

УДК 621.822.6



**В. М. КРАВЧЕНКО,**  
доктор техн. наук  
(Приазовский государственный  
технический университет)



**В. В. БУЦУКИН,**  
канд. техн. наук  
(Приазовский государственный  
технический университет)



**В. А. СИДОРОВ,**  
канд. техн. наук  
(ДонНТУ)

## Эффективность балансировки роторов вентиляторов в промышленных условиях

*Установлено, что своевременная балансировка рабочих колес вентиляторов в собственных опорах может увеличить расчетный срок службы подшипников в 3 – 4 раза. Лабораторный эксперимент показал возможность за счет своевременной балансировки уменьшить потребляемую вентилятором энергию до 5 %.*

В практике работы ремонтных служб горных предприятий часто выполняется балансировка рабочих колес вентиляторов по месту их установки. Это связано с тем, что уравнивание на балансировочных станках, выполняемое на предприятиях-изготовителях, являясь абсолютно необходимой технологической операцией, не позволяет учесть особенности условий эксплуатации (степень анизотропности опор, демпфирование, влияние технологических параметров, качество сборки, монтажа и ряд других факторов) [1 – 3]. Помимо этого возникает дисбаланс, вызванный неравномерным износом лопаток колеса вентилятора (рис. 1) и завариванием (в экстренных случаях) развивающихся в ходе эксплуатации трещин в дисках и лопатках рабочих колес (рис. 2).

В современных условиях хозяйственной деятельности предприятий целесообразность любой технической операции определяется экономической эффективностью, в основе которой – технический эффект или возможные убытки от несвоевременности ее выполнения. В связи с изложенным оценка эффективности балансировки рабо-

чих колес вентиляторов и подобных им роторных узлов – одна из актуальных проблем, возникающих в практической деятельности ремонтных служб.

Теоретические и практические вопросы уравнивания роторов машин подробно рассмотрены в работах [2 – 9]. Однако вопросы эффективности балансировки роторов детально не изучались. На основе исследований результатов балансировки рабочих колес вентиляторов обобщены возможные направления оценки эффективности балансировки подобных узлов в производственных условиях.

В качестве примера рассмотрим особенности нагружения опорных подшипников вентилятора ДН-13 с консольным расположением рабочего колеса весом 9000 Н. Установленные подшипники 3516 (ГОСТ 5721–75) имеют динамическую грузоподъемность  $C_{дин} = 102 \text{ кН}$ , частота их вращения  $n = 960 \text{ мин}^{-1}$ . При консольном расположении рабочего органа (рабочего колеса) практи-



**Рис. 1.** Неравномерный эрозионный износ лопаток рабочего колеса.

чески вся нагрузка приходится на подшипник, ближайший к колесу вентилятора. Расчетная долговечность подшипника [10]

$$L_H = a_1 a_2 a_3 \frac{1000000}{60n} \left( \frac{C_{\text{дин}}}{P} \right)^{3,33} =$$

$$= 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{1000000}{60 \cdot 960} \left( \frac{102000}{9000} \right)^{3,33} = 52354,$$

где  $a_1$ ,  $a_2$  и  $a_3$  – коэффициенты, учитывающие вероятность выхода из строя, материал подшипника и условия работы (температура и особенности смазки). Приняты равными единице [10].

Полученная расчетная долговечность – 52354 ч – составляет почти шесть лет непрерывной работы. Исследование виброактивности установленного на одном из предприятий Донбасса вентилятора ДН-13 показало, что снижение виброскорости от 16,2 до 3,8 мм/с, соответствующей рекомендациям стандарта ГОСТ ИСО 10816-1-97 «Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях» относительно машин класса 1 (значения виброскорости в диапазоне 1,8 – 4,5 мм/с допускают работу оборудования на протяжении длительного периода с периодическим контролем параметров вибрации), было достигнуто установкой компенсирующего груза массой  $m_k = 0,95$  кг на рабочее колесо вентилятора (расстояние от оси вращения колеса  $r_k = 0,6$  м).

Дополнительная радиальная нагрузка на рабочее колесо пропорциональна неуравновешенной массе:

$$P_{\text{доп}} = m_k \omega^2 r_k$$

где  $\omega = 96 \text{ с}^{-1}$  – угловая скорость рабочего колеса при  $n = 960 \text{ мин}^{-1}$ .

