

УДК 62-752+62-755 : 621.634

DOI: 10.15587/1729-4061.2017.96374

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА СТАТИЧЕСКОЙ И ДИНАМИЧЕСКОЙ БАЛАНСРОВКИ ШАРОВЫМИ АВТОБАЛАНСИРАМИ КРЫЛЬЧАТКИ ОСЕВОГО ВЕНТИЛЯТОРА

Л. С. Олийниченко

Аспирант

Кафедра деталей машин и прикладной механики*

E-mail: loga_lubov@ukr.net

В. В. Гончаров

Кандидат физико-математических наук, доцент

Кафедра высшей математики и физики*

E-mail: honchv@ukr.net

В. Н. Сидей

Старший преподаватель

Кафедра строительных, дорожных
машин и строительства*

E-mail: svnnvs1966@gmail.com

О. В. Горпинченко

Аспирант

Кафедра экономики, менеджмента
и коммерческой деятельности*

E-mail: horpynchenkoov@kntu.kr.ua

*Центральноукраинский национальный
технический университет

пр. Университетский, 8, г. Кропивницкий, Украина, 25006

Експериментально досліджено процес статичного і динамічного балансування кульовими автобалансирами крильчатки осевого вентилятора. Вивчено вплив автобалансирів на ділянці розбігу та вибігу вентилятора, а також ефективність роботи автобалансирів на ділянці крейсерського руху. Встановлено, що: наявність автобалансирів не погіршує вібраційний стан вентилятора на ділянці розбігу та покращує його на ділянці вибігу; на ділянці крейсерського руху доцільно застосовувати два автобалансири

Ключові слова: осевий вентилятор, аеродинамічна незрівноваженість, вібропривидчення, автобалансири, динамічне балансування, перехідні процеси

Экспериментально исследован процесс статической и динамической балансировки шаровыми автобалансирами крыльчатки осевого вентилятора. Изучено влияние автобалансиров на участках разгона и выбега вентилятора, а также эффективность работы автобалансиров на участке крейсерского движения. Установлено, что: наличие автобалансиров не ухудшает вибрационное состояние вентилятора на участке разгона и улучшает его на участке выбега; на участке крейсерского движения целесообразно использовать два автобалансира

Ключевые слова: осевой вентилятор, аэродинамическая неуравновешенность, виброускорение, автобалансиры, динамическая балансировка, переходные процессы

1. Введение

Осевые вентиляторы широко используются как в промышленности, так и в быту [1]. Основным источником вибраций таких машин является обычная и аэродинамическая неуравновешенности [2–6]. Их балансируют как до начала эксплуатации вентилятора, так и во время работы [7–9]. Известны способы добалансировки вентиляторов как статической, так и динамической, а также определена их эффективность [10, 11]. Возможна одновременная балансировка, как обычной, так и аэродинамической неуравновешенностей [12, 13].

Актуально исследовать переходные процессы (ПП) при динамической балансировке, одновременно как обычной, так и аэродинамической неуравновешенностей.

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

В работе [2] показано, что источниками вибраций осевых вентиляторов являются: обычная (статическая и динамическая) неуравновешенность вращающихся частей вентилятора; технологическая неуравновешенность, вызванная, в том числе и аэродинамическими силами, возникающими из-за несимметрии крыльчаток. В работе [3], к указанным источникам вибраций добавлены вибрации, вызванные несоосной установкой нескольких вращающихся валов, подшипниковых опор и т. п. В работе [4] рассмотрены основные подходы в области прогнозирования аэродинамической неуравновешенности. В работе [5] приведен расчет аэродинамической неуравновешенности

ротора турбокомпрессора двигателя внутреннего сгорания. В работе [6] показано, что наибольший вклад в вибрации рассматриваемых вентиляторов вносят обычная и аэродинамическая неуравновешенности.

В работах [7, 8] предлагается уменьшать аэродинамическую и обычную неуравновешенности до начала эксплуатации вентилятора. Для этого сначала уменьшают аэродинамическую неуравновешенность правкой формы лопасти крыльчатки [7]. Затем уменьшают обычную неуравновешенность и остатки аэродинамической неуравновешенности балансировкой вращающихся частей вентилятора в сборе [8].

Такая балансировка способна одновременно снижать нагрузки, как на подшипник, так и на лопасти. В работах [8, 9] считается, что корректировка массами действует на определенных скоростях вращения, то есть при уменьшении или увеличении скорости, балансировка нарушается. Поэтому для добалансировки переменных неуравновешенностей в процессе работы вентилятора применяют пассивные автобалансиры (АБ) [9].

В работе [10] экспериментально исследуется процесс статической балансировки, ее эффективность и ПП. Указывается, что аэродинамическая составляющая неуравновешенности не мешает балансировке обычной неуравновешенности. Установлено, что один АБ, установленный в обтекатель вентилятора, снижает вибрации его кожуха с запасом в 1,5 раза (по отношению к предельной величине, предусмотренной ГОСТ 11442-90).

В работе [11] показана возможность динамической добалансировки (двумя АБ) крыльчатки осевого вентилятора. Проведенные экспериментальные исследования подтверждают эффективность динамической балансировки (нагрузки на подшипники снижаются на 40–70 %). Также указана возможность дальнейшего снижения вибраций за счет улучшения аэродинамических характеристик. ПП в работе не исследовались.

В работе [12] исследована возможность балансировки облапаченного диска (рабочего колеса) на гибком валу при помощи двухшарового АБ, расположенного в плоскости диска. Установлено, что на закритических скоростях АБ эффективно балансирует как обычную, так и аэродинамическую неуравновешенности.

