

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЕНТИЛЯЦИИ ЗАКРЫТЫХ АСИНХРОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

В. А. ЖАДАН, Д. И. САННИКОВ, Г. А. СИПАЙЛОВ

(Представлена научным семинаром кафедр электрических машин и общей электротехники)

Современная тенденция развития двигателей массовых серий, заключающаяся в увеличении мощности двигателей при неизменной высоте центров, вызывает необходимость усиления вентиляции. Ввиду того, что возможность увеличения диаметра вентилятора практически исчерпана, в современных конструкциях двигателей требуется использовать иные пути повышения его производительности.

Применяемый в серии АО2 вентилятор бездискового типа не представляет достаточных возможностей для увеличения расхода.

Для того чтобы дать рекомендации о выборе конструкции, числа и ширины лопаток и диаметра вентилятора, было исследовано более 50 опытных образцов вентиляторов. В этих исследованиях значительное место занимал поиск наилучшей конструкции вентилятора, причем разрабатывались два принципиально отличных конструктивных варианта: тарельчатый вентилятор (рис. 1, а) и бездисковый вентилятор (рис. 1, б). Диск небольшого диаметра у последнего необходим для крепления лопаток и в принципе не влияет на работу вентилятора.

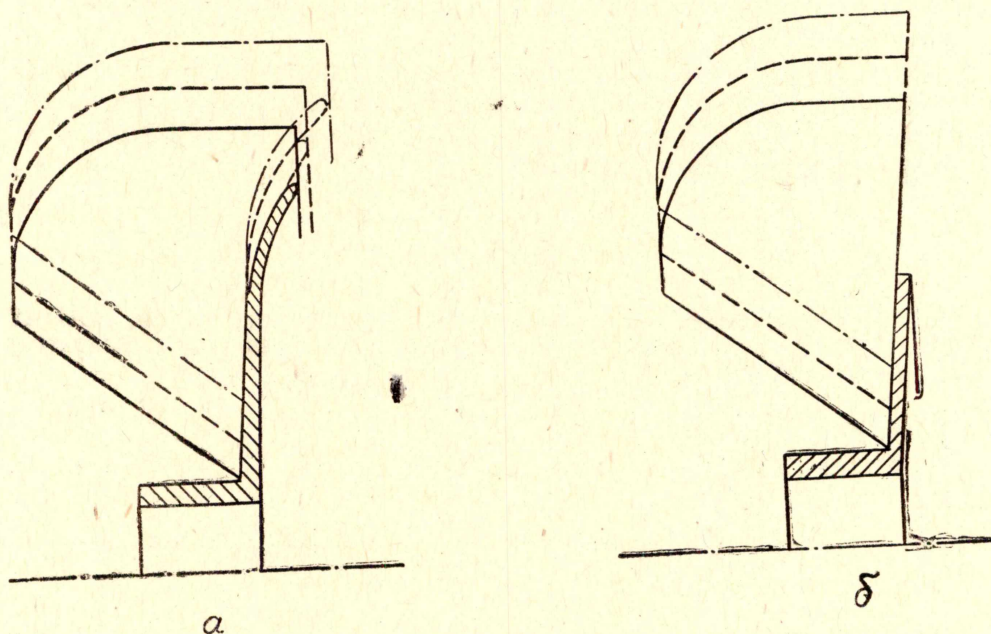


Рис. 1

Эта конструкция вентиляторов позволила изменять число лопаток и наружный диаметр в процессе испытаний. Вентиляторы испытывались с числом лопаток 4, 8, 16. Тарельчатый вентилятор имел наружный диаметр $D_2 = 250, 240, 230$ мм; бездисковый — $D_2 = 239, 223, 210$ мм. Все исследования проводились на двигателе АО2-42-4. Результаты измерения напора вентилятора H_0 , расхода воздуха V_p , скорости воздуха в начале и в конце междуреберных каналов — V_n и V_k и вентиляционных потерь P_v приведены в табл. 1. Для сравнения двух исследованных конструкций построены зависимости этих величин в функции от диаметра вентилятора (рис. 2).

