связи с повышением из-за трения показателя политропы сжатия до значения $m = 1,60 \div 1,70$ и даже выше. Из-за малой допустимой окружной скорости приходится при сколько-нибудь значительных расходах значительно понижать число оборотов компрессора. Так, например, при $V_{час} = 4500 \div 5000$ м³/час число оборотов обычно равно $n \approx 400$ об/мин и компрессор получается тихоходным и громоздким.

§ 65. ВОЗДУХОДУВКИ РУТА

Если постепенно уменьшать число z циклоидальных зубьев зубчатых колес, то можно прийти до $z = 2$, причем взаимное зацепление зубчатых колес от этого не нарушится и плотное взаимное соприкосновение зубьев будет сохраняться на протяжении всего времени работы.



Фиг. 220. Схема воздуходувки Рута.

На этом основана работа так называемых воздуходувок Рута, применяемых при давлениях 600—8000 мм вод. ст. и расходах 2—400 м³/мин. Воздух, попадающий между вращающимся крылом и кожухом, не имея другого выхода, подается в нагнетательный резервуар (фиг. 220). Оба крыла при этом работают независимо от двух отдельных зубчаток, большей частью елочных или винтовых, вращающихся от одного привода (фиг. 221).

В воздуходувках типа Рут сжатие от p_1 до p_2 происходит мгновенно, в момент сообщения воздушной камеры с объемом нагнетания. Поэтому индикаторная диаграмма воздуходувки Рута имеет вид прямоугольника, и затрата работы на сжатие 1 м³ воздуха равняется (фиг. 222).

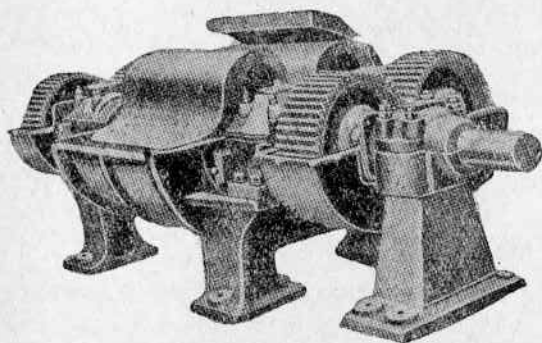
$$L = (p_2 - p_1) \text{ кгм/м}^3.$$

При высоких давлениях эта работа гораздо больше адиабатической (а тем более изотермической) работы,

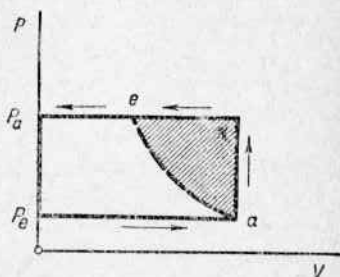
При полном отсутствии потерь для воздуходувки типа Рута получим:

$\frac{P_0}{P_1}$	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5
$L_{Рута}$	5 000	10 000	15 000	20 000	25 000	30 000	35 000
$L_{ад}$	4 300	7 500	10 450	12 900	15 100	17 000	18 800
$\eta_{ад}$	0,86	0,75	0,7	0,64	0,6	0,57	0,54

Учитывая дополнительно потери в передачах, а также существенную утечку сжатого воздуха через зазоры, следует прийти к выводу, что применение машин типа Рута при высоких давлениях нецелесообразно.



Фиг. 221. Воздуходувка Рута со снятой верхней крышкой.



Фиг. 222. Индикаторная диаграмма воздуходувки типа Рута:

ae — адиабата. Штриховкой показана площадь, соответствующая излишней затрате работы за счет сжатия по изохоре.

Поэтому их не применяют для давлений свыше 0,8—1 *атм*; при этом относительный к. п. д. этих воздуходувок по отношению к указанному специфическому циклу

$$\eta = \frac{Q_{сек} \cdot H}{75 \cdot N}$$

лежит в пределах $\eta = 0,65 — 0,85$.

§ 66. РАСЧЕТ ВОЗДУХОДУВКИ РУТА

Абсолютной герметичности в зазоре между крылом и кожухом при одновременном условии отсутствия трения добиться невозможно. Поэтому в зависимости от противодавления происходит утечка воздуха.

Величину этой утечки принято определять следующим образом: при закрытом выпускном клапане из нагнетательного резервуара воздуходувка пускается с таким числом оборотов n' об/мин, чтобы создалось нужное давление p . Тогда, если по теоретическому расчету для подачи V м³/час требуется n об/мин, то воздуходувке сообщается число оборотов $n + n'$. Окружная скорость u' , соответствующая числу оборотов n' , называется скоростью скольжения. Отношение $100 \cdot \frac{n'}{n} \%$ называется „скольжением“. Чем выше противодавление, тем больше скольжение.