В работе [13] доказана возможность одновременной балансировки, как обычной, так и аэродинамической неуравновешенностей крыльчатки осевого вентилятора вращающимися массами. Также доказано, что обычная и аэродинамическая неуравновешенности подобны между собой. Только аэродинамическая неуравновешенность зависит от плотности воздуха, погодных условий и расположения вентилятора над уровнем моря.

Таким образом, на сегодня процесс автобалансировки осевых вентиляторов теоретически довольно хорошо исследован. Однако эти исследования не подтверждены экспериментально – нет экспериментальных исследований ПП, возникающих при статической и динамической балансировке; нет оценки эффективности этих балансировок.

3. Цель и задачи исследований

Целью работы является экспериментальное исследование процесса статической и динамической балансировки крыльчатки осевых вентиляторов серии ВО 06-300 (Украина) шаровыми АБ. Это позволит улучшать вибрацион-

ные характеристики вентиляторов на этапе изготовления и повышать эффективность их балансировки.

Для достижения поставленной цели необходимо решить такие задачи:

- исследовать вибрационные характеристики стэнда осевого вентилятора: найти количество и величину резонансных скоростей (на участке выбега);
- определить частоту и источник вибраций (участок крейсерского движения);
- провести сравнительный анализ работы вентилятора в различных конфигурациях его стэнда (при отсутствии АБ и при наличии АБ со стороны: крыльчатки, хвостовика, и крыльчатки и хвостовика);
- в различных конфигурациях стэнда изучить ПП на участках разгона и выбега, а также определить эффективность статической и динамической балансировки на участке крейсерского движения;
- изучить влияние дополнительных масс, присоединяемых к защитному кожуху, на вибрационное состояние вентилятора.

4. Методы исследований процесса статической и динамической балансировки шаровыми АБ крыльчаток осевого вентилятора

Для проведения экспериментов проведена модернизация известного стэнда [10] (рис. 1, а, б), состоящего из: асинхронного электродвигателя 1, АБ 2, насаженного на вал электродвигателя со стороны крыльчатки 3, защитного кожуха вентилятора 4, пружинных податливых опор 5, рамы 6. Модернизация заключается в:

- насаживании на вал электродвигателя (в хвостовике) второго АБ 7;
- обеспечении возможности присоединения к защитному кожуху вентилятора дополнительных масс 8 (они крепятся на кожухе с шагом в 90° и дают возможность менять массо-инерционные характеристики вентилятора).

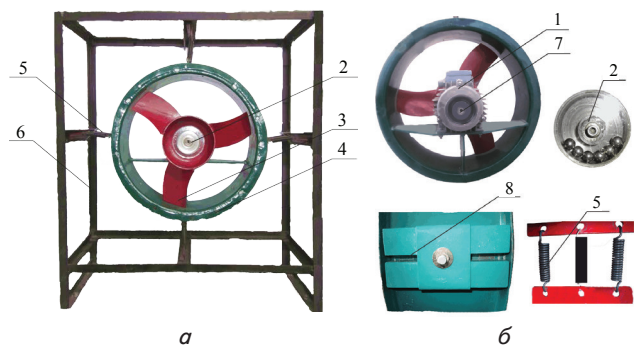


Рис. 1. Стэнд осевого вентилятора: а – стэнд в сборе (вид спереди); б – составные части стэнда

Для данного стэнда спроектированы и изготовлены опытные модели шаровых АБ. Балансировочная емкость таких АБ с n одинаковыми шарами определялась по формуле [14]:

$$S(n) = m(D-d)^2 / (2d) \sin\{n \cdot \arcsin[d / (D-d)]\} \text{ (г·мм)}, \quad (1)$$

где D (мм) – диаметр беговой дорожки; m (г) – массой шара, d (мм) – диаметр шара.

В экспериментах использовались АБ со следующими параметрами: $n=6$, $m=6,93$ г, $d=11,9$ мм, $D_{im}=68$ мм,

$D_{sh}=64$ мм (диаметр и масса шаров выбирались согласно ГОСТ 3722-81). При выбранных параметрах балансирующие емкости АБ со стороны крыльчатки и хвостовика равны, соответственно, $S_{imax\ im}=878,57$ г мм и $S_{imax\ sh}=776,42$ г мм.

Рассмотрены четыре конфигурации стенда: 1-я – без АБ, 2-я – с АБ со стороны крыльчатки, 3-я – с АБ со стороны хвостовика, 4-я – с двумя АБ. Отсутствие АБ обеспечивается отсутствием в нем шаров. Эксперименты проводились при отсутствии и наличии дополнительных масс, присоединенных к защитному кожуху.

Все эксперименты проводились при фиксированных статической и динамической неуравновешенностях, созданных массами $m_{im}^{(st)}=m_{sh}^{(st)}=8$ г и $m_{im}^{(d)}=m_{sh}^{(d)}=17,4$ г. Массы расположены в соответствующих плоскостях коррекции (в крыльчатке и хвостовике) как показано на рис. 2. Расстояния масс до продольной оси вентилятора равны $R_{im}=42,5$ мм и $R_{sh}=40,75$ мм.