Расчетный срок службы подшипника при постоянной вибрации 16,2 мм/с составит

$$L_H = a_1 a_2 a_3 \frac{1000000}{60n} \left( \frac{C_{\text{дин}}}{P + P_{\text{доп}}} \right)^{3,33} =$$

$$= 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{1000000}{60 \cdot 960} \left( \frac{102000}{9000 + 0,95 \cdot 96^2 \cdot 0,6} \right)^{3,33} = 11483 \text{ ч},$$

или 1,3 года непрерывной работы.

Отношение известного уравновешенного дисбаланса  $D = m_k r_k = 0,57 \text{ кг} \cdot \text{м}$  к значению снижения виброскорости  $v$ , мм/с (в рассматриваемом случае 16,2 – 3,8 = 12,4 мм/с), позволяет определить коэффициент балансировочной чувствительности:  $K_{б.ч} = D/v = 0,57:12,4 = 0,046$ .



Рис. 2. Трещины элементов рабочих колес: а – основного диска; б – лопаток в месте крепления.

Тогда формула для расчета долговечности подшипника примет вид

$$L_H = a_1 a_2 a_3 \frac{1000000}{60n} \left( \frac{C_{\text{дин}}}{P + K_{б.ч} \omega^2 v} \right)^{3,33}.$$

Используя приведенные зависимости, можно оценить ожидаемый срок службы подшипника при значениях виброскорости, отличных от рекомендованных ГОСТ ИСО 10816-1-97, и экономическую эффективность балансировки ротора с учетом необходимого для ее проведения времени простоя вентилятора, затрат на рабочую силу и материалы.

Кроме уменьшения срока службы подшипников рабочего колеса дополнительные силы, действующие на подшипниковые опоры, повышают момент сопротивления вращению вала вентилятора, т. е. увеличивают расход электроэнергии. Тогда дополнительная мощность двигателя

$$N_{\text{доп1}} = M_{\text{доп}} \omega,$$

где  $M_{\text{доп}}$  – дополнительный момент сопротивления, Н·м.

Возникающая при дисбалансе вибрация также способствует повышению мощности, потребляемой электродвигателем. Появляются дополнительные силы, действующие на подшипниковые опоры и элементы механизма. Оценить их значение возможно, учитывая суммарный радиус-вектор виброскорости  $v$  механизма:

$$N_{\text{доп2}} = mgv; v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2}^{1/2},$$

где  $v_x$ ,  $v_y$  и  $v_z$  – вертикальная, горизонтальная и осевая составляющие виброскорости элементов механизма, м/с;  $m$  – общая масса механизма, кг.

В лабораторных условиях проведены исследования потребляемой мощности двигателя вентилятора ДН-6 (напряжение 380 В, частота вращения 960 мин<sup>-1</sup>) до и после уравнивания рабочего колеса.

**Результаты эксперимента № 1. Исходное состояние:** вертикальная виброскорость – 9,4 мм/с, осевая – 5 мм/с; ток по фазам – 3,9, 3,9 и 3,9 А, среднее значение – 3,9 А. **Состояние после балансировки:** вертикальная виброскорость – 2,2 мм/с, осевая – 1,8 мм/с; ток по фазам – 3,8, 3,6 и 3,8 А, среднее значение – 3,73 А.

В результате балансировки уменьшились параметры вибрации: вертикальное направление – в 4,27 раза, осевое – в 2,78 раза; снижение токовых значений  $(3,9 - 3,73) \cdot 100 = 4,55 \%$ .

**Результаты эксперимента № 2. Исходное состояние.** Точка 1 (лобовой подшипник электродвигателя): вертикальная виброскорость – 17 мм/с, горизонтальная – 15,3 мм/с, осевая – 2,1 мм/с, радиус-вектор – 22,9 мм/с. Точка 2 (свободный подшипник электродвигателя): вертикальная – 10,3 мм/с, горизонтальная – 10,6 мм/с, осевая – 2,2 мм/с, радиус-вектор – 14,9 мм/с. **Состояние после балансировки.** Точка 1: вертикальная – 2,8 мм/с, горизонтальная – 2,9 мм/с, осевая – 1,2 мм/с, радиус-вектор – 4,2 мм/с. Точка 2: вертикальная – 1,4 мм/с, горизонтальная – 2 мм/с, осевая – 1,1 мм/с, радиус-вектор – 2,7 мм/с.

