

И.В.Брусиловский

**АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ
СХЕМЫ
И ХАРАКТЕРИСТИКИ
ОСЕВЫХ
ВЕНТИЛЯТОРОВ
Ц А Г И**



ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	8	§ 17. Аэродинамическая схема ОВ-62 и ее модификации	84
ЧАСТЬ I. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ		§ 18. Аэродинамическая схема ОВ-74	97
Глава 1		§ 19. Аэродинамическая схема ОВ-76 и ее модификации	98
Типы аэродинамических схем. Подбор вентилятора	5	§ 20. Аэродинамическая схема ОВ-76л	101
§ 1. Схемы осевого вентилятора и их особенности	5	§ 21. Аэродинамическая схема ОВ-78	106
§ 2. Характеристики сети, вентилятора и вентилятора с присоединенными элементами	10	§ 22. Аэродинамическая схема ОВ-84	106
§ 3. Способы подбора и пересчет характеристик вентилятора	17	§ 23. Аэродинамическая схема ОВ-100	116
Глава 2		§ 24. Аэродинамическая схема ОВ-101	117
Регулирование вентилятора	26	§ 25. Аэродинамическая схема ОВ-109	119
§ 4. Регулирование поворотом лопаток рабочего колеса	26	§ 26. Аэродинамическая схема ОВ-111	122
§ 5. Регулирование поворотом лопаток направляющего аппарата	29	§ 27. Аэродинамическая схема ОВ-115	126
§ 6. Регулирование изменением частоты вращения	30	§ 28. Аэродинамическая схема ОВ-120	130
§ 7. Реверсирование потока	31	§ 29. Аэродинамическая схема ОВ-121	130
Глава 3		§ 30. Аэродинамическая схема ОВ-143	132
Построение профилей и геометрических контуров лопаток	34	Глава 5	
§ 8. Использование типовых чертежей	31	Вентиляторы встречного вращения	135
§ 9. Специальные случаи построения лопаток	40	§ 31. Аэродинамическая схема ОВВ-79-80	136
ЧАСТЬ 2. СХЕМЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕНТИЛЯТОРОВ		§ 32. Аэродинамическая схема ОВВ-76л-91	138
Глава 4		§ 33. Аэродинамическая схема ОВВ-84-84в	142
Одноступенчатые и многоступенчатые вентиляторы обычных схем	45	Глава G	
§ 10. Аэродинамическая схема ОВ-5	45	Вентиляторы с меридиональным ускорением потока	143
§ 11. Аэродинамическая схема ОВ-12	55	§ 34. Аэродинамическая схема ОВ-51	144
§ 12. Аэродинамическая схема ОВ-15 и ее модификации	56	§ 35. Аэродинамическая схема ОВ-70	148
§ 13. Аэродинамическая схема ОВ-23 и ее модификации	56	§ 36. Аэродинамическая схема ОВ-71	150
§ 14. Аэродинамическая схема ОВ-29 и ее модификации	63	Глава 7	
§ 15. Аэродинамическая схема ОВ-35	74	Реверсивные вентиляторы	159
§ 16. Аэродинамическая схема ОВ-42 и ее модификации	7	§ 37. Аэродинамическая схема ОВ-103 и ее модификация	159
		§ 38. Аэродинамическая схема ОВВ-103-108	159
		§ 39. Аэродинамическая схема ОВР-1	172
		§ 40. Аэродинамическая схема ОВР-2	173
		Глава 8	
		Вентиляторы малошумные	176
		§ 41. Аэродинамическая схема ОВ-95 и ее модификации	176
		§ 42. Аэродинамическая схема ОВ-114 и ее модификации	180
		Список литературы	193
		Принятые обозначения	195

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ

Глава 1

ТИПЫ
АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ СХЕМ.
ПОДБОР ВЕНТИЛЯТОРА

§ 1. СХЕМЫ
ОСЕВОГО ВЕНТИЛЯТОРА
П ИХ ОСОБЕННОСТИ

Рассмотрим основные общие свойства аэродинамических схем осевых вентиляторов, которым соответствуют приведенные в этой книге экспериментальные аэродинамические характеристики их моделей.

Под аэродинамической схемой подразумевается совокупность признаков и параметров, однозначно характеризующих проточную часть осевого вентилятора: число ступеней, равное числу рабочих колес; тип схемы, зависящий от наличия аппаратов и их расположения по отношению к рабочему колесу; относительный диаметр втулки; число лопаток колеса и аппаратов, их углы установки, а также распределение величины хорды, углов установки, изгиба и максимальной толщины профилей по длине лопаток (по радиусу), форма средней линии профилей и их симметричной части.

В книге приведены аэродинамические схемы и характеристики одноступенчатых и многоступенчатых осевых вентиляторов практически всех типов (рис. 1.1). Одноступенчатые вентиляторы имеют следующие схемы: К, состоящую только из рабочего колеса (К); К-СА, включающую кроме рабочего колеса спрямляющий аппарат (СА); ВНА-[К с установленным перед рабочим колесом входным направляющим аппаратом (ВНА)]; ВНА + К + СА. Из схем одноступенчатых вентиляторов следует выделить схему с меридиональным ускорением потока в проточной части.

Двухступенчатые вентиляторы имеют схемы К' + СА + К + СА, ВНА + К + НА + К -f С А и схему встречного вращения К_j -(- К_j), состоящую лишь из установленных друг за другом рабочих колес с противоположным направлением вращения. Трехступенчатый вентилятор представлен схемой ВНА -(- К + НА -(- К -(- НА + К + СА.

Каждая из приведенных схем осевых вентиляторов имеет свои особенности.

По схеме К обычно выполняются вентиляторы с очень малыми значениями коэффициента давления (η) «< 0,15), у которых относительная величина скорости закручивания c_{2y} и связанная с ней величина динамического давления незначительны. Для упрощения конструкции, уменьшения осевых размеров и снижения металлоемкости вентиляторы с $\eta > 0,15$ нередко выполняют по схеме К. Однако выбор схемы должен быть обоснован, так как отсутствие спрямляющего аппарата вызывает уменьшение к. п. д. вентилятора в области рабочих режимов характеристики на 5—10% и более (тем большему, чем больше величина η) и меньше d). Это значит, что получение необходимых значений давления и производительности с помощью вентилятора схемы К (без аппарата) из-за снижения к. п. д. потребует большей мощности на его валу. Только с помощью технико-экономического расчета, учитывающего расход электроэнергии за время эксплуатации вентилятора, можно определить целесообразность применения вентилятора — схемы К или К-f СА.

Вентиляторы, выполненные по многим из представленных здесь схем со спрямляющим аппаратом, на выходе из аппарата имеют поток не осевого направления, т. е. поток выходит под некоторым углом, примерно равным 80°, с небольшой остаточной скоростью закручивания (круткой). При этом, как показано в [29], число лопаток и осевой размер аппарата будут меньше, чем у аппарата, рассчитанного на осевой выход потока, а к. п. д. даже несколько больше. Следовательно, схему К + СА целесообразно применять при $\eta > 0,15$ и, пожалуй, необходимо при $\eta > 0,25$.

В спрямляющем аппарате динамическое давление, связанное со скоростью закручивания потока за рабочим колесом, преобразуется в статическое давление с некоторыми потерями, обусловленными течением

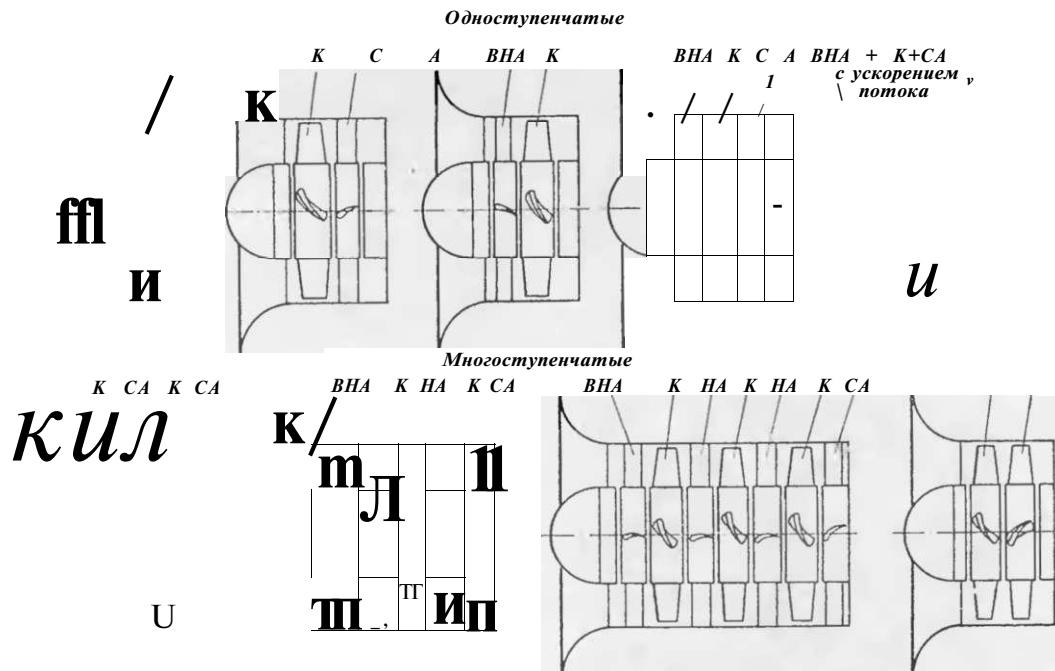


Рис. 1.1. Аэродинамические схемы одноступенчатых и многоступенчатых осевых вентиляторов

в его диффузорном лопаточном венце. При этом увеличиваются как полное давление и к. п. д., так и статическое давление и к. п. д. соплоплатора без изменения его мощностной характеристики. Определить снижение к. п. д., вызванное отсутствием СА, можно по данным работ [17, 29].

Схема ВНА-{-К может использоваться в тех же случаях, что и схема К-{-СА. Во входном направляющем аппарате поток закручивается против направления вращения колеса на величину, или равную скорости закручивания в колесе, или несколько меньшую. В первом случае поток выходит из колеса в осевом направлении (в абсолютном движении), во втором — с некоторой остаточной круткой.

Выполнять вентилятор по схеме ВНА-{-К с расчетным закручиванием потока во ВНА по направлению вращения колеса, очевидно, не имеет смысла, так как при этом возникают весьма значительные скорости закручивания потока за колесом, следствием чего являются большие потери давления и низкий к. п. д.

В схеме ВНА-{-К относительные скорости течения по сравнению со схемой К-{-СА возрастают и могут увеличиться даже в полтора раза. Это главным образом и является причиной того, что максимальный к. п. д. вентилятора схемы ВНА-{-К меньше, чем у вентилятора схемы К-{-СА,

несмотря на то, что потери давления в конфузорных межлопаточных каналах ВНА могут быть меньше, чем в диффузорных каналах СА [17]. К. п. д. этих схем в зависимости от сочетания коэффициентов давления и производительности могут отличаться на 3—10% [29]. Разницу между к. п. д. можно несколько уменьшить, если при расчете вентилятора на данные значения ϕ и ψ поток во ВНА закручивать не на всю величину его закручивания в колесе, а на несколько меньшую, т. е. оставлять поток за колесом частично закрученным [17, 67, 29].

Однако вентиляторы схемы ВНА-{-К более предпочтительны, когда необходимо, чтобы в сети, на которую работает вентилятор, производительность и давление изменялись. Эффективным регулирующим органом является входной направляющий аппарат с поворотными лопатками.

В тех случаях, когда по условиям компоновки вентилятора перед ним может иметь место неравномерный по сечению входа поток [45], входной направляющий аппарат будет уменьшать эту неравномерность и ее неблагоприятное влияние на работу вентилятора.

Следует отметить, что при равных значениях коэффициента производительности и относительного диаметра втулки вентиля-

торы схемы ВНА К могут иметь большие значения коэффициента давления, чем вентиляторы схемы К-Ж-СА, благодаря чему возможна большая аэродинамическая нагрузка колеса в этой схеме без опасности возникновения в нем отрыва потока [28].

Схема ВНА Ж-К-Ж-СА сочетает в себе особенности обеих схем — К-Ж-СА и ВНА-Ж-К. К. п. д. вентиляторов, выполненных по этой схеме, практически такой же (незначительно меньше), как у вентиляторов схемы К-Ж-СА. Коэффициенты же давления могут быть высокими. В схемах ВНА-Ж-К-Ж-СА при исходном, расчетном положении лопаток ВНА поток обычно закручивается во ВНА против направления вращения колеса не больше, чем на половину скорости закручивания в колесе. Расчетная закрутка потока по ВНА схемы ВНА-Ж-К-Ж-СА по направлению вращения колеса у низкоскоростных вентиляторов при малых числах Маха обычно не применяется, так как максимальный к. п. д. по сравнению со схемой К-Ж-СА не повышается, а скорость закручивания потока за колесом значительно увеличивается, что усложняет выполнение эффективного спрямляющего аппарата.

В книге приведены аэродинамические схемы вентиляторов, выполненных по схеме ВНА + К + СА с ВНА, лопатки которого в исходном положении не закручивают поток перед колесом. Такой ВНА устанавливают перед достаточно эффективными вентиляторами схемы К + СА, рассчитанными на осевой вход в колесо, и используют для регулирования посредством поворота хвостовой части (закрылка) лопаток ВНА в диапазоне $\pm 30^\circ$ от исходного нейтрального положения. Так как в некотором диапазоне углов установки закрылков к. п. д. вентилятора остается высоким, а быстроходность изменяется, то такие схемы (при фиксированном положении закрылков) могут быть использованы, как и обычные схемы ВНА-Ж-К-Ж-СА, для подбора вентиляторов, не регулируемых поворотом лопаток ВНА. При этом не имеет смысла выполнять лопатки ВНА с поворотными закрылками. Достаточно применять значительно более простые цельные лопатки — листовые или профильные в зависимости от требований к технологии и конструкции вентилятора при сохранении, однако, практически той же характеристики. Лопатки выполняются некручеными, с постоянными хордой и профилем по длине. Густота t решетки лопаток такого ВНА на среднем радиусе может быть принята равной 0,8 при $D_{0ВНА} = 20^\circ$ и 0,9 — 1,0 — при $D_{0ВНА} > 20^\circ$. Угол установки 0Γ и угол изгиба 2φ средней линии

профиля определяются по формулам

$$6i - 6^0 - a\alpha$$

$$1 -$$

$$0\Gamma = 6^0 - (p - i - a_i),$$

где 6^0 — осредненный угол выхода потока из лопаточного венца ВНА на среднем радиусе; 6^0 — угол входа потока во ВНА, равный 90° ; $a\alpha$ — угол атаки, угол между направлением скорости потока на входе и касательной к средней линии профиля в носике (ст) можно принимать равным нулю); m — коэффициент, учитывающий отставание потока на выходе из решетки ВНА (при $0\Gamma = 95^\circ - 130^\circ$ можно принять $m = 0,2$).

Влияние относительной толщины c профиля при ее значениях, изменяющихся от 0 (листовые лопатки) до 10% , на углы изгиба п установки весьма незначительно, поэтому при определении их значений величина c не учитывается. Угол выхода потока 6^0 из ВНА при данном значении угла установки закрылков 0Γ известном из выбранной аэродинамической характеристики вентилятора, определяется по графику (см. рис. 2.4, б).

Рассмотрим пример. Пусть подобран вентилятор схемы ВНА Ж-К + С А с относительным диаметром втулки $d = 0,6$. В качестве ВНА использован аппарат Н-39 (см. рис. 2.4, а), $0\Gamma_{ВНА} = 110^\circ$. По графику на рис. 2.4, б находим, что при этом угол выхода потока $6^0 = 106^\circ$. Так как $D_{ВНА} = 110^\circ - 90^\circ = 20^\circ$, то на среднем радиусе принимаем густоту решетки ВНА $t = 0,8$. Тогда угол изгиба средней линии профиля лопатки ВНА

$$2\varphi: \begin{array}{cc} 106 - 90 & 20^\circ 40', \\ 0,2 & \\ 1 & 0,8 \end{array}$$

а угол установки

$$0\Gamma = 90^\circ - (13^\circ 20' + 0) = 103^\circ 20'.$$

Как и у аппарата Н-39, принимаем число лопаток нового аппарата равным 13. Определим величину относительной хорды лопатки b . Величина $bz = 2l_{гт}$. При $d = 0,6$ средний радиус $r = l/(1 + d^2)^{0,5} = 0,825$. Следовательно, хорда $b = 0,319$, а радиус изгиба средней линии в виде дуги окружности $r = b/\sin \alpha = 0,695$. Так как известен диаметр колеса вентилятора ($D = 2R$), то, следовательно, известны необходимые данные для построения лопатки: $b = b - R$ и $r = r/2$. Методами, изложенными

§ 8, выполняется построение профиля и лопатки.

В книге приведены характеристики нескольких вентиляторов с так называемым меридиональным ускорением потока, в которых происходит ускорение меридиональной составляющей скорости на поверхности тока.

Использование меридионального ускорения потока, особенно в рабочем колесе, где течение обычно имеет диффузорный характер, способствует уменьшению диффузорности межлопаточных каналов и позволяет значительно увеличить аэродинамическую нагруженность рабочего колеса без опасности возникновения отрыва потока. Ускорение меридиональной составляющей скорости течения в вентиляторах, характеристики которых приведены в настоящей работе, достигается при небольших (0,6—0,7) значениях относительного диаметра втулки на выходе (d_2) из колеса за счет уменьшения ее величины на входе (d_1) до 0,38—0,55. С меридиональным ускорением потока были созданы вентиляторы схемы ВНА-f-K-j-CA с весьма высоким коэффициентом давления Φ , достигающим 1,0, при небольшом динамическом давлении и максимальном к. п. д. до 0,57.

Одноступенчатые вентиляторы с меридиональным ускорением потока имеют практически такие же быстроходность и коэффициент давления, что и двухступенчатые вентиляторы со средними значениями коэффициента давления на ступень. Однако ряд специальных требований, предъявляемых условиями эксплуатации, например, регулирование поворотом лопаток колеса, реверсирование потока в самой проточной части (см. гл. 2) и др., не могут быть удовлетворены вентилятором, изготовленным по схеме с меридиональным ускорением, которого лопатки рабочего колеса располагаются на конической втулке. Даже если одноступенчатый вентилятор, близкий по своим аэродинамическим параметрам к двухступенчатому, имеет обычные цилиндрические границы проточной части, то, например, достаточно эффективное реверсирование потока в их проточной части осуществить не удастся и главным образом из-за больших величин изгиба профилей и густоты решетки у рабочего колеса. Кроме того, у одноступенчатых осевых вентиляторов с высокими коэффициентами давления весьма значительна глубина разрыва характеристики между ее правой (рабочей) частью и левой (нерабочей). Нередко разрыв характеристики сопровождается также заметным гистерезисом, «перехлестом» этих ее частей, что затрудняет нормальное использование всей пра-

вой ветви характеристики. Имеются и другие причины, по которым па значения быстроходности и коэффициента давления, достигнутые у одноступенчатых вентиляторов, разработаны и выпускаются двухступенчатые. Например, возможность изготовления без особых дополнительных затрат п одноступенчатых вентиляторов с тем же рабочим колесом и аппаратом, что у двухступенчатого.

В книге рассмотрены также схемы двухступенчатых и трехступенчатого вентиляторов с высокими к. п. д. и такими высокими значениями коэффициента давления и малыми значениями быстроходности, которые невозможно получить ни по одной из схем одноступенчатого вентилятора.

Многоступенчатые вентиляторы могут иметь и не иметь входной направляющий аппарат. При наличии ВНА регулирование вентилятора более эффективно, а коэффициенты давления имеют более высокие значения.

К двухступенчатым относятся также вентиляторы встречного вращения. Здесь даны несколько аэродинамических схем таких вентиляторов, состоящих только из двух рабочих колес противоположного вращения, без неподвижных лопаточных аппаратов (схема $K_j + K_n$). Двухступенчатые вентиляторы встречного вращения имеют коэффициенты давления и быстроходность, как у обычного двухступенчатого, и минимальные осевые размеры. Кривая давления у такого вентилятора при коэффициентах давления, производительности и величинах относительного диаметра втулки, равных значениям у обычного вентилятора, несколько более крутая, гистерезис между левой и правой ветвями характеристик отсутствует, разрыв существенно меньше или даже отсутствует совсем; при углах установки больших, чем у обычных двухступенчатых вентиляторов, может иметь место монотонная или почти монотонная кривая давления. Объясняется это в основном благоприятным влиянием первого рабочего колеса на развитие срывных явлений во втором колесе.

При работе вентилятора встречного вращения реверсирование течения наиболее просто и эффективно достигается изменением направления вращения рабочих колес на обратное.

Рабочие колеса вентиляторов встречного вращения обычно имеют индивидуальный привод. Это усложняет конструкцию установки, но и открывает возможность для необычного регулирования — изменением отношения частот вращения рабочих колес, при котором изменяется сама типовая, безразмерная характери-

стика (см. § 6), как и при регулировании изменением углов установки лопаток.

Конструктивно-технологическим недостатком схемы $K_j - K_{JJ}$ является неодинаковость лопаток первого и второго колес.

Следует особо сказать о к. п. д. вентиляторов схемы $K_j \sim K^{(1)}$. Существует мнение, даже среди специалистов по лопаточным машинам, что к. п. д. вентиляторов схемы $K_j + K^{(1)}$ должен быть выше, чем у обычных вентиляторов схемы $K + CA + K - K + CA$, так как в первой схеме отсутствуют аппараты. Это мнение ошибочно. Ведь первое рабочее колесо K_j схемы $K_j - K_{JJ}$ и условия его работы в рабочей части характеристики такие же, как и у обычного двухступенчатого вентилятора без ВНА*. В установленное за колесом K_j колесо K_{JJ} поток входит закрученным против направления его вращения, а выходит из него практически в осевом направлении. Таким образом, второе колесо схемы $K_j + K_{JJ}$ работает на расчетном

режиме так же, как рабочее колесо одноступенчатой схемы ВНА -г К с закруткой потока во ВНА на всю величину скорости закручивания в колесе. На основе этого, в частности, предложено на базе вентилятора схемы $K_j - K_{JJ}$ выпускать вентиляторы еще двух схем: $K - CA$ и $ВНА + K$. В этом случае средние относительные скорости течения во втором колесе будут возрастать настолько, что потери давления в колесе $K^{(1)}$ станут примерно вдвое большими, чем в колесе $K^{(1)}$, и дополнительные потери давления в аппаратах схемы $K + CA + K - K + CA$ будут перекрыты. В итоге максимальный к. п. д. вентилятора встречного вращения оказывается на 1—2% меньше. Это показано теоретически и подтверждено экспериментально, в том числе на примерах вентиляторов, приведенных в настоящей работе.

Двухступенчатые и даже трехступенчатые вентиляторы встречного вращения выполняются также со встроенным электродвигателем, у которого вращаются как ротор, так и статор [41, 61].