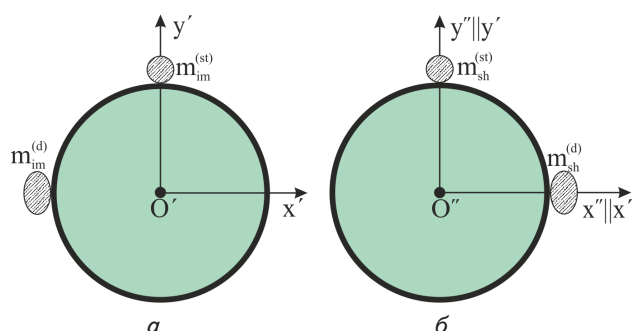


Рис. 2. Расположение статической и динамической неуравновешенностей на автобалансирах в: а – крыльчатке, б – хвостовике

Величины неуравновешенностей в плоскостях коррекции при этом равны $S_{im}=813,92$ г мм, $S_{sh}=780,42$ г мм. Они подобраны так, что вибрации кожуха (при отсутствии АБ и дополнительных масс на кожухе) превышают предельно допустимый уровень вибраций не менее чем в 2,5 раза. Это соответствует увеличению максимально допустимой неуравновешенности крыльчатки на один класс точности балансировки.

Измерение виброускорений на стенде (рис. 3, а) проводится с помощью датчиков акселерометров MMA6231Q 2AX (фирмы Motorola, рис. 3, б) с чувствительностью 1,5 g. Датчики соединены с персональным компьютером (рис. 3, д) через USB-осциллограф-IRIS (рис. 3, в, украинская сборка на базе аналогово-цифровой платы ADXL202EB-232A) (рис. 3, в) с USB интерфейсом (рис. 3, з).

Датчики и USB-осциллограф позволяют:

- измерять абсолютное виброускорение (в мВ);
- записывать осциллограмму виброускорений;
- определять количество составляющих виброускорений, их размахи (в мВ) и частоты (в Гц).

Для устранения контура заземления датчик вибрации изолируется от поверхности, на которую он устанавливается.

Датчики виброускорений устанавливались в трех позициях (рис. 4):

- на оси вращения вентилятора (на специальных платформах) со стороны: крыльчатки (рис. 4, позиция 1), хвостовика (рис. 4, позиция 2);

- на защитном кожухе вентилятора (рис. 4, позиция 3) (для обобщающей характеристики).

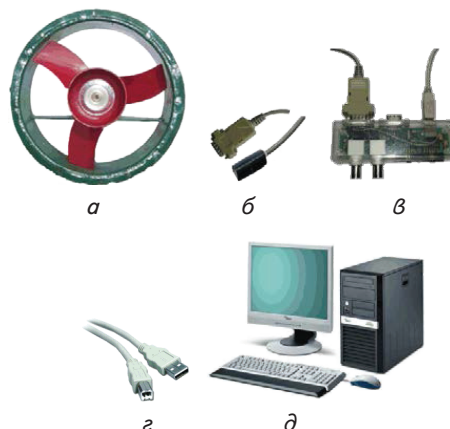


Рис. 3. Схема присоединения датчиков измерения виброускорений к стенду: а – стенд; б – датчик акселерометр; в – аналогово-цифровая плата; з – USB интерфейс; д – персональным компьютером

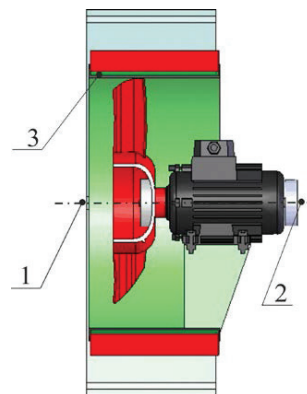


Рис. 4. Схема расположения датчиков измерения виброускорений: 1 – со стороны крыльчатки; 2 – со стороны хвостовика; 3 – на защитном кожухе

В процессе измерений определяются: мгновенные значения виброускорений, частоты и интенсивности составляющих колебаний, амплитуды виброскоростей (V) на частоте ω . USB-осциллограф проводит замер составляющих виброускорений U (в мВ). Для перехода к размерности м/с² используется стандартная формула [9]

$$A = k \cdot U / 2, \tag{2}$$

где k (м/(с² мВ)) – коэффициент перехода.

Амплитуда виброскорости находится по формуле

$$V = A / \omega = A / (2\pi n), \tag{3}$$

где n (об/мин) – частота вращения ротора.

Датчики выставляются таким образом, что реагируют на поперечные вертикальные колебания в плоскостях близких к плоскостям балансировки.

На стенде проводится четыре типа экспериментов.

Эксперимент 1. Определение вибрационных характеристик стенда.

Запускается электродвигатель в 1-ой конфигурации без дополнительных масс и снимаются показатели с дат-

чика 3. Условия проведения испытаний соответствуют ГОСТ 11442-90, ГОСТ 10921-90, ГОСТ 1940-1-90, ГОСТ 31350-2007, ГОСТ 31351-2007.

Определяются:

- мгновенные значения виброускорений на корпусе вентилятора в диапазоне частот 0–50 Гц (режим осциллографа);

- частоты и интенсивности составляющих колебаний в диапазоне до 50 Гц (режим спектрального анализатора).

Резонансные скорости вентилятора определяются на его выбеге, так как он намного продолжительнее разгона. При переходе через эти скорости, значительно увеличиваются вибрации корпуса электродвигателя. Для определения резонансных скоростей, USB-осциллограф запускается в режиме самописца и ведется наблюдение по диаграммам виброускорений (они отображают величину виброускорений в реальном времени).

Эксперимент 2. Исследование: ПП на участках разгона на крейсерского движения и выбега; влияния АВ и дополнительных масс на величину виброускорений.

USB-осциллограф запускается в режиме самописца и изучаются диаграммы виброускорений в реальном времени. Продолжительность каждого эксперимента 45 с.

