

Исходя из полученных данных можно сделать вывод, что слоистые двойные гидроксиды, полученные в ходе гидротермического синтеза на поверхности алюминиевого сплава АД31, даже без последующей обработки и модификации обеспечивают рост коррозионной устойчивости.

#### Литература

1. A.A. Sertsova, E.N. Subcheva, E.V. Yurtov, Synthesis and study of structure formation of layered double hydroxides based on Mg, Zn, Cu, and Al, Russ. J.Inorg. Chem. 60 (2015) 23–32.

2. Leuteritz A, Kutlu B, Meinel J, Wang D, Das A, Wagenknecht U, Heinrich G. Layered double hydroxides (LDH): a multifunctional versatile system for nanocomposites. 2012;556:107-16.

УДК 519.688

**Павлечко В.Н., Высоцкий И.А.**

(Белорусский государственный университет)

### **СРАВНЕНИЕ ОПЫТНЫХ И РАСЧЕТНЫХ ДАВЛЕНИЙ НЕКОТОРЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ЦАГИ**

При выборе вентиляторов определяющими параметрами являются производительность и создаваемое давление. Давление радиального вентилятора создается реакцией лопастей его рабочего колеса в результате преодоления ими силы инерции среды и центробежной силой, возникающей при вращении среды. При анализе воздействия лопастей колеса на среду получены зависимости для определения динамического и статического давлений [1]. При этом сила воздействия лопастей на среду разделена на тангенциальную и радиальную составляющие. Первая из них действует в направлении окружной скорости колеса, повышает скорость движения среды и создает динамическое давление  $P_u$ , вторая направлена в радиальном направлении, практически мало изменяет скорость движения среды и создает статическое давление  $P_r$ . Центробежная сила, направленная радиально и вызванная вращением среды в межлопастном пространстве, также создает статическое давление  $P_{ц}$ . Полученные в [1] зависимости отражают теоретические аспекты работы вентилятора.

В реальных вентиляторах имеется некоторое сопротивление потоку среды на входном, выходном участках и в проточной части коле-

са ( в межлопаственном пространстве. Кроме того, сопротивление потоку среды может изменяться и вне вентилятора (в трубопроводах, запорной или регулирующей арматуре). В результате скорость движения среды в может значительно отличаться от теоретической, что существенно повлияет на расчетные параметры вентилятора. В работе [2] проведен анализ скоростей движения среды и давления вентилятора при наличии сопротивления потоку и получены соответствующие расчетные зависимости для определения давления, создаваемого машиной. Степень снижения фактической радиальной скорости среды по отношению с расчетной предложено учитывать коэффициентом депрессии  $\varphi$ . При этом со снижением радиальной скорости возрастает скорость движения среды в тангенциальном направлении с учетом коэффициента депрессии. Соответствующим образом изменятся также составляющие давления вентилятора.

Предложенные в работе [2] зависимости были использованы для сравнения расчетных и опытных параметров радиальных вентиляторов.

Среда перед рабочим колесом не закручивается в связи с чем начальная тангенциальная скорость среды имеет нулевое значение. Отсутствует также движение среды под действием центробежной силы. Кроме того, перед колесом принято отсутствие каких-либо нагнетательных устройств. Поэтому радиальная составляющая перед колесом принята равной нулю.

Расчетное давление вентилятора на выходе из рабочего колеса определяли по формуле

$$P = P_{u2} + P_{r2} + P_{ц2}, \quad (1)$$

где  $P_{u2}$  – динамическое давление, Па;  $P_{r2}$  – часть статического давления, создаваемого лопастями, Па;  $P_{ц2}$  – часть статического давления, создаваемого центробежной силой, Па.