Любой осевой вентилятор может быть использован для реверсирования воздушного потока путем обращения течения в его проточной части. Однако во многих случаях при реверсировании необходимо получить определенную производительность, нередко близкую к производительности при прямом течении. Тогда при разработке аэродинамической схемы и конструкции вентилятора принимаются меры для улучшения его реверсивных свойств: уменьшение изгиба профилей и густоты решетки, если реверсирование

осуществляется наиболее распространенным способом — изменением направления вращения рабочего колеса на обратное. В сложных аэродинамических схемах, кроме того, аппараты выполняются поворотными (реверсивными). Такие специально разработанные вентиляторы называются реверсивными. Здесь приведены реверсивные одноступенчатые вентиляторы, выполненные по схемам K и $K + CA$, а также двухступенчатые $K - CA + K - CA$ и встречного вращения $K^{(1)} + K^{(1)}$.

Малошумные вентиляторы представлены двумя схемами: K и $K + CA$. Их особенностью является малое число лопаток у рабочего колеса, что в совокупности с малыми частотами вращения и окружными скоростями обуславливает благоприятные акустические характеристики и, следовательно, отсутствие глушителей шума.

Специфические особенности всех схем вентиляторов и геометрические параметры их лопаток приведены в описаниях соответствующих схем.

Так как размещение рабочего колеса и аппаратов в корпусе вентилятора, а также формы входного коллектора и обтекателя (кока) перед первым лопаточным венцом подчиняются общим требованиям, то для каждой схемы они не приводятся. Ниже даны рекомендации, которыми следует руководствоваться при определении осевых размеров лопаточных венцов и корпуса вентилятора, расстояния между лопатками соседних венцов и их расположения в корпусе.

Ширина a (рис. 1.2, a) втулки лопаточного венца выбирается из условия $a \gg l$

$$a = b \sin \theta + D_a,$$

где b и θ — соответственно хорда и угол установки лопатки у втулки; D_a — величина, выбираемая так, чтобы при наибольшем (для поворотных лопаток) рабочем угле установки θ носовая и хвостовая части лопатки полностью располагались на втулке.

Кроме того, для уменьшения шума вентилятора величина a должна быть такой, а лопатки на втулке должны быть размещены в осевом направлении так, чтобы расстояние между задними кромками лопаток колеса и передними кромками лопаток спрямляющего аппарата составляло не менее 0,25 хорды лопаток колеса у втулки [20]. То же относится к расстоянию между задними кромками лопаток входного направляющего аппарата и передними кромками лопаток колеса. Уменьшение этих расстояний до минимального из конструктивных соображений и увеличение примерно до 0,5 хорды лопаток

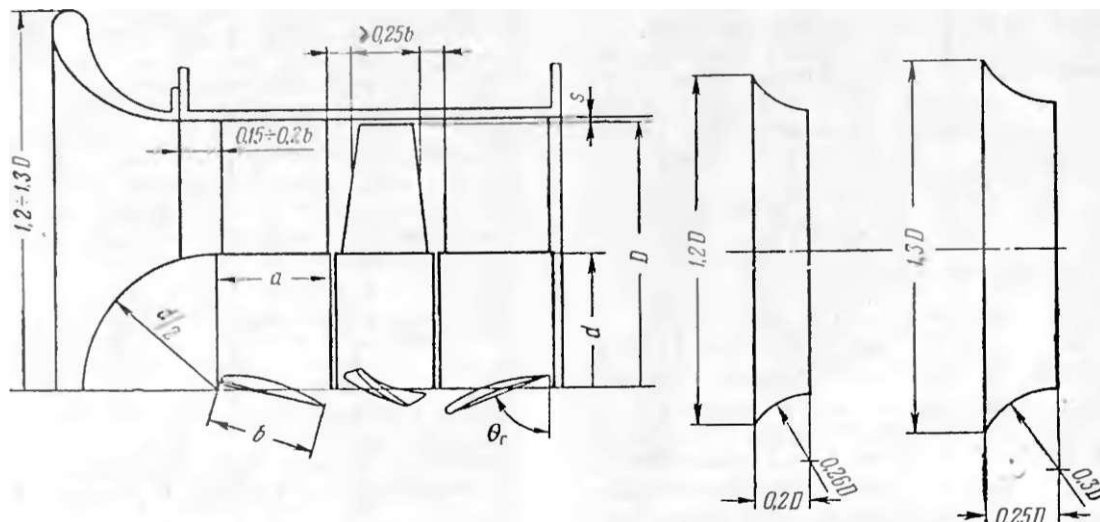


Рис. 1.2. Схемы:

а — корпуса вентилятор* с коллектором и коком и размещения в нем лопаточных венцов; б — входных коллекторов

практически не сказывается на аэродинамической характеристике, но при уменьшении расстояния между лопатками соседних венцов шум возрастает. Расстояния между самими втулками вращающегося колеса и аппаратов должны быть минимальными согласно требованиям эксплуатационной безопасности. Расстояние между входной кромкой на периферии первого лопаточного венца и началом цилиндрического участка корпуса должно составлять примерно $0,15-0,2$ хорды лопатки.

Все приведенные здесь характеристики получены с плавным коллектором, установленным перед цилиндрическим корпусом. Примененный входной коллектор с входным диаметром, равным $1,2-2,3$ диаметра вентилятора, очерчен по лемнискате или по дуге окружности (рис. 1.2, б). Кок перед втулкой первого лопаточного венца представляет собой обычно полушару с радиусом, равным половине диаметра втулки этого венца. Радиальный зазор s между лопатками колеса и корпусом равен $0,8-1,5^\circ$ длины лопатки (меньшая величина соответствует вентиляторам с малой относительной величиной втулки d , большая — с большой).

§ 2. ХАРАКТЕРИСТИКИ СЕТИ, ВЕНТИЛЯТОРА И ВЕНТИЛЯТОРА С ПРИСОЕДИНЕННЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

Вся система, через которую проходит перемещаемый вентилятором воздух, называется сетью. Потери давления, связанные

с этим перемещением и составляющие сопротивление сети, складываются из потерь на трение, вихреобразование, удар при внезапном расширении и т. п. Для получения и поддержания в сети определенного расхода воздуха необходимо, чтобы вентилятор создал давление, равное сопротивлению сети при данном расходе и скоростях течения в ней.

Полное давление вентилятора p^v представляет собой разность абсолютных полных давлений потока при выходе из вентилятора p_{o2} и перед входом в него p_{o1} .

$$P_u = P_{o2} - P_{o1} \quad (1.1)$$

Полное давление проявляется в виде статического p^{SL} и динамического p^{dv} давлений выходящего из вентилятора потока:

$$P_{sv} = P_v - P_{dv}, \quad (1.2)$$

где $p^{dv} = \rho c^2/2$ (здесь c — среднерасходная скорость потока).

В равномерном и прямолинейном потоке перемещаемого газа различают:

а) внутреннее давление потока, т. е. давление одной частицы на другую или на параллельные потоку стенки капала, называемое статическим p^s ;

б) давление, необходимое для сообщения покоящейся частице некоторой скорости c , называемое динамическим давлением потока, $p^j = \rho c^2/2$;

в) полное давление потока p в некоторой точке, равное алгебраической сумме статического и динамического давлений,

$$P = P_s + p^c \quad (2.2)$$

Различают также абсолютное давление, отсчитываемое от абсолютного вакуума, и давление, отсчитываемое от атмосферного. Во втором случае давление, большее атмосферного, называют избыточным, а меньшее — разрежением.

Плотность воздуха ρ может быть определена из уравнения состояния

$$P = \rho g R T,$$

где p — абсолютное давление газа; $g = 9,81$ — ускорение свободного падения; R — газовая постоянная; для воздуха при относительной влажности $\varphi = 50\%$ равна 29,4; T — абсолютная температура.

Удельный вес воздуха

$$\gamma = P/g.$$

Для вентиляторов за нормальные атмосферные условия принимают барометрическое давление $P = 760$ мм рт. ст (101,5 кПа или 10 330 кгс/м²), температуру $t = 20^\circ \text{C}$ ($T = 293^\circ \text{K}$) и относительную влажность $\varphi = 50\%$. При этом $\rho_0 = 1,2$ кг/м³ (0,122 кгс-с/м³).

Плотность воздуха при произвольных значениях P и t

$$\rho = \rho_0 \frac{P}{P_0} \frac{273}{273 + t} \quad (2.3)$$

где

$$\rho = \frac{10\,330 \cdot (273 - t)}{273 \cdot P}$$

При определении плотности воздуха в сетях обычно принимаются абсолютное давление потока и температура заторможенного воздуха, которую показывает термометр в потоке.

Сопротивление сети P^c в зависимости от расхода воздуха обычно изменяется по параболическому закону

(1.5)

где m обычно равно 2.

Иногда различают внутреннее сопротивление сети, обусловленное потерями давления при входе в сеть и при течении в ней, и полное сопротивление, равное сумме внутреннего сопротивления и динамического давления выходящего из сети потока.

Бывают сети, в которых сопротивление изменяется по закону

(4.5a)

К таким сетям относятся воздушные тракты работающих под наддувом котлов теплоэлектростанции, аппаратов на воздушной подушке и др.

Полное давление вентилятора расходуется на преодоление полного сопротивления сети.

Границей вентилятора при входе является сечение непосредственно перед коллектором, а если перед вентилятором находится труба и входного коллектора нет, то сечение трубы (корпуса вентилятора) перед входным обтекателем — коком. Границей вентилятора при выходе является кольцевое сечение, образованное его корпусом и втулкой при пересечении их плоскостью, перпендикулярной к оси вентилятора.

Характеристики вентилятора в различных справочных пособиях приводятся обычно по полному давлению. Чтобы эти характеристики использовать для подбора вентилятора, необходимо знать полное сопротивление сети. При этом потери со, связанные с переходом от сети к входному сечению вентилятора и от выходного сечения вентилятора к сети, необходимо отнести к сопротивлению сети.

Однако такой подход, обеспечивая получение необходимых давления и производительности, не гарантирует того, что потребляемая вентилятором мощность N будет минимальной. Связано это прежде всего с тем, что потери давления в переходных элементах от вентилятора к сети во многом определяются скоростями течения в самом вентиляторе, его динамическим давлением: при одном и том же значении полного давления у двух вентиляторов доля динамического давления в полном $P = P_d - P_{pv}$ у них может быть разной.

Продолжим рассмотрение этой задачи с целью показать, как следует поступать, чтобы вентилятор обеспечивал получение заданных значений давления и производительности при минимальной затрате мощности.

Так как полное давление вентилятора расходуется на преодоление суммарного сопротивления $P^c + \text{со}$, то для получения расхода Q к валу вентилятора должна быть подведена мощность

$$\frac{(P_c + \text{со}) Q}{\eta} \quad (1.6)$$

где η — полный к. п. д. вентилятора в рабочей точке.

Потери давления в присоединительных элементах со принято выражать через динамическое давление вентилятора P_d с помощью коэффициента потерь Z , т. е. $\text{со} = Z P_d$. Подставив это выражение для потерь в (1.6) и обозначив давление, идущее

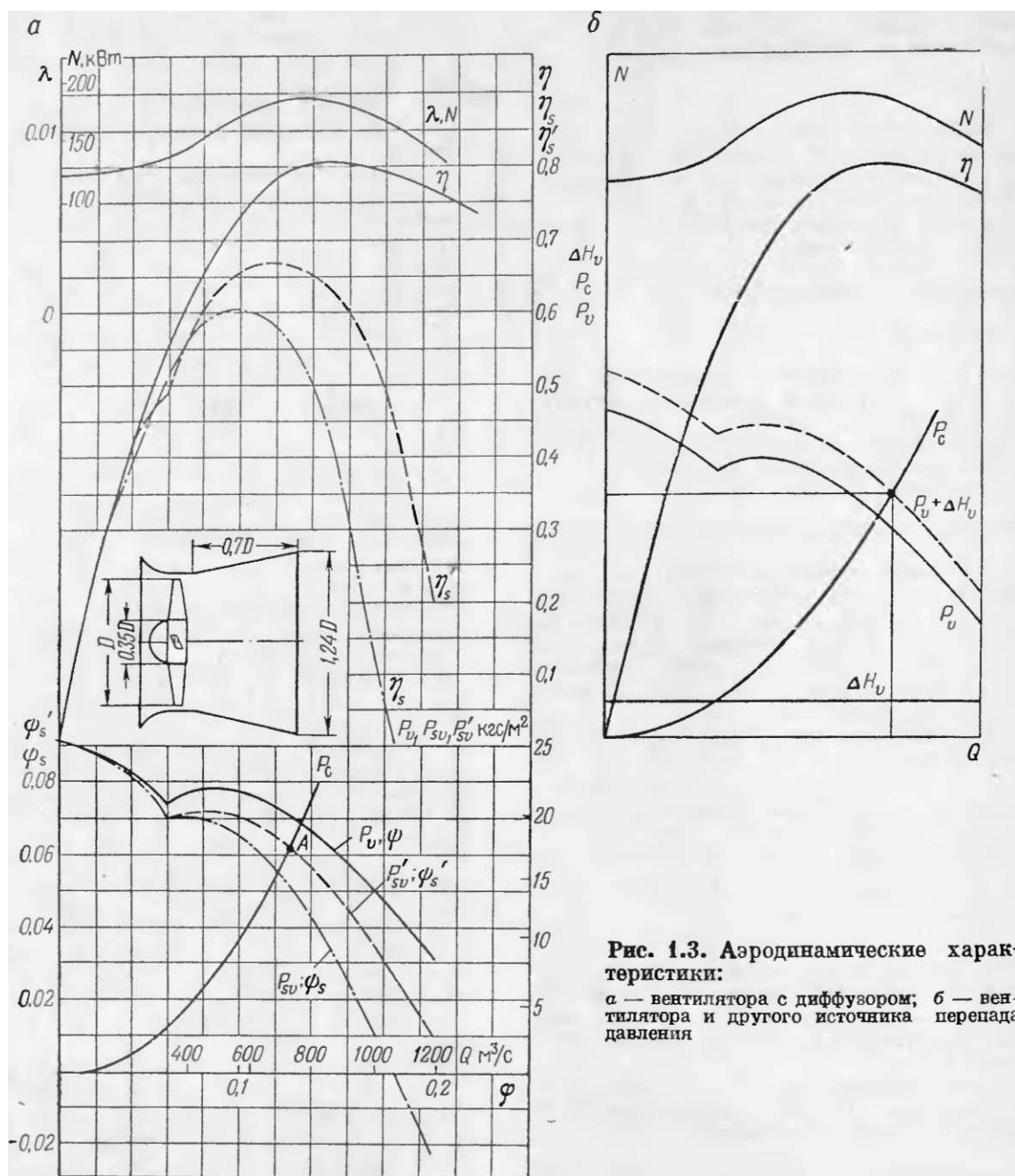


Рис. 1.3. Аэродинамические характеристики:
 а — вентилятора с диффузором; б — вентилятора и другого источника перепада давления

па преодоление собственно сопротивления сети p_c , через p_v (давление, которое развивает вентилятор вместе с элементами, соединяющими его с сетью), после простых преобразований получим

$$V = 4 (1 - C_{ff}), \quad (1.7)$$

где

$$, \quad \frac{P_c Q}{P_v Q} = \frac{P_v Q}{P_v Q} = \frac{P_d v}{P_d v} = \frac{P_d v}{P_d v}$$

$m\{$ — к. п. д. вентилятора с присоединенными элементами (диффузором, входным патрубком и т. п.).

Таким образом, при данных расходе воздуха Q , сопротивлении сети p_c и коэффициенте сопротивления элементов ξ на привод вентилятора будет затрачена минимальная мощность, если к. п. д. вентилятора с присоединенными элементами $m\{$, а не к. п. д. самого вентилятора η будет максимальным. К. п. д. η' , в свою очередь, зави-

сит от к. п. ц. вентилятора ζ и величины $\sigma = \frac{c^2}{2\rho v^2}$. Но к. п. д. л. зависит от величин c^2 и σ , т. е. от α . Вопросам выбора вентилятора с присоединительными элементами с максимальным к. п. д. и/внимание будет уделено ниже.

На рис. 1.3 приведена аэродинамическая характеристика вентилятора, представляющая собой зависимость полного давления $p^{\text{л}}$ мощности на валу рабочего колеса jV и к. п. д. η от производительности Q , а также характеристика вентилятора по статическому давлению: $p^{\text{ст}}(Q)$ и $r^{\text{ст}}(Q)$. Зависимостями $p^{\text{ст}}(Q)$ и $r^{\text{ст}}(Q)$ удобно пользоваться в тех случаях, когда вся сеть находится на стороне всасывания вентилятора. При этом потери, связанные с самим выходом потока из сети, в сопротивление сети не включаются.

На этом же рисунке приведена характеристика вентилятора с диффузором $p^{\text{ст}}(Q)$, показана характеристика сети $p^{\text{с}}(Q)$ и обозначена рабочая точка A — точка пересечения характеристики вентилятора (в данном случае вентилятора с диффузором) с характеристикой сети.

Если известна компоновка вентилятора в сети и геометрические параметры элементов, соединяющих его с сетью, то целесообразно пользоваться характеристикой соответствующего вентилятора с этими элементами. Если же соответствующих экспериментальных характеристик вентилятора с элементами нет, то необходимые характеристики можно построить расчетным путем, оценивая коэффициент потерь элементов по данным настоящей работы и литературным источникам [35, 51, 67, 64, 54, 55].

Кроме уменьшения давления вентилятора с элементами по отношению к давлению вентилятора за счет потерь со, может иметь место непосредственное влияние элементов, главным образом входных, на работу лопаточных венцов в связи с изменением структуры потока перед вентилятором. При этом может происходить не только изменение давления, но и мощности, потребляемой вентилятором. Входные элементы (условия входа вообще) могут создавать такую неравномерность потока перед рабочим колесом вентилятора, в результате которой обтекание его лопаток будет неустойчивым и появятся вибрации.

Для осевых вентиляторов, особенно при больших углах установки лопаток рабочего колеса ($6K > 20^\circ$), характерно появление максимума давления и впадины или разрыва характеристики, отчего вся характеристика делится на левую, нерабочую, и правую, рабочую, ветви. Появление впадины или разрыва связано со срывом потока в лопаточных венцах. При работе на левой ветви могут образовываться

вращающиеся срывные зоны, угловая скорость которых отличается от скорости вращения вентилятора, что приводит к возникновению переменных нагрузок на лопатки и вибраций [5, 53]. Другой причиной, по которой работа левее максимума давления или разрыва недопустима, является возможность возникновения неустойчивой работы, связанной с помпажными явлениями [47, 56].

Работа правее максимума давления исключает опасность как появления вращающихся срывных зон, так и возникновения помпажа. В ряде случаев зона работы может быть расширена благодаря ликвидации впадин и разрывов на характеристиках с помощью специальных устройств [66].

В некоторых сетях действуют дополнительные такие источники движения газов: а) естественная тяга — тепловой перепад давления или разность барометрических давлений (в рудниках, шахтах, градирнях, трубах для выброса газов в атмосферу и т. д.); б) динамическое давление потока, связанное с расположением сети на движущемся аппарате (автомобиле, вертолете, аппарате на воздушной подушке и т. п.). Такие перепады давлений $A H^V$, действующие в сети, целесообразно рассматривать совместно с характеристикой вентилятора. Величина давления ДЯу и давление вентилятора алгебраически складываются и в сети устанавливается расход, соответствующий этому суммарному давлению (рис. 1.3, б).

Известно, что геометрически подобные вентиляторы имеют одну и ту же так называемую типовую, безразмерную характеристику. Эта характеристика не зависит от размеров, частоты вращения вентилятора и плотности газа*, если потоки к тому же механически подобны. Потоки нежизненного газа можно считать механически подобными, если имеет место одно и то же число Рейнольдса

$$Re = \frac{b\omega}{\nu} \quad (1.9)$$

Вместо скорости ω может быть принята окружная скорость вентилятора u . Кинематическая вязкость при нормальных условиях для воздуха $\nu = 0,15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

Однако равенства чисел Re для вентиляторов существенно разных размеров практически не бывает. Вместе с тем, как следует из опыта [50], увеличение числа Re , определенного по скорости ω на среднем радиусе, более $3 \cdot 10^6$ приводит к столь незначительным нарушениям механического подобия потоков, что ими можно

* Справедливо для совершенного газа, т. е. для газа, подчиняющегося уравнению состояния Клапейрона.

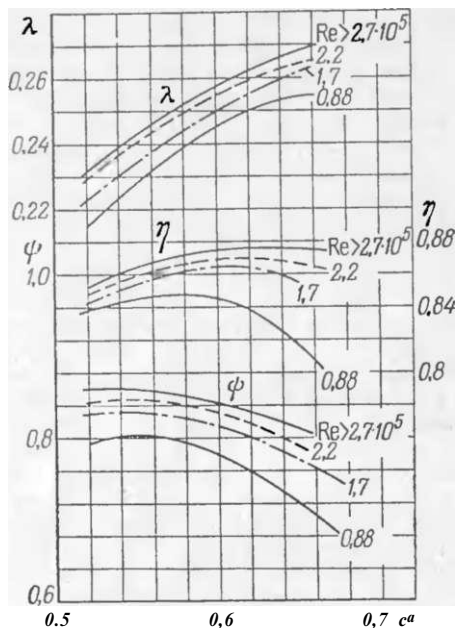


Рис. 1.4. Влияние числа Re на аэродинамическую характеристику вентилятора

пренебречь. Для вентилятора, состоящего только из одного рабочего колеса, без аппаратов, а также для вентилятора встречного вращения, состоящего из двух рабочих колес без аппаратов, величина такого числа Re составляет даже $2 \cdot 10^6$. Под числом Re данного вентилятора понимается его значение в режиме максимальной к. п. д.

При сохранении подобия по числу Re механическое подобие потоков в геометрически подобных вентиляторах будет иметь место при равных значениях коэффициента осевой скорости

$$\Phi_a \quad (1.10)$$

где c^a — средняя осевая скорость потока, определяющая производительность вентилятора

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} c^a$$

Разделив левую и правую части последнего выражения на характерную площадь $F = \pi D V A$ и окружную скорость c , получим

$$\lambda = Q / F u, \quad (1.11)$$

где

$$\Phi = \Phi^B (1 - 52). \quad (1.12)$$

Величина Φ называется коэффициентом производительности.

При равных значениях (p^a (или Φ) силы, действующие на лопатки и на поток, и давления у подобных вентиляторов пропорциональны. Следствием механического подобия потоков является равенство коэффициентов давления, потребляемой мощности и к. п. д.

$$\frac{P_v}{p^{2/2}} = \frac{P_{Fu}}{p^{3/2}} \quad (1.13)$$

при равных значениях η Φ , т. е. единая типовая характеристика η (Φ), λ (Φ) и γ (Φ) для всех геометрически подобных вентиляторов.

Так как

$$P_v = P_{sv} + 2 \dots$$

то

$$\lambda = \lambda^0 + \Phi_a, \quad \lambda_s = \frac{P_{sv}}{\rho u^2 / 2} \quad (1.14)$$

$$Q P_{sv} = \Phi \Phi^5 \quad (1.15)$$

Пример типовой безразмерной характеристики вентилятора приведен на рис. 1.3, а.

Об использовании типовых характеристик для выбора вентилятора будет сказано ниже.