При исследовании ПП выделяются следующие участки (рис. 5):

- покоя (участок 0, 0–3 с) – вентилятор выключен, шары (при их наличии) находятся в нижней части АВ;

- разгона (участок Ia, 3–4 с) – вентилятор включается и выходит на крейсерскую скорость; шары вначале (при малых скоростях вращения ротора) находятся в нижней части ротора, а затем (при достижении ротором определенной скорости) стремятся догнать ротор; после выхода ротора на крейсерскую скорость движение самого ротора и шаров в АВ еще не установлены;

- крейсерского неустановившегося движения (участок Ib, 4–8 с) – вентилятор работает на крейсерской скорости и вместе с шарами (при их наличии) стремится к установившемуся движению;

- крейсерского установившегося движения (участок II, 8–20 с) – вентилятор работает на крейсерской скорости и вместе с шарами (при их наличии) совершает установившееся движение;

- выбега (участок III, 20–45 с) – электродвигатель выключен; скорость вращения вентилятора постепенно снижается до 0; шары (при их наличии и при вращении ротора со скоростью меньшей за вторую резонансную) выходят из автобалансирующих положений.

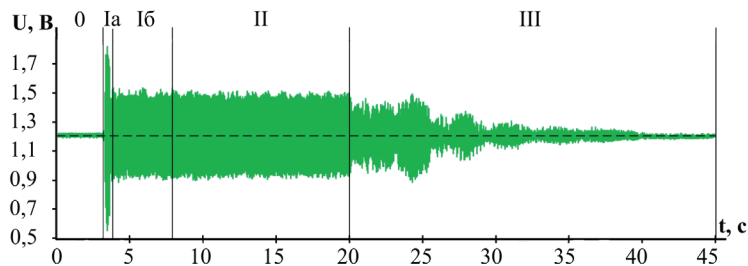


Рис. 5. Деление диаграммы виброускорений вентилятора на участки (показания сняты с датчика в поз. 2 для стенда в 1-ой конфигурации): Ia – участок разгона; Ib – участок крейсерского неустановившегося движения; II – участок крейсерского установившегося движения; III – участок выбега

На крейсерском установившемся движении (участок III) размах остаточных вибраций замеряется с помощью механических датчиков часового типа ГЧ-05 (Украина) ГОСТ 577-68 (ТУ2-034-611-84) (рис. 6).

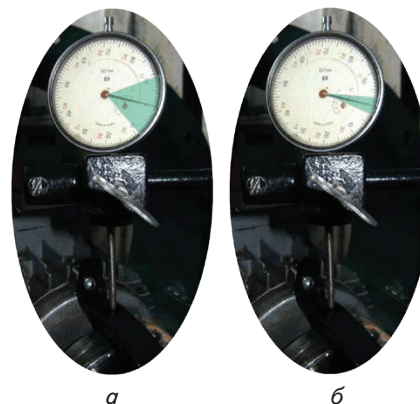


Рис. 6. Размах остаточных вибраций на механическом датчике: а – при отсутствии автобалансиров; б – при наличии 2-х автобалансиров

В эксперименте исследуется общее поведение вентилятора, поэтому численное измерение виброускорений не проводится.

Эксперимент 3. Исследование влияния АВ на участки разгона и выбега.

Показания снимаются с датчика 3. USB-осциллограф запускается в режиме самописца. Разгон и выбег изучаются по диаграммам виброускорений.

Эксперимент 4. Оценка эффективности балансировки.

USB-осциллограф запускается в режиме осциллограф. На диаграмме виброускорений проводится замер размахов виброускорений на участке крейсерского установившегося движения.

Для каждой конфигурации стенда:

- проводится n_e пусков и определяется среднее (арифметическое) значение размаха виброускорений – U_{avj} , $/j=1,4/$; результаты усреднения заносятся в табл. 2;
- определяется эффективность (в %) работы АВ (табл. 3):

$$\Delta_j = (1 - U_{avj}/U_{av1}) \cdot 100\%, /j=2,3,4/. \tag{4}$$

По результатам экспериментов в разных конфигурациях стенда делаются выводы: о участках разгона и выбега вентилятора; об эффективности работы АВ.

5. Результаты исследований процесса статической и динамической балансировки и их эффективности

5. 1. Общее оценка стенда

Так как

$$\frac{S_{im}}{S_{maxim}} \cdot 100\% = \frac{824,5}{878,57} \cdot 100\% = 94\%,$$

$$\frac{S_{sh}}{S_{maxsh}} \cdot 100\% = \frac{733,5}{776,42} \cdot 100\% = 95\%, \tag{5}$$

то балансировочные емкости АБ со стороны крыльчатки и хвостовика подобраны правильно – с запасом больше 5 %, за соответствующие неуравновешенности.

5. 2. Вибрационные характеристики стенда, источник вибраций

Анализ результатов 1-го эксперимента.

На спектральном анализаторе (рис. 7) установлено наличие одной гармонике колебаний (наблюдается четкий пик) с частотой вращения ротора электродвигателя 25 Гц (рис. 7, а), и практическое отсутствие других гармоник. Это объясняется балансировкой ротора электродвигателя по 2-му классу точности и бесшумностью работы последнего.

