

Вестник Евразийской науки / The Eurasian Scientific Journal <https://esj.today>

2021, №1, Том 13 / 2021, No 1, Vol 13 <https://esj.today/issue-1-2021.html>

URL статьи: <https://esj.today/PDF/32SAVN121.pdf>

Ссылка для цитирования этой статьи:

Скрипов П.О., Марфуткин Е.А. Разработка программы балансировки вентиляторов судовой системы вентиляции // Вестник Евразийской науки, 2021 №1, <https://esj.today/PDF/32SAVN121.pdf> (доступ свободный).
Загл. с экрана. Яз. рус., англ.

For citation:

Skripov P.O., Marfutkin E.A. (2021). Development of a program for balancing the fans of the ship's ventilation system. *The Eurasian Scientific Journal*, [online] 1(13). Available at: <https://esj.today/PDF/32SAVN121.pdf> (in Russian)

Скрипов Павел Олегович

ФГАОУ ВО «Дальневосточный федеральный университет», Владивосток, Россия
Магистрант «Кораблестроение, океанотехника и системотехника объектов морской инфраструктуры»
E-mail: Pavel-vanino@mail.ru
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0988-9099>

Марфуткин Евгений Александрович

ФГАОУ ВО «Дальневосточный федеральный университет», Владивосток, Россия
Магистрант «Кораблестроение, океанотехника и системотехника объектов морской инфраструктуры»
E-mail: marfutkin.ea@mail.ru
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8282-6794>

Разработка программы балансировки вентиляторов судовой системы вентиляции

Аннотация. В данной статье рассматривается возможность повышения эффективности балансировки роторов судовых центробежных вентиляторов. В процессе эксплуатации вентиляционной системы есть вероятность смещения положения центра тяжести ротора, входящего в состав такой системы. В итоге это может привести к расшатыванию креплений подшипников, расцентровке роторов, созданию неприятного шума и к другим нарушениям, в том числе к сокращению сроков службы вентиляционных систем. Для предотвращения этого существует такой процесс как балансировка. Авторами представлена разработанная ими программа, которая позволяет производить балансировку судовых центробежных вентиляторов. Перед разработкой такой программы необходимо описать расчетную схему – это диск, который посажен на жёсткий вал и опирается на жёсткие опоры. Схема нужна для того, чтобы затем можно было вывести из неё системы уравнений для расчёта сил и моментов, которые затем будут использованы. Процесс балансировки описывается в двумерном пространстве – в плоскости, перпендикулярной оси вращения ротора. Все параметры на расчётной схеме, в том числе и вибрация в точках контроля, описываются комплексными величинами и могут быть представлены в виде векторов. После построения векторной диаграммы были определены параметры вектора вибрации, что и позволяет провести балансировку за счёт компенсации вектора дисбаланса. Представленная авторами программа позволяет рассчитать параметры вектора дисбаланса, а также то, каким образом можно его скомпенсировать – программой предоставляются данные о массе компенсаторного груза и значение угла, на которые данный груз необходимо переместить. После вес пробной массы изменяется и перемещается на угол, который вывела программа по частоте вращения, затем на стенде производится конечный замер вибрации на рабочей частоте вращения. Программа, написанная по данному алгоритму, правильно работает только при балансировке

однодискового ротора центробежного вентилятора. В результате представленная авторами программа позволяет добиться высокой точности определения тяжелого места и балансировки однодискового ротора. Также было выявлено, что при установке отбалансированного ротора в собственные опоры вентилятора происходит смещение центра тяжести и значение неуравновешенности немного возрастает. Исходя из выше сказанного сделаны выводы, что балансировку роторов необходимо проводить в собственных опорах центробежных вентиляторов, также необходимо усовершенствовать программу для балансировки многодисковых роторов всевозможных турбокомпрессоров и вентиляторов. После балансировки с помощью данной программы испытанные вентиляторы в течение года работают без нареканий.

