

УДК 621.532

В.А.СМИРНОВА

Одесская государственная академия строительства и архитектуры

ВЛИЯНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЙ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ НАПОРА И МОЩНОСТИ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Приводится методика расчета реальных характеристик вентиляторов с использованием метода предельных параметров. Анализируется влияние гидравлических сопротивлений на характеристики напора и мощности вентиляторов.

Для подбора вентиляторов при проектировании аэродинамических систем используют характеристики, выбранные из каталогов. Работа вентиляторов характеризуется следующими характеристиками: расход, напор, мощность, КПД и др. Для получения характеристик вентиляторов расчетным путем используют традиционную физическую модель движения жидкости в пределах вращающегося рабочего колеса. Ее представляют как сумму двух составляющих скорости: переносной скорости \bar{u} – за счет вращения рабочего колеса и относительной скорости \bar{w} – перемещения потока жидкости относительно лопаток рабочего колеса (рис.1). Традиционную физическую модель можно назвать моделью Эйлера [1]. Вектор абсолютной скорости \bar{c} рассчитывают как сумму этих двух составляющих:

$$\bar{c} = \bar{u} + \bar{w}. \quad (1)$$

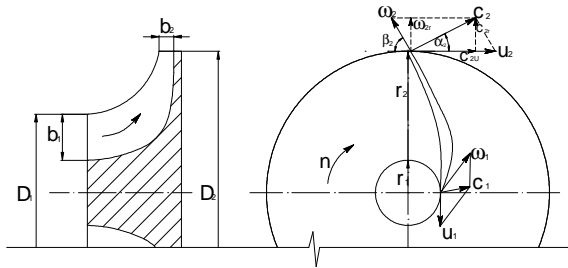


Рис. 1 – Геометрические и кинематические параметры рабочего колеса центробежного вентилятора

Используя традиционную модель Эйлера, теоретический напор насоса H_T рассчитывают по формуле

$$H_T = \frac{1}{g} (u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1). \quad (2)$$

Формула (2) представляет собой основное уравнение Эйлера и

применяется сегодня к лопастным нагнетателям любого вида (насосам, вентиляторам, центробежным компрессорам и др.).

Теоретический напор насоса без учета гидравлических сопротивлений и, соответственно, потерь напора определяется из выражения

$$H_T = \frac{u_2 v_{2u}}{g}. \quad (3)$$

Уравнение Эйлера с учетом величин потерь напора должно обеспечить расчет реального напора вентилятора $H_{\text{реал}}$. Реальный напор $H_{\text{реал}}$, развиваемый вентилятором, будет меньше теоретического за счет гидравлических потерь в самом рабочем колесе, а также в элементах подвода и отвода.

В литературе отмечается, что использование уравнения Эйлера не дает возможность расчетным путем получить реальные характеристики вентиляторов, учитывающие влияние гидравлических сопротивлений [2]. Представленные на рис.2 реальные характеристики, учитывающие потери напора, только качественно отражают действительные характеристики. Для получения реальных характеристик вентиляторы испытывают на стендах завода-изготовителя.

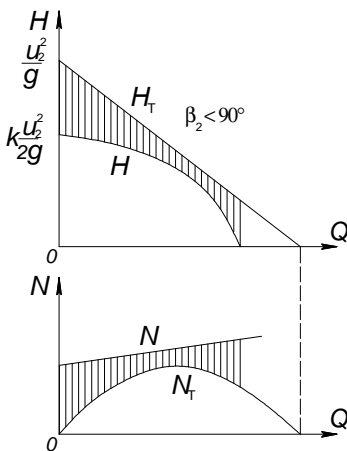


Рис.2 – Теоретические и реальные характеристики напора и мощности вентиляторов на основе модели Эйлера

Для получения реальных характеристик вентиляторов расчетным путем разработан новый метод предельных параметров [3]. Новая теоретическая модель позволяет на первом этапе определить предельные параметры вентилятора, на втором этапе, используя предельные пара-

метры, рассчитать реальные характеристики с учетом потерь напора на разных участках аэродинамической системы. Таким образом, можно рассчитать реальные характеристики вентиляторов. Для демонстрации методики расчета напорной характеристики нагнетателя представим расчет параметров вентилятора ВДН-15.

Физическая модель, позволяющая рассчитать предельные параметры вентилятора, может быть построена исходя из следующих рассуждений: вентилятор – это устройство, которое сообщает энергию перекачиваемому воздуху за счет энергии вращающегося рабочего колеса.

В процессе передачи энергии участвуют два объекта:

- рабочее колесо, которое отдает энергию;
- поток воздуха, который получает энергию.

В физической модели расчета предельных параметров вентиляторов разделим два вида энергии: энергию вращения рабочего колеса и энергию потока и соответствующие им два вида кинематических показателей (рис.3).