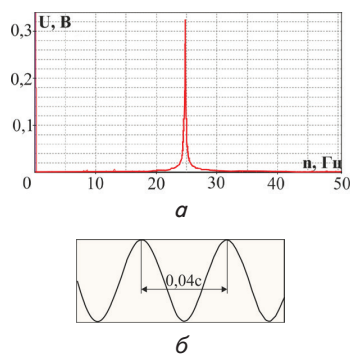


Рис. 7. Вибрационный анализ характерный для стенда во всех конфигурациях: а – спектрограмма; б – осциллограмма виброускорений

Таким образом, единственным источником вибраций является вращение неуровновешенностей с частотой вращения вентилятора. Это видно из:

- графика спектрального анализатора (рис. 7, а);
- осциллограммы виброускорений (рис. 7, б), на которой создана правильная синусоида; из последней следует наличие одного источника вибраций – неуровновешенности крыльчатки.

На диаграмме виброускорений (рис. 8 – часть участка выбега ротора) наблюдаются два четких пика, т. е. вентилятор имеет 2 резонансные скорости. На каждом пике определен период колебаний: $T_1=0,119$ с – на первом пике, $T_2=0,079$ с – на втором. Частота колебаний на пиках равна, соответственно:

$$n_1=1/0,119=8,4 \text{ Гц}, n_2=1/0,079=12,7 \text{ Гц}.$$

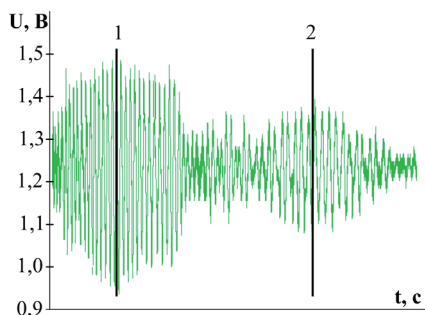


Рис. 8. Диаграмма виброускорений на выбега

Определение резонансных скоростей при помощи датчиков вибрации: более нагляд-

ное, чем при использовании многооборотных индикаторов [10]; оставляет после себя диаграмму виброускорений.

5. 3. Оценка ПП в разных конфигурациях стенда

5. 3. 1. Анализ результатов 2-го эксперимента

1. Участки пуска и разгона ротора.

При пуске шары почти неподвижны относительно кожуха крыльчатки и находятся в нижней части АБ (шероховатость беговой дорожки минимальная и силы тяжести больше сил вязкого сопротивления). При этом относительно корпуса АБ шары (под действием тангенциальных сил) движутся по беговой дорожке в сторону противоположную вращению ротора.

Затем (при достижении ротором скорости, при которой силы трения и вязкого сопротивления уравновесят силы тяжести шаров) шары начинают осуществлять вращательное движение вокруг оси вращения ротора и пытаются догнать его.

2. Участок крейсерского неустановившегося движения. После выхода ротора на крейсерскую скорость шары вначале быстро догоняют ротор, а затем медленно приходят в положения, в которых они балансируют неуровновешенность ротора.

3. Участок крейсерского установившегося движения. Шары вместе с ротором вращаются как одно целое.

4. Участок выбега. При выбега скорость вращения ротора постепенно снижается до 0. Шары вначале двигаются с ротором как одно целое, а затем (при переходе ротора через вторую резонансную скорость) выходят из автобалансирующих положений и вносят дополнительную неуровновешенность в систему. При достижении ротором определенной скорости шары под действием сил тяжести собираются в нижней части АБ. После остановки ротора шары под действием тангенциальных сил замедляются (совершая колебательные движения) и через некоторое время также останавливаются.

На рис. 9 показана диаграмма виброускорений (аналогичная рис. 5) для стенда в конфигурации 4. При снятии показаний с датчика 1 получаются аналогичные (качественно) диаграммы, но с большими амплитудами. Из полученных диаграмм следует, что:

- при отсутствии АБ получаются наихудшие характеристики на всех участках диаграммы виброускорений;
- при одном АБ (со стороны хвостовика или крыльчатки) результаты лучше, нежели в предыдущей конфигурации, но каждый АБ улучшает характеристики только со своей стороны;
- при двух АБ получаются наилучшие характеристики на всех участках диаграммы виброускорений.

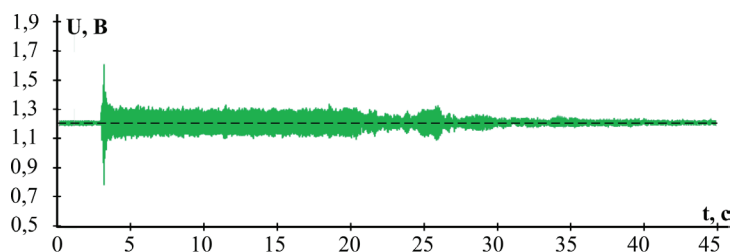


Рис. 9. Диаграмма виброускорений процесса балансировки (режим самописца) с датчика 2 для стенда в конфигурации 4

Такие же тенденции имеют место и при наличии дополнительных масс.

Показания с датчика в позиции 3 дают интегральные характеристики для датчиков в позициях 1 и 2.

Последующие эксперименты при исследовании ПП проводятся без дополнительных масс и показания снимаются только с датчика 3.

5.3.2. Анализ результатов 3-го эксперимента

Ниже показаны диаграммы напряжений, характеризующие вибрационное состояние вентилятора во время его работы, на участках разгона (рис. 10) и выбега (рис. 11, 12) на соответствующем промежутке времени.

Виброускорения оценивались по величине напряжений на пиках 1 и 2. В табл. 1 показано, на сколько уменьшается (в %) величина напряжений и время прохождения соответствующего пика (результаты конфигурации 2–4 сравниваются с – 1).