Ключевые слова: балансировка роторов; вентиляторы центробежные; судовая система вентиляции; дисбаланс; вентиляция

Введение

Системы вентиляции применяются в самых разнообразных отраслях промышленности, в том числе ими обеспечивается нормальная атмосфера в судовых помещениях путем удаления загрязненного воздуха и замены его свежим. Необходимо учитывать производительность и эффективность центробежных вентиляторов в зависимости от нагрузки системы в желаемых областях применения [1]. Также потребность вентилирования помещений обусловлена тем, что в производственных и бытовых помещениях количество ионов в воздухе находится много ниже рекомендуемой отметки, что негативно влияет на здоровье человека [2]. При проектировании и эксплуатации судовых систем вентиляции основными факторами, принимаемыми во внимание, являются площадь вентилируемых помещений, объём и особенности расположения оборудования, а также величина тепловыделений как от производственных агрегатов, так и от обслуживающего персонала¹ [3]. По принципу действия вентиляция может быть естественной и искусственной.

Естественная вентиляция – осуществляется за счет перепада давления внутри и снаружи помещений. Данный вид вентиляции осуществляется через люки, двери, иллюминаторы.

Искусственная (принудительная) вентиляция – является более сложной и интересной, и осуществляется при помощи механических вентиляторов, в основном центробежных [4].

В процессе эксплуатации вентиляторов возможно смещение положения центра тяжести ротора вследствие прогиба вала, неравномерного износа лопаток и других причин. Смещение центра тяжести ротора вызывает появление неуравновешенной центробежной силы (дисбаланса), стремящейся изогнуть вал [5]. Вследствие этого при вращении ротора возникает вибрация, которая приводит к расшатыванию креплений подшипников, расцентровке роторов, созданию неприятного шума и к другим нарушениям, в том числе к сокращению сроков службы вентиляционных систем, а также нервную систему рабочего персонала [6]. Известна SDP (Symmertized dot pattern) методика обнаружения аналогичных сбояв в работе центробежных вентиляторов, позволяющая заранее выявить вышеуказанные проблемы путем предоставления протоколов технического обслуживания и мониторинга условий работы системы в режиме реального времени [7]. Однако для предотвращения выхода из строя роторов центробежных вентиляторов, необходимо их балансировать и развивать методы балансировки причем при первых признаках нарушения их работы.

¹ РД5.5584-89. Системы кондиционирования воздуха и вентиляции судов. Правила проектирования. – Москва: Изд-во стандартов, 1990. – 269 с.

Балансировка – это процесс определения значений и углов дисбалансов ротора и уменьшение их корректировкой его масс. Дисбаланс – векторная величина, равная произведению неуравновешенной массы на ее эксцентриситет. Вектор дисбаланса перпендикулярен оси ротора, проходит через центр неуравновешенной массы и вращается вместе с ротором².

Целью проводимых исследований является повышение эффективности балансировки роторов судовых центробежных вентиляторов.

Настоящая цель может достигаться различными способами, в том числе и путем повышения точности определения веса и положения корректирующих масс.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать расчетную схему балансируемой системы и вывести ее уравнения.
2. На основе расчетной схемы и выведенных уравнений разработать программу балансировки роторов судовых центробежных вентиляторов.
3. Проверить точность полученных расчетных данных с помощью физического эксперимента.
4. Определить основные факторы, влияющие на расхождение теоретических и экспериментальных данных.
5. Провести корректировку разработанной расчетной модели [8; 9].

Описание расчетной схемы и вывод ее уравнений

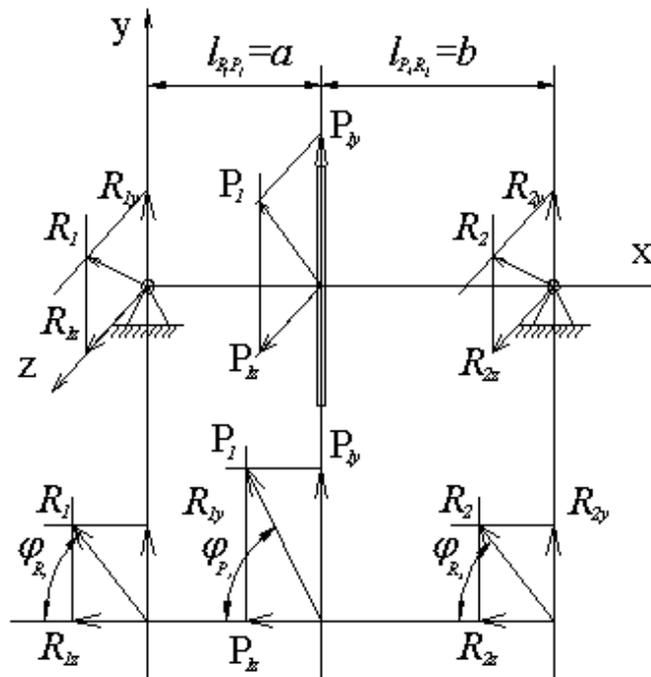


Рисунок 1. Расчетная схема двухопорного однодискового ротора (разработан авторами)

Расчетная схема представляет собой диск, посаженный на жесткий вал, который опирающийся на жесткие опоры (рисунок 1). Ввиду того, что система однодисковая то

² ГОСТ 19534-74. Балансировка вращающихся тел. Термины. – Москва: Изд-во стандартов, 1974. – 45 с.

