

УДК 622.4

Е.Ю. Русский

## АНАЛИЗ ПРОЧНОСТИ РОТОРОВ ШАХТНЫХ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Основным узлом шахтного осевого вентилятора является ротор, надежность которого, в основном, определяет работоспособность вентилятора. Ротор, в свою очередь, состоит из коренного вала, рабочего колеса (РК), которое включает в себя корпус и сдвоенные листовые лопатки [1]. Каждое рабочее колесо вентилятора главного проветривания серии ВО имеет восемь сдвоенных листовых лопаток сварной конструкции.

Важнейшей характеристикой шахтных осевых вентиляторов главного проветривания (ВГП) является эксплуатационная надежность, в значительной степени определяемая уровнем вибраций основных элементов вентилятора. Работа с повышенной вибрацией приводит к преждевременному усталостному износу и разрушению основных элементов конструкции РК, подшипников ротора, зубчатых муфт трансмиссионного вала и т.д.

Вибрационное состояние вентиляторов определяется характеристиками возмущающих сил, собственными динамическими характеристиками лопаток РК, вала ротора и трансмиссионного вала, а также динамической отстройкой основных узлов по собственным формам колебаний от резонанса с возбуждающими силами.

Рабочие колеса крупных шахтных осевых вентиляторов подвержены нестационарному воздействию со стороны воздушного потока, который вызывает дополнительные динамические напряжения в лопастях. Уровень этих напряжений в большой степени определяет ресурс и надежность вентиляторов, так как под действием циклических нагрузок возможен резонанс с возбуждающими силами и усталостные разрушения.

Для рабочих колес осевых вентиляторов серии ВО вопросы, связанные с усталостными разрушениями, весьма актуальны, т.к. для повышения производительности ВГП планируется увеличить окружные скорости по концам рабочих лопаток до

125 – 135 м/с. Одним из наиболее эффективных путей снижения усталостных разрушений является отстройка собственных частот узлов ротора от частот вынужденных колебаний.

### Определение напряженно-деформированного состояния (НДС) и частот колебаний сдвоенных рабочих лопаток

Конструктивно сдвоенная листовая лопатка представляет собой неразборную сварную конструкцию, содержащую две листовые лопасти, размещенные на поворотном основании, выполненные из стали 30ХГСА (предел текучести  $\sigma_T = 490$  МПа, предел прочности  $\sigma_B = 900$  МПа, соединенные между собой двумя бандажными перемычками. Для крепления в корпусе рабочего колеса лопатка имеет хвостовик, выполненный из легированной стали 30ХГСА. Число сдвоенных листовых лопаток РК равно 8. Геометрия рабочих поверхностей лопастей рассчитана по аэродинамическим схемам АМ-19А или АМ-17А при относительном диаметре втулок 0.6. Для вентилятора ВО-36К угловая частота вращения РК –  $62.8 \text{ c}^{-1}$ , окружная скорость по концам лопаток – 113 м/с, плотность материала лопатки  $\rho = 7850 \text{ кг/m}^3$ , внешний диаметр РК по концам лопаток – 3600 мм. На лопатку действуют инерционные и аэrodинамические нагрузки, соответствующие частоте вращения ротора 600 об/мин ( $62.8 \text{ c}^{-1}$ ) и углу установки лопаток  $\theta = 40^\circ$  в сторону увеличения углов атаки.

Расчет нагрузок, действующих на сдвоенную листовую лопатку, рассмотрен в [2]. Значения основных сил и моментов, действующих на сдвоенную листовую лопатку вентилятора ВО-36К, при производительности вентилятора  $Q = 290 \text{ м}^3/\text{с}$  и статическом давлении  $P_{sv} = 2550 \text{ Па}$ , подъемная сила  $R_a = 572 \text{ Н}$ ; момент от подъемной