Перечисленные давления выходе из колеса рассчитывали по формулам

$$P_{u2} = \rho u_2^2 \left[ 1 + (1 + \operatorname{ctg} \beta_2) \operatorname{ctg} \beta_2 (1 - \varphi) \right] \frac{\sin^2 \beta_2}{1 + \sin \beta_2 \cdot \cos \beta_2}; \quad (2)$$

$$P_{r2} = \rho u_2^2 \varphi \frac{\cos^2 \beta_2}{1 + \sin \beta_2 \cdot \cos \beta_2}; \quad (3)$$

$$P_{ц2}^2 = \rho \frac{u_2^2 \varphi^2}{2} \left( \frac{\sin^2 \beta_2}{1 + \sin \beta_2 \cos \beta_2} \right)^2, \quad (4)$$

в которых  $\rho$  – плотность рабочей среды, кг/м<sup>3</sup>;  $u_2$  – окружная скорость колеса, м/с;  $\beta_2$  – угол наклона лопастей на выходе из колеса, град (рад);  $\varphi$  – коэффициент депрессии, показывающий степень снижения фактической радиальной скорости среды по отношению с расчетной.

Окружную скорость колеса находили по формуле

$$u_2 = \pi d_2 n / 60, \quad (5)$$

где  $d_2$  – наружный диаметр колеса, м;  $n$  – частота вращения колеса, об/мин.

Скорость воздуха на выходе из рабочего колеса и в нагнетательном патрубке вентилятора рассчитывали, исходя из его фактического расхода:

$$c_{2\text{роп}} = \frac{V_{\text{оп}}}{\pi d_2 b_2}; \quad (6)$$

$$v_{\text{н}} = \frac{V_{\text{оп}}}{LB}, \quad (7)$$

где  $V_{\text{оп}}$  – объемный расход воздуха, м<sup>3</sup>/с;  $b_2$  – ширина выходной щели колеса, м;  $L$  и  $B$  – ширина и длина нагнетательного патрубка, м.

Коэффициент депрессии находили по формуле

$$\varphi = \frac{c_{2\text{роп}}}{c_{2\text{расч}}}. \quad (8)$$

Разность расчетных и опытных значений давления, создаваемого вентилятором,

$$\Delta P = P - P_{\text{оп}}. \quad (9)$$

Коэффициент сопротивления рассчитывали, приняв за определяющую фактическую скорость потока в нагнетательном патрубке:

$$\zeta = \frac{\Delta P}{\rho v_{\text{н}}^2}. \quad (10)$$

Для сравнения параметров из справочника [3] выбраны вентиляторы ЦАГИ, имеющие постоянный угол наклона лопастей по радиусу колеса или близкие его значения на входе и выходе из колеса. Лопастей наклонены в сторону, противоположную направлению вращения колеса, и выполнены из плоских изогнутых листов. Диаметры колес выбранных вентиляторов изменяются от 0,315 до 1,0 м, частота вращения колеса – от 725 до 2900 об/мин. Количество лопастей  $z$  колеблется от 6 до 16. В качестве рабочей среды приняли воздух плотностью

$\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ . Значения коэффициента сжимаемости воздуха принимали равным единице. Краткая характеристика выбранных вентиляторов приведена в таблице.

Первоначально из характеристик вентиляторов, приведенных в [3], находили опытные значения давления и расхода воздуха и по вышеприведенным формулам рассчитывали соответствующие величины, в частности, значения коэффициента депрессии  $\varphi$ . Затем определяли коэффициент сопротивления одного типа вентилятора при различных диаметрах колеса и частотах его вращения. Далее для каждого типа вентилятора рассчитывали коэффициенты сопротивления  $\xi$ , их среднее значение и отклонения от него, которое не превышало 10%. Эти отклонения были обусловлены, в основном, погрешностями определения опытных значения напора и расхода, которые находили из графической характеристики вентилятора.

Результаты вычислений полученных значений коэффициентов депрессии  $\varphi$  и сопротивления  $\xi$  приведены в таблице.

Значения коэффициента депрессии показывают, что фактическая скорость воздуха при расходах, отмеченных на графической характеристике [3] каждого вентилятора кружком, в 2-3 раза меньше расчетной и только для вентилятора Ц 6-12 она на порядок меньше.