В зависимости от противодействия и тщательности обработки и сборки окружные скорости и скорости скольжения колеблются в весьма широких пределах. Окружные скорости обычно берутся в пределах 6—15 м/сек, что касается скоростей скольжения u , зависящих от напора H , развиваемого воздуходувкой, то в первом приближении можно считать

$$u' = \frac{\pi D n'}{30} = 0,03 - 0,06 \sqrt{H},$$

где H — напор, развиваемый воздуходувкой в мм вод. ст.; при этом большие значения соответствуют меньшим напорам.

Обычно рабочую площадь (заштрихованная на фиг. 220) для одной рабочей крыльчатки можно считать равной $\frac{1}{3}$ ометаемого круга

$$F' = \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} \approx 0,25 D^2.$$

Указанных общих соображений достаточно для определения основных размеров воздуходувки и ее к. п. д.; при этом значение u' для данных производственных условий приходится брать непосредственно из опыта.

Основой расчета являются величины:

- 1) $\frac{u}{u + u'}$ — $\eta_{\text{скольж}}$, к. п. д. скольжения, определяющий в основном к. п. д. всей воздуходувки;
- 2) $(u + u')$ — окружная скорость, которая не должна превосходить допустимых пределов 8—15 м/сек;
- 3) отношение ширины лопасти b к D , лежащей обычно в пределах

$$\frac{b}{D} \approx 0,8 \div 2.$$

Большие значения соответствуют большим расходам.

Пример 50. Определить основные размеры и число оборотов воздуходувки типа Рут на напор $H = 1000$ мм вод. ст. и расход $Q = 8$ м³/мин.

Решение. Задаемся:

$$\eta_{\text{мех}} = 0,8, \text{ окружная скорость } u + u' = 8 \text{ м/сек.}$$

Скорость скольжения

$$u' \approx 0,05 \sqrt{1000} = 1,6 \text{ м/сек.}$$

Отсюда к. п. д. скольжения

$$\eta_{\text{скольж}} = \frac{u}{u + u'} = \frac{(u + u') - u'}{u + u'} = \frac{8 - 1,6}{8} = 0,8.$$

К. п. д. воздуходувки

$$\eta = \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{скольж}} = 0,8 \cdot 0,8 = 0,64.$$

Примем $b = 1,5 D$; получим

$$Q_{\text{мин}} = 8 \text{ м}^3/\text{мин} = 2 \cdot 0,25 D^2 \cdot b \cdot n,$$

$$n_{\text{эфф}} = \frac{60 \cdot u + u'}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 8}{\pi D},$$

$$Q = \frac{2 \cdot 0,25 \cdot D^2 \cdot 1,5 \cdot 60 \cdot 8}{\pi} = 8; D = 296 \text{ мм}; b = 440 \text{ мм.}$$

$$n_{эфф} = \frac{8 \cdot 60}{\pi \cdot 0,296} = 520 \text{ об/мин},$$

$$N = \frac{QH}{75\eta} = \frac{8 \cdot 1000}{60 \cdot 75 \cdot 0,64} = 2,7 \text{ л. с.}$$

Пример 51. Определить основные размеры воздуходувки Рута на напор 5000 мм вод. ст. и подачу $Q = 300 \text{ м}^3/\text{мин}$.

Решение. Зададимся

$$\eta_{мех} = 0,85; \text{ окружная скорость } u + u' = 13,5 \text{ м/сек.}$$

Скорость скольжения

$$u' \approx 0,03 \sqrt{5000} = 2 \text{ м/сек.}$$

Отсюда к. п. д. скольжения

$$\eta_{скольж} = \frac{13,5 - 2}{13,5} = 0,85.$$

К. п. д. воздуходувки

$$\eta = \eta_{мех} \cdot \eta_{скольж} = 0,85 \cdot 0,85 = 0,725.$$

Принимаем $b = 2D$; получим:

$$300 = 2 \cdot 2 \cdot 0,25 D^2 n \text{ и } n = \frac{60 \cdot 13,5 \cdot 0,85}{\pi D}.$$

Отсюда $D = 1,80 \text{ м}$, $b = 3,60 \text{ м}$.

$$n_{эфф} = \frac{60(u + u')}{\pi D} = \frac{60 \cdot 13,5}{\pi \cdot 1,8} = 220 \text{ об/мин.}$$

$$N = \frac{Q_{сек} \cdot H}{75 \cdot \eta} = \frac{300 \cdot 5000}{75 \cdot 60 \cdot 0,75} = 445 \text{ л. с.}$$

На фиг. 223 приведена опытная характеристика большой воздуходувки Рута при различных оборотах и противодавлениях.