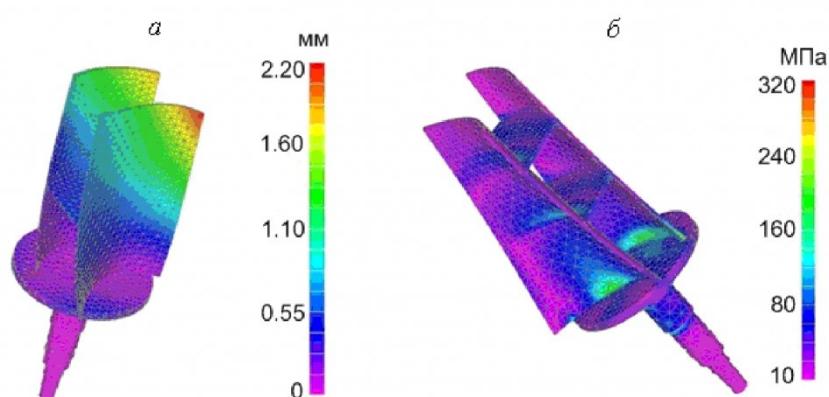


Рис. 1. Распределение перемещений (а) и напряжений (б) в лопаточном узле

силы  $M_a = 381 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ; сила сопротивления  $R_u = 527 \text{ Н}$ ; момент от сопротивления вращению  $M_u = 351 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ; нормальная сила инерции  $P_z = 6.1 \cdot 10^5 \text{ Н}$ .

Анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) лопатки проводился методом конечных элементов. Лопаточный узел разбит на объемные конечные элементы, представляющие собой тетраэдры с десятью узлами (шесть степеней свободы в узле). В результате расчетов получены картины НДС элементов лопатки (рис. 1) и частоты колебаний по первой, второй и третьей собственным формам. Так как напряженное состояние сложное, то в качестве расчетных напряжений представлены эквивалентные напряжения по Миесу [3].

Из рис. 1, б видно, что максимальные напряжения возникают в месте соединения лопастей с поворотным основанием. Максимальные напряжения достигают 274 МПа. Коэффициент запаса прочности:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} = \frac{490}{274} = 1.78,$$

где  $\sigma_T = 490 \text{ МПа}$  – предел текучести материала лопатки.

Допускаемый запас – 1.8. Таким образом, НДС лопатки находится практически в предельном состоянии.

Проведем анализ деформированного состояния лопатки.

На рис. 1, а представлена картина абсолютных перемещений узлов конечно-элементной модели лопатки. В нагруженном состоянии наиболее сильное отклонение от своего исходного положения имеют концевые части лопастей. Перемещение крайнего узла на передней кромке малой лопасти составляет 1.8 мм, на большой лопасти – 2.2 мм. С практической точки зрения, наибольший интерес представляют величины радиальных удлинений концов лопастей, т.к. от этого зависит величина зазора между лопатками и корпусом. При зазоре больше допустимого КПД вентилятора снижается, а при меньшем – возможно касание вращающихся лопаток с неподвижным корпусом. Расчет показывает, что радиальное удлинение конца большой лопасти составляет 0.35 мм, малой – 0.41 мм.

В соответствие с ГОСТ 11004-84 «Вентиляторы шахтные главного проветривания. Технические условия», среднеарифметический радиальный зазор между лопатками и корпусом осевых вентиляторов должен быть в пределах 0.001 – 0.003 номинального диаметра рабочего колеса. Таким образом, для рабочего колеса диаметром 3600 мм, удлинение составляет не более 11.5 % от допустимого зазора.

Частоты колебаний составляют: по первой форме 66.5 Гц, по второй форме 101.5 Гц, по тре-

тьей форме 165.1 Гц. Основная возбуждающая частота – частота вращения ротора, равна 10 Гц. Наблюдается значительная отстройка собственных частот и основной возбуждающей частоты.

#### Расчет динамических напряжений с учетом декремента затухания

Лопатки, помимо постоянных нагрузок, испытывают действие циклических изменяющихся во времени возмущающих нагрузок, которые вызывают дополнительные динамические напряжения в лопастях. При совпадении частоты возмущающей силы с одной из собственных частот лопатки наступает явление резонанса, характеризуемое значительным увеличением амплитуд колебаний. Резонансные явления наблюдаются также, когда собственная частота не равна, но кратна частоте возмущающей силы. Единственной причиной, ограничивающей амплитуды колебаний лопаток при резонансе и уровень динамических напряжений, является наличие в колеблющейся системе демпфирующих сил, преобразующих в тепловую энергию работу, совершаемую при перемещениях колеблющихся лопаток.