При уменьшении числа Re против его значений, указанных выше, несколько уменьшается потребляемая мощность и значительно — давление, развиваемое вентилятором, за счет увеличения потерь, обусловленных вязкостью газа. В результате этого уменьшается к. п. д. На рис. 1.4 показан пример влияния числа Re на аэродинамическую характеристику вентилятора [50].

Связанное с уменьшением числа Re уменьшение к. п. д. может быть приближенно оценено по формуле [75]

$$\eta = 1,558 \cdot \eta^0 / Re^2 \quad (1.16)$$

которая справедлива при $Re \leq 0,5 \cdot 10^5$.

Безразмерные характеристики данного вентилятора, полученные при разных скоростях вращения или на газах с различной вязкостью, при условии подобия по числу Re совпадут.

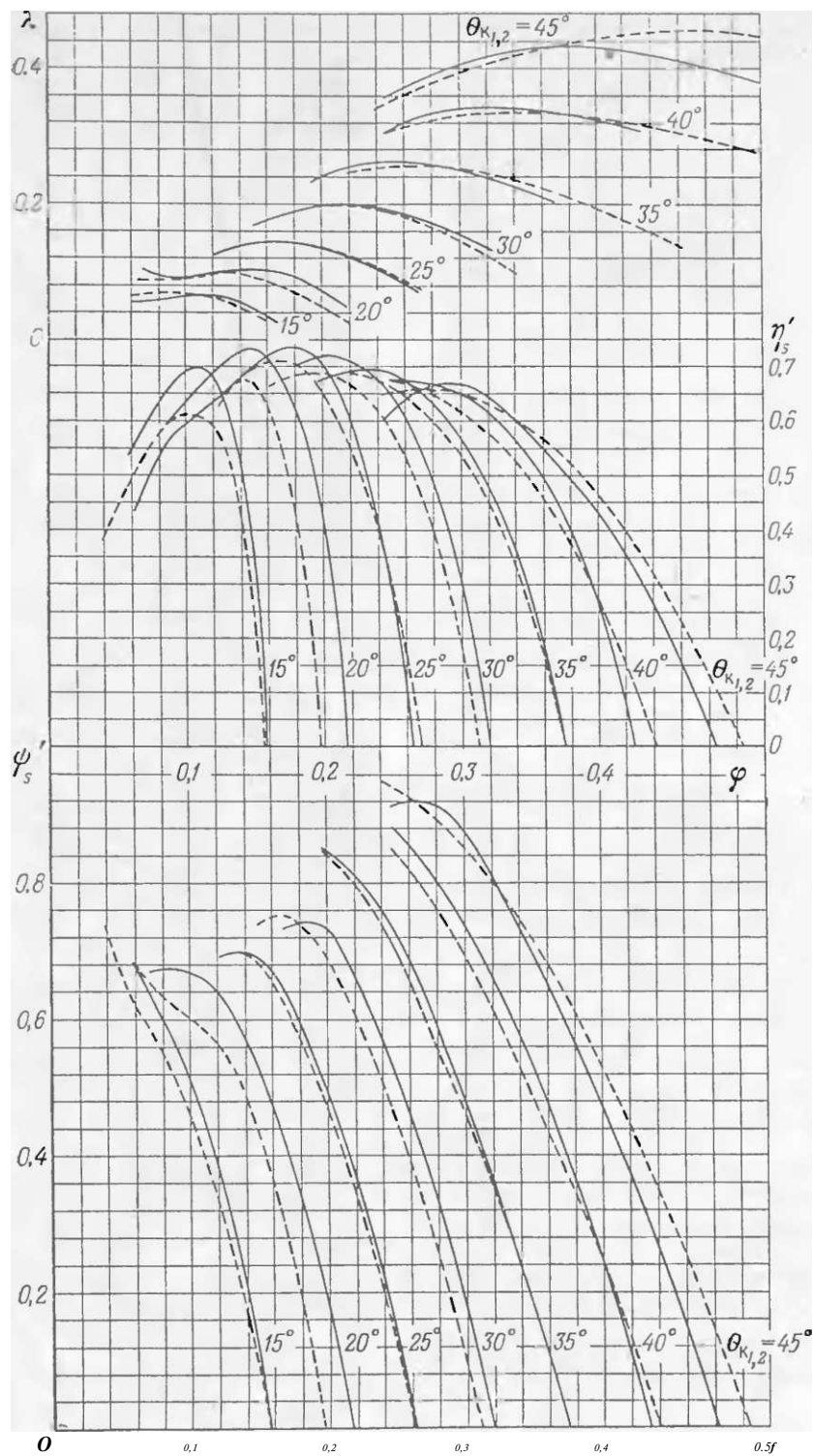


Рис. 1.5. Сопоставление аэродинамических характеристик модели ($D = 0,7$ м; $n = 1200$ об/мин) и геометрически подобной ей натурного двухступенчатого вентилятора ($D = 1,8$ м; $n = 980$ об/мин):

— модель; — натурным неплнтин

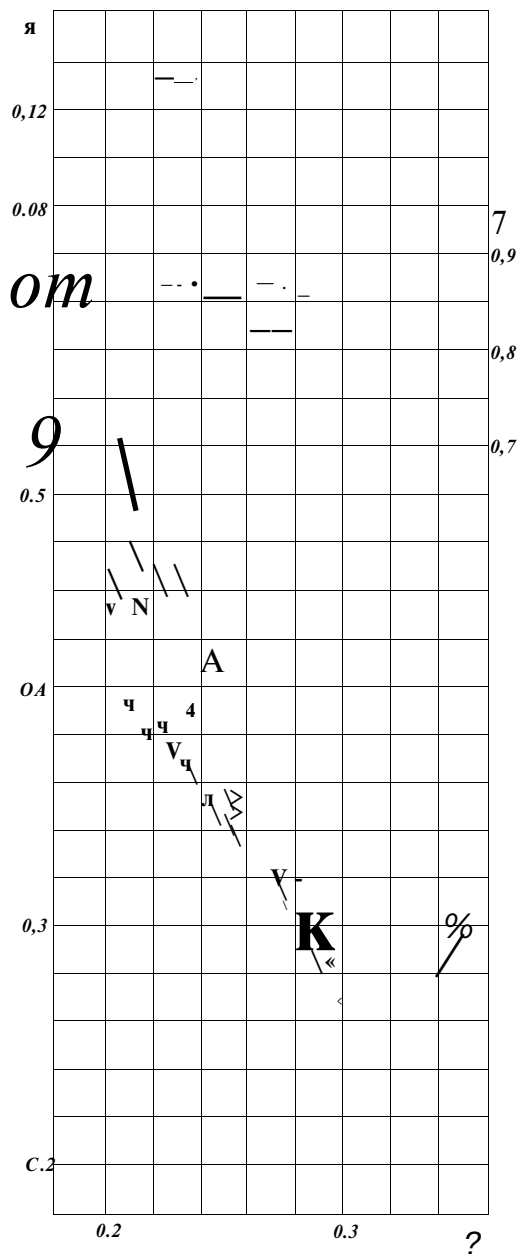


Рис. 1.6. Влияние величины радиального зазора между лопатками рабочего колеса и корпусом вентилятора на его аэродинамическую характеристику при s , равном (*):
 1 (—); 2 (—); 2,8 (—); 3, 5 (—); 4,2 (—); 4,9 (—)

Однако чтобы совпали такие характеристики геометрически подобия вентиляторов, это подобие должно быть полным, т. е. подобными должны быть не только лопатки и их взаимное расположение,

но и конструктивные элементы (различные узлы крепления, стойки и т. п.), находящиеся в проточной части вентиляторов, а в случае вентилятора с элементами должны быть, естественно, подобны их входные и выходные устройства. При этом значения чисел Re для различных элементов и устройств должны быть таковы, чтобы имело место механическое подобие обтекающих их потоков.

Для полного геометрического подобия необходимо еще, чтобы состояние поверхностей вентиляторов, характеризующихся относительной величиной бугорков шероховатости и ее структурой, было также одинаковым.

Так как подобие, например, конструктивных элементов и поверхностей часто не имеет места, то возникает вопрос о масштабном эффекте, в понятие которого включают еще и возможную различную относительную точность изготовления вентиляторов разных размеров, а также разное технологическое исполнение.

Если учесть, что точность замеров при снятии характеристик вентиляторов разных размеров на разных стендах также может быть разной, то становится ясным, что идеального совпадения характеристик быть не может.

Однако весьма многочисленные рекомендации по вентиляторам различных схем, выдаваемые на основе безразмерных характеристик их моделей, показывают, что если приняты соответствующие меры по соблюдению подобия и точности изготовления, то ожидаемые характеристики вполне удовлетворительно подтверждаются характеристиками натурного вентилятора.

На рис. 1.5 сопоставлены натурные экспериментальные характеристики двухступенчатого вентилятора диаметром $D = 1,8$ м при $n = 980$ об/мин с его ожидаемыми характеристиками, рассчитанными по типовой характеристике, которая получена при испытаниях модели этого вентилятора при $D = 0,7$ м и $n = 1200$ об/мин [57].

На характеристику вентилятора существенное влияние оказывает величина радиального зазора s между лопатками рабочего колеса и корпусом.

Характеристики, приведенные в настоящей работе, соответствуют определенной величине этого зазора $s = 2s/D$ (! — cF), составляющей обычно 1—1,5% длины лопатки.

На рис. 1.6 показано влияние величины радиального зазора s между лопатками рабочего колеса и корпусом вентилятора на его аэродинамическую характеристику.

С увеличением зазора происходит незначительное увеличение потребляемой мощ-

востн и резкое уменьшение давления и к. п. д.

Приближенно влияние относительной величины зазора s можно учесть с помощью графика [59] на рис. 1.7, на котором показана зависимость коэффициента κ^3 в функции

$$\kappa^3 = C \tan^2 \beta_1 - \tan^2 \beta_2 + C \tan^2 \beta_3, \quad (1.17)$$

где β_1 , β_2 , и β_3 — углы выхода потока соответственно из входного направляющего аппарата, рабочего колеса (в абсолютном движении) и спрямляющего аппарата.

При отсутствии ВНА $\beta_1 = 90^\circ$. Можно принимать $\beta_3 = 62^\circ$, а при отсутствии СА $\beta_2 = 62^\circ$. Если p^* , t и κ^3 — значения давления, к. п. д. и коэффициента зазора при данном зазоре s , то при новом зазоре s' , которому соответствует величина коэффициента A_3 , новые значения p^* и η найдутся по формулам

$$p^*_{с'} = - \frac{\kappa^3}{A_3} \Pi \Pi = - \frac{\kappa^3}{A_3} \Pi. \quad (1.18)$$

Так как при зазоре s' изменится и величина η , то значения p^* и η' можно более точно определять способом последовательных приближений. Практически достаточно второго приближения.

Значения углов β_1 и β_2 приближенно могут быть определены для сечения на среднем радиусе по следующим формулам:

$$\beta_1 = \epsilon_{ВНА} + (\rho_{ВНА} - \epsilon_2). \quad (1.19)$$

где угол установки лопаток входного аппарата $\epsilon_{ВНА}$ и половина центрального угла дуги средней линии профиля лопатки $\Phi_{ВНА}$ известны, так как известна геометрия лопаток, а угол отставания потока

$$\tan^2 \left(\frac{\rho_{ВНА}}{r_{ВНА}} \right)$$

(коэффициент m для приведенных здесь вентиляторов можно принять равным 0,2);

$$2\Phi_{ат} = \sigma \tan^2 \beta_1, \quad (1.20)$$

где

$$\Phi = \frac{\Phi}{1 - d^2}$$

и определяются по характеристике вентилятора.

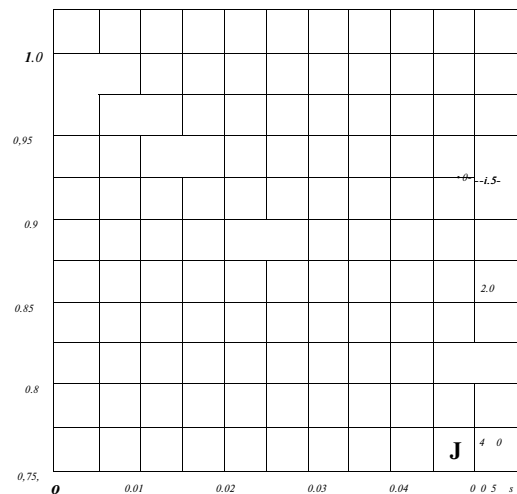


Рис. 1.7. График для определения влияния величины радиального зазора s на к. п. д. вентилятора

Располагая типовыми безразмерными характеристиками вентилятора или вентилятора с элементами, можно подобрать аэродинамическую схему, определить все геометрические параметры, скорость вращения и потребляемую мощность вентилятора, наилучшим образом удовлетворяющего заданным условиям.

§ 3. СПОСОБЫ ПОДБОРА И ПЕРЕСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕНТИЛЯТОРА

При подборе вентиляторов по безразмерным, типовым характеристикам очень удобно пользоваться понятиями быстроходности n^* и габаритности D^* .

"Если из выражений для коэффициентов производительности Φ и давления Π соответственно (1.11) и (1.13), в которые вместо окружной скорости ввести частоту вращения n ($[n] \leq \text{об/мин}$), исключить диаметр, то получим выражение для быстроходности

$$\frac{A}{3I} \sqrt{\Pi} = 138 \Phi \quad (1.21)$$

а если исключить угловую скорость, то выражение для габаритности

$$Q^* = \frac{V}{D^3} \quad (1.22)$$

В тех случаях, когда угловая скорость и диаметр строго постоянны, для подбора

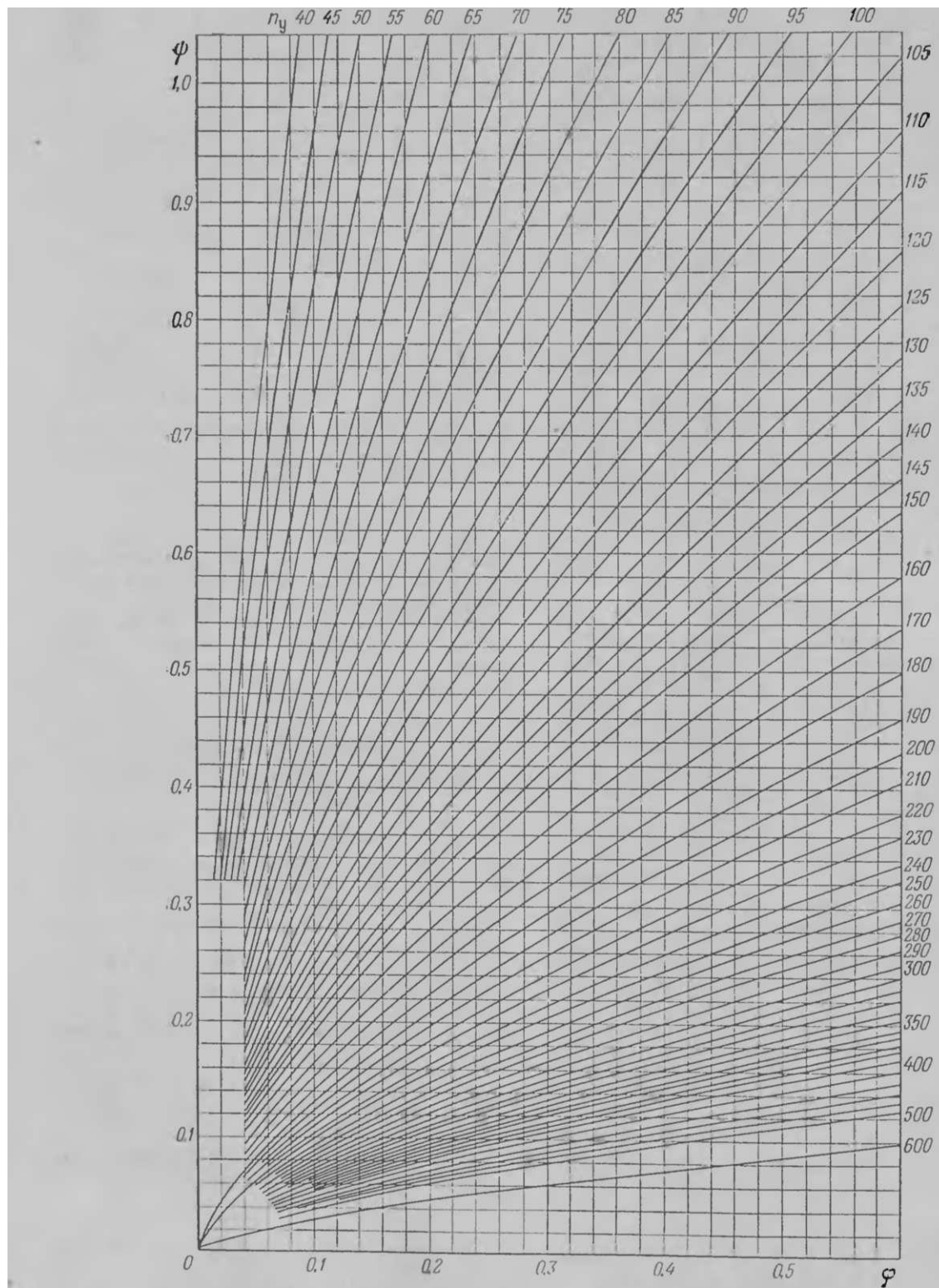


Рис. 1.8. Кривые равных значений скорости звука n_y

вентилятора иногда используются понятия эквивалентного отверстия

$$A = 0,38 \quad (1.23)$$

и коэффициента эквивалентного отверстия

$$A = 1,41 \quad (1.23a)$$

При вычислении постоянных коэффициентов в выражениях (1.21), (1.22) и (1.23) была принята нормальная плотность воздуха $\rho = 0,122 \text{ кгс-с}^2/\text{м}^4$, соответствующая $t = 20^\circ \text{C}$, $B = 760 \text{ мм рт. ст.}$ и относительной влажности $\phi = 50\%$. Таким образом, значения γ , D_y и A необходимо вычислять по давлению, приведенному к давлению воздуха при нормальной плотности.

Следовательно, для каждой аэродинамической схемы вентилятора в точке его максимального к. п. д. имеются вполне определенные значения γ , D_y и A .

Если заданным является не полное давление вентилятора, а его статическое давление, то коэффициенты быстроходности, габаритности и эквивалентного отверстия определяются по $p^{\text{ст}}$ и при подборе соответственно используются характеристики не по полному коэффициенту давления γ_p , а по статическому γ_s .

Если заданным является давление вентилятора с элементами p' и имеются типовые безразмерные характеристики вентилятора с такими же входными и выходными элементами, то при подборе используются значения γ , D_y и A , подсчитанные по величине p' . Если же аналогичных типовых характеристик нет, то целесообразно по заданной компоновке вентилятора оценить суммарный коэффициент потерь ξ в элементах, соединяющих вентилятор с сетью, и построить расчетные безразмерные характеристики вентилятора с такими элементами, вычисляя коэффициенты давления и к. п. д. по формулам

$$\phi' \phi \quad (1.24)$$

где γ_p , γ_s , γ , ϕ — величины, снимаемые с характеристик вентилятора той аэродинамической схемы, которая предположительно может подойти.

Прежде чем рассматривать различные случаи подбора, необходимо отметить следующее. Осевым одноступенчатым вентилятором в точках их максимального полного к. п. д. свойственна быстроходность $n_y > 75$. Приблизительно можно считать, что при $75 < n_y \leq 200$ пригодны схемы

$K + CA$, $BNA + K + CA$ и $BNA - f K$. При этом чем меньше быстроходность, тем больше густота решеток и число лопаток лопаточных венцов, больше относительный диаметр втулки d . Значениям $n_y > 200$ соответствуют вентиляторы схемы K и схемы $K + CA$ с небольшой густотой решеток, малым числом лопаток и малой величиной d .

Быстроходность двухступенчатых вентиляторов может достигать 55.

При разных углах установки лопаток колеса быстроходность данного вентилятора изменяется незначительно.

Габаритность D_y одноступенчатых вентиляторов, также в точках их максимального полного к. п. д., изменяется примерно в пределах 0,55—1,2. Причем вентиляторам с более сложными схемами, с высокими коэффициентами давления обычно соответствуют и большие значения D_y .

Величина D_y вентилятора существенно зависит от угла установки лопаток рабочего колеса.

Коэффициент эквивалентного отверстия A сходен по своему смыслу с габаритностью. Для одноступенчатых вентиляторов $A = 0,40 \dots 1,3$. Вентиляторам с более простыми схемами свойственны большие значения A .

Кривые равных значений n_y , D_y и A в плоскости ϕ , γ_p приведены на рис. 1.8, 1.9 и 1.10 соответственно.

Для всех известных аэродинамических схем вентиляторов значения n_y , D_y и A могут быть легко определены. Значения n_y и D_y приведены в сводной таблице (см. стр. 46—54). Часто в литературных источниках на безразмерных типовых характеристиках указывается их величина. При подборе может быть использована некоторая область характеристики в окрестности точки с максимальным к. п. д., т. е. для каждого типа аэродинамической схемы вентилятора характерен некоторый диапазон значений n_y , D_y и A .

Рассмотрим последовательно способы подбора.

При заданной быстроходности n_y , т. е. если кроме давления и производительности, задана частота вращения n , рассчитывается по следующей формуле кривая

$$/ 138 \text{ у}^3 \quad (1.25)$$

которая строится в поле характеристики (характеристик) вентилятора, у которого быстроходность равна ИЛИ близка к заданной (рис. 1.11). Рабочая точка должна принадлежать одновременно заданной параболе и характеристике вентилятора.