§ 67. ПРОЧИЕ ТИПЫ РОТАЦИОННЫХ МАШИН

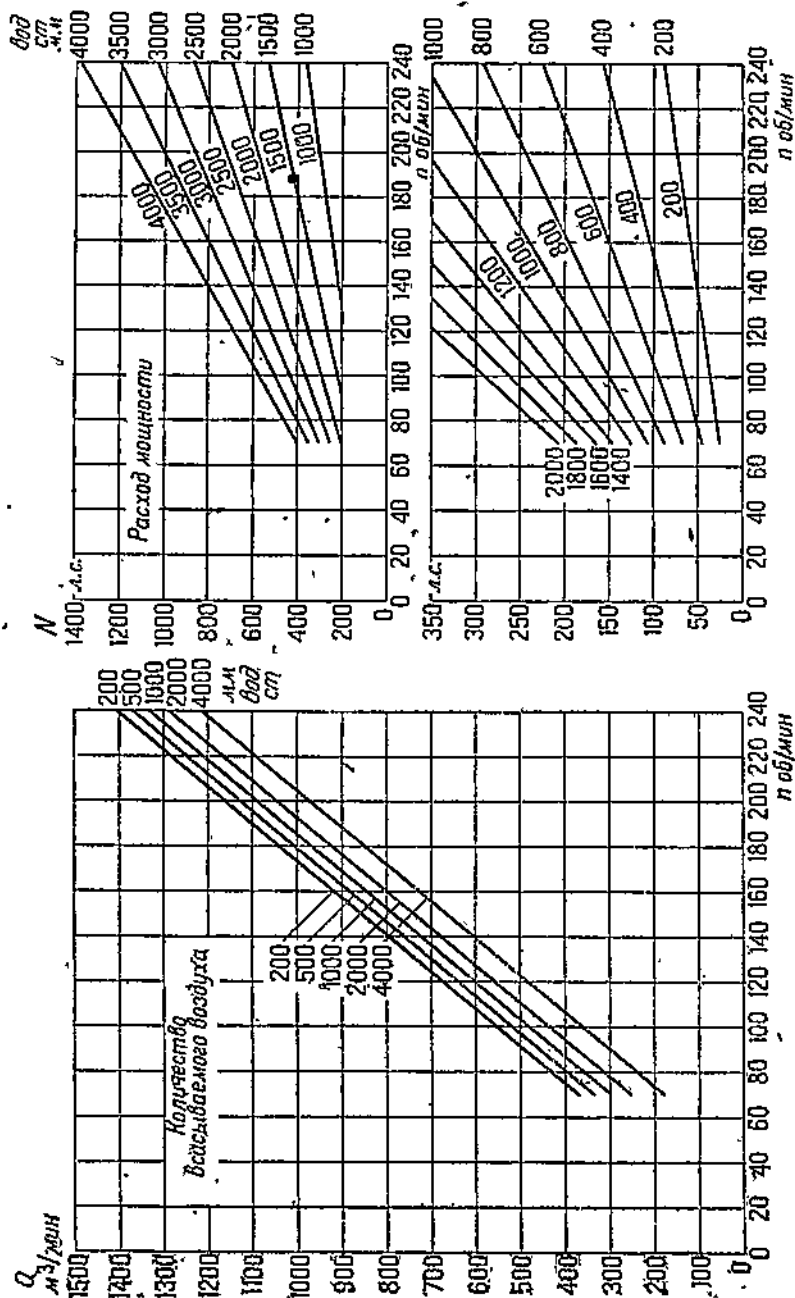
Приведенные выше схемы ротационных воздуходувок (пластинчатые и типа Рут) являются наиболее распространенными, но не единственными.

На основе схем, принципиально примыкающих к тому или другому типу, производится еще целый ряд модификаций, предназначенных для устранения тех или иных дефектов, свойственных приведенным выше основным типам.

Все эти модификации отличаются, однако, большей сложностью, большими габаритными размерами и стоимостью, чем ротационные воздуходувки (пластинчатые и Рута), чем и объясняется их относительно меньшее распространение.