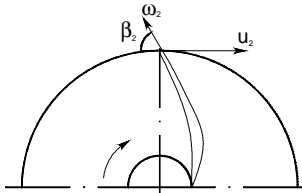


Рис.3 – Кинематическая модель теоретического расчета напорной характеристики вентилятора на основе модели предельных параметров

Энергия вращения рабочего колеса на его выходной кромке определяет максимально возможное значение скорости воздуха в выходном сечении. Исходя из величины скорости выходной кромки рабочего колеса насоса $V_{к.р.к.}$, можно рассчитать предельно возможную скорость воздуха в этом сечении:

$$V_{к.р.к.} = u_2 = \pi D n / 60 . \quad (4)$$

Таким образом, на первом этапе расчета определяется предельно возможный уровень скорости потока на выходе из рабочего колеса, который соответствует переносной скорости u_2 . Энергия, которую поток может получить в предельном случае (если не учитывать потери напора), равна энергии предельно возможной скорости воздуха в сечении выходной кромки рабочего колеса вентилятора, т.е. величине теоретического напора:

$$H_T = k \rho u_2^2, \quad (5)$$

где k – коэффициент, учитывающий геометрические параметры нагнетателей.

Для расчета реальной напорной характеристики вентилятора от величины теоретически предельного напора H_T (рассчитанного для выходного сечения рабочего колеса вентилятора) необходимо вычесть потери напора (энергии) в проточных частях от начала гидравлической системы до сечения, которое характеризует давление на напорном патрубке вентилятора (рабочей точки вентилятора):

$$H = H_T - h_w. \quad (6)$$

Потери напора h_w вычисляются по формуле

$$h_w = \zeta \cdot V^2 / 2, \quad (7)$$

где ζ – это сумма гидравлических сопротивлений в проточных частях гидравлической системы.

Используя предложенную методику, были проведены расчеты всех типов вентиляторов ВДН. Полученные характеристики хорошо совпадают с каталогом.

Нами разработан метод совершенствования проточных частей с целью существенного снижения гидравлических сопротивлений на основе диагностики структуры потоков. Используя предложенную методику расчета характеристик вентиляторов, можно расчетным путем проводить анализ изменения параметров работы аэродинамической системы при модернизации с целью снижения гидравлических сопротивлений.

Нами разработаны также предложения по существенному улучшению характеристик напора и мощности вентиляторов за счет снижения гидравлических сопротивлений вентилятора с $\zeta = 6,5$ до $\zeta = 3$ [4]. На рис.4 представлены результаты анализа изменения характеристик напора и мощности вентилятора при снижении сопротивлений его проточной части.

Как видно из графиков (рис.4), при снижении сопротивлений в системе, характеристики напора и мощности становятся более пологими. Обеспечивается больший расход воздуха, при этом мощности затрачивается меньше.

Для расчета характеристик вентиляторов целесообразно определять предельно возможный напор H_T и предельно минимальную мощность N_{\min} .

Гидравлические сопротивления ухудшают характеристики напора, расхода и мощности.

Для улучшения характеристик вентиляторов необходимо обеспе-

чивать минимальные сопротивления проточных частей.

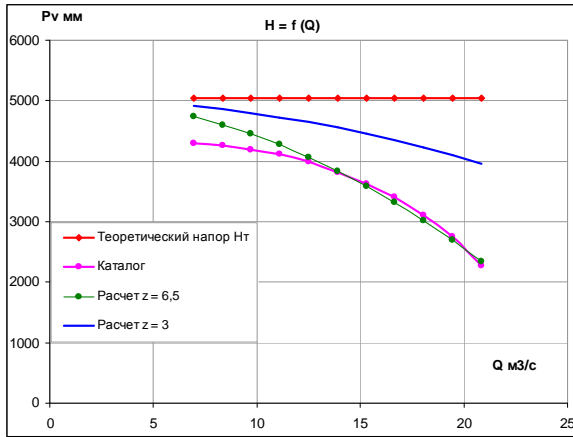


Рис.4 – Характеристики напора и мощности вентилятора ВДН-15

1.Поляков В.В. Скворцов Л.С. Насосы и вентиляторы. – М. Стройиздат, 1990. – 336 с.

2.Центробежные вентиляторы / Под ред. Т.С.Соломаховой. – М.: Машиностроение, 1975. – 414 с.

3.Арсирый В.А. Расчет напорных характеристик лопастных насосов // Холодильная техника и технология. – 2004. – №5 (91). – С.39-42..

3.Мазуренко А.С., Арсирый В.А. Совершенствование проточных частей оборудования ТЭС на основе структуры потоков в физических моделях // Тр. Междунар. науч.-техн. конф. «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования». – Харьков, 2003. – С.420-424.

Получено 12.09.2008

УДК 621.532

В.О.МАКАРОВ

Одесская государственная академия строительства и архитектуры

УНИФИЦИРОВАННЫЙ СТЕНД ДЛЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ РАДИАЛЬНЫХ И ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Предлагается использовать стенд типа D как унифицированный и представлять характеристики, рассчитанные по сопротивлениям разных частей аэродинамической системы.

Для подбора вентилятора используют его аэродинамические характеристики, указанные в каталогах фирм-производителей. В соответствии с [1], аэродинамические характеристики радиальных или осе-