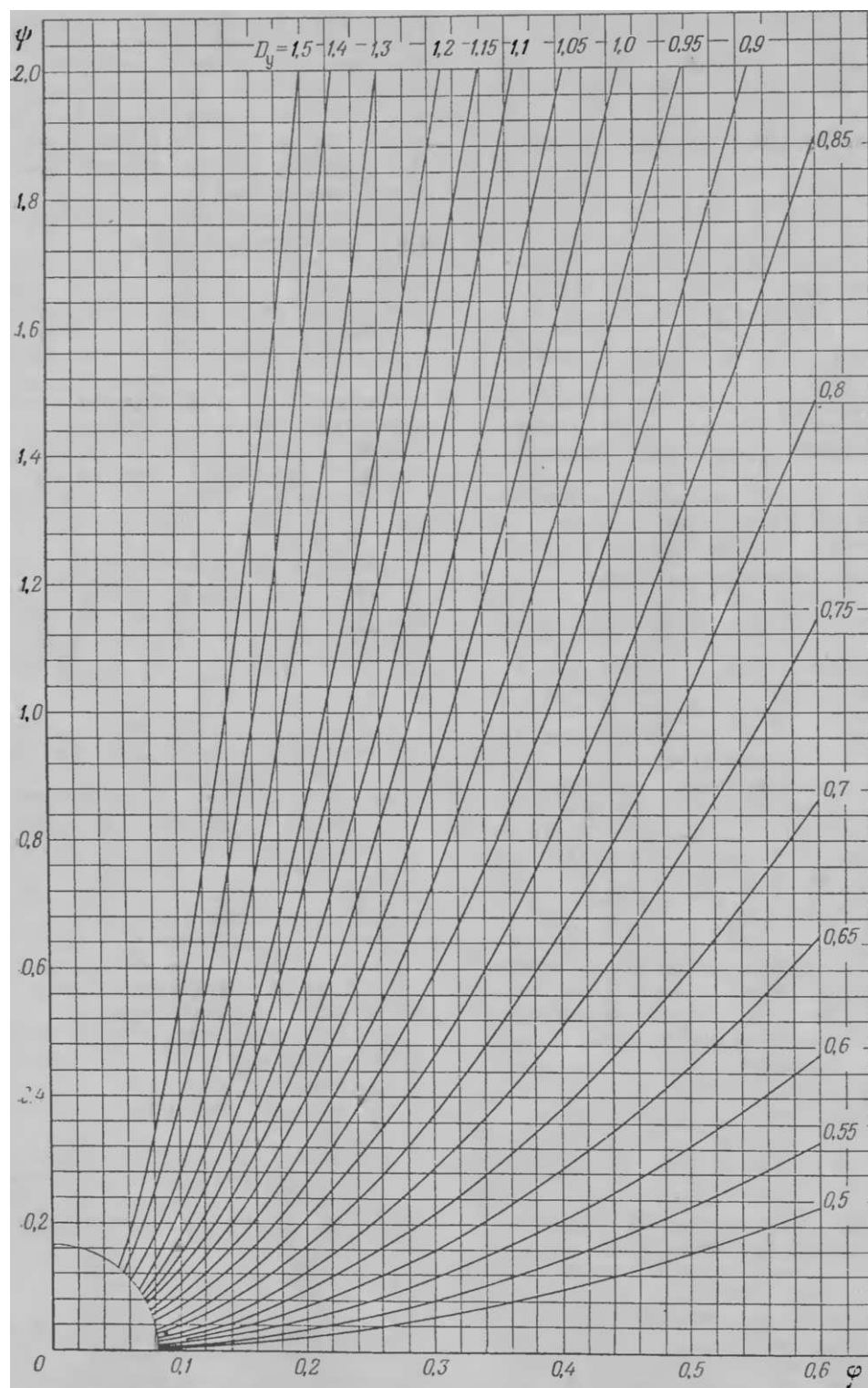


Рис. 1.9. Кривые равных значений габаритности D_y

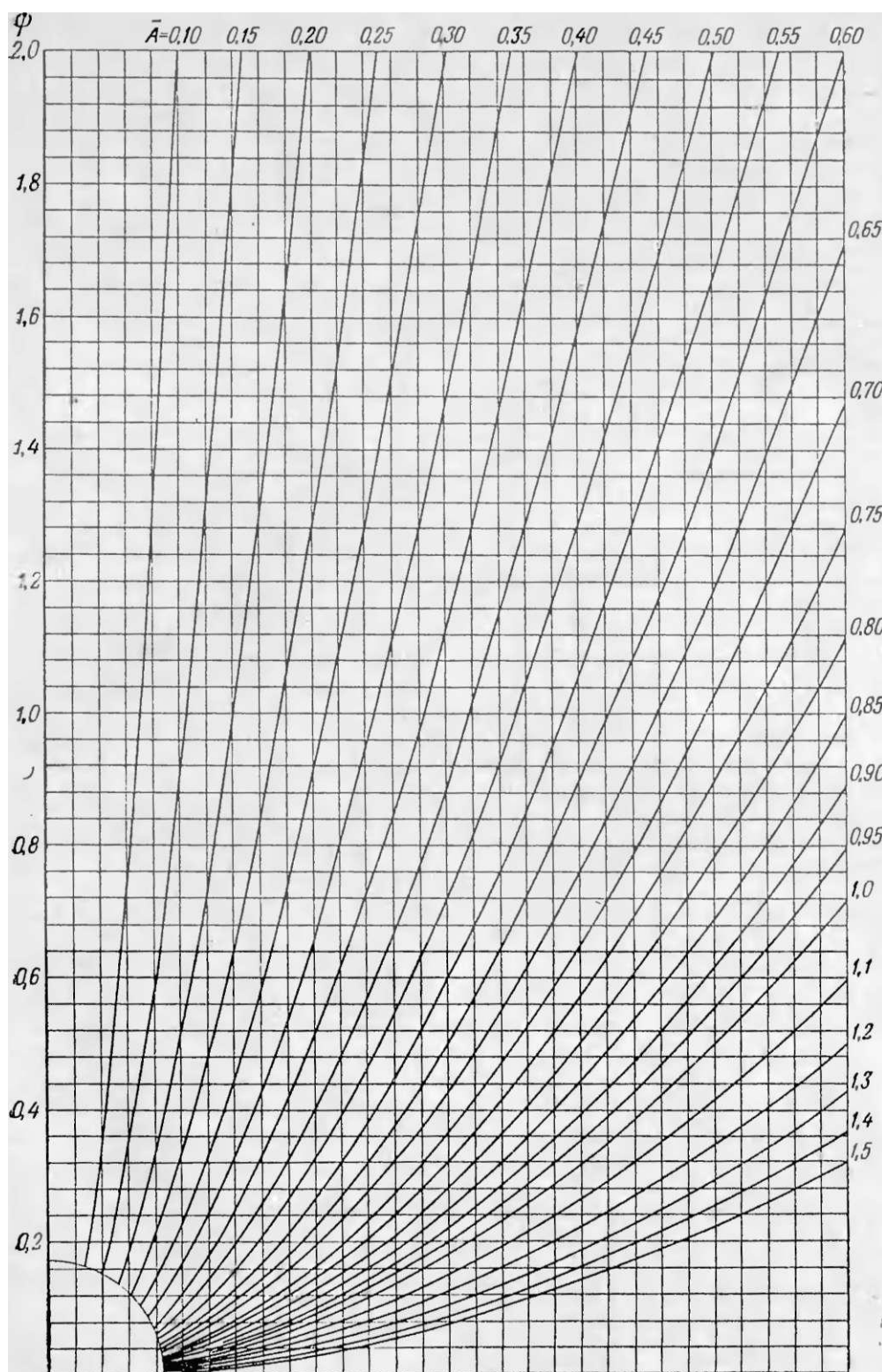
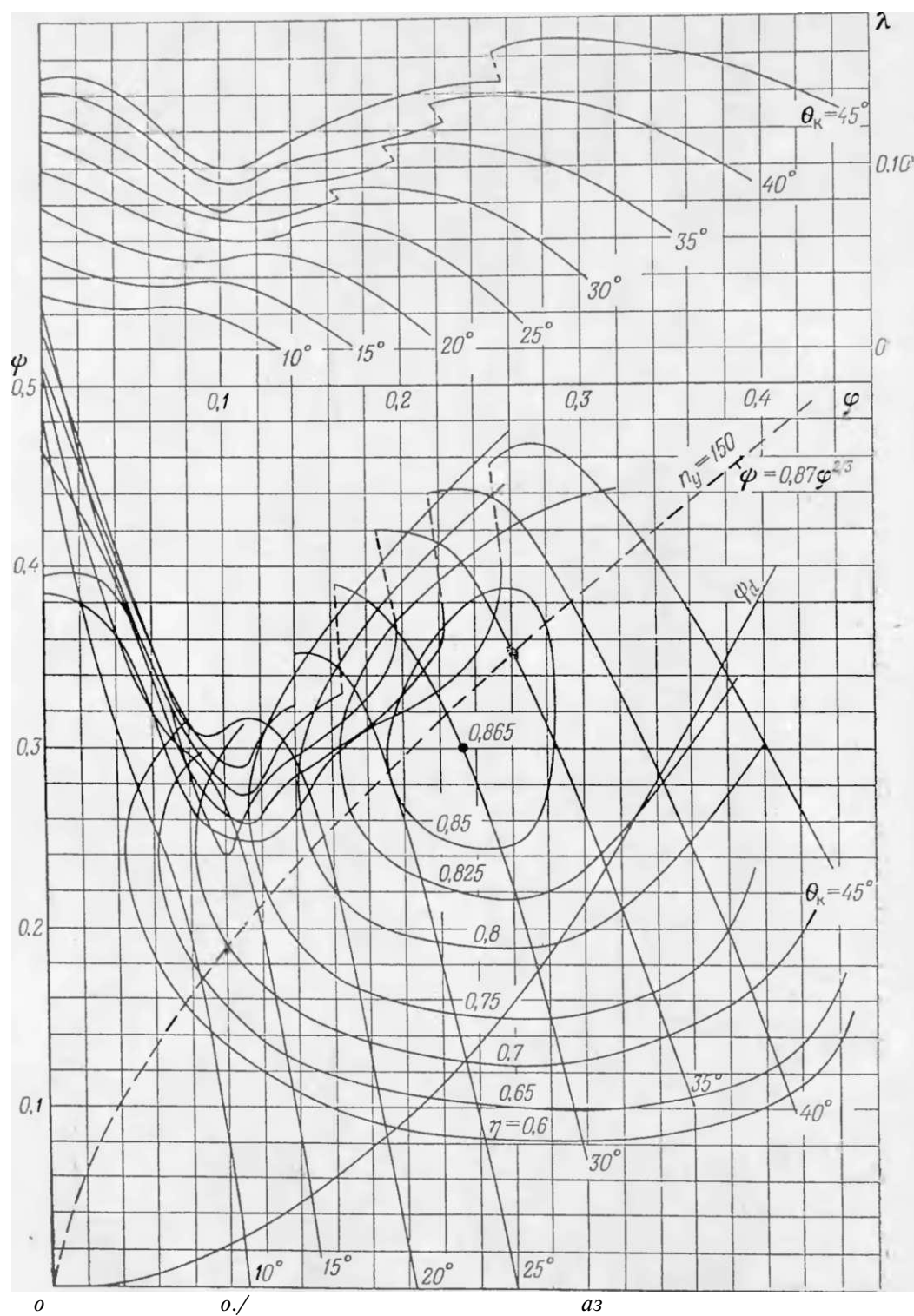


Рис. 1.10. Кривые равных значений эквивалентного отверстия A при $\phi = 0.10, 0.15, 0.20, 0.25, 0.30, 0.35, 0.40, 0.45, 0.50, 0.55, 0.60$.



Вас 1-11- Пример выбора вентилятора по заданной быстроходности

Выбрав такую точку, находим по одной из формул, следующих из выражения для $\sigma_{\text{тр}}$ (1.11) и (1.13), диаметр вентилятора

$$\sqrt{f \sim Q \sim}$$

или

$$D = \frac{1}{\sqrt{f}} \cdot \frac{Q}{\sigma_{\text{тр}}} \cdot \left(1 - \frac{2 \sigma_{\text{ср}}}{\sigma_{\text{тр}}} \right)$$

При выборе рабочей точки кроме величины $\sigma_{\text{тр}}$ следует иметь в виду запас до срывной точки или максимума давления, а также то обстоятельство, что при больших $\sigma_{\text{ср}}$ и $\sigma_{\text{тр}}$ диаметр и окружная скорость будут меньше.

Пусть, например, задано $Q = 52 \text{ м}^3/\text{с}$, $\rho^* = 170 \text{ кгс/м}^3$, $n = 980 \text{ об/мин}$. Подобрать аэродинамическую схему вентилятора, определить его диаметр и потребляемую мощность.

Определяем величину

$$\sigma_{\text{тр}} = \frac{52 \cdot \rho^*}{170} \cdot 980 = 450.$$

Рассчитываем параболу

$$\sigma_{\text{тр}} = 138 \cdot \sigma_{\text{ср}}^2$$

Проводим эту параболу в поле характеристик вентилятора, имеющего в окрестности $\sigma_{\text{тр}}$ быстроходность $\sigma_{\text{тр}} = 150$ (см. рис. 1.11). Это вентилятор схемы К + СА типа ОВ-111 с числом лопаток колеса $z_K = 12$ и аппарата $z^* = 11$ с относительным диаметром втулки $d = 0,6$. Геометрические параметры его лопаток и схема компоновки лопаточных венцов в корпусе известны. Очевидно, целесообразно выбрать рабочую точку на кривой при $\sigma_K = 35^\circ$. В этой точке $\sigma_{\text{ср}} = 0,86$, $\sigma_{\text{тр}} = 0,356$, $\sigma_{\text{ср}} = 0,26$. Запас κ по сопротивлению сети до срывного режима работы определяется по формуле

$$\kappa = \frac{\sigma_{\text{тр}}}{\sigma_{\text{ср}}^2} - \frac{\sigma_{\text{тр}}}{\sigma_{\text{ср}}^2}$$

$$\frac{\sigma_{\text{тр}}}{\sigma_{\text{ср}}^2} = \frac{450}{0,26^2}$$

После подстановки числовых значений

$$\frac{450}{0,26^2} - \frac{450}{0,356^2} \approx 10,188 \approx 10,2$$

т. е. запас вполне достаточный.

Диаметр вентилятора

$$D = 170 \cdot \sqrt{\frac{Q}{\sigma_{\text{тр}}}}$$

Окружная скорость $u = 89 \text{ м/с}$.

Потребляемая мощность

$$N = 170$$

Рабочую точку можно было бы выбрать и на характеристике при $\sigma_K = 45^\circ$. В пен: $\sigma_{\text{ср}} = 0,84$; $\sigma_{\text{тр}} = 0,424$; $\sigma_{\text{ср}} = 0,33$; запас по сопротивлению сети до $\sigma_{\text{тр}}$ равен 1,4; $D = 1,6 \text{ м}$; $u = 82 \text{ м/с}$; $N = 103 \text{ кВт}$.

Исходя из конкретных требований к вентилятору (его конструкции и эксплуатации) делается выбор.

Если воспользоваться графиком рис. 1.8, где в координатах $\sigma_{\text{ср}}$, $\sigma_{\text{тр}}$ приведены параболы равных быстроходностей, охватывающих практически весь представляющий интерес диапазон их значений, то процесс подбора можно упростить — не рассчитывать параболу по формуле (1.25).

При заданной габаритности $Z > y$, т. е. когда кроме давления и производительности задан диаметр вентилятора D , рассчитывается параболу

$$\sigma_{\text{тр}} = 10,1 D^2 \sigma_{\text{ср}}^2 \quad (1.27)$$

По заданному D с учетом предъявляемых требований к подбираемому вентилятору выбирается тип аэродинамической схемы вентилятора, на характеристики которого накладывается параболу, рассчитанная по формуле (1.27). Затем выбирается рабочая точка. По формуле (1.26а) определяется потребная частота вращения n , а затем и все остальные необходимые величины.

Например, задано: $\rho^* = 25 \text{ кгс/м}^3$, $Q = 6,5 \text{ м}^3/\text{с}$, $D = 0,7 \text{ м}$.

Определяем габаритность

$$D^* = \frac{0,5^3/4}{0,7} = 0,612$$

и напомним параболу $\sigma_{\text{тр}} = 10,1 \cdot 0,612^2 \sigma_{\text{ср}}^2 = 1,445 \sigma_{\text{ср}}^2$ на характеристики, приведенные на рис. 1.12. Выбираем рабочую точку на характеристике при $\sigma_K = 25^\circ$. В этой точке: $\sigma_{\text{тр}} = 0,086$; $\sigma_{\text{ср}} = 0,244$; $u = 0,83$.

По формуле (1.26а) определяем частоту вращения

$$n = 77,5 \cdot \sqrt{\frac{Q}{\sigma_{\text{тр}}}}$$

Если привод подбираемого вентилятора будет осуществляться непосредственно от электродвигателя, выбираем ближайшую к полученной синхронную угловую скорость и затем подбираем вентилятор с заданными D и n , т. е. с заданными $\sigma_{\text{ср}}$ и $\sigma_{\text{тр}}$. При этом для облегчения выбора необходимой

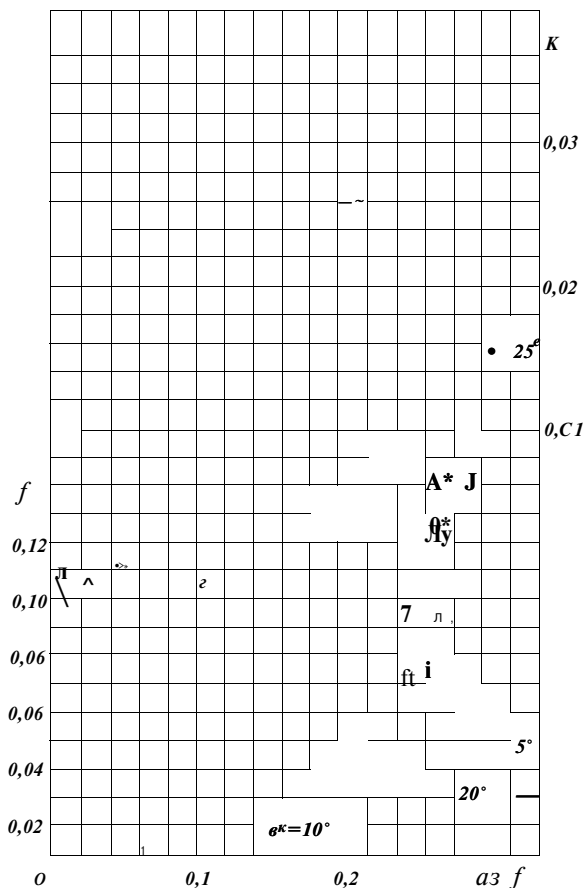


Рис. 1.12. Пример выбора вентилятора по заданной габаритности

схемы целесообразно определить также быстроходность n .

При подборе вентиляторов по заданной габаритности можно воспользоваться рис. 1.9, где в координатах sr, yr приведены параболы равных Dy во всем имеющем практическое значение диапазоне для одно- и двухступенчатых вентиляторов.

Эквивалентное отверстие A фактически задано, если заданы значения Q и p^v . В отличие от быстроходности и габаритности, имеющих одну и ту же величину независимо от того, через размерные или безразмерные величины они выражаются, размерная и безразмерная величины эквивалентного отверстия так не связаны. В действительности они связаны через диаметр, как это видно из (1.23), (1.23а) и (1.11), соотношением

$$A = 0,856 \sqrt{D^3 n},$$

откуда

$$D = \sqrt[3]{\frac{A^2 n}{0,856^2}}. \quad (1.28)$$

Подобрав подходящий тип вентилятора по его схеме и типовой характеристике, по формуле (1.28) определяют необходимый диаметр и затем, пользуясь выражением (1.26а), находят потребную частоту вращения n . Если необходимо изменить величину n , то поступают так же, как в случае подбора по заданной габаритности.

С помощью понятия эквивалентного отверстия на заданные Q и p^v можно подобрать в принципе вентилятор любой аэродинамической схемы по выбранной на его типовой характеристике в координатах sr, yr точке. При этом знание величины A не является необходимым. Диаметр D и частота вращения n определяются в этом случае по формулам

$$(1.29)$$

Приемлемость для данных условий выбранной схемы вентилятора будет зависеть от приемлемости получающихся диаметра, частоты вращения, окружной скорости и др. Следует иметь в виду, что типовые характеристики надежны при числах $Re = \frac{u}{a} < 0,5$ ($a = 20 \sqrt{T}$ — скорость звука в воздухе, T — абсолютная температура) и числах $Re = \frac{f u}{\nu} > 2 \cdot 10^6$.

Кроме рассмотренных выше обычных способов подбора могут иметь место и специальные. Один из них (простой случай) — когда заданы мощность на валу вентилятора N и его производительность Q (или давление $p-S$) и нужно подобрать вентилятор с максимальным давлением (или производительностью). Так как $Nx = Q p^v$ то задача сводится к выбору вентилятора с максимальным к. п. д. при приемлемом или заданном диаметре (или частоте вращения) или при обоих заданных их значениях. При подборе вентилятора с максимальным давлением (или производительностью) во все выражения подставляется $p^v = NT/Q$ (или $C^2 = Nx/f p^v$).

Другим случаем может быть подбор вентилятора на заданную сеть при условиях, приведенных в предыдущем случае. Если имеется сеть, описываемая уравнением

$$p^v = p_{v0} + m Q^2, \quad (1.30)$$

то, решая его совместно с уравнением $Q p^v = i V r$, устанавливаем, что произведе

* Скорость звука в газе при произвольной температуре $a^m = a^0 \sqrt{\gamma m}$, где $a^0 = \sqrt{\gamma p^0 / \rho^0}$, γ — показатель адиабаты, p^0, ρ^0 — соответственно давление и плотность при $t = 0^\circ \text{C}$.

Отсюда видно, что производительность изменится пропорционально кубу изменения диаметра и первой степени изменения угловой скорости, т. е.

$$Q_i = Q \left(\frac{D_i}{D} \right)^3 \left(\frac{n_i}{n} \right) \quad \text{при } D = \text{const}, \quad (1.11)$$

Давление изменяется пропорционально квадрату изменения диаметра, квадрату изменения угловой скорости и первой степени изменения плотности:

$$P_i = P \left(\frac{D_i}{D} \right)^2 \left(\frac{n_i}{n} \right) \quad \text{при } D = \text{const}, \quad (1.12)$$

$$P_i = P \left(\frac{n_i}{n} \right)^2 \quad \text{при } D = \text{const}, \quad (1.13)$$

$$P_i = P \left(\frac{D_i}{D} \right)^2 \quad \text{при } n = \text{const}, \quad (1.14)$$

$$P_i = P \left(\frac{n_i}{n} \right)^2 \quad \text{при } D = \text{const}, \quad (1.15)$$

Изменение потребляемой мощности пропорционально пятой степени изменения диаметра, кубу изменения угловой скорости, первой степени изменения плотности:

$$N_i = N \left(\frac{D_i}{D} \right)^5 \left(\frac{n_i}{n} \right) \quad \text{при } D = \text{const}, \quad (1.16)$$

Рабочие точки при изменении скорости вращения передвигаются на кривых давления, как это следует из соответствующих выражении (1.34) и (1.35), по квадратичным параболом (рис. 1.13):

$$(P_i)_{n_i} = P \left(\frac{D_i}{D} \right)^2 \left(\frac{n_i}{n} \right)^2 \quad (1.17)$$

а на мощностных характеристиках, как это следует из (1.34) и (1.36), — по кубическим параболом

$$N_i = N \left(\frac{D_i}{D} \right)^3 \left(\frac{n_i}{n} \right)^3 \quad (1.18)$$

При изменении плотности среды объемная производительность вентилятора не изменяется и рабочие точки передвигаются на кривых давления и мощности по прямым $Q_i = \text{const}$ (рис. 1.14), а положение рабочей точки на безразмерной характеристике не изменяется.

Глава 3

ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЕЙ II ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ КОНТУРОВ ЛОПАТОК

Каждая аэродинамическая схема вентилятора получена после выполнения большого комплекса работ: аэродинамического расчета; конструирования лопаток и всей модели; изготовления модели, результатом аэродинамических исследований которой является ее типовая характеристика.

Так как привести в данном издании многочисленные чертежи лопаток всех видов разнообразных типов вентиляторов не представляется возможным (да в этом и нет особой необходимости), во второй части для каждого лопаточного венца даны таблицы с основными геометрическими параметрами, по которым могут быть выполнены чертежи лопаток. В настоящей главе приведены типовые чертежи всех видов лопаток рабочих колес вентиляторов, спрямляющих и направляющих аппаратов с необходимыми для их вычерчивания пояснениями. Такой способ представления материала по лопаткам апробирован в ЦАГИ в течение многих лет выдачи рекомендаций различным КБ заводов, проектным институтам и НИИ.