Таблица 1

	$N_{л}$	D_2	V_p	H_0	V_k	V_n	P_v	η_a
		мм	$\frac{м^3}{сек}$	$\frac{кг}{м^2}$	$\frac{м}{сек}$	$\frac{м}{сек}$	вт	
Вентилятор без диска	4	239	0,099	15,6	2,43	1,03	31,5	0,293
		223	0,095	14,2	2,25	1,01	24,0	0,341
		209	0,089	12,8	2,10	0,97	18,0	0,293
	8	239	0,103	17,4	2,65	1,06	36,0	0,331
		223	0,099	16,2	2,37	1,05	28,5	0,331
		209	0,092	14,8	2,21	1,04	21,0	0,350
	16	239	0,105	18,5	2,44	1,15	36,0	0,308
		223	0,100	17,6	2,37	1,06	28,5	0,340
		209	0,093	15,8	2,24	1,06	22,5	0,346
Вентилятор тарельчатый	4	250	0,109	17,4	2,42	0,98	46	0,272
		230	0,102	15,4	2,23	1,02	39	0,252
		210	0,096	13,2	2,01	1,05	33	0,245
	8	250	0,114	18,8	2,84	1,05	51	0,285
		230	0,110	16,6	2,36	1,04	42	0,296
		210	0,103	14,5	2,23	1,17	38	0,271
	16	250	0,113	19,0	2,67	1,11	52	0,275
		230	0,111	17,0	2,42	1,11	45	0,297
		210	0,103	14,9	2,28	1,11	40	0,263

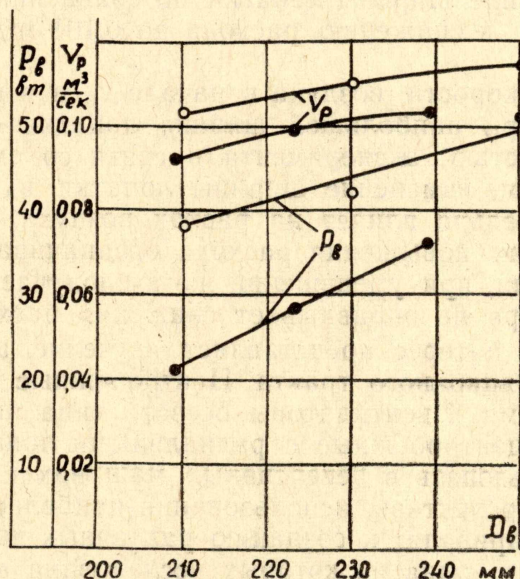


Рис. 2. Зависимость расхода воздуха V_p , вентиляционных потерь P_v от диаметра вентилятора D_2 :

О — для бездискового вентилятора, ● — для тарельчатого вентилятора.

Исследования показали, что более предпочтительной является конструкция вентилятора тарельчатого типа, так как она обеспечивает больший на 8—10 проц. расход воздуха и меньшее изменение скорости воздуха по длине станины по сравнению с бездисковым вентилятором одинакового диаметра. Однако вентилятор тарельчатого типа имеет большие вентиляционные потери, чем бездисковый равного диаметра, и меньший энергетический к. п. д., который определяется по формуле

$$\eta_{\text{э}} = 9,81 \frac{V_p H_p}{P_v},$$

где V_p — рабочий расход воздуха, м³/сек;
 H_p — рабочий напор вентилятора, кг/м²;
 P_v — потери на вентиляцию, вт.

Разница к. п. д. для вентиляторов тарельчатого и бездискового типа уменьшается по мере увеличения наружного диаметра вентилятора, стремясь к нулю.

Расход воздуха при увеличении диаметра вентилятора неуклонно увеличивается, следовательно, оптимального по расходу диаметра вентилятора нет, и его следует выбирать наибольшим, исходя из заданной высоты центров.