Для давлений в пределах $0,3 - 1,5 \text{ ат}$ применяются барабанные ротационные воздуходувки типа Ривелл (фиг. 224, 225, 226), отличающиеся от обычных пластинчатых компрессоров тем, что в них вращающиеся пластинки захватывают с собой перфорированный (продырявленный) барабан; этот барабан вращается на шариковых подшипниках с минимальным (в долях миллиметра) зазором относительно стенок ци-

¹ Большие значения к. п. д. и окружной скорости взяты с учетом большой производительности машины.



Фиг. 223. Характеристика воздуходувки типа Рута с диаметром всасывающего патрубка 1000 мм.

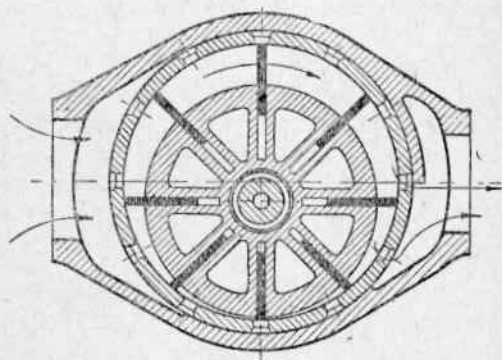
линдра. Схема действий компрессора типа Ривелл ясна из приведенных рисунков.

В компрессорах типа Ривелл трение пластинок о барабан обуславливается только разностью скоростей пластинок сверху, на наибольшем радиусе вращения $R + m$, и снизу, на наименьшем радиусе $R - m$.

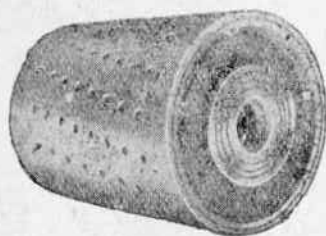
Благодаря этому ход компрессора получается достаточно плавным и тихим, и стирание лопаток практически не имеет места.

Ротационные воздуходувки типа Ривелл изготовляют, начиная от весьма больших с цилиндром диаметром 700 мм и кончая малыми лабораторными насосами (с давлением до 3000 мм), могущими вместе с мотором поместиться на одной руке.

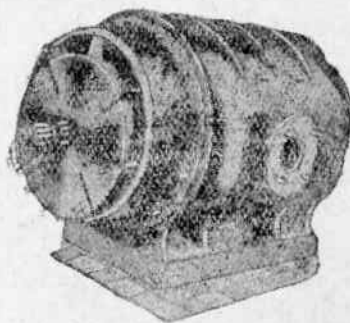
В качестве модификации воздуходувок типа Рут применяются так называемые коловратные воздуходувки; схема действия такой воздуховки приведена на фиг. 227. При вращении нижнего ротора по часовой стрелке воздух, заключенный между „лопатками“, перемещается



Фиг. 224. Схема работы ротационной воздуховки типа Ривелл.



Фиг. 225. Барабан ротационной воздуховки типа Ривелл.



Фиг. 226. Внешний вид воздуховки типа Ривелл.

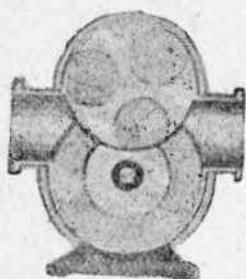
слева направо. Сжатие в этих воздуховках, как и в воздуховках типа Рут, происходит толчками.

Основное достоинство этих машин заключается в том, что верхний ротор у них является нерабочим, а только уплотняющим. Благодаря этому ведущая шестерня практически не передает второй шестерне (см. фиг. 221) никакого момента и не срабатывает; благодаря этому значительно уменьшается перетекание воздуха через зазоры.

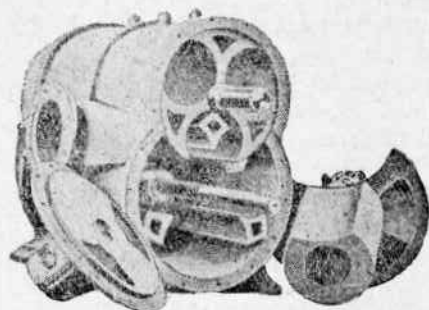
На фиг. 227а приведена такая коловратная воздуховка в разобранном виде.