балансировка имеет одну плоскость коррекции, а значение дисбаланса P_1 будет соответствовать реакции опоры R_1 с противоположным знаком. Для двух- и многодисковых роторов используют две плоскости коррекции и более сложные математические расчеты. Поэтому для составления уравнений по расчетной схеме необходимо разложить реакции опор и дисбалансы на составляющие на ось z и ось y . Затем нужно составить системы уравнений в плоскостях uox и zox , а именно уравнение сил и уравнение моментов относительно первой опоры и найти составляющие дисбалансов.

Процесс балансировки описывается в двухмерном пространстве, в плоскостях, перпендикулярных оси вращения ротора. Все параметры, в том числе и вибрация в точках контроля, описываются комплексными величинами и могут быть представлены в виде векторов, характеризующихся в полярной системе координат величиной (амплитудой) A и углом (фазой) φ относительно осей координат (рисунок 2).

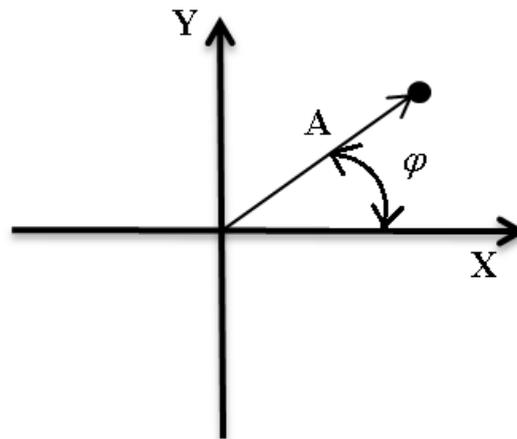


Рисунок 2. Представление комплексного параметра в полярной системе координат (разработан авторами)

Колебания машины на частоте вращения ротора ω_{rt} в одной точке контроля и в одном направлении, например, вертикальном Y , во времени описываются выражением, представленным ниже:

$$Y(t) = A \sin(\omega_{rt}t + \varphi) \quad (1)$$

где φ – фаза колебания.

Необходимо однозначно определить фазу колебания машины на частоте вращения ротора. Для этого принимаем за $t = 0$ момент начала сигнала с датчика угла поворота (датчика оборотов) ротора, то есть фаза колебания будет определяться временем запаздывания сигнала с датчика оборотов относительно сигнала вибрации (времени перемещения сигналом вибрации нулевого уровня с положительной производной). На рисунке 3а верхний график – проекция вращающегося вектора вибрации на ось Y определяется, как функция времени (фазы), нижний график – опорный сигнал (сигнал, фиксирующий прохождение метки на роторе мимо датчика оборотов). ΔT – временной интервал между опорным сигналом и нулем сигнала вибрации, φ – фаза из выражения 1. На рисунке 3б отображен этот же вектор в плоскости сечения ротора в момент времени $t = 0$. Здесь ДО – датчик оборотов, М – метка на роторе³.

³ Барков А.В. Балансировка машин на месте эксплуатации // А.В. Барков, А.Г. Шаблинский, М.А. Баркова. Методические указания к лабораторной работе №3. – СПб: СЕВЗАПУЦЕНТР. – 2013. – 80 с.

Построение векторной диаграммы начинается с откладывания на окружности вектора А (Ya) – вектор вибрации в исходном состоянии ротора, то есть с неизвестными нам неуравновешенными массами. Затем необходимо установить в любом угловом положении пробную массу, предварительно взвешенную, Mпр., измерить и построить на окружности получившийся при этом вектор вибрации В (Yb) – он уже характеризует суммарное влияние на вибрацию неизвестного нам исходного дисбаланса плюс известного нам внесенного небаланса от пробной массы. Далее из конца вектора «А» к концу вектора «В» строится вектор «С», построение векторов представлено на рисунке 4.