Было установлено, что увеличение числа лопаток вентилятора более 8 для двигателей 4-го габарита не приводит к значительному повышению расхода. Если при увеличении числа лопаток с 6 до 8 расход увеличивается на 3—6 проц., то при увеличении числа лопаток с 8 до 16 расход возрастает не более чем на 1—2 проц. Может показаться, что увеличение числа лопаток свыше 5 нецелесообразно, так как расход при этом увеличивается незначительно. Однако измерение динамического напора в междуреберных каналах свидетельствует о том, что в данном интервале изменения числа лопаток еще происходит существенное усиление интенсивности обдува станины вследствие повышения турбулентности потока.

Была определена зависимость основных параметров вентиляции от ширины лопатки вентилятора $v_{\text{л}}$ (рис. 3). Установлено, что увеличение ширины лопатки на 20 мм по сравнению с существующей $v_{\text{л}}=55$ мм приводит к увеличению расхода с 0,103 до 0,105 м³/сек, то есть на 2,0 проц. Уменьшение ширины лопатки по сравнению с существующей на 10 мм приводит к снижению расхода до 0,101 м³/сек, или также на 2 проц.

Уменьшение скорости воздуха в начале $v_{\text{н}}$ и в конце $v_{\text{к}}$ междуреберных каналов при наибольшей ширине лопатки объясняется некоторой неидентичностью эксперимента в связи со смещением кожуха.

Таким образом, изменение ширины лопатки $v_{\text{л}}$ в рассмотренных пределах незначительно влияет на расход воздуха. Возможность увеличения $v_{\text{л}}$ в целях повышения расхода ограничивается габаритным размером двигателя, при уменьшении же $v_{\text{л}}$ получаемая экономия материала вентилятора не оправдывает снижения расхода воздуха.

Определенный интерес представляет изучение аэродинамики вентилятора и вентиляционного тракта. Центробежные вентиляторы с наклонными лопатками и вентиляторы осевого типа являются более совершенными, чем центробежные с радиальными лопатками, однако их невозможно использовать в реверсивных машинах с самовентиляцией. В то же время перспективы использования наиболее совершенных типов вентиляторов приводят к созданию различных конструкций с поворотными лопатками, одна из которых исследована в данной работе (рис. 4). Поворот лопаток при реверсе осуществляется под действием реакции воздушного потока, захватываемого вентилятором. Исследования проводились с вентиляторами, имеющими 3 и 4 лопатки при ско-