Результаты расчетов показывают, для каждого типа вентилятора коэффициент сопротивления имеет определенное значение, которое обусловлено конструктивными особенностями машины. Рабочие колеса вентиляторов Ц 3-81, Ц 4-57 и Ц 6-12 имеют по 6 лопастей с малыми входными и выходными углами наклона лопастей. Сечение для прохода воздуха у них несколько пережато. Вероятно, вследствие этого указанные вентиляторы имеют высокие значения коэффициента сопротивления. Повышенное значение  $\xi$  для вентилятора Ц 6-12, возможно, обусловлено пережатым входным сечением, а также относительно большой длиной 16 лопастей, что обуславливает их повышенное сопротивление движению воздуха в межлопастном пространстве.

**Таблица – Краткая характеристика и результаты расчета вентиляторов**

Тип вентилятора	$\beta_1$ , град	$\beta_2$ , град	Кол-во лопастей $z$	$b_2/d_2$	$L/d_2$	$B/d_2$	$\varphi$	$\xi$
Ц 3-81	18	18	6	0,28	0,7	0,8	0,513	30,74
Ц 4-50	29	34	16	0,15	0,45	0,6	0,448	4,673
Ц 4-57	26,3	25	6	0,23	0,5	0,7	0,365	25,43
Ц 4-61	36,8	40	16	0,13	0,372	0,7	0,472	5,668
Ц 4-62	16	44,67	12	0,15	0,6	0,7	0,403	2,597
Ц 4-66	25	44,67	12	0,2	0,7	0,7	0,346	3,427
Ц 4-70	16	44,67	12	0,25	0,7	0,7	0,351	5,152

### Окончание таблицы

Тип вентилятора	$\beta_1$ , град	$\beta_2$ , град	Кол-во лопастей $z$	$b_2/d_2$	$L/d_2$	$B/d_2$	$\varphi$	$\xi$
Ц 4-73	10,5	26,6	6	0,32	0,7	0,75	0,343	20,62
Ц 5-29	60	60	12	0,045	0,35	0,35	0,250	1,634
Ц 5-31	45	45	10	0,05	0,2	0,5	0,394	4,172
Ц 5-34	40	50	16	0,068	0,3	0,4	0,325	4,653
Ц 5-36	40	40	16	0,105	0,3	0,5	0,314	8,863
Ц 5-40	40	40	12	0,068	0,5	0,5	0,457	1,545
Ц 6-12	60	60	16	0,03	0,08	0,3	0,104	15,01
Ц 6-18	40	50	12	0,02	0,12	0,03	0,359	3,943
Ц 6-24	40	50	16	0,04	0,25	0,3	0,321	3,399

Таким образом, использование коэффициента сопротивления для расчета давления, создаваемого радиальным вентилятором, вполне допустимо, т. к. расчетные зависимости приводят к величинам, близким к опытным данным.

### Литература

1. Павлечко, В.Н. К вопросу о теоретическом давлении радиального нагнетателя / В.Н.Павлечко, С.К.Протасов // ИФЖ. 2014. Том 87, № 6. С. 1448–1454.
2. Павлечко, В.Н. Давление радиального нагнетателя при изменении сопротивления потоку среды / В.Н.Павлечко, С.К.Протасов // Химическая промышленность, 2016, том 89, №. С. .
3. Соломахова, Т.С. Центробежные вентиляторы. Аэродинамические схемы и характеристики: Справочник / Т.С.Соломахова, К.В.Чебышева // – М.: Машиностроение, 1980. С. 60–107.

УДК 620.193.8

**Франкевич В.С., Романовский В.И., Козловский В.И**

(Белорусский государственный технологический университет)

**Силипицкий Р.А.**

(Транспортно-экспедиционная компания «Белспецагротранс» (B.S.A.T.)

### **КОРРОЗИЯ ЕМКОСТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ ЖИДКИХ СРЕД**

Транспортировка жидких материалов на определенные расстояния посредством их помещения в специально созданные для этого автомобильных цистерн занимает значительную часть от общего количества грузоперевозок автотранспортом.