Конструктивное и технологическое исполнение вентиляторов, выполненных по одной и той же аэродинамической схеме, может быть самым разнообразным в зависимости от их назначения, а также от возможностей производства. Конструкции осевых вентиляторов здесь не рассматриваются, сведения по ним приведены в работах [32, 07, 69, 52, 42].

§ 5. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТИПОВЫХ ЧЕРТЕЖЕЙ

Наиболее сложными по конфигурации частями осевого вентилятора являются лопатки, особенно рабочего колеса. Их поперечные сечения, переменные по длине (вдоль радиуса), обычно представляют собою крылообразные профили. Поэтому их выполнение непосредственно по чертежу как правило, невозможно и приходится прибегать к помощи шаблонов, ступелей и болванок.

Известны два основных способа конструирования лопаток осевых вентиляторов

с цилиндрической проточной частью: по плоским и цилиндрическим шаблонам.

В обоих случаях выбирают несколько цилиндрических поверхностей с осью, совпадающей с осью вентилятора, и с радиусами в интервале от радиуса втулки до влекшего радиуса лопаточного конца. Пересечение этих поверхностей с лопаткой определяет контуры профилей, параметры которых известны из аэродинамического расчета.

И при использовании способа плоских шаблонов профили, вычерченные в плоскости, касательно к цилиндрической поверхности, применяются непосредственно для построения шаблонов и ступеля, по которому изготавливаются лопатки или их модель, например, для литья лопаток. Применение таких плоских сечений упрощает изготовление лопаток. При использовании способа цилиндрических сечений первоначально вычерченные плоские сечения должны быть изогнуты по цилиндрам с радиусами соответствующих цилиндрических поверхностей. Это усложняет изготовление, но позволяет достичь большего соответствия расчетного обтекания действительному. При вычерчивании лопаток по плоским шаблонам такое соответствие будет тем меньшим, чем больше хорда b лопатки и меньше радиус r сечения, точнее, чем больше отношение b/r . При $b/r < 0,3$ оба способа практически равноценны [43].

Большинство приведенных здесь аэродинамических схем вентиляторов имеют лопатки, изготовленные по плоским сечениям. Все те случаи, когда лопатки изготовлены иначе, оговорены.

Построение профильных лопаток

Профильными лопатками называются такие, поперечными сечениями которых являются профили типа крыловых, имеющие переменную толщину вдоль хорды. В отличие от них лопатки с поперечными сечениями в виде изогнутых профилей постоянной толщины вдоль хорды называются листовыми.

После выбора описанными выше методами аэродинамической схемы вентилятора, его диаметра D и частоты вращения n становятся известными геометрические параметры его лопаточных венцов. Они приведены в соответствующих таблицах в относительных величинах, не зависящих от диаметра вентилятора. Этими параметрами, одновременно определяющими геометрию ло-

Т а б л и ц а 1.1
Относительные параметры лопатки
рабочего колеса ($\Delta\theta' = 1^\circ$)

Сече- ние	ε	δ	ρ	$\Delta\theta^\circ$	c
/	0,98	0,366	0,956	$-7^\circ 35'$	0,0828
//	0,92	0,353	0,889	$-4^\circ 00'$	0,0878
///	0,865	0,340	0,817	0	0,0935
IV	0,8	0,326	0,653	$5^\circ 25'$	0,099
V	0,72	0,306	0,551	$12^\circ 30'$	0,1075

Т а б л и ц а 1.2
Размерные параметры лопатки
рабочего колеса

θ θ θ θ	s	s $-o'$	s	l cS $\frac{l}{c} \frac{S}{E}$ $\frac{l}{c} \frac{S}{E}$	θ θ
/	735	275	717	$38^\circ 45'$	22,75
//	690	265	665	$42^\circ 20'$	23,25
III	647	255	613	$46^\circ 20'$	23,85
IV	600	245	512	$51^\circ 45'$	24,25
V	540	230	412,5	$58^\circ 50'$	24,75

патки, являются: величины хорды профиля $B = b/R$ ($R = D/2$ — внешний радиус рабочего колеса вентилятора), радиуса кривизны средней линии профиля $\rho = r/i$, разность между геометрическими углами установки профиля на данном ρ установочном радиусах $\Delta\theta^\circ = 6^\circ$ — $(\theta)_{уст}$, а также относительная величина максимальной

толщины профиля $c = c/B$. Эти величины даются для ряда радиусов $r = r/R$ по длине лопатки. В табл. 1.1 для примера приведены параметры лопатки рабочего колеса с относительным диаметром втулки $\sim d = 0,7$.

Изменение угла $\Delta\theta^\circ$ определяет закрутку лопатки. За установочный радиус $r_{уст}$ обычно принимается средний геометрический радиус $r = l/(1 + d^2)/2$, делящий ометаемую площадь пополам. Такой способ задания угла установки профилей по радиусу удобен тем, что позволяет легко определить распределение углов установки θ° профилей по радиусу после того, как по характеристикам определен необходимый угол $6K = (6r)_{уст} - \Delta\theta'$. Угол установки θ° , указанный на характеристиках, отсчитывается на среднем радиусе от плоскости вращения до касательной к нижней поверхности профиля, т. е. так, как это только и может производиться в процессе установки лопатки на втулку при изготовлении вентилятора или при его эксплуатации. Поправка $\Delta\theta'$ обычно составляет $0^\circ 30' - 2^\circ 30'$ и определяется после вычерчивания профиля под углом θ° , определенным из аэродинамического расчета.

Пусть у выбранного вентилятора, параметры лопатки которого приведены в табл. 1.1, диаметр $D = 1500$ мм, а угол установки лопаток $\theta^\circ = 45^\circ 20'$. Соответствующие размерные параметры лопатки приведены в табл. 1.2.

Лопатка вычерчивается по указанным в табл. 1.2 размерам следующим образом (рис. 1.21). Для каждого расчетного сечения на хорде B , наклоненной под углом θ° к плоскости вращения, строится средняя линия профиля — дуга окружности радиусом ρ . На среднюю линию «надевается»

Т а б л и ц а 1.3
Координаты симметричного профиля

$x = x/B'$	0	0,00625	0,0125	0,025	0,05	0,075	0,1	0,15	0,2
$y = y/c$	0	0,1	0,13	0,184	0,27	0,325	0,37	0,43	0,177

П р о д о л ж е н и е т а б л . 1.3

$x = x/B'$	$0^\circ -$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95	0,975	1,0
$y = y/c$	0,5	0,482	0,434	0,368	0,29	0,21 0	0,12	0,0775	0,055	0



Рис. 1.21. Построение профилей рабочего колеса:
 k — касательная к профилю; O — точка совмещения профилей

Рис. 1.22. Построение лопатки рабочего колеса:

O — точка совмещения профилей

симметричный профиль, координаты которого приведены в табл. 1.3.

Следует подчеркнуть, что координаты табл. 1.3 являются практически общими для всех профильных лопаток рабочих колес п аппаратов вентиляторов, характеристики которых приведены в данпон кнпге, а средняя лппия у всех профилей — дуга окружности. Особые случаи оговорены.

С помощью табл. 1.3 и значения макси-

мальной толщины профиля c (см. табл. 1.2) определяется координата $y = yc$ профилей сечений лопатки /—Т (табл. 1.4). Координата x отечнтывается по дуге средней линии B' путем деления ее на 10 равных частей и дополнительного деления первой и десятой частей согласно табл. 1.3. Величина координаты y откладывается вверх и вниз от средней линии по радиусу кривизны p . Полученные таким образом точки

Т а б л и ц а 1.4
 Координаты профилей для расчетных сечений

Очснис	$x=xIB'$	0	0,0125	0,025	0,05	0,075	0,1	0,2	0,3
$I-I$	$y = yc$	0	2,96	4,19	6,14	7,35	8,42	10,86	11,375
$II-II$		0	3,02	4,28	6,275	7,55	8,6	11,0	11,625
$III-III$		0	3,1	4,39	6,43	7,75	8,81	11,4	11,925
$IV-IV$		0	3,15	4,46	6,55	7,87	8,97	11,58	12,125
$V-V$		0	3,22	4,55	6,68	8,05	9,15	11,83	12,375

П р о д о л ж е н и е т а б л . 1.4

С.сечшге	$x=x/b'$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,0	0,05	0.1.75
$I-I$	$y = yc$	10	9,88	8,37	0,6	4,69	2,73	1,765	1,251
$II-II$		11,2	10,09	8,31	6,74	4,79	2,79	1,805	1,28
$III-III$		11,5	10,30	8,55	6,92	4,91	2,86	1,85	1,31
$IV-IV$		11,7	10,52	8,94	7,0'	5,0	2,91	1,88	1,332
$V-V$		11,95	10,75	9,12	7,19	5,1	2,975	1,92	1,36

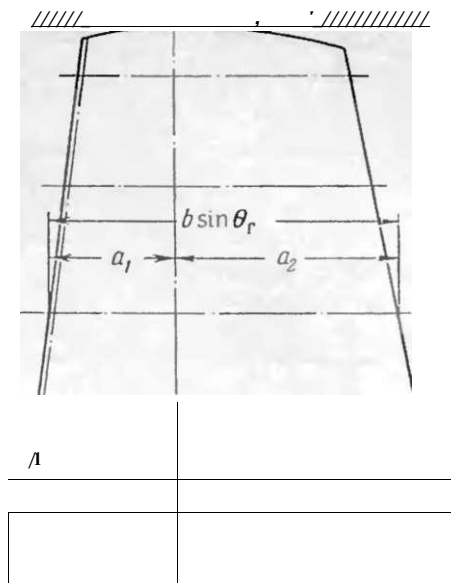
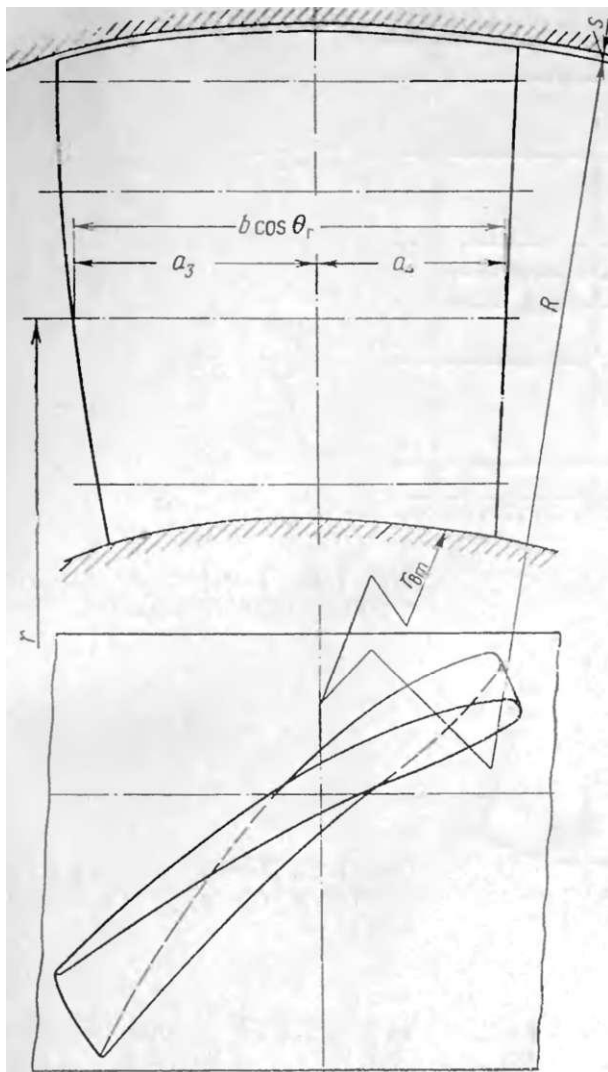


Рис. 1.23. Лопатка рабочего колеса

верхнего и нижнего контуров профиля соединяются плавной лекальной кривой. Величины радиусов носика $r_{нос}$ и хвостика $r_{хв}$ профиля выбираются при вычерчивании контура профиля исходя из условия получения плавного сопряжения.

При вычерчивании лопатки профили отдельных сечений обычно располагают так, чтобы точки совмещения профилей находились на одной прямой, являющийся радиусом вентилятора. Для лопаток рабочих колес точка совмещения профилей имеет координату $x = 0,4$ и располагается на средней линии. Эта точка близка к центру тяжести профиля.

Последовательность вычерчивания контура лопатки показана на рис. 1.22 и 1.23.

Изменение толщины лопатки вдоль ее длины должно быть плавным. Для проверки следует вычертить сечение, проходящее

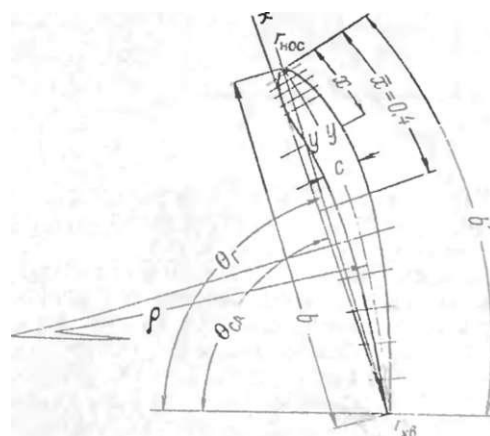


Рис. 1.24. Построение профилей лопатки спрямляющего аппарата

через ось совмещения профилей, с также другие вспомогательные сечения. При нарушении плавности расчетное сечение на соответствующем радиусе следует сместить, не изменяя его угла установки θ_r .

Лопатки на втулке устанавливаются под указанным на характеристике углом θ_r на радиусе $r_{уст} = r_{уст\#1}$ где величина $r_{уст}$ указана там же.

§ 9. СПЕЦИАЛЬНЫЕ СЛУЧАИ ПОСТРОЕНИЯ ЛОПАТОК

Построение профилей в прямоугольных координатах

Современные методы аэродинамического расчета осевых лопаточных машин основаны на использовании характеристик решеток профилей. Одним из основных результатов расчета являются параметры средней линии профиля, представляющей собой у вентиляторов чаще всего дугу окружности. Величина радиуса кривизны средней линии обычно близка радиусу вентилятора, но может быть и значительно больше его. При этом построение профилей лопаток венти-

ляторов больших размеров технически осложняется. Трудности могут быть устранены, если профиль задать в прямоугольных координатах. Эти координаты снимают непосредственно с чертежа профилей, вычерченных обычным, описанным выше способом, но в таком масштабе, чтобы с достаточной точностью снять значения координат, которые затем уже пересчитываются в прямоугольные координаты профилей, заданных для лопатки принятого вентилятора. Систему прямоугольных координат можно выбирать по-разному. Например, за ось абсцисс можно принять геометрическую хорду лопатки, а за ось ординат — прямую, нормальную к ней в касательную к профилю в носике. За ось абсцисс выбирают также прямую, расположенную в не-

которой пазовой плоскости, являющейся плоскостью плиты стапеля, по которому лопатка будет изготавливаться и контролироваться.

Для снятия прямоугольных координат профиля с приемлемой точностью достаточно вычертить его обычным способом в таком масштабе, чтобы его хорда составляла около 500 мм.

На рис. 1.32 показан профиль одного из сечений лопатки, вычерченный обычным способом. Базовая плоскость выбрана на расстоянии от оси совмещения профилей и (в данном случае) параллельно хорде профиля **Б**. Расстояния между ординатами носика и хвостика профиля $y_{ЮС}$ и $y_{Хв}$ разбиваются на 15 сечений, причем и носовой части гуще примерно на 0,1 этого расстояния, и непосредственно с чертежа при соответствующих значениях абсциссы x снимаются значения ординат верхнего и нижнего контуров профиля y'' и y' . Эти координаты затем переучитываются в координаты, соответствующие хорде профиля натурно! о вентилятора и используются для

его построения, так поступают со всеми расчетными сечениями лопатки.

На рис. 1.33 показаны профили трех (из шести) сечений лопатки, вычерченные в прямоугольных координатах. Ордината y_a у всех сечений, очевидно, одинакова. В данном случае лопатки вентилятора съемные, поворотные, поэтому среднее сечение усвоено под углом $\angle O_r = 0$.

Прямоугольные координаты срединной линии профиля, представляющей собой дугу окружности, могут быть определены по формуле

$$0 \left\langle /p \right\rangle _{(6/2)3} + * (/ , _x) -$$

пригодной также для расчета прямоугольных координат профилей листовых лопаток.

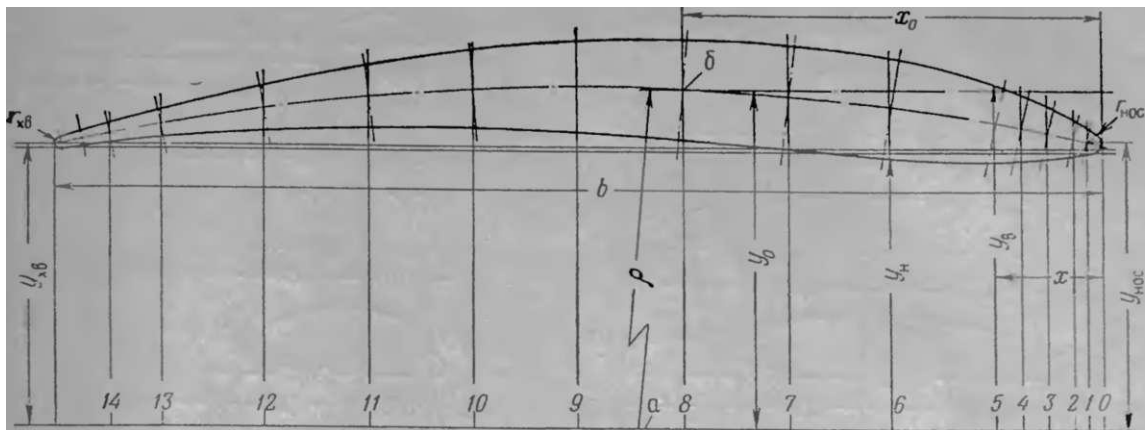


Рис. 1.32. Определение прямоугольных координат профиля одного из сечений лопатки: a — базовая плоскость; b — ось совмещения профилей

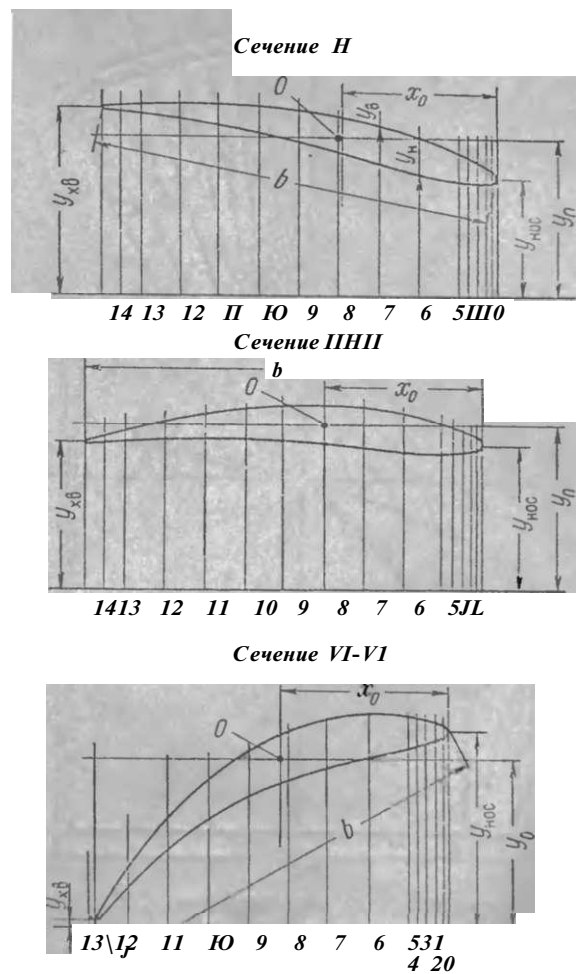


Рис. 1.33. Сечения лопатки, вычерченные в прямоугольных координатах

№					γ _к	α _л	СХЕМА	ГЯИМОНО- а	РИС.	ПРИМЕЧАНИЕ
117	0,84	0,39	0,84	0,6	12	35°	ВИЛ + К + СА	ОВ-42	2.29	При 0ВТТл = 90°. Регулирование закрыва- ми ВИЛ при 0ВПА = 60н-110°
118	0,81	0,415	0,87	0,6	10	40°	ВНА + К + СА	ОВ-76	2.52	При 0ВГ _н = 0. То же, 0ВНЛ = — 30-7- + + 25° ^л
148	0,89	0,35	0,87	0,6	14	30° 45'	К + СА	ОВ-70	2.49	Характеристики 0Н = 27° 45' 4- 33° 45'
150	0,845	0,372	0,86	0,6	16	35°	ВИЛ + К + СА	ОВ-29	2.20	При 0ПНА = 90°. Регулирование закрыва- ками ВНА при 0ВНЛ = 60-7- 115°
152	0,77	0,44	0,87	0,6	16	45°	ВНА + К + СА	ОВ-29	2.21	При 0Вил = 90°. То же, 0ВН _н = 60 - 110°
155	0,8	0,38	0,85	0,0	8	40°	ВНА + К + СА	ОВ-76	2.54	при деВНА = 0. то же, деВНА = - 30 -5- -4- +20°
155	0,815	0,37	0,86	0,6	12	35°	ВНА + К + СА	ОВ-29	2.22	При 0ВНч = 100°. Регулирование закрыва- ми ВНА при 0ВН ^ч = 60 ч- 110°
161	0,824	0,34	0,87	0,6	12	35°	К + СА	ОВ-111	2.78	Характеристики при 0В _н = 10 4- 45°
165	0,725	0,42	0,85	0,6	12	45°	ВНА + К + СА	ОВ-29	2.23	При 0ВНА = 100°. Регулирование закрыва- ками ВНА при 0ВНл = 60-4- 110°
166	0,75	0,39	0,85	0,6	12	45°	ВНА + К + СА	ОВ-29	2.23	При 0ВНА = 90°. Регулирование закрыва- ками ВНА при 0ВНч = 60-4- 110°
167	0,805	0,33	0,85	0,6	12	35°	ВНА + К + СА	ОВ-29	2.22	При 0ВНД = 90°. То же, 0ВНч = 60 4- 110°
195	0,8	0,242	0,78	0,5	10	24°	ВНА + К	ОВ-74	2.46	
203	0,794	0,23	0,73	0,4	6	24°	К	ОВ-109	2.73	Характеристики при 0К = 15 4- 35°
212	0,678	0,29	0,86	0,4	6	35°	К + СА	ОВ-109	2.72	То же, 0К = 10 4- 45° ^
212	0,735	0,245	0,81	0,6	12	35°	К	ОВ-111	2.79	» 0К = 10 4- 45°
212 "	0,755	0,235	0,81	0,4	6	25°	К + СА	ОВ-109	2.72	» 0К = 20 4- 40°
224	0,68	0,20	0,73	0,4	6	35°	К	ОВ-109	2.73	» 0К = 10 4- 30°
224	0,82	0,18	0,75	0,4	4	20°	к	ОВ-109	2.74	» 0К = 10 4- 30°
240	0,713	0,205	0,76	0,4	4	30°	к	ОВ-109	2.74	» 0К = 10 4- 30°
252	0,645	0,225	0,9	0,35	10	35°	К -f СА	ОВ-23	2.14	» 0К = 20 4- 45°
260	0,78	0,148	0,76	0,4	3	20°	К	ОВ-109	2.75	» 0 = 10 4- 30°
303	0,655	0,152	0,86	0,35	6	30°	К + СА	ОВ-23М	2.16	» 0К = 10 -f- 40°
309	0,62	0,104	0,8	0,35	10	30°	К	ОВ-23	2.13	» 0К = 29 4- 37°
309	0,625	0,16	0,82	0,35	10	29°	к	ОВ-23М	2.15	Характеристики при 0К = 29 4-37°
312	0,785	0,1	0,75	0,4	2	15°	к	ОВ-109	2.76	То же, 0К = 10 -Н 30°