Из векторного построения следует, что вектор «С» есть не что иное как разность между векторами «В» и «А»: $C = B - A$. Таким образом, вектор «С» в чистом виде характеризует ту вибрацию, которая возникает только от установки пробной массы Mпр. В результате векторного построения становится известным влияние пробной массы Mпр на вибрацию ротора – это влияние характеризуется результирующим вектором «С».

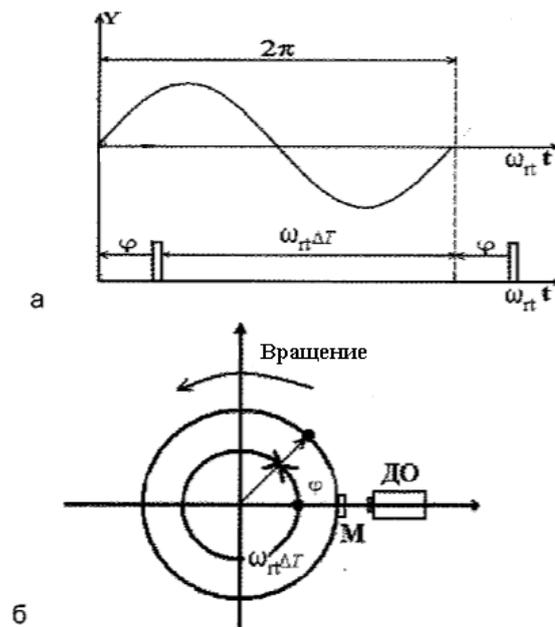


Рисунок 3. Связь сигнала вибрации и сигнала с датчика оборотов с углом поворота ротора, определяемого нанесенной на него меткой (разработан авторами)

Тогда цель балансировки (полная компенсация вектора «А» исходного дисбаланса) будет достигнута, если удастся определить величину и положение уравновешивающей массы, при которой вектор «С» будет равняться вектору «А» по величине и противоположен по направлению. Исходя из векторного построения можно сделать вывод, что цель будет достигнута, если пробную массу сместить по направлению разметки ротора на угол «Yс» (то есть в ту же сторону и на тот же угол, на который надо повернуть вектор «С» для его совмещения с вектором «А») и изменить пробную массу в соотношении, представленном ниже⁴:

$$M_{ур} = M_{пр} \cdot \frac{A}{C} \quad (2)$$

⁴ Автоматизация измерений. Динамическая балансировка роторных механизмов // ВиТэк: сайт. URL: <http://www.vitec.ru/db/portal/spe/> (дата обращения: 10.12.2019).

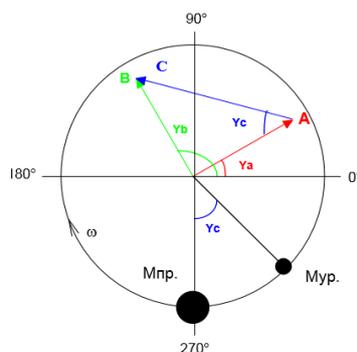


Рисунок 4. Векторное построение (источник: *Динамическая балансировка прецизионного токарного модуля. Проблема дисбаланса и методы её решения // Вестник Газпроммаша, выпуск 7. URL: http://www.gazprommash.ru/factory/vestnik/vestnik7/vestnik7_st15 (дата обращения: 19.01.21))*

Все работы по балансировки жестких роторов проводятся в лаборатории при Дальневосточном Федеральном Университете, с помощью комплекса виброизмерительной аппаратуры производства компании Брюль и Кьер, Дания. Общий вид комплекса представлен на рисунке 5, в его состав входят: датчики виброускорения (акселерометры), оптический датчик измерения частоты вращения ротора (тахометр) и многоканальная система анализа. Таходатчик представляет собой оптический датчик, реагирующий на метку, наклеенную на вал объекта исследования. Импульсы напряжения передаются на анализатор, в котором с помощью специальной программы производится расчет частоты вращения и далее преобразуются в графики зависимости амплитуды вибрации ротора от частоты вращения. На экране отображаются, четко выделенные синусоиды дисбаланса, которые необходимо устранить при помощи балансировки, а для этого необходимо рассчитать угол и место неуравновешенности. Для быстроты выполнения данной операции необходимо написать программу для персонального компьютера ввиду того, что оборудование довольно старое и во время обучения на бакалавриате мы разбирали основы работы среды Matlab, было принято решение писать программу в данной среде и более ранней версии, а именно Matlab 2007.