В результате балансировки уменьшились параметры вибрации – точка 1: вертикальная – в 6 раз, горизонтальная – в 5,3 раза, осевая – в 1,75 раза, радиус-вектор – в 5,4 раза; точка 2: вертикальная – в 7,4 раза, горизонтальная – в 5,3 раза, осевая – в 2 раза, радиус-вектор – в 6,2 раза.

**Энергетические показатели. До балансировки:** мощность, потребленная за 15 мин, – 0,69 кВт, максимальная – 2,96 кВт, минимальная – 2,49 кВт, средняя – 2,74 кВт. **После балансировки:** мощность, потребленная за 15 мин, – 0,65 кВт, максимальная – 2,82 кВт, минимальная – 2,43 кВт, средняя – 2,59 кВт. **Снижение:** мощности потребленной  $(0,69 - 0,65) \cdot 100 / 0,65 = 6,1 \%$ , максимальной  $(2,96 - 2,82) \cdot 100 / 2,82 = 4,9 \%$ , минимальной  $(2,49 - 2,43) \cdot 100 / 2,43 = 2,5 \%$ , средней  $(2,74 - 2,59) \cdot 100 / 2,59 = 5,8 \%$ .

Подобный результат – снижение потребляемой мощности одним двигателем мощностью 100 кВт промышленного вентилятора на 5 % – предусматривает годовую экономию порядка 10 тыс. грн. Одновременно балансировка ротора и снижением вибрационных нагрузок можно в 3 – 4 раза увеличить долговечность подшипников и снизить затраты на остановку производства для проведения ремонтных работ.

**Выводы.** Балансировка рабочих колес (роторов) вентиляторов в собственных опорах на месте эксплуатации – одна из обязательных операций технического обслуживания в связи с необходимостью компенсации дисбаланса, привносимого неравномерным износом лопаток и другими производственными факторами. Своевременная балансировка рабочих колес вентиляторов в собственных опорах позволяет увеличить расчетный срок службы подшипников в 3 – 4 раза.

Проведенный лабораторный эксперимент свидетельствует, что за счет своевременной балансировки можно до 5 % уменьшить энергию, потребляемую вентилятором. Основные факторы ее уменьшения – снижение вызванных дополнительными центробежными силами нагрузок и момента сопротивления в подшипниковых опорах, а также уменьшение вибрационных нагрузок на элементы механизма.

Для оценки фактического уменьшения расхода электроэнергии в вентиляторах промышленных типоразмеров необходимы дополнительные исследования в производственных условиях.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Кияновский Н. В. Новые разделы в теории и практике надежности машин / Н. В. Кияновский. – Кривой Рог: Минерал, 1998. – 209 с.
2. Ширман А. Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А. Р. Ширман, А. Д. Соловьев. – М., 1996. – 276 с.
3. Кравченко В. М. Технічне діагностування механічного обладнання / В. М. Кравченко, В. А. Сидоров, В. Я. Седуш. – Донецьк: Юго-Восток, Лтд, 2007. – 447 с.
4. Основы балансировочной техники / Под ред. В. А. Щепетильникова. – М.: Машиностроение, 1975. – Т. 1, 2.
5. Рунов Б. Т. Уравнивание турбоагрегатов на электростанциях / Б. Т. Рунов. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 224 с.
6. Справочник по балансировке / Под общ. ред. М. Е. Левита. – М.: Машиностроение, 1992. – 464 с.
7. Руководство по ревизии и наладке главных вентиляторных установок шахт / [А. С. Гофман, И. С. Меламед, И. Т. Цуцки др.]. – М.: Недра, 1981. – 336 с.
8. Гольдин А. С. Вибрация роторных машин / А. С. Гольдин. – М.: Машиностроение, 2000. – 344 с.
9. Безразборная динамическая балансировка роторов металлургических машин / [В. Я. Седуш, Г. В. Сопилкин, В. А. Сидоров и др.] // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 1990. – № 2. – С. 48 – 50.
10. SKF. Общий каталог. Каталог 4000/1R. Reg. 47-6000 / Коллектив авторов. – 2000. – 974 с.