При работе вентилятора лопатка, получившая импульс от вынуждающей силы, начинает колебаться с собственной частотой  $f$ , причем эти колебания являются затухающими до получения нового импульса. Затухание колебаний (демпфирующая способность) (рис. 2а) характеризуется логарифмическим декрементом колебаний, который представляет собой натуральный логарифм (1) отношения двух смежных амплитуд  $V$ , взятых через период колебаний  $T$ .

$$L = \ln\left(\frac{V(y,t)}{V(y,t+T)}\right), \quad (1)$$

где  $V(y,t)$  – амплитуда колебаний в момент времени  $t$ ;  $T$  – период колебаний.

Выражение (1) можно использовать для экспериментального определения декремента по вибrogramме свободных затухающих колебаний. Замерив амплитуды колебаний в моменты времени, отличающиеся на период колебаний  $T$ , по формуле (1) можем найти декремент затухания колебаний  $L$ .

Для определения декремента затухания колебаний был проведен натурный эксперимент на станции метро “Маршала Покрышкина”, г. Новосибирск. В станционной вентиляционной камере установлены два вентилятора ВО-21К со сдвоенными листовыми лопатками РК. На лопатку вентилятора крепился датчик виброускорений. Колебания лопатки возбуждались ударом по лопасти и их показания записывались в память компьютера (рис. 2, б). Было проведено шесть замеров. Расчитанное среднее значение декремента затухания колебаний  $L_{cp} = 0.25$ .

Резонансные колебания лопаток возникают в случаях, когда частоты их собственных колебаний становятся равными или кратными числу оборот-

тов ротора, т.е.  $f_\delta = kn$ . Число кратности  $k$  определяется исходя из особенностей конструкции машины. Неуравновешенность ротора может вызвать колебания лопаток с основной возмущающей частотой, равной частоте вращения ротора вентилятора, т.е. при  $k = 1$ . Кроме того, для осевых вентиляторов опасные режимы могут возникать в результате появления колебаний лопаток под действием нестационарных аэродинамических сил, возникающих вследствие неравномерности течения потока при взаимодействии с ребрами, направляющим аппаратом и лопатками спрямляющего аппарата. В этом случае числа кратности пропорциональны соответственно числу ребер и лопаток направляющего аппарата  $N_p$ , а при реверсе и числу лопаток спрямляющего аппарата  $N_{CA}$ . Колебания также могут быть вызваны явлением срывного флаттера, заключающегося в возникновении самовозбуждающихся колебаний лопаток вследствие взаимодействия аэродинамических сил с упругими силами лопаток. В случае если энергия потока достаточна для поддержания этого процесса, то колебания будут незатухающими. Возникновению флаттера способствует срыв потока при обтекании лопатки с большими углами атаки. Обнаружено, что срыв потока может наблюдаться не на всех лопатках решетки, а только на их группе, и что зона срыва может перемещаться по окружности. Такое явление получило название вращающегося срыва. Для данного вида колебаний частота зависит от числа зон отрыва во вращающемся потоке  $N_{BO}$  и в общем случае не кратна частоте вращения рабочего колеса. Значения резонансных частот для последних двух видов колебаний можно записать в следующем виде [2]:

$$\omega_n^{(P)} = n N_p \omega, \quad \omega_n^{(CA)} = n N_{CA} \omega, \\ \omega_n^{(BO)} = n N_{BO} (1-\alpha) \omega, \quad (2)$$

где  $n = 1, 2, 3, \dots$  – номер гармоники возбуждающих сил;  $0 < \alpha < 1$ .