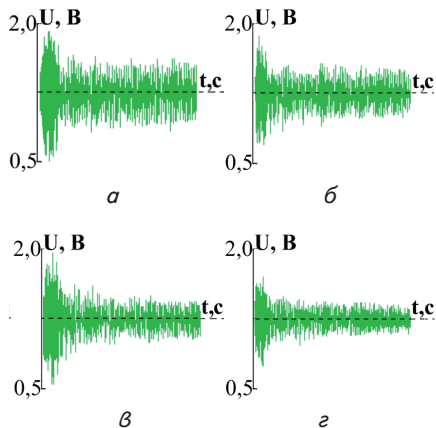


Рис. 10. Диаграмма напряжений на участках разгона и неустановившегося крейсерского движения при отсутствии дополнительных масс: а – без автобалансиоров; б – с автобалансиором в крыльчатке; в – с автобалансиором в хвостовике; г – с двумя автобалансиорами

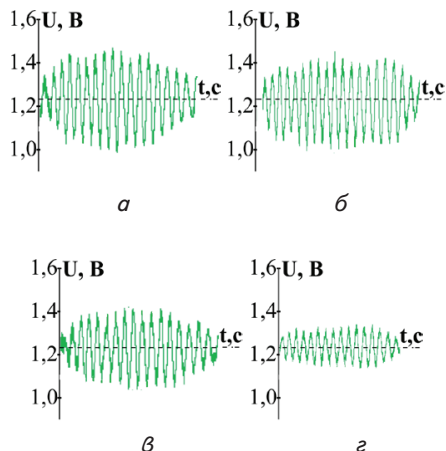


Рис. 11. Диаграмма напряжений на участке выбега (пик 1) при отсутствии дополнительных масс: а – без автобалансиоров; б – с автобалансиором в крыльчатке; в – с автобалансиором в хвостовике; г – с двумя автобалансиорами

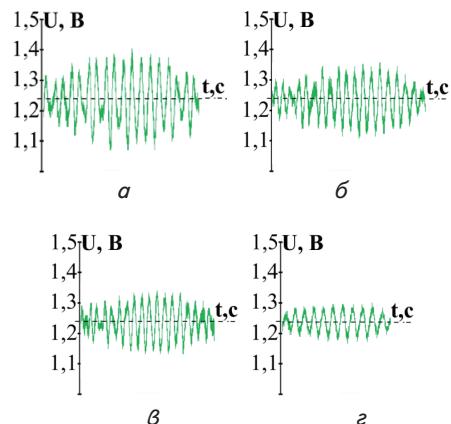


Рис. 12. Диаграмма напряжений на участке выбега (пик 2) при отсутствии дополнительных масс: а – без автобалансиоров; б – с автобалансиором в крыльчатке; в – с автобалансиором в хвостовике; г – с двумя автобалансиорами

Таблица 1

Характеристики диаграммы виброускорений на участках разгона и выбега

Конфигурация стенда	Участок разгона		Участок выбега				
	U, В	$\Delta U, \%$	пик I		пик II		
			U, В	$\Delta U, \%$	U, В	$\Delta U, \%$	
1	без АБ	1,26	0	0,62	0	0,33	0
2	АБ со стороны крыльчатки	1,10	-13	0,56	-10	0,30	-9
3	АБ со стороны хвостовика	1,43	13	0,48	-23	0,25	-24
4	2 АБ	1,17	-7	0,38	-39	0,23	-30

Анализ результатов 4-го эксперимента.

В табл. 2 занесены размахи виброускорений на крейсерской скорости при установившемся движении.

Таблица 2

Результаты экспериментов

Конфигурация стенда	Без дополнительных масс			С дополнительными массами			
	Положение и показания датчика ($U_{сер}, В$)						
	1	2	3	1	2	3	
1	без АБ	0,36	0,24	0,747	0,22	0,127	0,267
2	АБ со стороны крыльчатки	0,157	0,24	0,347	0,14	0,133	0,13
3	АБ со стороны хвостовика	0,28	0,17	0,733	0,17	0,053	0,25
4	2 АБ	0,067	0,053	0,137	0,047	0,05	0,117

Оценка виброскоростей (табл. 3) проводится в соответствии с ГОСТ 11442-90.

Виброскорости оценивались по величине напряжений (рис. 13, а) и наличии (рис. 13, б) дополнительных масс. На графиках рис. 13 показано изменение (в %) величины виброскорости (результаты конфигурации 2–4 сравниваются с – 1).

Таблица 3

Оценка виброскоростей и эффективности их уменьшения

Конфигурация стенда		Без дополнительных масс						С дополнительными массами					
		Положение датчика											
		1		2		3		1		2		3	
		V, мм/с	ΔV , %	V, мм/с	ΔV , %	V, мм/с	ΔV , %	V, мм/с	ΔV , %	V, мм/с	ΔV , %	V, мм/с	ΔV , %
1	без АБ	10,22	0	6,81	0	21,2	0	6,3	0	3,6	0	7,57	0
2	АБ со стор. кр.	4,45	56	6,81	0	9,84	54	4,0	36	3,79	-5	3,7	51
3	АБ со стор. хв.	7,95	22	4,83	29	20,82	2	4,83	23	1,51	58	7,1	7
4	2 АБ	1,89	81	1,51	78	3,88	82	1,33	79	1,42	61	3,31	57