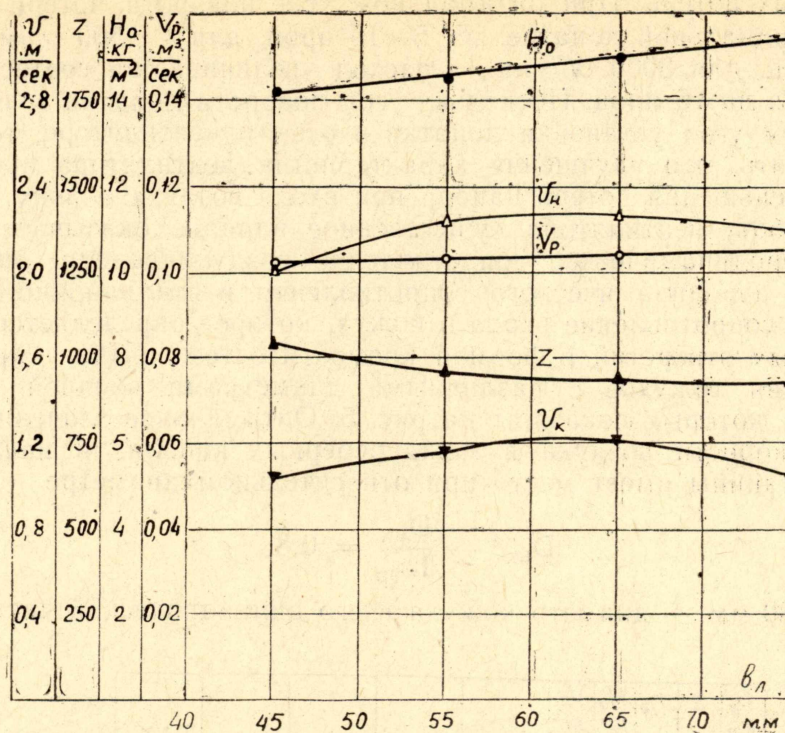


Рис. 3. Зависимость параметров вентиляции от ширины лопатки b_l

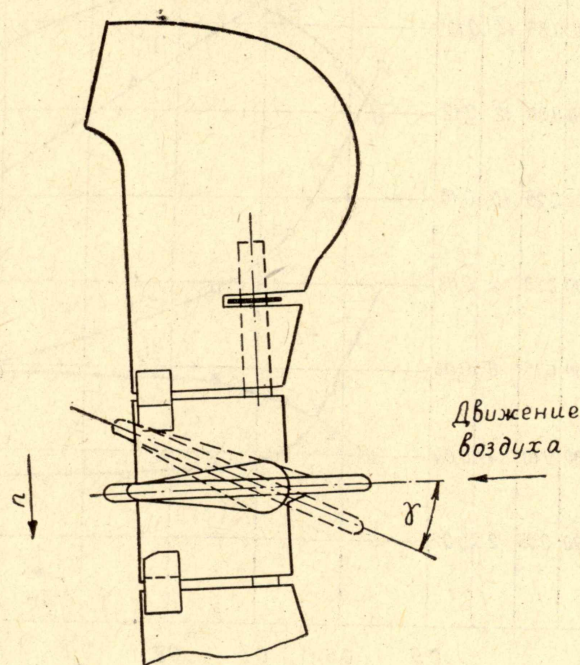


Рис. 4

рости вращения 3000 и 1500 об/мин. соответственно. Анализ результатов показывает, что имеется оптимальное значение угла поворота лопатки. Для скорости вращения 1500 об/мин. наибольшее значение расхода воздуха V_p и скорости воздуха в начале и в конце междуреберных каналов v_n и v_k имеет место при повороте лопаток на 13—20°. При 3000 об/мин. оптимальный угол увеличивается до 30—40°. Увеличение угла поворота сопровождается постепенным уменьшением вен-

тиляционных потерь. При оптимальном угле поворота потери меньше, чем при радиальной лопатке, на 5—10 проц. для 1500 об/мин. и на 15—20 проц. для 3000 об/мин., а расход увеличивается соответственно на 3 проц. и на 16 проц. Поскольку угол поворота лопатки значительно меньше, чем угол установки лопатки в осевом вентиляторе, то можно предположить, что улучшение характеристик вентилятора происходит за счет уменьшения потерь напора при входе воздуха в зону лопаток.

На работу вентилятора существенное влияние оказывает эквивалентное аэродинамическое сопротивление воздухопровода. Значительную часть аэродинамического сопротивления вентиляционного тракта составляет сопротивление входа в кожух, которое определяется площадью входных отверстий и формой кромок. Поэтому были проведены исследования кожухов с различными диаметрами входной решетки, результаты которых показаны на рис. 5. Оптимальное значение расхода V_p и скорости воздуха в междуреберных каналах в начале v_n и конце v_k станины имеет место при относительном диаметре

$$D_{вх}^* = \frac{D_{вх}}{D_{тр}} = 0,8,$$

где $D_{тр} = 280$ мм — диаметр кожуха в его цилиндрической части.