314	0,66	0,14	0,8	0,35	8	25°	К	ОВ-23	2.12	» °К = ю ч- 30 ^е
317	0,7	0,12	0,78	0,4	3	22°	К	ОВ-143	2.92	» °К = 12 ч- 22°
• 317	0,74	0,11	0,75	0,4	2	20°	К	• ОВ-109	2.76	» °К = 10 ч- 30 ^е
• 344	0,645	0,12	0,79	0,35	6	25°	к	• ОВ-23	2.11	» 0К = 10 ч- 35 ^е
• 358	0,68	0,102	0,82	0,35	6	20°	к	• ОВ-121	2.88	» ◇К = 5 ч- 30°
• 363	0,66	0,105	0,81	0,35	6	22°	к	• ОВ-120	2.86	•» 0К = 19 ч- 27 ^е
• 366	0,73	0,084	0,8	0,35	6	15°	к	• ОВ-101	2.71	» 0К = 5 ч- 25°
• 370	0,635	0,11	0,8	0,35	5	25°	к	• ОВ-23	2.10	» 10 ч- 30 ^е
• 400	0,71	0,075	0,8	0,35	С	15°	к	• ОВ-100	2.68	» еК = 5 ч- 20°
• 406	0,66	0,084	0,81	0,35	4	20°	к	• ОВ-23	2.9	» еК = 10 ч- 25 ^е
• 434	0,61	0,086	0,82	0,35	4	25°	к	• ОВ-120	2.85	» еК = 20 ч- 30 ^е
• 453	0,685	0,062	0,81	0,35	4	15°	к	• ОВ-101	2.70	» 0К = 5 ч- 25°
• Л 65	0,62	0,072	0,84	0,35	4	20°	к	• ОВ-121	2.87	» 0К = 5 ч- 30°
• 486	0,67	0,0565	0,82	0,35	4	15° 30	к	• ОВ-100	2.67	» 0,, = 5 ч- 20°

1а. Одноступенчатые вентиляторы обычных схем с присоединительными элементами

Пу		° s	»*		Z _К		Схема	Наимено- вание	Рис.	Примечание
124	0,91	0,44	0,81	0,6	10	30°	К + СА	ОВ-76л	2.57	С диффузором, £ = 0,3 Характеристики при 0К = 27 ч- 33°
124 *	0,95	0,42	0,83	0,6	14	32°	К + СА	ОВ-84	2.62	С диффузором, £ = 0,3 Характеристики при 0К = 29 ч- 35°
130	0,96	0,39	0,78	0,6	10	30° 45'	К + СА	ОВ-76	2.50	С диффузором, £ = 0,3
132	0,96	0,375	0,79	0,6	14	30° 45'	К + СА	ОВ-76	2.48	С диффузором, £ = 0,3
300*	0,66	0,152	0,81	0,35	6	30°	К + СА	ОВ-23М	2.18	С входным патрубком Характеристики при 0К = 30 ч- 40°
323	0,81	0,09	0,65	0,35	6	15°	К	ОВ-121	2.90	С диффузором, £ = 0,5 Характеристики прп 6К = 10 ч- 25°
• 345	0,795	0,08	0,66	0,35	6	15°	К	• ОВ-100	2.69	С диффузором, £ = 0,5 Характеристики прп 0К = 10 ч- 20°
346	0,765	0,084	0,65	0,35	4	20°	К	ОВ-121	2.89	С диффузором, £ = 0,5 Характеристики при 0К = 10 ч- 25°
> 376	0,815	0,004	0,67	0,35	4	15°	К	• ОВ-100	2.67	С диффузором, £ = 0,5 Характеристики прп 0К = 10 ч- 20°

* При полном давлении, т. е. при значениях 'Ф' и ту

§ 13. АЭРОДИНАМИЧЕСКАЯ
СХЕМА ОВ-23
И ЕЕ МОДИФИКАЦИИ

Модель вентилятора ОВ-23 была испытана при различных числах определенных лопаток, установленных под разными углами [8]. При наибольшем, расчетном числе лопаток $zK = 10$ получены также характеристики не только в схеме К, но и в схеме К + СА. Испытана модификация этого вентилятора ОВ-23М, лопатки рабочего колеса К-23М которого имеют на внешнем радиусе такую же хорду, как и лопатки колеса К-23. Во всех остальных сечениях хорда плавно уменьшается и у втулки становится меньше примерно на 25%. Соответственно изменились кривизна лопатки и радиус кривизны средней линии профиля.

Спрямолинейный аппарат вентилятора С-56 (тот же, что для К-23 и К-23М) имеет листовые лопатки. Аппарат может быть выполнен также с профильными лопатками, при этом все геометрические параметры аппарата остаются неизменяемыми, а максимальную толщину профиля s можно принять равной 0,1. Все вентиляторы этой схемы

Т а б л и ц а 2.4
Значения n^* и D^* для ОВ-23 и ОВ-23М

Параметры	Схема									
	К + СА				К					
	ОВ-23	ОВ-23I*	ОВ-23 ж с вход- поп ко- робкой		ОВ-23					ОВ-23W
	10	6	6	10	8	6	5	4	10	
	252	303	206	309	314	344	370	406	309	
	0,65	0,65	0,75	0,62	0,66	0,65	0,63	0,66	0,63	

Т а б л и ц а 2.5
Геометрические параметры лопаток ОВ-23 и ОВ-23М, $\alpha_0 = 2^\circ 40'$

	α^*		леГ			р			с
	К-23	К-23М	К-23	К-23М	С-56	К-23	К-23М	С-Г.6	К-23, К-23М
1,0	0,222	0,222	—9° 40'	—9° 30'	2° 10'	1,01	0,972	0,647	0,1
0,95	0,23	0,224	—7° 40'	—7° 50'	1° 50'	1,045	0,983	0,63	0,103
0,85	0,246	0,228	—4° 20'	—4° 15'	1°	1,105	0,987	0,603	0,111
0,75	0,263	0,233	0	0	0	1,11	0,931	0,564	0,119
0,65	0,279	0,237	5° 20'	5° 50'	Г 25'	1,04	0,806	0,529	0,126
0,55	0,295	0,248	12° 50'	13° 30'	—3° 20'	0,9	0,655	0,482	0,134
0,45	0,311	0,245	22° 20'	24° 15'	—6°	0,732	0,5	0,43	0,142
0,35	0,328	0,25	35° 20'	38° 20'	—9° 45'	0,533	0,346	0,389	0,15

У лопаток С-56 величина $B = 0,297$

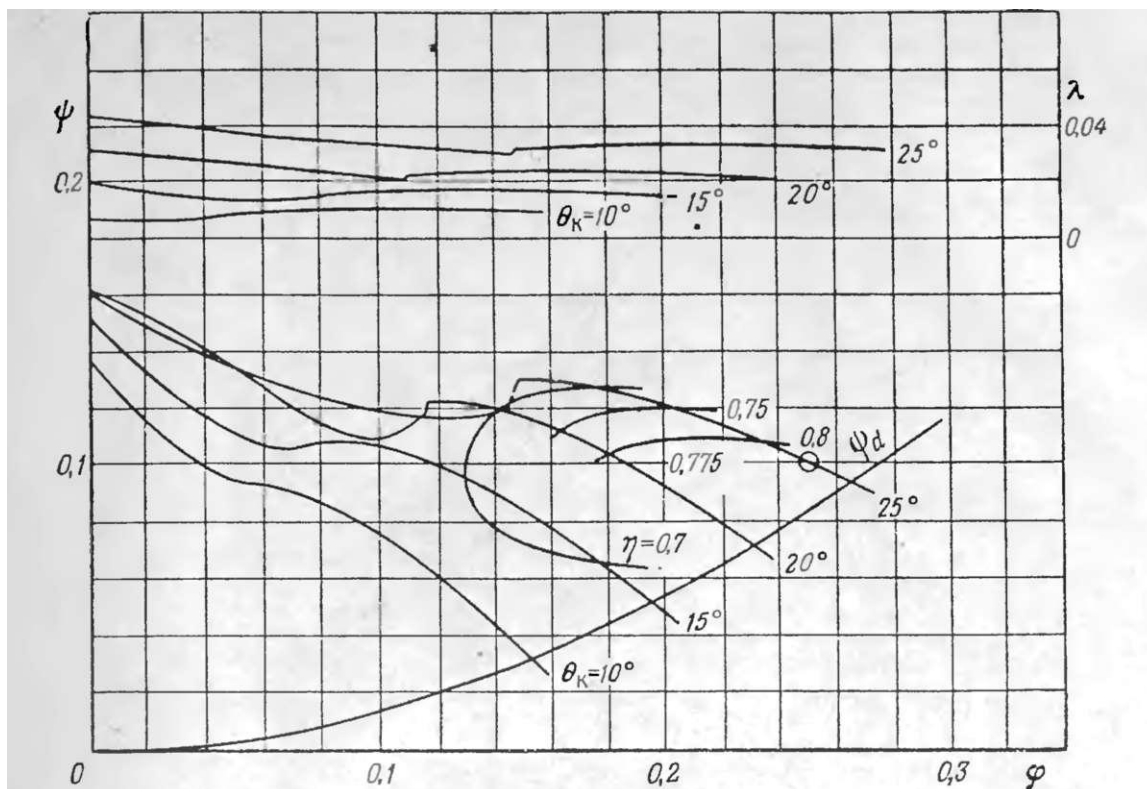


Рис. 2.9. Характеристики ОВ-23. Схема К, $\bar{d} = 0,35$, $z_K = 4$, К-23, $\theta_K = \text{var}$, $\bar{r}_{\text{уст}} = 0,75$

имеют малый относительный диаметр втулки $d = 0,35$. Значения быстроходности и габаритности в зависимости от числа лопаток колеса и схемы приведены в табл. 2.4.

Геометрические параметры лопаток ОВ-23 и ОВ-23М, а также аппарата С-56 приведены в табл. 2.5.

Аэродинамические характеристики ОВ-23 в схеме К при числах лопаток $z_K = 4$, 6, 8 и 10 показаны на рис. 2.9–2.13. Характеристики ОВ-23 в схеме К + СА при $z_K = 10$ в диапазоне углов установки $\theta_K = 20^\circ$ – 45° показаны на рис. 2.14. Из сопоставления характеристик рис. 2.13 и 2.14 видно, как влияет установка спрямляющего аппарата. Максимальный к. п. д., например, увеличился при углах установки $\theta_K = 35^\circ$ – 40° , от 0,8 к расчетному, с 0,8 для схемы К' до 0,9 для К [-СЛ. Коэффициент давления увеличился с 0,2 у схемы К до 0,30 у схемы К + СЛ. Быстроходность $П_u = 252$, габаритность $O_u = UAV$.

Характеристики ОВ-23.В1 в схеме 11 при $z_K = 10$ показаны на рис. 2.13 (// — 309, $DY = 0,03$), а характеристики ОВ-23М в схеме К + СА при $z_K = 0$ и $r_{\text{д}} = 7$ на рис. 2.10 ($\alpha_u = 3U3$; $BY = 0,03$).

Вентилятор К-23М схемы К + СА был испытан с входным патрубком, в котором лопатки поворачиваются на 90° . Схема такой установки с основными размерами в долях диаметра рабочего колеса вентилятора показана на рис. 2.17, а характеристика этой установки — на рис. 2.18.

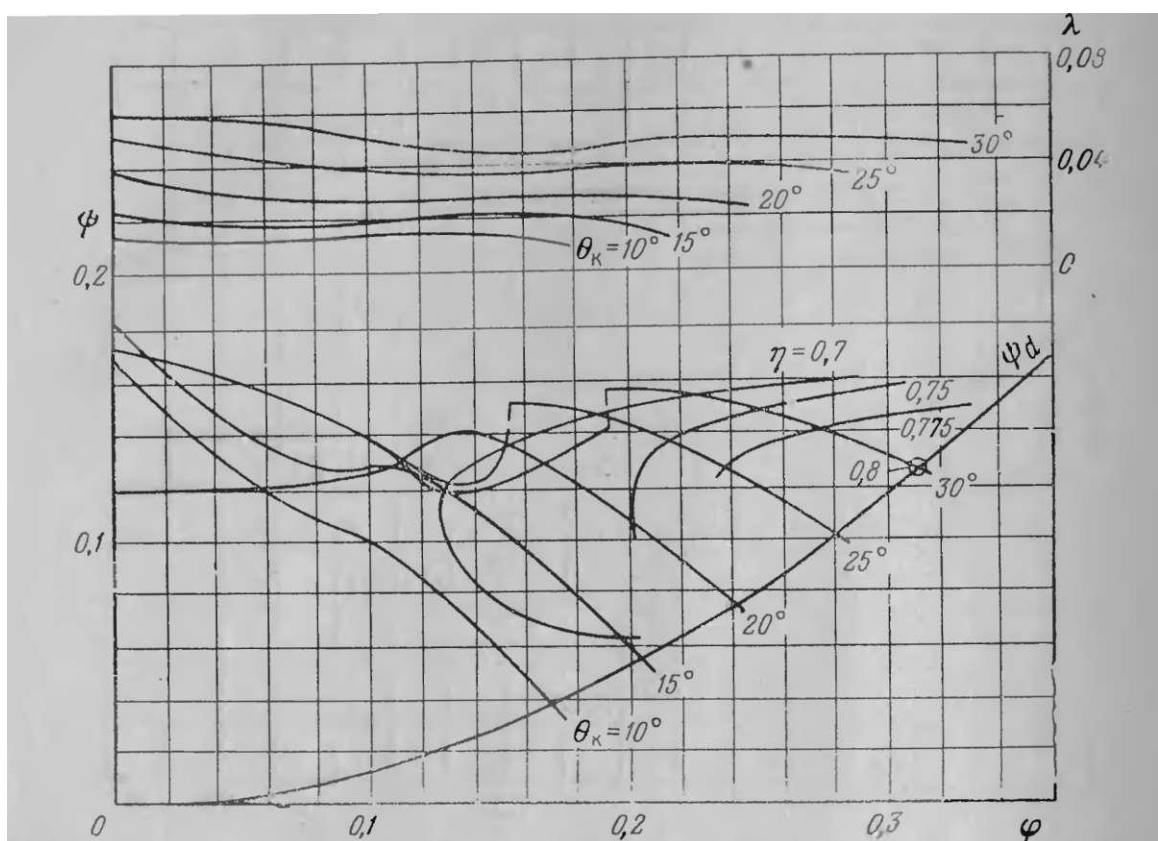


Рис. 2.10. Характеристики ОБ-23. Схема К, $\bar{d} = 0.35$; $z_K = 5$, К-23, $\theta_K = \text{var}$, $\bar{r}_{yct} = 0.75$

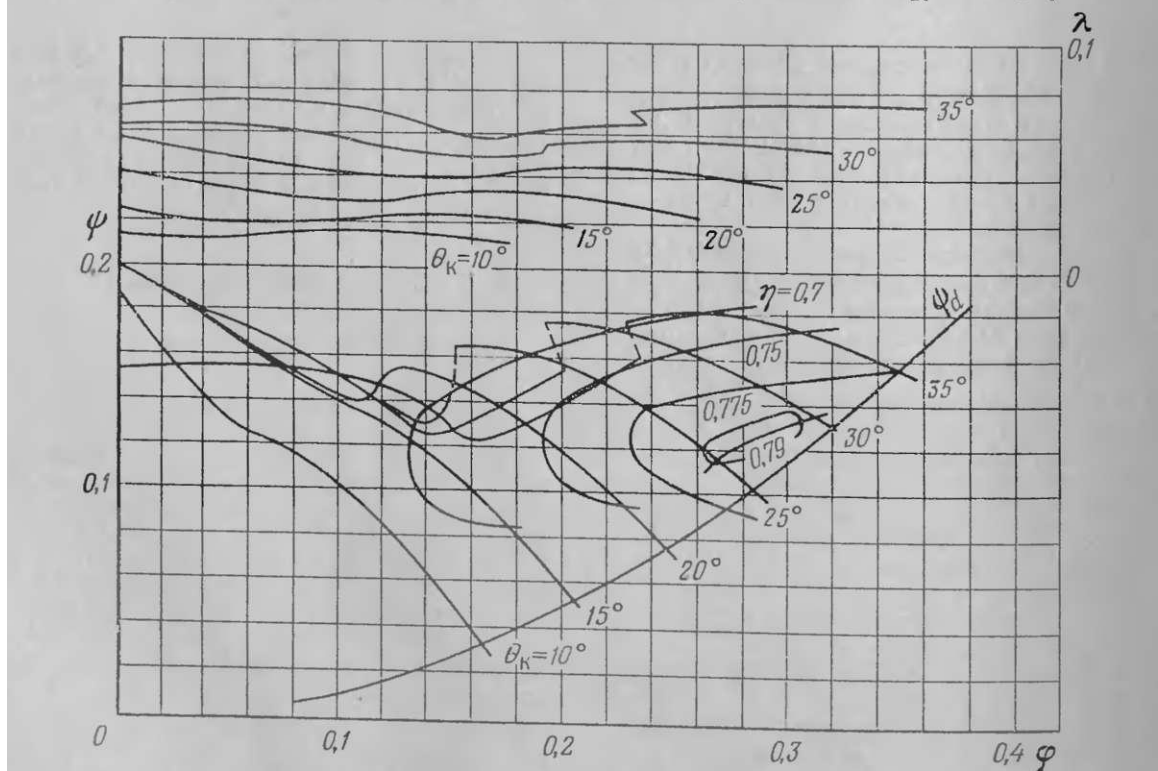


Рис. 2.11. Характеристики ОБ-23. Схема К, $\bar{d} = 0.35$; $z_K = 6$, К-23, $\theta_K = \text{var}$, $\bar{r}_{yct} = 0.75$

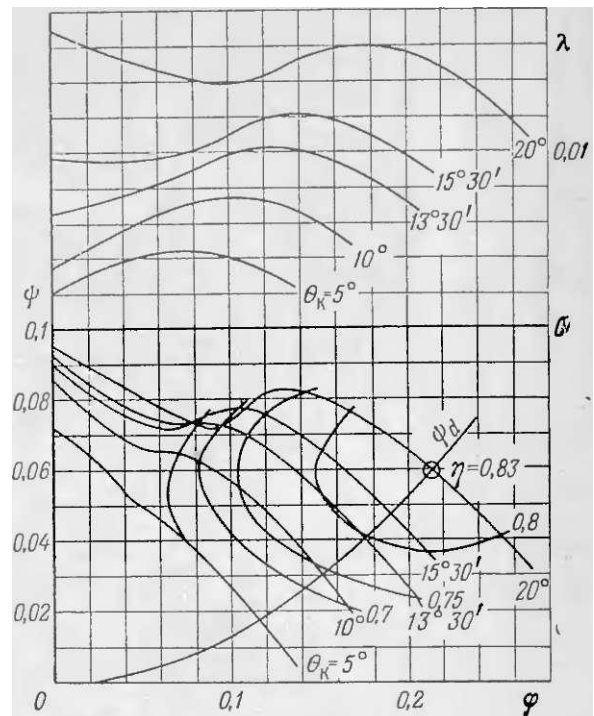


Рис. 2.66. Характеристики ОВ-100. Схема К, $\bar{d} = 0,35$, К-100, $z_K = 4$, $\theta_K = \text{var}$, $\bar{r}_{\text{уст}} = 0,75$

Вентилятор был испытан также (рис. 2.67) с коротким диффузором — длиной $0,8Z$. Полный коэффициент потерь этого диффузора $\xi = 0,5$.

Характеристики ОВ-100 с таким же лопатками, но числом $z_K = 6$ показаны на рис. 2.68, а его характеристики с диффузором — на рис. 2.69. Схема диффузора та же, что на рис. 2.67. Значения величин η и D для ОВ-100 приведены в табл. 2.23.

§ 23. АЭРОДИНАМИЧЕСКАЯ СХЕМА ОВ-100

Схема ОВ-100 рассчитана на очень малые значения коэффициентов давления и производительности, характерные, например, для вентиляторов градирен [110]. Вентилятор выполнен по схеме К с малой величиной относительного диаметра втулки $\bar{d} = 0,35$. Расчетное число лопаток $z_K = 4$. Лопатки имеют малую хорду на среднем радиусе $b = 0,15$. В связи с этим профили лопатки имеют увеличенную по сравнению с обычной относительную толщину s . Геометрические параметры лопатки К-100 приведены в табл. 2.22, а характеристики — на рис. 2.66.