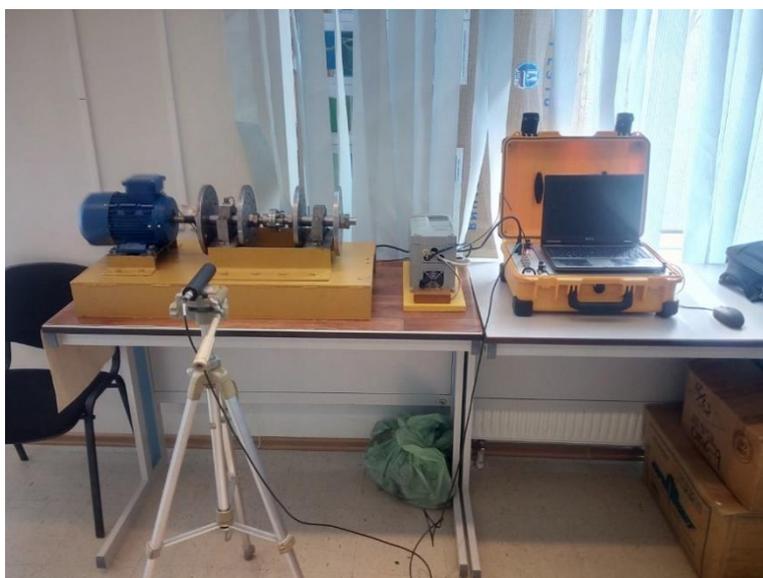


Рисунок 5. Общий вид измерительного комплекса (фото сделано авторами)

Программа балансировки

Алгоритм программы представлен на рисунке 6. Сначала производится замер вибрации без воздействия на систему пробной массы, на рабочей частоте вращения, для определения состояния ротора центробежного вентилятора. Затем в программу вводятся значения (эл.2) параметров вектора «А» (без пробного грузом, воздействие только неуравновешенности), присваивается значение амплитуды с опоры дисбалансу (эл.3). Далее на диск вешается пробная масса m_1 , снова запускается вращение ротора с той же частотой, что и в первый раз, снимаются параметры (эл.4) вектора «В» (с пробным грузом), присваивается значение амплитуды с опоры дисбалансу (эл.5) возникшего в результате закрепления пробного груза. По теореме косинусов рассчитывается модуль вектора «С» (эл.6), для расчета угла вектора «С», необходимо определить угол ω_A (эл.7). После, в зависимости от условия, угол какого вектора больше « φ_{1A} » или « φ_{1B} », (эл.8) рассчитывается угол вектора «С».