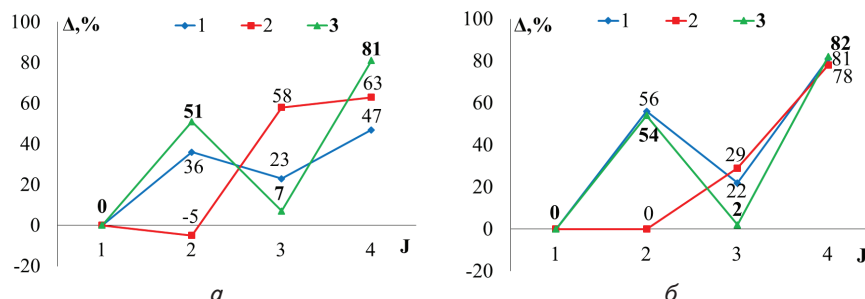


Рис. 13. График эффективности статической и динамической балансировки стенда вентилятора при различных его конфигурациях при: а – отсутствии дополнительных масс; б – наличии дополнительных масс; 1 – датчик со стороны крыльчатки; 2 – датчик со стороны хвостовика; 3 – датчик на защитном кожухе

Из табл. 3 следует, что:

- возникающие виброскорости (конфигурация 1, датчик 3) превышают предельно допустимые значения 6,3 мм/с (ГОСТ 11442-90) в 3,4 раза;
- подтверждена эффективность использования двух АБ (конфигурация 4, датчик 3): виброскорости снижаются по отношению к случаю отсутствия АБ в 5,5 раз; а по отношению к предельно допустимым значениям в 1,6 раз.

6. Обсуждение результатов исследования процесса балансировки шаровыми АБ крыльчатки осевого вентилятора

Спектральный анализ виброускорений на номинальной частоте вращения ротора показывает, что вибрации происходят с одной частотой – 25 Гц (частотой вращения крыльчатки). Это объясняется тем, что основными источниками вибраций являются обычная и аэродинамическая неуравновешенности и они подобные между собой. Поэтому обе этих неуравновешенности порождают вибрации с частотой вращения ротора.

Изучение виброускорений на выбеге ротора показывает, что у крыльчатки две резонансные частоты, хотя крыльчатка (отдельно взятая) является коротким ротором и имеет, соответственно, одну резонансную частоту. Это объясняется тем, что крыльчатка установлена в массивный корпус и динамически ведет себя как длинный ротор. Большая резонансная частота равна 12,7 Гц, что почти в 2 раза меньше рабочей частоты вращения крыльчатки. Поэтому рабочая частота вращения крыльчатки с запасом попадает в область наступления балансировки.

Анализ ПП в различных конфигурациях стенда во время разгона показал, что наличие одного АБ, как со стороны крыльчатки, так и со стороны хвостовика, не ухудшает

процесс разгона вентилятора. Это объясняется следующим образом: разгон ротора скоротечен (<1 сек); при пуске ротора шары располагаются в нижней части АБ и захватываются к движению только при больших скоростях ротора (над второй резонансной скоростью); шары очень быстро приходят в автобалансирующие положения. Таким образом, шары на участке разгона не вносят дополнительную неуравновешенность в систему.

Анализ ПП в различных конфигурациях стенда во время выбега показал, что на пиках: а) наличие одного АБ уменьшает:

- величину виброускорений со стороны крыльчатки, соответственно, на 20 % и 73 %, со стороны хвостовика – на 20 % и 43 %;

- длительность прохождения пиков со стороны крыльчатки – на 43 % и 19 %, со стороны хвостовика – на 43 % и 16 %;

б) наличие двух АБ, показывает наилучшие характеристики:

- величина виброускорений уменьшается – на 80 % и 60 %;
- длительность прохождения – на 48 % и 49 %.

Последнее объясняется тем, что в АБ на выбеге возникает застой шаров и шары задерживаются в балансирующих положениях почти до остановки ротора. А это уменьшает виброускорения на выбеге.

Так как автобалансировка наступает после прохождения резонансных скоростей, можно сделать вывод, что динамическая балансировка наступает быстрее статической.

Проверка эффективности статической и динамической балансировки (как при отсутствии, так и при наличии дополнительных масс, прикрепленных к защитному кожуху вентилятора) на участке крейсерского установившегося движения показала, что:

- а) один АБ, установленный со стороны крыльчатки:
 - значительно уменьшает виброускорения в своей плоскости (на 36+56 %);
 - почти не уменьшает виброускорения со стороны хвостовика (на 0+5 %);
 - значительно уменьшает виброускорения на защитном корпусе (на 51+56 %);
- б) один АБ, установленный со стороны хвостовика:
 - почти не меняет виброускорения на защитном корпусе (на 2+7 %);
 - незначительно уменьшает виброускорения со стороны крыльчатки (на 22+23 %);
 - значительно уменьшает виброускорения в собственной плоскости (на 29+58 %);
- в) два АБ значительно уменьшают виброускорения:
 - со стороны крыльчатки на 47+81 %;
 - со стороны хвостовика на 63+78 %;

– на защитном кожухе на 81÷82 %.

Присоединение дополнительных масс к защитному кожуху вентилятора, при отсутствии АБ:

– снижает величину виброускорений (они почти обратно пропорциональны суммарной массе подвижных частей вентилятора);

– не уменьшает неуравновешенности крыльчатки, и как следствие, не снижает нагрузки на подшипники.

Полученные результаты можно применять для:

– улучшения вибрационных характеристик вентиляторов серии ВО 06-300 на этапе изготовления;

– повышения эффективности балансировки вентилятора, как статической, так и динамической, во время эксплуатации или ремонтных работ.

Основной недостаток проведенных исследований – это возможность использования полученных результатов только для определенной серии вентиляторов. Однако он компенсируется тем, что эта серия имеет широкий ряд типоразмеров и полученные результаты могут быть применены к любому из них.