§ 68. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ РОТАЦИОННЫХ МАШИН

Ротационные нагнетатели по принципу работы относятся к машинам с принудительной подачей воздуха. Другими словами, при повышении противодавления их подача уменьшается весьма незначительно. В связи с этим в случае уменьшения потребления сжатого воздуха



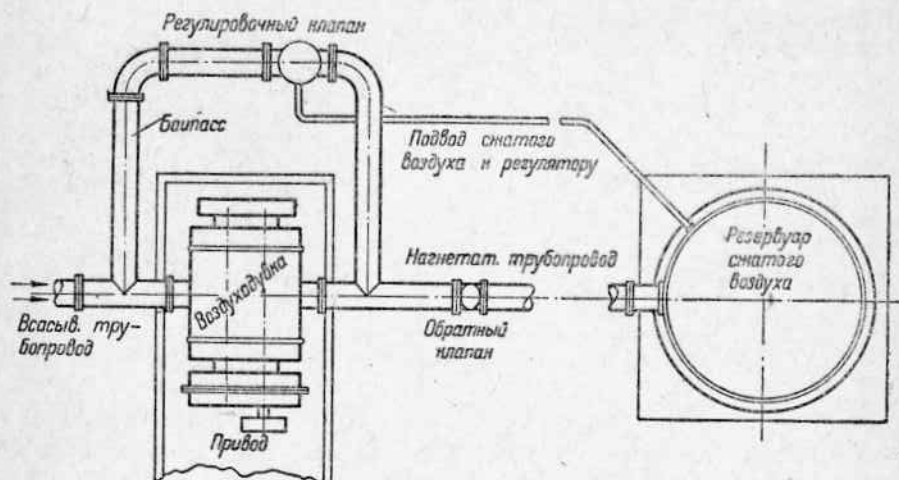
Фиг. 227. Схема действия коловратной воздуходувки.



Фиг. 227а. Коловратная воздуходувка в разобранном виде.

давление в резервуаре (в сети) может повыситься до недопустимых значений, если не принять специальных мер.

Очевидно, установка обычных предохранительных клапанов, предотвращая опасность аварии, является, как и в случае поршневых нагнетателей, мероприятием недостаточным, так как выпуск излишков сжатого



Фиг. 228. Регулирование подачи ротационной воздуходувки типа Рут.

воздуха в атмосферу приводит к неэкономичной работе установки на всех режимах, кроме расчетного.

Регулирование производительности ротационных нагнетателей обычно совершается путем прекращения подачи воздуха в ресивер по достижении в нем предельного допустимого давления.

Для этого достаточно открыть клапан, установленный за нагнетательным штуцером машины между компрессором и обратным клапаном нагнетательной машины. При этом выходящий воздух, давление которого за машиной упадет до атмосферного, будет выпускаться наружу; обратный клапан между ресивером и машиной закроется, подача воздуха в ресивер прекратится.

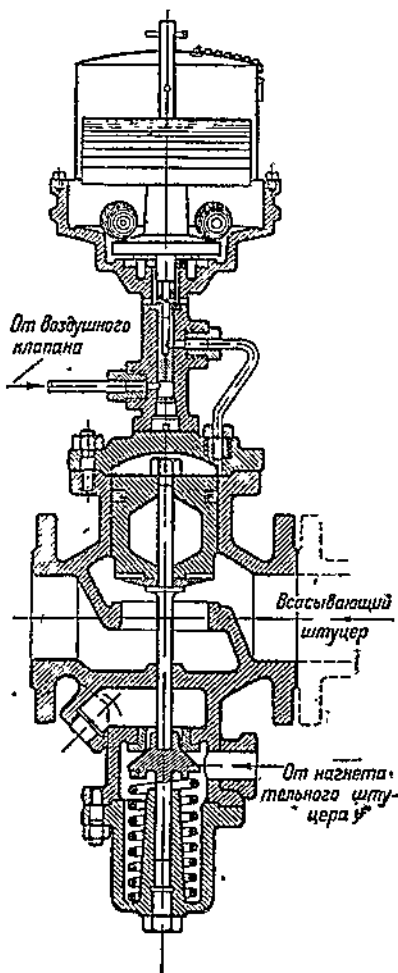
В случае подачи какого-либо газа или специально кондиционированного (обеспыленного, сухого и т. п.) воздуха, вместо выпуска его в атмосферу применяется обводной трубопровод (байпасс), через который воздух, выходящий из машины, попадает обратно во всасывающий трубопровод (фиг. 228).

Для воздуходувок типа Рут такое регулирование полностью решает задачу, так как при равенстве давлений во всасывающем и нагнетательном патрубке расход мощности на работу нагнетателя сводится к покрытию механических потерь.

Для ротационных пластинчатых нагнетателей указанное регулирование недостаточно, так как и при равенстве давлений в обоих штуцерах машины приходится затрачивать мощность на сжатие воздуха в машине (см. индикаторную диаграмму фиг. 217), что неизбежно по самому принципу ее действия. Поэтому в схему регулирования приходится вводить дополнительное устройство для понижения расхода мощности.