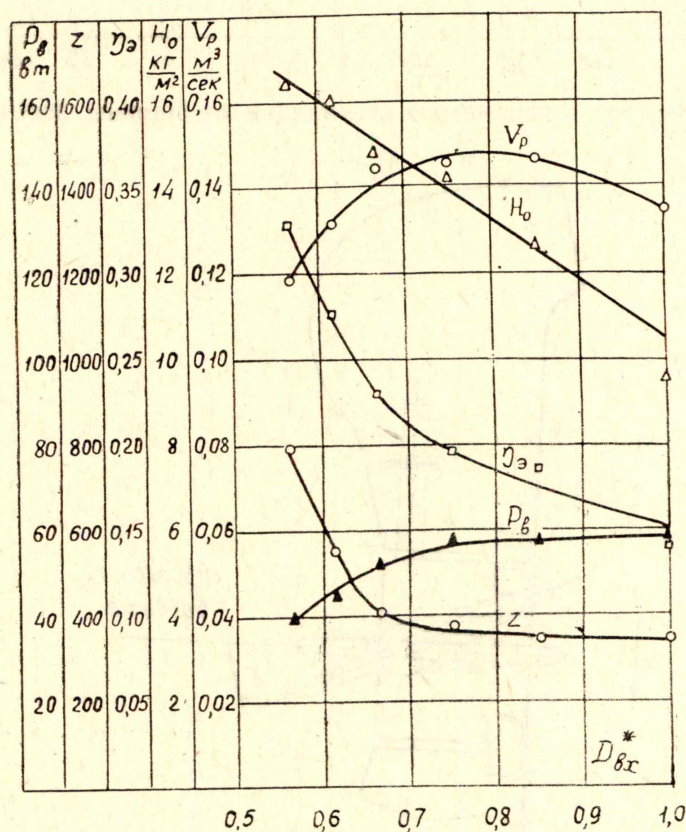


Рис. 5. Зависимость параметров вентиляции от относительного диаметра входного отверстия кожуха $D_{вх}^*$

Из результатов исследования видно, что при увеличении $D_{вх}^*$ происходит одновременное уменьшение аэродинамического сопротивления вследствие увеличения площади входа и уменьшения напора вентилятора под влиянием утечки воздушного потока. Вначале преобладает первый фактор, а при больших значениях $D_{вх}^*$ — второй, в связи с чем расход имеет максимум $D_{вх}^* = 0,8$.

Максимальное значение расхода, достигавшееся за счет оптимизации диаметра входа при различных конструкциях кожуха и вентилятора, составляет 0,140—0,154 м³/сек при первоначальном расходе 0,101 м³/сек.

Исследования по оптимизации входного отверстия для удобства и упрощения подготовки к эксперименту проводились без решетки. Установка решетки с живым сечением 0,8—0,85 в отверстие с оптимальным диаметром приводит к снижению расхода на 2—5 проц. Однако это снижение может быть полностью компенсировано закруглением острых кромок входа в кожух радиусом 5—7 мм. Это требование можно выполнить, если кожух будет изготавливаться литым или штампованным с закругленными краями.

Наряду с исследованием входного участка кожуха рассматривалась конфигурация выходного участка, который обычно имеет цилиндрическую форму и направляет воздух вдоль станины. Для того, чтобы сильнее прижать воздух к станине, эта часть была выполнена в виде усеченного конуса в двух вариантах: с образующей, направленной под углами 4° и 14°, причем диаметр кожуха на выходе оставался неизменным. Несмотря на то, что расход воздуха при этом увеличился на 14,8 проц. и 16,8 проц. вследствие увеличения диаметра камеры вентилятора, переувлажнение станины возрос соответственно на 9,4 проц. и 17,4 проц. Причиной ухудшения охлаждения явилось то, что вместо прижатия потока к станине произошло его отражение и рассеивание. Этим подтверждается известный вывод И. Хака о том, что цилиндрический кожух наиболее выгоден.

Выводы

1. Для обеспечения максимальной производительности вентилятора необходимо использовать вентилятор тарельчатого типа с 8 лопатками при 1500 об/мин.

2. Увеличивать ширину лопатки вентилятора сверх существующей нецелесообразно, так как это не приводит к заметному увеличению расхода.

3. Вентилятор с поворотными лопатками значительно сложнее обычного и дает незначительное увеличение расхода воздуха, поэтому его использование в двигателях до 3000 об/мин. нецелесообразно. Перспективы применения их при больших скоростях в целях снижения потерь связаны в основном с надежностью конструкции.

4. Оптимальный диаметр входного отверстия в кожухе равен 0,8 ст. внешнего диаметра кожуха. При таком диаметре и закругленных краях отверстия расход воздуха повышается на 40—50 проц.

5. Кожух с сужающимся выходным участком не дает положительного эффекта.