Т а б л и ц а 2.22

Геометрические параметры лопаток
ОВ-100, $D_0 = 2^\circ 40'$

0,98	0,128	$-2^\circ 54'$	0,352	0,141
0,85	0,1425	$-1^\circ 24'$	0,386	0,148
0,75	0,1535	0	0,4085	0,155
0,65	0,164	$1^\circ 48'$	0,4175	0,16
0,55	0,1755	$4^\circ 30'$	0,4165	0,167
0,45	0,186	$8^\circ 25'$	0,394	0,174
0,35	0,1975	17°	0,311	0,18

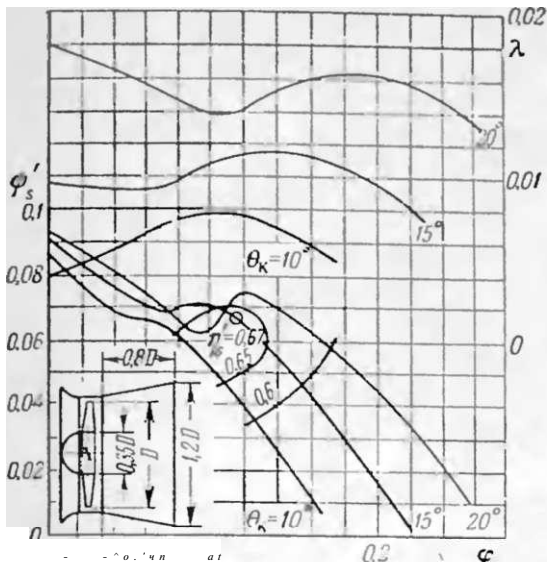


Рис. 2.67. Характеристики ОВ-100 с диффузором. Схема К, $z_K = 4$, $\theta_K = \text{var}$, $\text{густ} = 0,75$

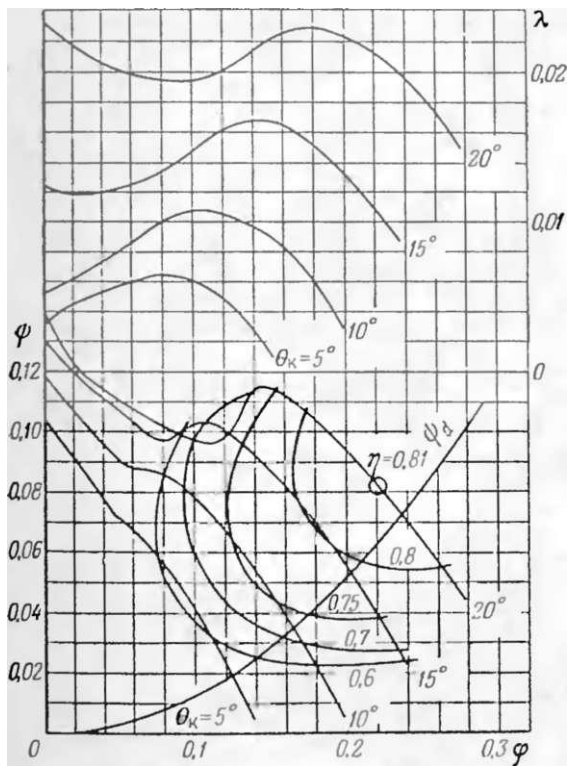


Рис. 2.68. Характеристики ОВ-100. Схема К, $d = 0,35$; К-100, $z_K = 6$, $\theta_K = \text{var}$, $\text{густ} = 0,75$

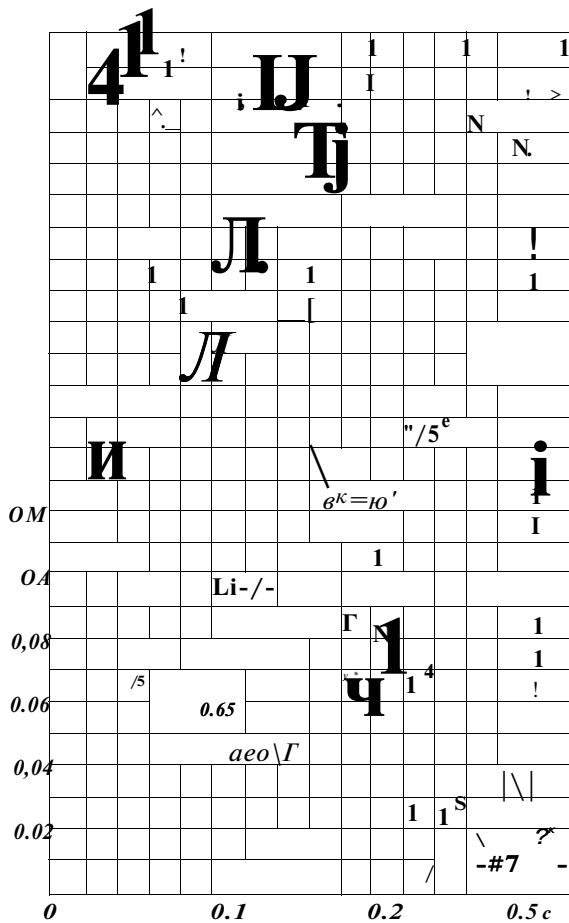


Рис. 2.69. Характеристики ОВ-100 с диффузором. Схема К, $z_K = 6$, $\theta_K = \text{var}$, $\text{густ} = 0,75$

§ 24. АЭРОДИНАМИЧЕСКАЯ СХЕМА ОВ-101

Схема ОВ-101 рассчитана на те же аэродинамические параметры, что и схема ОВ-100, но в соответствии со специальными технологическими условиями, лопатка на Польшей части длины имеет один и тот же

Таблица 2.23

Значения n_u и l_u для ОВ-100 и ОВ-101 с диффузором

z_K	"у"			
	ПСА ДИФ-ФУЗОРА	ДИФ-ФУЗОРОМ	БЕЗ ДИФ-ФУЗОРА	С ДИФ-ФУЗОРОМ
1	480	376	0.667	0.815
0	100	345	0.71	0.795

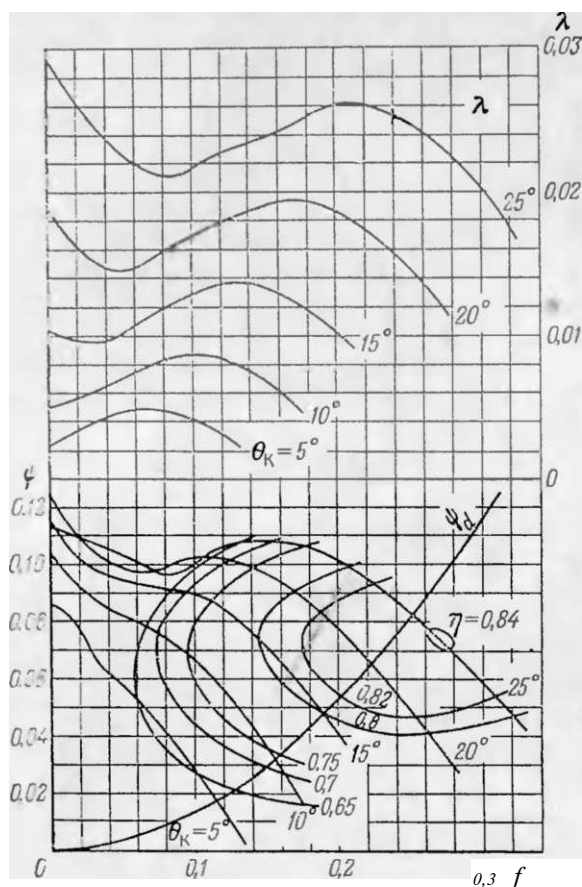


Рис. 2.70. Характеристики ОВ-101. Схема К, $d = 0,35$; К-101, $zK = 4$, $6K = \text{var}$, $\gamma_{\text{уст}} = 0,75$

профиль. В разработанном с такими лопатками колеса К-101 вентиляторе в интервале значения от $z = 0,45$ до $z = 1,0$ про-

Т а б л и ц а 2.24

Геометрические параметры лопаток
ОВ-101, $D0^\wedge = 1^\circ 25'$

дег				
0,98	0,186	$-4^\circ 15'$	0,429	0,118
0,85	0,186	-2°	0,429	0,118
0,75	0,186	0	0,429	0,118
0,65	0,186	$2^\circ 35'$	0,429	0,118
0,55	0,186	6°	0,429	0,118
0,45	0,186	11°	0,394	0,14
0,4	0,192	$14^\circ 32'$	0,362	0,161
0,35	0,1975	$19^\circ 20'$	0,311	П,163

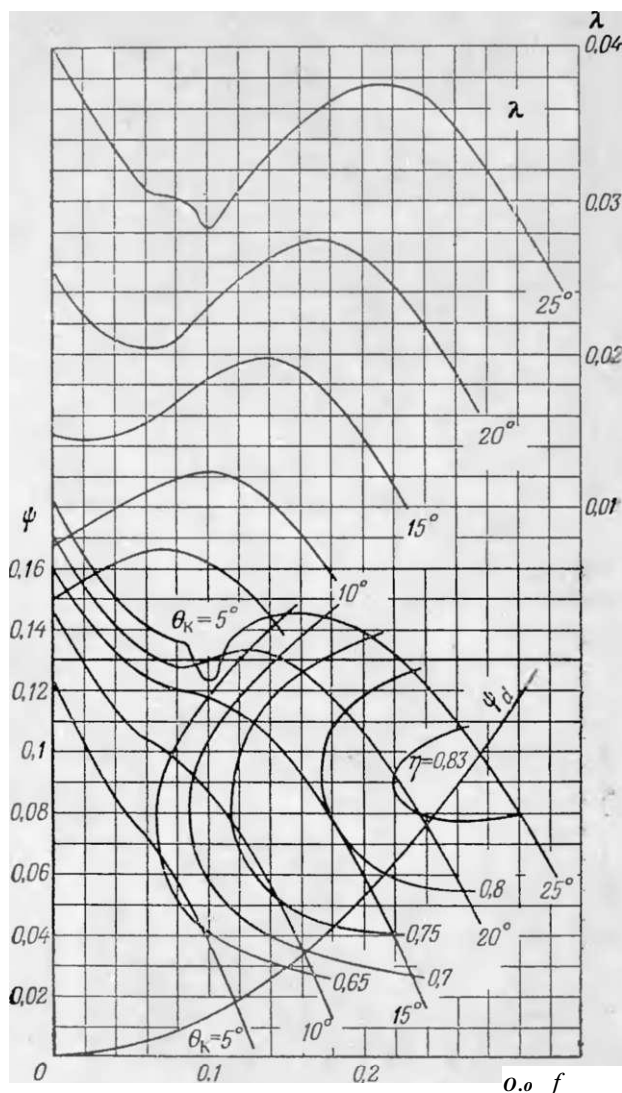


Рис. 2.71. Характеристики ОВ-101. Схема К, $d = 0,35$, К-101, $zK = 6$, $6K = \text{var}$, $\gamma_{\text{уст}} = 0,5$

филь у К-101 не изменяется, но в каждом сечении установлен под соответствующим углом, полученным из аэродинамического расчета. Параметры лопатки К-101 приведены в табл. 2.24, а характеристики ОВ-101 показаны на рис. 2.70. Быстроходность $n_y = 453$, габаритность $D_y = 0,655$. Характеристики ОВ-101 с числом $zK = 6$ тех же лопаток показаны на рис. 2.71. В этом случае быстроходность $n_y = 366$, а габаритность $D_y = 0,73$.

Следует отметить, что вентиляторы К-100 и К-101 в схемах К имеют высокий максимальный к. п. д. — более 0,8.

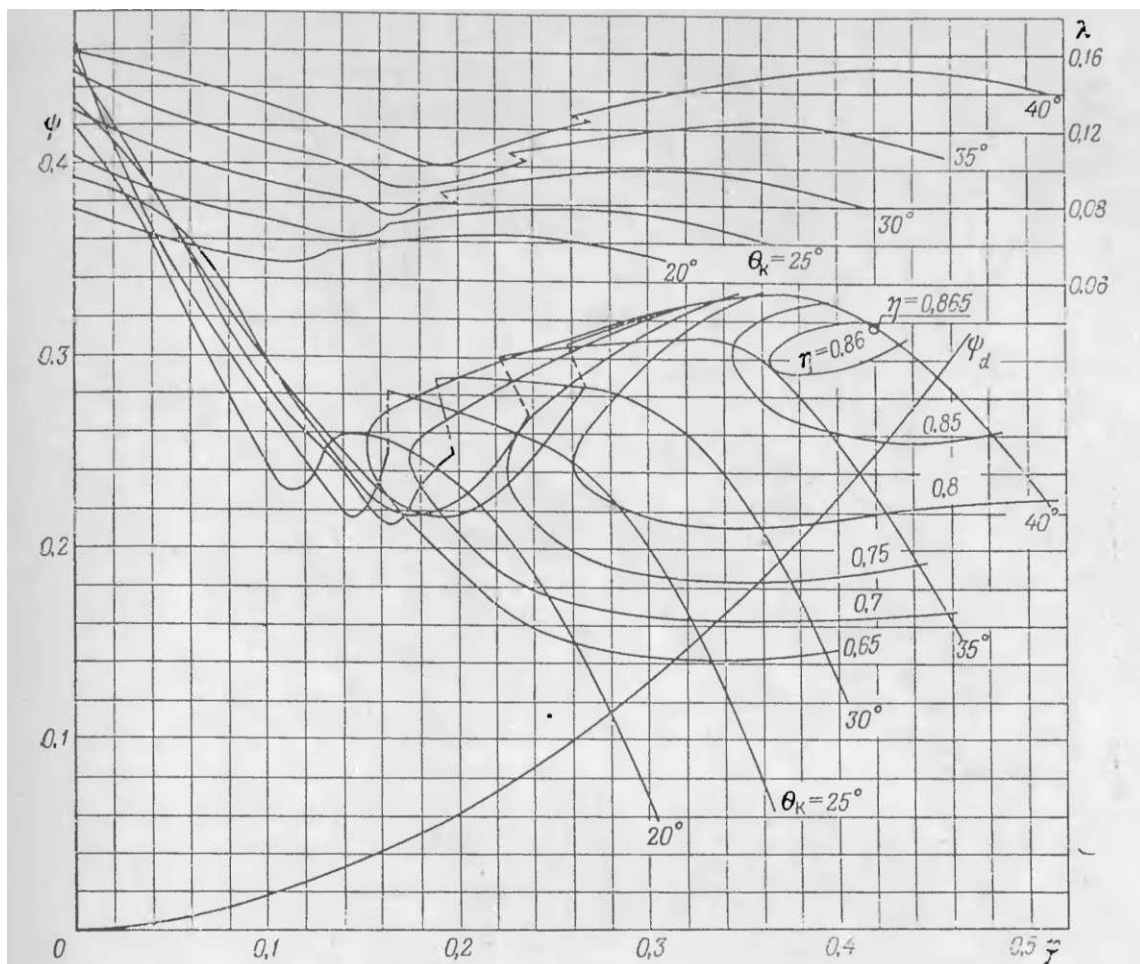


Рис. 2.72. Характеристики ОВ-109. Схема К + СА, $\bar{d} = 0,4$; К-109, $\theta_K = \text{var}$, $z_K = 6$; С-56, $\theta_{CA} = 83^\circ$, $z_{CA} = 9$, $\bar{r}_{уст} = 0,76$

§ 25. АЭРОДИНАМИЧЕСКАЯ СХЕМА ОВ-109

По своим параметрам вентилятор ОВ-109 соответствует так называемым общепромышленным вентиляторам, но отличается от известных типов таких осевых вентиляторов тем, что на режимах максимального к. п. д. имеет относительно большую долю статического давления в полном. Это весьма важное свойство, так как вентиляторы общепромышленного назначения очень часто работают в таких системах, в которых динамическое давление полностью или значительная его часть теряется.

Этот эффект удалось получить благодаря специальному аэродинамическому расчету рабочего колеса вентилятора К-109. Один из основных результатов расчета — боль-

шой изгиб профилей [13]. Вентилятор разработан ЦАГРІ совместно с ЦНИИпромпзданий.

Вентилятор ОВ-109 выполняется по схемам К + СА и К, относительный диаметр втулки $\bar{d} = 0,4$, лопатки листовые. Аэродинамические характеристики ОВ-109 в схеме К + СА при различных углах установки лопаток колеса показаны на рис. 2.72, а в схеме К — на рис. 2.73. Были получены характеристики этого вентилятора, выполненного по схеме К, и при других числах лопаток: $z_K = 4$; 3 и 2 (рис. 2.74—2.70).

Геометрические параметры лопатки колеса К-109 и спрямляющего аппарата С-50 приведены в табл. 2.25, а значения быстроходности и габаритности для всех модификаций ОВ-109 — в табл. 2.26.

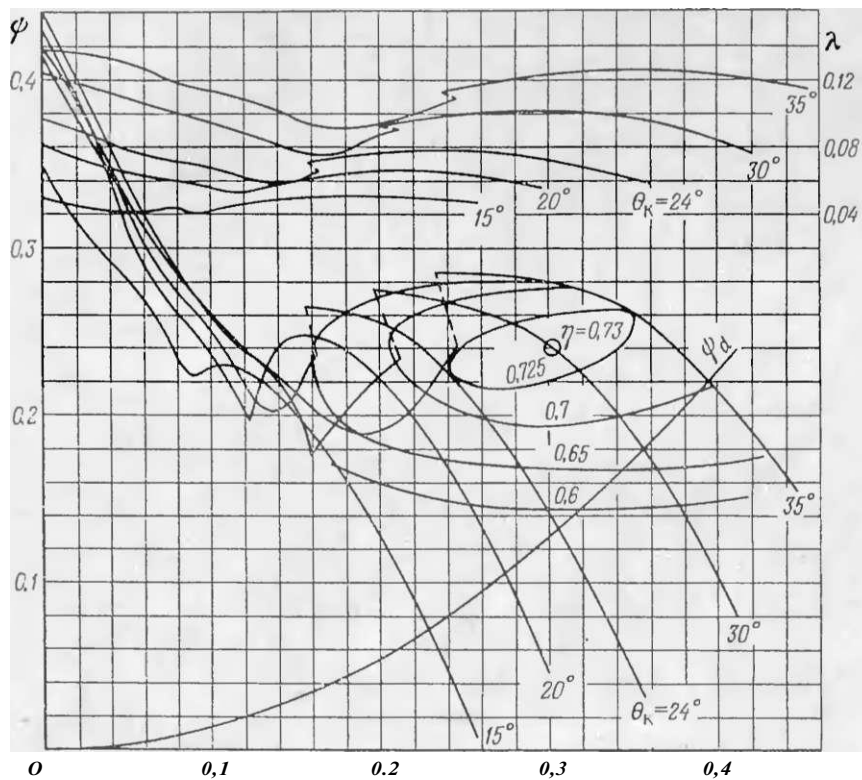


Рис. 2.73.
Характеристики
ОВ-109.
Схема К,
 $\bar{d} = 0.4$;
К-109,
 $\theta_K = \text{var}$,
 $z_K = 6$,
 $\bar{r}_{\text{уст}} = 0.76$

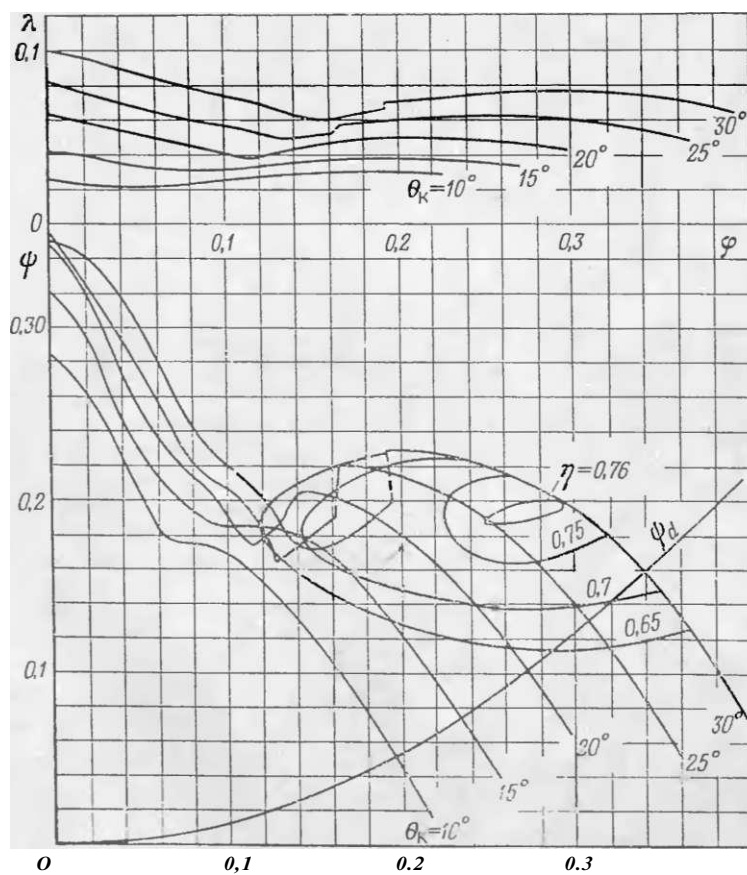


Рис. 2.74.
Характеристики
ОВ-109.
Схема К,
 $\bar{d} = 0.4$;
К-109,
 $\theta_K = \text{var}$, $z_K = 4$,
 $\bar{r}_{\text{уст}} = 0.76$

Рис. 2.75.
Характеристики
ОВ-109.
Схема К,
 $\bar{a} = 0,4$,
К-109,
 $\theta_K = \text{var}$,
 $z_K = 3$,
 $r_{уст} = 0,76$

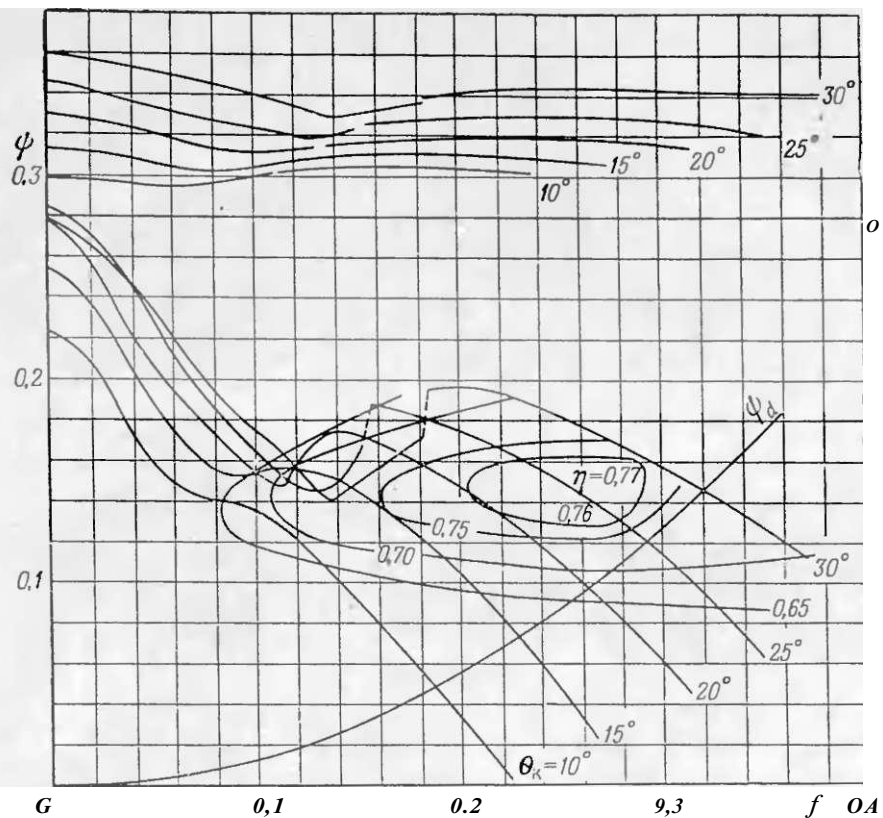
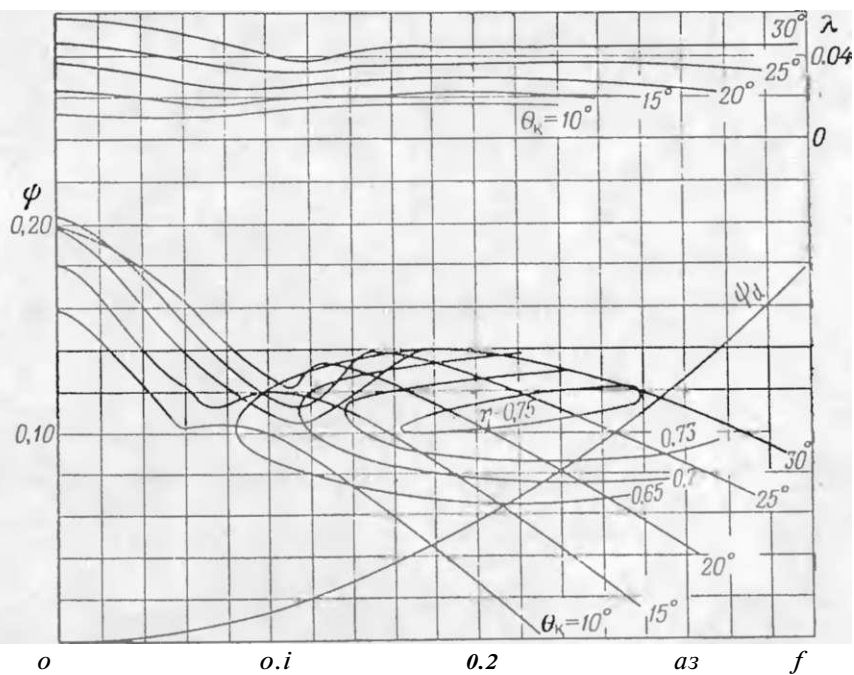


Рис. 2.76.
Характеристики
ОВ-109.
Схема К,
 $\bar{a} = 0,4$;
К-109,
 $\theta_K = \text{var}$,
 $z_K = 2$,
 $r_{уст} = 0,76$



Т а б л и ц а 2.30
Геометрические параметры лопаток
ОВ-120, $A0_k = 2^\circ 30'$

z	b	дег	p	c
0,98	0,144	$-5^\circ 30'$	0,328	0,131
0,85	0,101	-3°	0,368	0,148
0,75	0,174	0	0,378	0,102
0,55	0,2	$9^\circ 15'$	0,37	0,19
0,40	0,211	$16^\circ 05'$	0,338	0,202
0,41	0,217	21°	0,316	0,21
0,35	0,222	$25^\circ 50'$	0,3	0,216

стики вентиляторов ОВ-120 с числом лопаток $z_k = 4$ и $g_k = 6$ показаны соответственно на рис. 2.85 и 2.86. Максимальный полный к. п. д. ОВ-120 достигает 0,82. Быстроходность n_y и габаритность D_y при $z_k = 4$ равны 434 и 0,609, при $z_k = 6$ — 362 и 0,657.