Для вентилятора ВО-36К, при угловой скорости вращения рабочего колеса вентилятора  $\omega = 62.8 \text{ с}^{-1}$  (600 об/мин), числе ребер направляющего аппарата  $N_p = 12$  и лопаток спрямляющего аппара-

тата  $N_{CA} = 15$ , зон отрыва во вращающемся потоке  $N_{BO} = 2-4$ , частоты возбуждающих сил, создаваемых ребрами направляющего аппарата, лопатками спрямляющего аппарата и вращающимся отрывом, согласно (3), записываются так:

$$\omega_n^{(P)} = 12n\omega \text{ с}^{-1}; \quad \omega_n^{(CA)} = 15n\omega \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_n^{(BO)} = 4n\omega \text{ с}^{-1},$$

или

$$\omega_n^{(P)} = 753,84n \text{ с}^{-1}; \quad \omega_n^{(CA)} = 942,3n \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_n^{(BO)} \leq 251,28n \text{ с}^{-1}.$$

Как показано в [3], уровень возбуждающих сил от лопаток направляющего и спрямляющего аппаратов незначителен, и совпадение частот возмущающих сил и собственных частот лопатки не приводит к резонансу, так как энергии возмущений недостаточно для поддержания колебаний. Вынужденные колебания лопаток РК возбуждаются набегающим неравномерным потоком воздуха. Уровень возбуждающих сил составляет не более 0.1 от величины аэродинамических сил [4].

Для анализа параметров колебаний лопаточного узла с учетом декремента затухания, при приближении частоты возмущающей силы к собственным частотам лопатки, выполнена серия расчетов. В процессе расчета к лопастям лопаточного узла, кроме аэродинамической нагрузки, прикладывалась дополнительная возмущающая нагрузка, описываемая выражением:

$$T(t) = 0.1 A \cos(\omega t + \alpha),$$

где  $T(t)$  – амплитуда возмущающей силы;  $A$  – амплитуда аэродинамической силы,  $A = 66 \text{ Н}$ ;  $\omega$  – частота возмущающей силы (варируемый параметр);  $t$  – время.

Частота возмущающей нагрузки изменялась в диапазоне от 61.5 Гц до 183.2 Гц. Исследовалась зависимость напряжений от частоты возмущающей силы.

Как показано в [5], высшие формы колебаний значительно менее возбудимы, чем низшие. Поэтому рассмотрим первые три формы собственные колебаний.

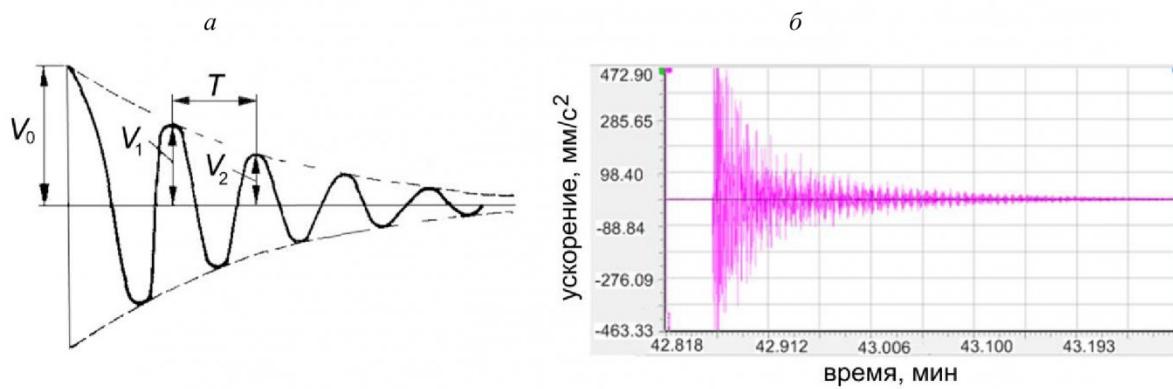


Рис.2. Затухающие колебания лопатки (а) и их экспериментальные показания (б)