В дальнейшем планируется провести аналогичные исследования для других типов роторных машин.

7. Выводы

1. При номинальной частоте вращения крыльчатки единственным источником вибрации является неурав-

новешенность (как обычная, так и аэродинамическая), которая вызывает гармонические колебания с частотой вращения ротора (25 Гц). На выбеге ротора обнаружены две резонансные частоты – $n_1=8,4$ Гц и $n_2=12,7$ Гц, что соответствует длинному ротору на изотропных опорах.

2. Анализ ПП в различных конфигурациях стенда вентилятора показал, что:

– наличие АБ не ухудшает вибрационное состояние вентилятора на участке разгона;

– наличие АБ улучшает вибрационное состояние вентилятора на участке выбега (наибольшие виброускорения уменьшаются на 60÷80 %, а время прохождения пиков – на 48 %);

– для улучшения вибрационных характеристик вентилятора на участке крейсерского установившегося движения целесообразно балансировать его крыльчатку динамично двумя АБ.

3. Наиболее эффективным есть использование двух АБ. При отсутствии АБ возникают вибрации, превышающие в 3,4 раза предельно допустимые согласно ГОСТ 11442-90 значения. Наличие двух АБ уменьшает вибрации в 1,6 раз по отношению к предельно допустимым значениям и в 5,5 раз по отношению к случаю отсутствия АБ.

4. Присоединение дополнительных масс к защитному кожуху вентилятора уменьшает его вибрации, но не снижает нагрузки на подшипники.

Литература

1. Поляков, В. В. Насосы и вентиляторы [Текст] / В. В. Поляков, Л. С. Скворцов. – М.: Стройиздат, 1990. – 336 с.
2. Яценко, В. А. Дисбаланс как одна из причин вибрации роторов шахтных стационарных машин [Текст] / В. А. Яценко // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Сер. Гірничо-електромеханічна. – 2009. – Вип. 17 (157). – С. 284–291.
3. Зиборов, К. А. Дисбаланс как один из основных факторов, влияющий на работу роторов шахтных вентиляторов главного проветривания [Текст] / К. А. Зиборов, Г. К. Ванжа, В. Н. Марьенко // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2013. – № 3. – С. 734–740. – Режим доступа: http://www.mmf.spbstu.ru/mese/2013/734_740.pdf
4. Корнеев, Н. В. Аэродинамический дисбаланс турбоагрегатов и алгоритмы его прогнозирования [Текст] / Н. В. Корнеев // Машиностроитель. – 2008. – № 10. – С. 24–27.
5. Корнеев, Н. В. Расчет аэродинамического дисбаланса ротора турбокомпрессора ДВС [Текст] / Н. В. Корнеев, Е. В. Полякова // Автомобильная промышленность. – 2014. – № 8. – С. 13–16.
6. Корнеев, Н. В. Аэродинамический дисбаланс турбокомпрессора как причина снижения энергетических показателей двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Н. В. Корнеев, Е. В. Полякова // Техника машиностроения. – 2014. – Т. 21, № 1. – С. 51–57.
7. Пат. № 2419773 RU. Способ низкооборотной балансировки массы и аэродинамики высокооборотного лопаточного ротора. МПК G01M 1/00 (2006.01) [Текст] / Суворов Л. М.; заявитель и патентообладатель Суворов Л. М. – № 2009109011/28; заявл. 11.03.2009; опубл. 27.05.2011, Бюл. № 15.
8. Kim, J.-H. Optimization of the Aerodynamic and Aeroacoustic Performance of an Axial-Flow Fan [Text] / J.-H. Kim, B. Ovgor, K.-H. Cha, J.-H. Kim, S. Lee, K.-Y. Kim // AIAA Journal. – 2014. – Vol. 52, Issue 9. – P. 2032–2044. doi: 10.2514/1.j052754
9. Гусаров, А. А. Автобалансирующие устройства прямого действия [Текст] / А. А. Гусаров. – М.: Наука, 2002. – 119 с.
10. Яцун, В. В. Експериментальне дослідження ефективності зрівноваження крильчаток осевих вентиляторів пасивними автобалансирами [Текст] / В. В. Яцун, Г. Б. Філімоніхін // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – 2008. – Вип. 38. – С. 100–105.
11. Філімоніхін, Г. Б. Експериментальне визначення ефективності динамічного зрівноваження кульовими автобалансирами крильчатки осевого вентилятора [Текст] / Г. Б. Філімоніхін, Л. С. Олійниченко // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2011. – № 45. – С. 496–503.
12. DeSmidt, H. A. Automatic Balancing of Bladed-Disk/Shaft System via Passive Autobalancer Devices [Text] / H. A. DeSmidt // AIAA Journal. – 2010. – Vol. 48, Issue 2. – P. 372–386. doi: 10.2514/1.43832
13. Филимоныхин, Г. Б. Исследование возможности уравнивания аэродинамического дисбаланса крыльчатки осевого вентилятора корректировкой масс [Текст] / Г. Б. Филимоныхин, Л. С. Олійниченко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2015. – Т. 5, № 7 (77). – С. 30–35. doi: 10.15587/1729-4061.2015.51195
14. Goncharov, V. An increase of the balancing capacity of ball or roller-type auto-balancers with reduction of time of achieving auto-balancing [Text] / V. Goncharov, G. Filimonikhin, A. Nevdakha, V. Pirogov // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – Vol. 1, Issue 7 (85). – P. 15–24. doi: 10.15587/1729-4061.2017.92834