§ 29. АЭРОДИНАМИЧЕСКАЯ СХЕМА ОВ-121

Вентилятор выполнен по схеме К. Геометрические параметры лопатки К-121 приведены в табл. 2.31.

Отличительной особенностью лопатки является постоянная по ее длине хорда b . Характеристики ОВ-121 с рабочими колесами, имеющими число лопаток $z_k = 4$ и $z_k = 6$, показаны на рис. 2.87 и 2.88 соответственно. При $z_k = 4$ вентилятор ОВ-121 имеет весьма высокий для схемы К максимальный к. н. д. $\eta = 0,87$.

Т а б л и ц а 2.31
Геометрические параметры лопаток
ОВ-121*, $D0_k = 2^\circ 10'$

z		p	c
0,969	$-5^\circ 40'$	0,78	0,105
0,903	$-4^\circ 20'$	0,805	0,108
0,83	$-2^\circ 30'$	0,828	0,113
0,75	0	0,845	0,12
0,653	$3^\circ 10'$	0,794	0,125
0,598	$5^\circ 40'$	0,729	0,13
0,535	$9^\circ 20'$	0,65	0,135
0,423	$19^\circ 50'$	0,44	0,145
0,375	$26^\circ 50'$	0,33	0,15

* Величина хорды лопатки $b = 0,24$.

§ 28. АЭРОДИНАМИЧЕСКАЯ СХЕМА ОВ-120

Вентилятор выполнен по схеме К с малой величиной $d = 0,35$, испытан с числом лопаток $z_k = 4$ и $z_k = 6$. Геометрические параметры лопаток К-120 приведены в табл. 2.30.

Лопатка с малой хордой сечений, сужающаяся к периферии, относительная толщина профиля c большая. Характери-

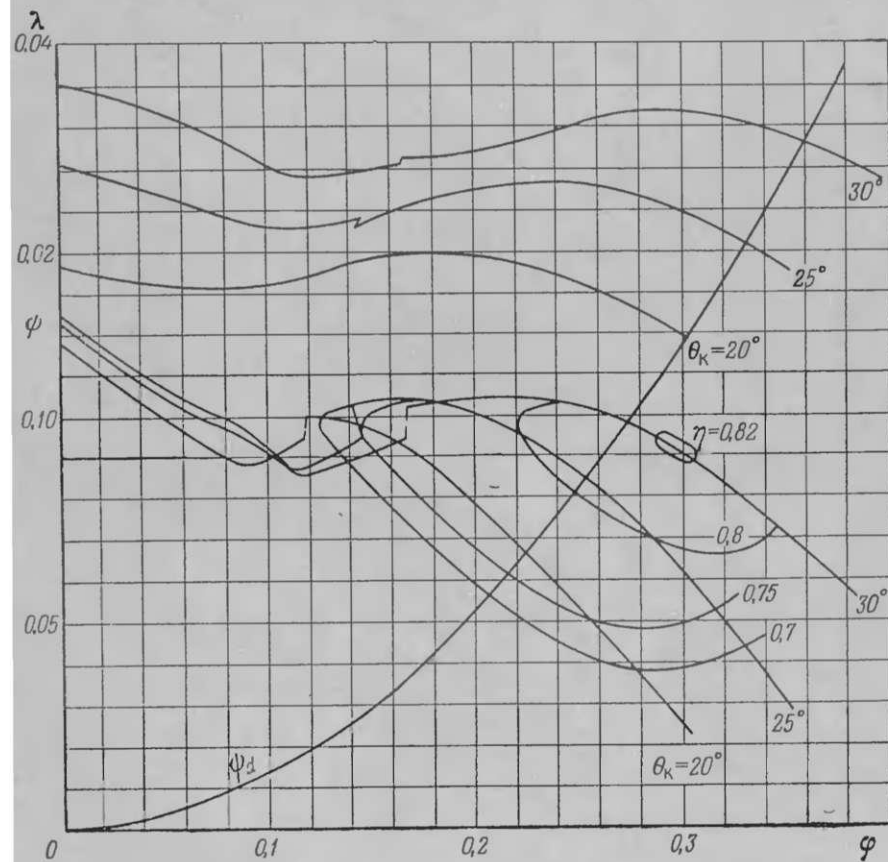


Рис. 2.85. Характеристики ОБ-120. Схема К, $\bar{d}=0.35$; К-120, $B_z = 4$, $\theta_K = \text{var}$, $r_{\text{уст}} = 0.75$

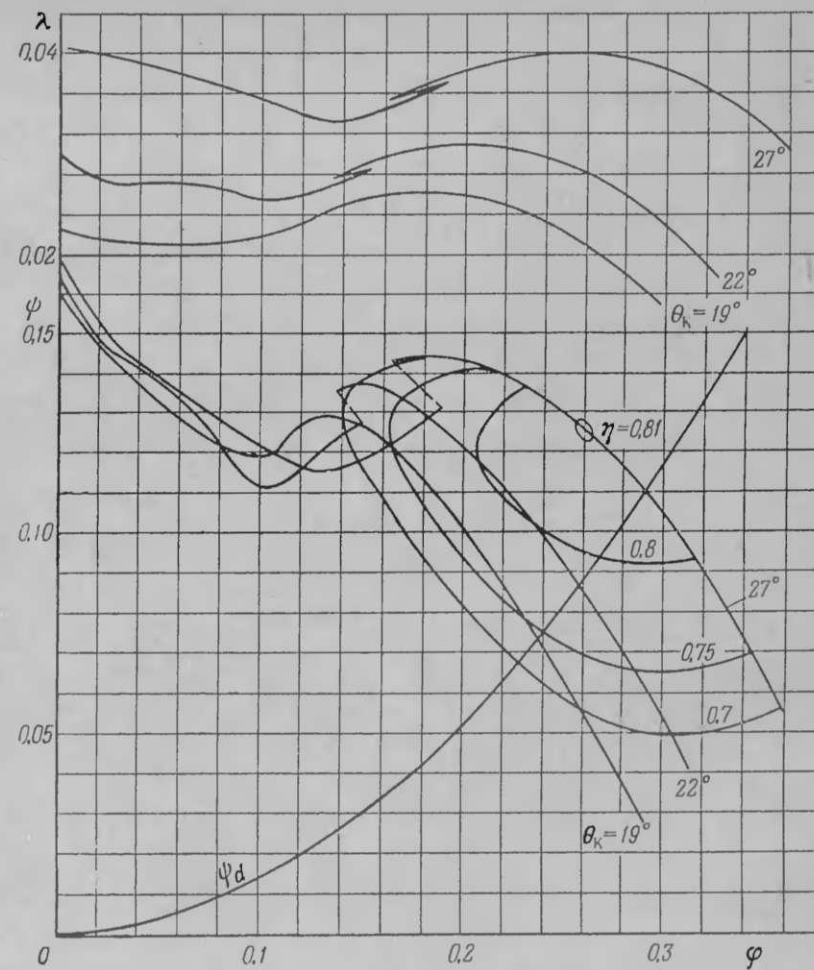


Рис. 2.86. Характеристики ОБ-120, Схема К, $d=0.35$; К-120, $z_K = 6$, $\theta_K = \text{var}$, $r_{\text{уст}} = 0.75$

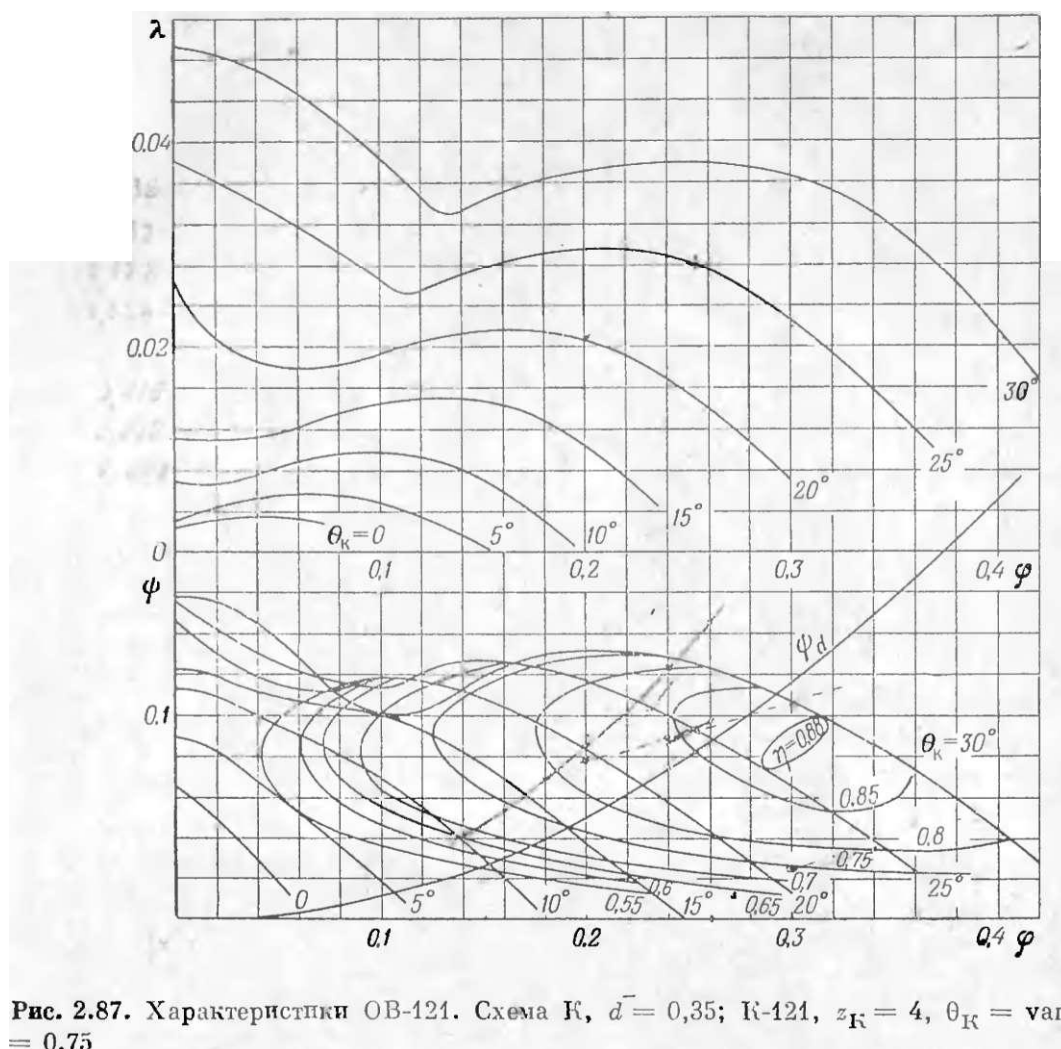


Рис. 2.87. Характеристики ОВ-121. Схема К, $\bar{d} = 0,35$; К-121, $z_K = 4$, $\theta_K = \text{var}$, $= 0,75$

Оба псптплятора были испытаны также с диффузором (рис. 2.89 и 2.90). Схема диффузора показана на рис. 2.67.

Значения быстроходности и габаритности для ОВ-121 п с; диффузором и ОВ-121 без диффузора приведены в табл. 2.32.

Т а б л и ц а 2.32
Значения n_y и D_y для ОВ-121

	n_y		D_y	
	Без диффузора	С диффузором	Без диффузора	С диффузором
4	405	346	0.62	0,765
6	338	325	0.677	0.8

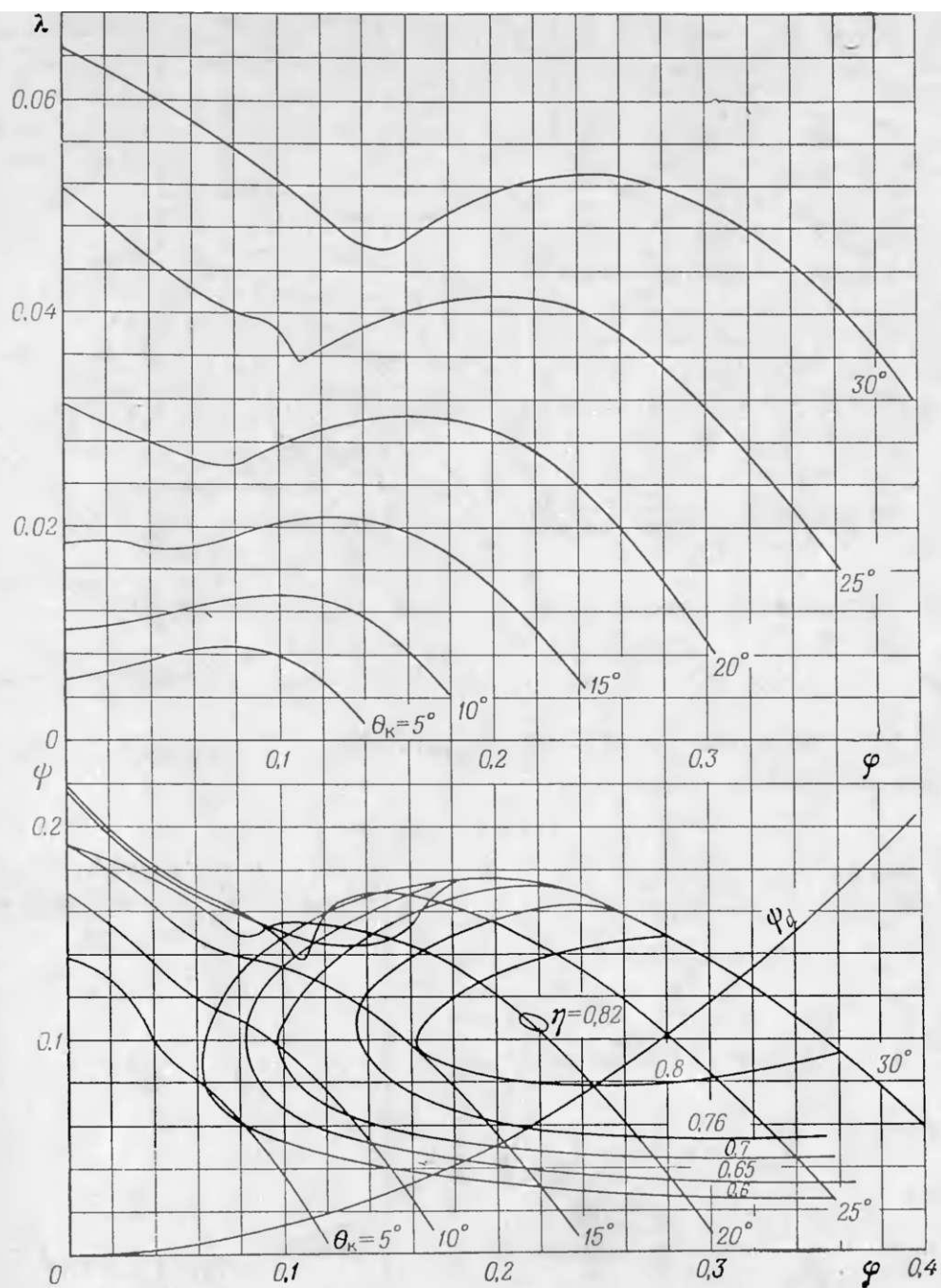


Рис. 2.88. Характеристики ОВ-121. Схема К, $\bar{d} = 0,35$; К-121, $z_K = 6$, $\theta_K = \text{var}$, $\bar{r}_{\text{уст}} = 0,75$

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

D — внешний диаметр рабочего колеса вентплятора, м	p^v — полное давление вентилятора, Па (кгс/м ²)
$Яу = * (p[7<?^{/я}> Я = 0,56 f/. /ip'/. -$ габаритность вентплятора	p^y — полное давление вентилятора с присоединенными элементами, Па (кгс/м ²)
$/'' = л/)^2/4$ — площадь колеса вентплятора, м ²	Pdv — динамическое давление вентилятора, Па (кгс/м ²)
$ы\backslash$ — площадь выхода потока из вентилятора с присоединенными элементами, м ²	Pdv — динамическое давление вентилятора с присоединенными элементами, Па (кгс/м ²)
$^ом = я/?*/4 (l_2 - d^2)$ — ометаемая площадь, м ²	p^c — сопротивление сети, Па (кгс/м ²)
L' — мощность, потребляемая на валу рабочего колеса вентилятора, Вт (кгс - м/с)	Psv — статическое давление вентилятора, Па (кгс/м ²)
Q — производительность вентилятора, м ³ /с	p' — статическое давление вентилятора с присоединенными элементами, Па (кгс/м ²)
$B = D/2$ — внешний радиус рабочего колеса вентилятора, м	$г$ — текущий радиус лопаточного венца, м
a — скорость звука в газе	$г = г/B$ — относительный радиус
$б$ — хорда профиля — прямая, соединяющая точки пересечения средней линии профиля с его контуром, м	"уст — установочный радиус лопаток, м
$б = B/B$ — относительная хорда	"уст == $густ/B$ — относительный установочный радиус
B' — длина дуга средней линии профиля, м	s — радиальный зазор между корпусом вентилятора и рабочим колесом, м
c — максимальная толщина профиля, м	$s = s/l$ — относительная величина радиального зазора
$c = c/B$ — относительная максимальная толщина профиля	$t = 2κгг$ — шаг решетки профплев, м
c — абсолютная скорость потока в вентиляторе, м/с	$u = л/)/г/60$ — окружная скорость вентилятора, м/с
$ca- c^u$ — скорость потока соответственно осевая и тангенциальная, м/с	w — относительная скорость потока в вентиляторе, м/с
(са)рых = $Q/B_{вых}$ — средняя осевая скорость выхода потока, м/с	x — координата профиля, отсчитываемая по его средней линии (или по хорде) от носика, м
$c^a = Q/B_{ov}$ — средняя осевая скорость потока в вентиляторе	$x = x/B, x/B'$ — относительная координата
$d = d/D$ — относительный диаметр втулки	y — координата профиля, отсчитываемая от средней лппи в направлении, нормальном к ней, м
$л = Ч_{\phi}^{1''} (чАГср)^2$ — коэффициент запаса по сопротивлению сети в данной точке (j, ф до режима срыва Гср, Γ_{ϕ} или режима максимального давления па характеристике	$y = y/c$ — относительная координата
$/ = \{D-d\}/2$ — длина лопатки, м	z — число лопаток рабочего колеса аппарата
n — частота вращения рабочего колеса вентилятора, об/мин	$\xi \equiv \frac{ioip.iv}{Qpv/N} = <p\phi Д$ — полный к. п. д. вентилятора
$ny = <>7.p^{*} \ll n = 138 \phi^{*} / ^{*} -$ быстроходность вентилятора	$= \frac{QPV/-N}{\phi^A} = \phi^A$ — полный к. н. д. вентилятора с присоединенными элементами
	$ijs = Qpsu/X = \phi\phi\Delta A$ — статический к. и. д. вентилятора

$i/s = Q_{psv}/N$ — статический к. п. д. вентилятора с присоединенными элементами
 6 — угол установки лопатки — угол между плоскостью вращения вентилятора и касательной к нижней поверхности профиля на установочном радиусе, градус
 В г — геометрический угол установки профиля в решетке — угол между плоскостью вращения вентилятора и хордой профиля, градус
 Д0 = 0 — разность между некоторым углом установки лопатки 0 и ее исходным углом установки 6 (при регулировании поворота лопаток), градус
 Д6' = 0 — разность на установочном радиусе $\Gamma_{уст}$ между геометрическим углом установки профиля 0Г, который используется при конструировании лопатки, и углом установки лопатки 0, указанным на характеристике, градус.
 Д0Г = 0 — разность между геометрическими углами установки профиля на некотором радиусе Γ и на установочном радиусе $\Gamma_{уст}$, градус.
 $\hat{\eta} = \frac{v_{0г}}{pFuZ/2}$ — коэффициент мощности
 p — плотность воздуха, кг/м³ (кгс-с²/м⁴)
 p — радиус кривизны средней линии профиля, м
 p = p/R — относительный радиус кривизны средней линии профиля
 t = b/t — густота решетки профилей
 Ф = Q/Fu — коэффициент производительности
 ф^а = ca/u — коэффициент средней осевой скорости потока в вентиляторе, м/с
 •ф = $\hat{\eta}$ — коэффициент полного давления вентилятора

η_2 — коэффициент полного давления вентилятора с присоединенными элементами

Ms = — коэффициент статического давления вентилятора

$T_s = \frac{\dots}{2}$ — коэффициент статического

давления вентилятора с присоединенными элементами

m — потери давления в присоединенных к вентилятору элементах (во входном патрубке, диффузоре и т. п.), Па (кгс/м²)

v — кинематический коэффициент вязкости газа

И н д е к с ы

К; ВНА; НА; СА — соответственно рабочее колесо, входной направляющий аппарат, промежуточный направляющий аппарат, спрямляющий аппарат

рв; пр — соответственно реверсирование потока и прямое течение

уст — относится к установочному радиусу

var — величина изменяемая

I^г II — соответственно первое и второе рабочие колеса вентилятора встречного вращения

О, 1, 2, 3 — сечение соответственно перед входным направляющим аппаратом, перед рабочим колесом, за рабочим колесом, за спрямляющим аппаратом