Регулирующий клапан устанавливается на всасывающем патрубке машины. При повышении давления в ресивере сверх допустимых значений клапан этот закрывается, причем одновременно открывается вспомогательный клапан, сообщающий (через байпасс), нагнетательный штуцер с атмосферой или со всасывающим трубопроводом. При этом нагнетатель прекращает подачу воздуха и, продолжая вращаться, создает со стороны всасывания вакуум, глубина которого определяется плотностью прилегания пластинок ротора к корпусу.

Из выражения для политропической работы цикла компрессора явствует, что при сохранении свойственного данному пластинчатому нагнетателю отношения давления $\frac{p_2}{p_1}$ и при резком понижении давления p_1



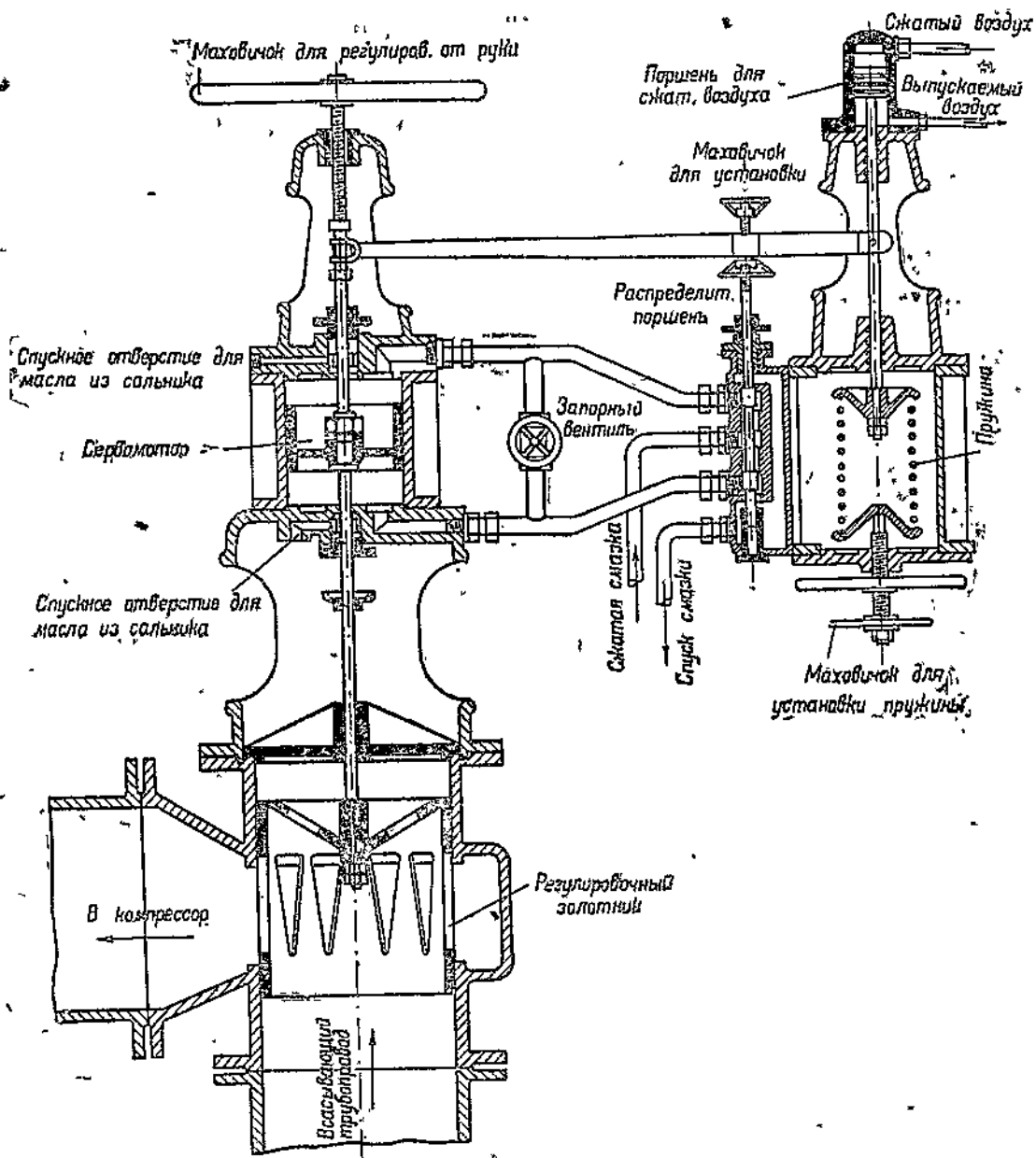
Фиг. 229. Весовой регулятор и регулирующий вентиль ротационного компрессора.