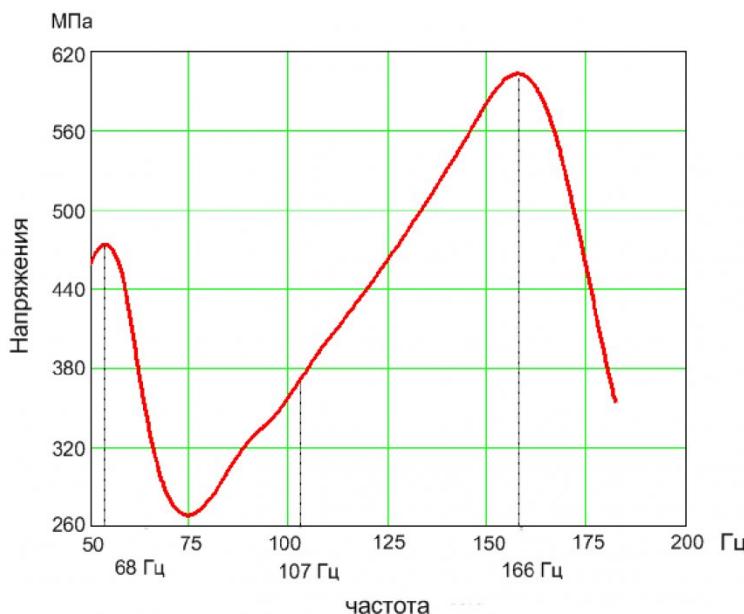


Рис.3. Зависимость напряжений от частоты возмущающей силы; 68 Гц, 107 Гц, 166 Гц – частоты собственных колебаний (соответственно по 1-й, 2-й, 3-й формам)

Из рис. 3. видно, что при совпадении частоты возмущающей силы и первой собственной частоты лопатки напряжения составляют 462 МПа, что на 70 % больше допускаемых напряжений (270 МПа), но на 6 % меньше, чем предел текучести (490 МПа). При совпадении частоты возмущающей силы и второй собственной частоты напряжения составляют 306 МПа, что на 12.5 % больше допускаемых напряжений, и на 38 % меньше, чем предел текучести. При совпадении частоты возмущающей силы и третьей собственной частоты напряжения составляют 600 МПа, что в 2.2 раза больше допускаемых напряжений, и на 22 % больше, чем предел текучести.

Учет декремента колебания позволяет получить уточненные значения напряжений в случаях, когда частота воздействия возмущающей силы совпадает с соответствующей собственной частотой лопатки, при этом вследствие резонанса напряжения не возрастают бесконечно, а имеют определенный предел.

Для колебаний по третьей форме, даже в случае, если частота вынуждающей силы приблизиться к третьей собственной частоте, нарушения работоспособности не произойдет (предел прочности  $\sigma_b = 900$  МПа), если длительность действия возмущающей силы не приведет к усталостному разрушению конструкции.

#### Выводы

1. Установлено, что в сдвоенных листовых лопатках рабочего колеса вентилятора ВО-36К наибольшие напряжения возникают в области сопряжения лопастей с поворотным основанием и местах их соединения с перемычкой.

2. Экспериментально определено среднее значение декремента колебаний  $L_{cp} = 0.25$ , которое позволило провести определение НДС в области резонансных частот лопатки вентилятора ВО-36К. Показано, что напряжения находятся в безопасных пределах с точки зрения эксплуатации лопаточного узла.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бабак, Г.А. Шахтные вентиляторные установки главного проветривания / Бочаров К.П., Волохов А.Т. – М.: Недра, 1982.
2. Красюк, А.М. Динамика и прочность сдвоенных листовых лопаток осевых вентиляторов / Красюк А.М., Русский Е.Ю. – Горное оборудование и электромеханика. – 2009. – № 7.
3. Попов, Н.А. Теория проектирования реверсивных осевых вентиляторов с поворотными на ходу лопатками рабочего колеса / Попов Н.А., Петров Н.Н., Батяев Е.А., Новиков В.А. // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 1999. – № 5.
4. Левин, А.В. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин / А.В. Левин, К.Н. Боришанский, Е.Д. Консон. – Л.: Машиностроение, 1981.
5. Красюк, А.М. Влияние возмущений воздушного потока от поршневого действия поездов на тоннельные вентиляторы метрополитенов / Красюк А.М., Русский Е.Ю., Попов Н.А // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 2014. – №2. – С. 144-153.

Автор статьи:

Русский Евгений Юрьевич,

к.т.н., старший научный сотрудник ИГД СОРАН, e-mail: geomining@mail.ru

Поступило в редакцию 14.02.2015