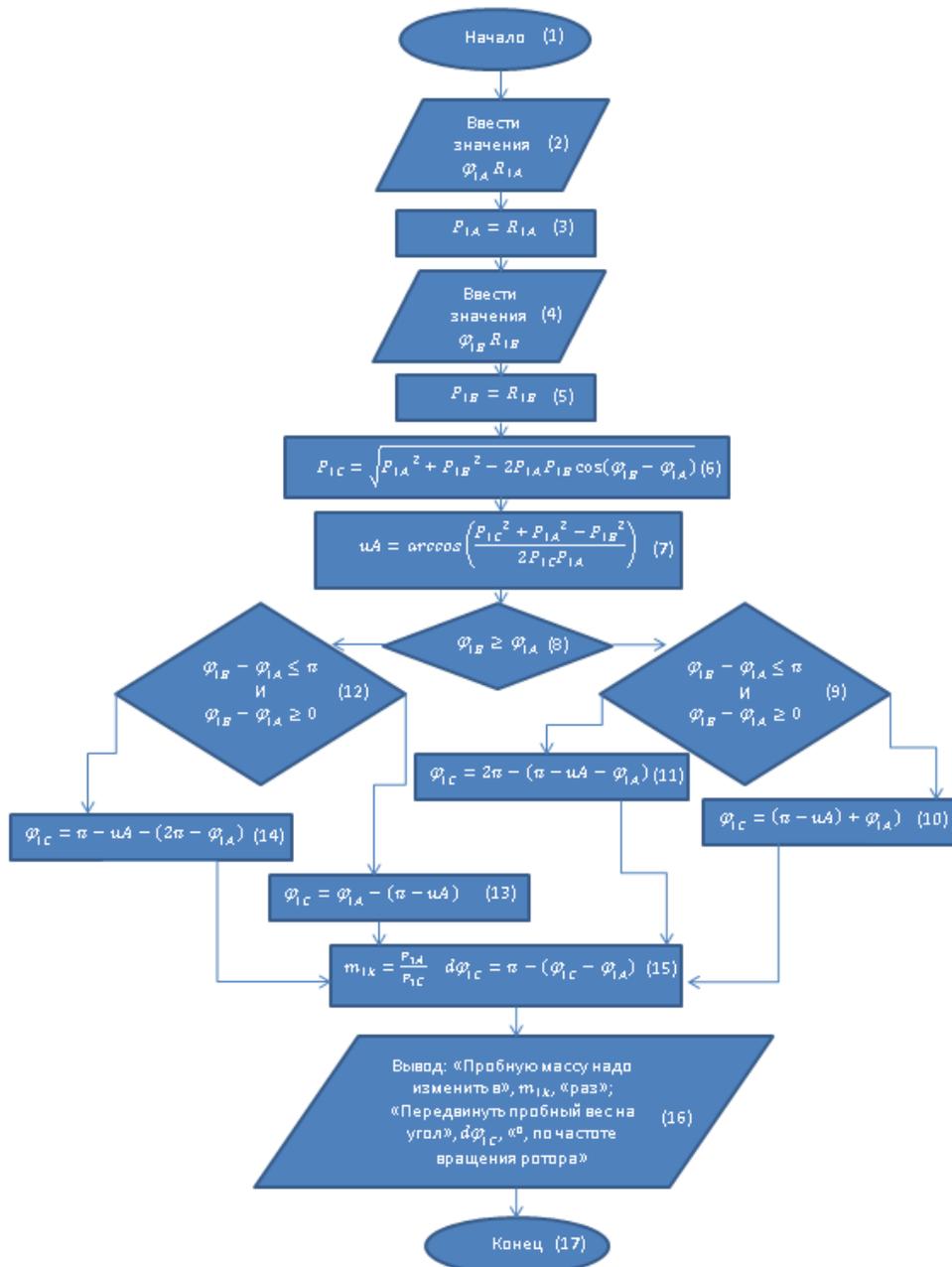


Рисунок 6. Алгоритм балансировки двухопорного однодискового ротора (разработан авторами)

В конце программа рассчитывает, насколько нужно изменить пробную массу, и на какой угол переместить данную массу (эл.9) и выводит эти значения. После изменяется вес пробной массы и перемежается на угол, который вывела программа, по частоте вращения. После чего запускается стенд и производится конечный замер вибрации на рабочей частоте вращения. В итоге производятся выводы по корректности работы написанной программы, все показания записываются в книгу учета измерений, для отслеживания точности измерений и корректировки программы. Программа написанная по данному алгоритму правильно работает, только при однодисковом роторе центробежного вентилятора.

Заключение

С помощью данной программы балансировки, после обкатки её на испытательном стенде удалось добиться высокой точности определения тяжелого места и балансировки однодискового ротора. Но также выявлено, что при установке отбалансированного ротора в собственные опоры вентилятора, происходит смещение центра тяжести и значение неуравновешенности немного возрастает. Исходя из выше сказанного сделаны выводы, что балансировку роторов необходимо проводить в собственных опорах центробежных вентиляторов, также необходимо усовершенствовать программу для балансировки многодисковых роторов всевозможных турбокомпрессоров и вентиляторов. Но поставленная цель достигнута, и программа позволяет балансировать центробежные вентиляторы с высокой точностью. После балансировки с помощью данной программы все испытываемые вентиляторы используемые в системах вентиляции судов, в течение года работают без нареканий.