расход мощности на работу нагнетателя значительно уменьшится, практически сводясь к покрытию механических потерь.

На фиг. 229 показан регулятор весового (шарового) типа, устанавливаемый на всасывающем патрубке и служащий для регулирования подачи пластинчатого ротационного компрессора.

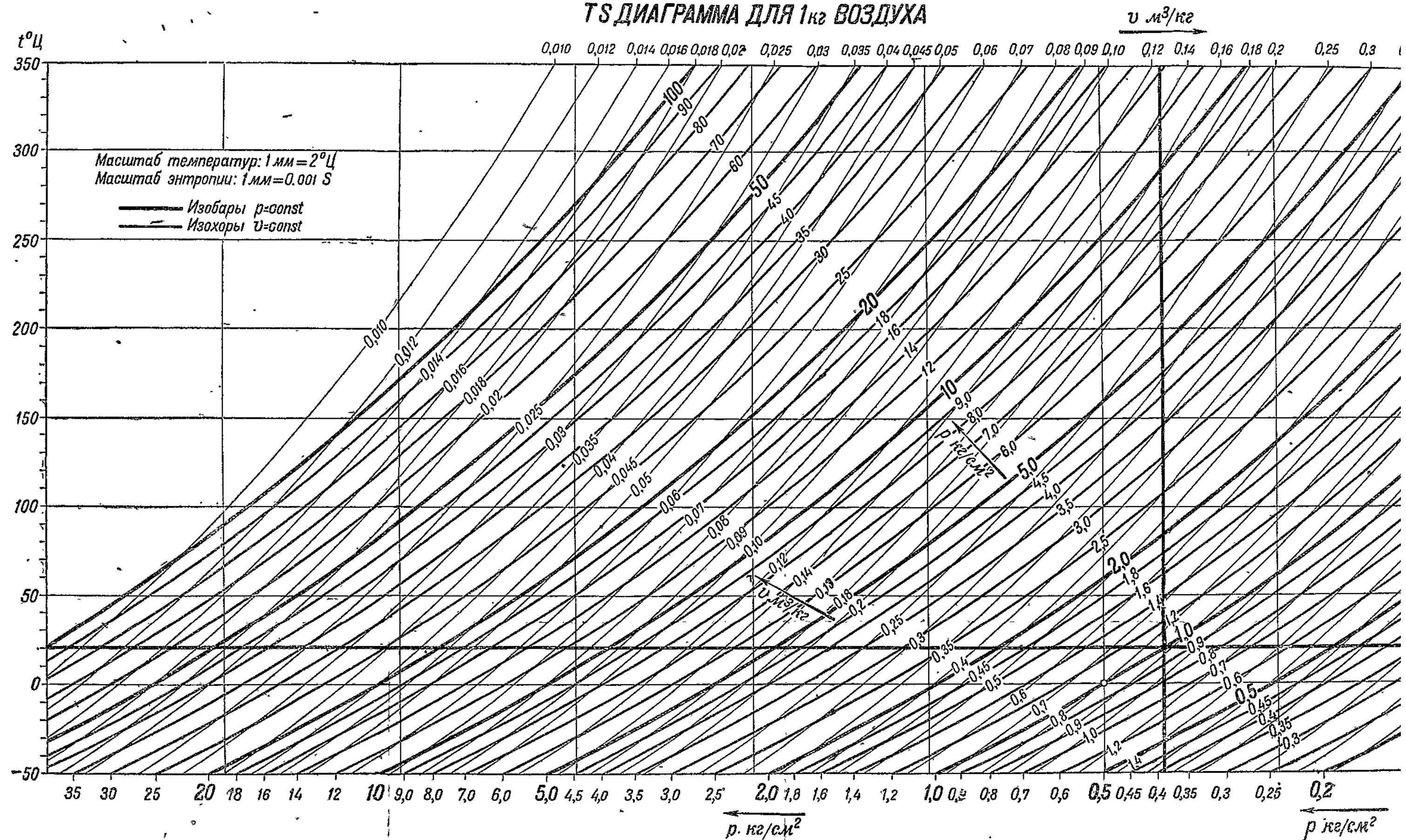
При опускании поршня регулятора одновременно закрывается клапан на всасывающем патрубке, чем прекращается доступ воздуха в машину, и открывается малый нижний клапан, сообщающий нагнетательный штуцер с атмосферой.

Желательное давление подачи устанавливается подбором веса груза на регуляторе, либо подбором пружин в случае применения пружинных регуляторов, вроде приведенных на стр. 116. Такого же типа регуляторы, несколько более простые в связи с необходимостью открывать один только перепускной клапан, могут быть применены и при регулировании подачи нагнетателей типа Рут.



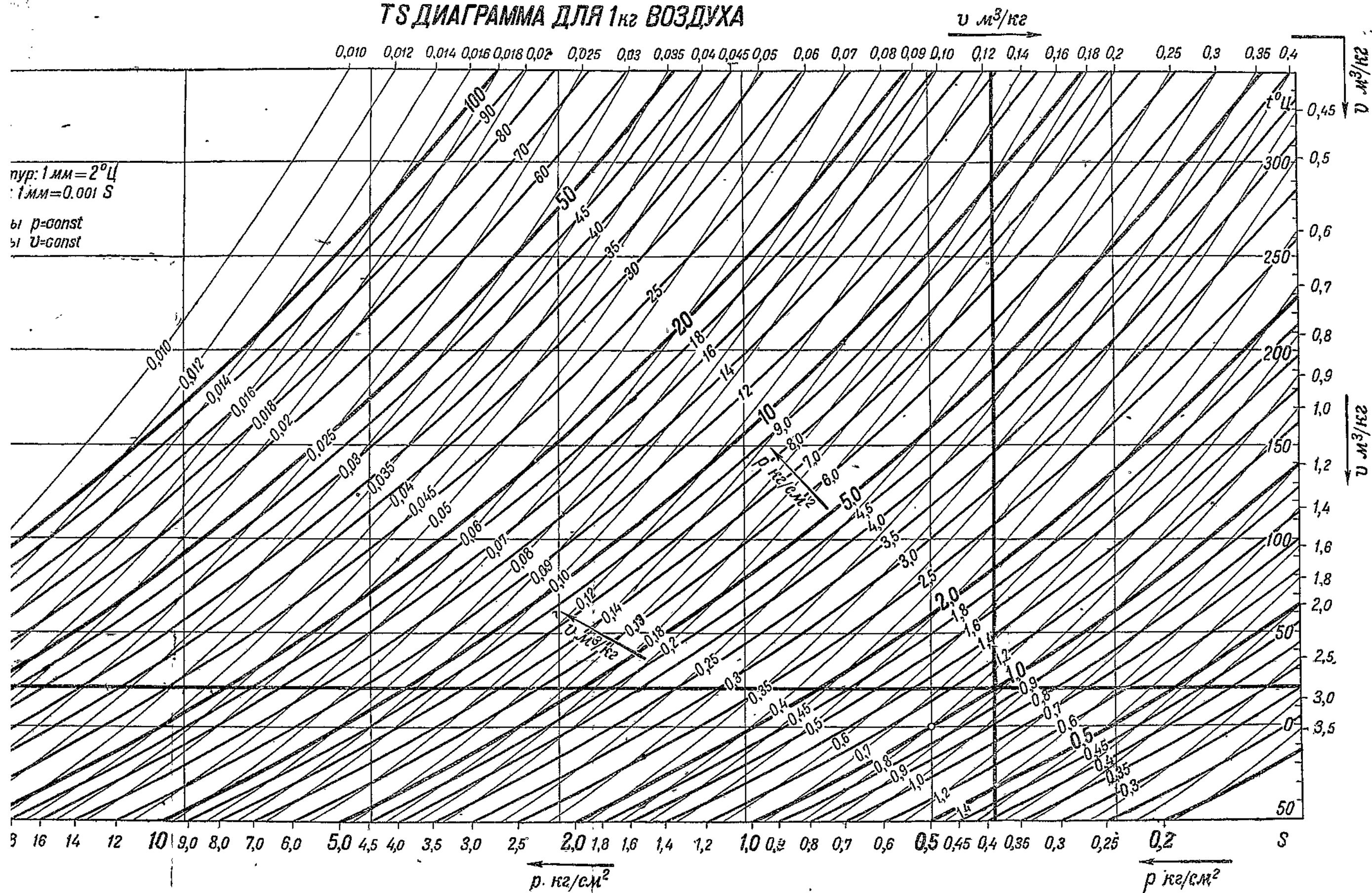
Фиг. 206. Масляный сервомотор.

TS ДИАГРАММА ДЛЯ 1 кг ВОЗДУХА



Фиг. 230. Ts-диаграмма для 1 кг воздуха.

TS ДИАГРАММА ДЛЯ 1 кг ВОЗДУХА



Фиг. 230. Ts-диаграмма для 1 кг воздуха.