Благодарим Дальневосточный Федеральный Университет за предоставление научной лаборатории и купленное оборудование, также благодарим судоремонтное предприятие ООО «СК Первомайское» за предоставленные образцы судовых центробежных вентиляторов, для обкатки нашей программы балансировки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Onma P., Chantrasmī T. Comparison of two methods to determine fan performance curves using computational fluid dynamics. 8th TSME-International conference on mechanical engineering (TSME-INCOME 2017). 297 (2018), p 8.
2. Власов В.Н. Обзор конструктивных решений ионизаторов воздуха для систем вентиляции машинного помещения // В.Н. Власов, Д.С. Мизгирев, М.А. Борисов. Проблемы использования и инновационного развития внутренних водных путей в бассейнах великих рек. Труды конгресса «Великие реки». – 2018. – №7. – 4 с.
3. Мизгирев Д.С. Анализ требований действующей нормативной документации к системам вентиляции судовых помещений // Д.С. Мизгирев, М.А. Борисов. Проблемы использования и инновационного развития внутренних водных путей в бассейнах великих рек. Труды конгресса «Великие реки». – 2019. – №8. – 7 с.
4. Власов В.Н. Пути модернизации судовой системы вентиляции машинного помещения // В.Н. Власов, А.С. Курников, Д.С. Мизгирев. Проблемы использования и инновационного развития внутренних водных путей в бассейнах великих рек. Труды конгресса «Великие реки». – 2017. – №6. – 3 с.
5. Каракаев А.Б. Устройства вентиляции и кондиционирования воздуха / А.Б. Каракаев, А.Г. Рябинин, Г.А. Рябинин. – М.: Петровская академия наук и искусств, 1997. – 128 с.
6. Zhao S., Ren X., Deng W., Lu K., Yang Y., Fu C. A transient characteristic-based balancing method of rotor system without trail weights. Mechanical Systems and Signal Processing. 148 (2021) 107–117.
7. Gonzalez J., Fernandez Oro J.M., Delgalo L., Mendez D., Arguelles K.M., Velarde-Suarez S., Rodriguez D. Symmetrized dot pattern analysis for the unsteady vibration state in a Sirocco fan unit. Applied Acoustics. 152 (2019) 1–12.
8. Vojtko I., Baron P., Pollak M., Kascak J. Examining the Effect of Alignment of the Rotor of the Emissions Exhaust Fan on Its Operating Parameters. Hindawi, Advances in Materials Science and Engineering. (2019) 13 p.
9. Peng Z.K., Tse P.W., Chu F.L. An improved Hilbert-Huang transform and its application in vibration signal analysis. Journal of Sound and Vibration. 1–2 (2005) 187–205.

Skripov Pavel Olegovich

Far Eastern federal university, Vladivostok, Russia
E-mail: Pavel-vanino@mail.ru
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0988-9099>

Marfutkin Evgenii Aleksandrovich

Far Eastern federal university, Vladivostok, Russia
E-mail: marfutkin.ea@mail.ru
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8282-6794>

Development of a program for balancing the fans of the ship's ventilation system

Abstract. The article examines the possibility of improving the efficiency of balancing the rotors of marine centrifugal fans. During the operation of the ventilation system, there is a possibility of shifting the position of the center of gravity of the rotor that is part of such a system. It, in turn, triggers vibration when the rotor turns which leads to loosening of the bearing mounts, misalignment of the rotors, creating unpleasant noise and other disturbances, including reduction the service life of ventilation systems. There is a process called balancing to prevent such consequences. Before developing this program, it is necessary to describe the calculation scheme – this is a disk that is installed on a rigid shaft and rests on rigid supports. The scheme is necessary in order to then obtain from it a system of equations for calculating forces and moments, which will then be used. The balancing process is described in two-dimensional space – in a plane perpendicular to the axis of rotation of the rotor. All parameters in the calculation scheme, including the vibration at the control points, are described by complex values and can be represented as vectors. After constructing a vector diagram, the parameters of the vibration vector are determined, which allows balancing by compensating for the imbalance vector. The program presented by the authors allows to calculate the parameters of the imbalance vector, as well as how it can be compensated (the program provides data on the mass of the compensatory load and the value of the angle to which this load must be moved). After that, the weight of the test mass changes and moves to the angle that the program output, according to the speed of rotation, then the final measurement of vibration at the operating speed is performed on the stand. The program written according to this algorithm works correctly only when balancing the single-disc rotor of a centrifugal fan. As a result, the program presented by the authors allows you to achieve high accuracy in determining the heavy place and balancing the single-disc rotor. It was also found that when the balanced rotor is installed in the fan's own supports, the center of gravity shifts and the unbalance value increases slightly. Based on the above, it is concluded that the balancing of the rotors must be carried out in their own supports of centrifugal fans, and it is also necessary to improve the program for balancing multi-disc rotors of various turbochargers and fans. After balancing with the help of this program, the tested fans work without complaints for a year.

Keywords: balancing rotors; centrifugal fans; ship's ventilation system; imbalance; ventilation