

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«ПРИДНІПРОВСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ
БУДІВНИЦТВА ТА АРХІТЕКТУРИ»**

ВІСНИК

**ПРИДНІПРОВСЬКОЇ
ДЕРЖАВНОЇ АКАДЕМІЇ
БУДІВНИЦТВА ТА АРХІТЕКТУРИ**

НАУКОВО-ПРАКТИЧНИЙ ЖУРНАЛ

Заснований у травні 1997 року

№ 1 (237-238)

січень – лютий 2018

Дніпро 2018

УДК 628.517:621.51

DOI: 10.30838/J.BPSACEA.2312.170118.27.37

ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ НА РАБОЧИХ МЕСТАХ ЗА СЧЕТ СНИЖЕНИЯ ШУМА И ВИБРАЦИИ МЕСТАХ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК

БЕЛИКОВ А. С.¹, *д-р техн. наук, проф.*,

МАМОНТОВ А. В.², *ст. преп.*,

ШАЛОМОВ В. А.³, *канд. техн. наук, доц.*

¹Кафедра безопасности жизнедеятельности, Государственное высшее учебное заведение «Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры», ул. Чернышевского, 24-а, г. Днепро, 49005, Украина. тел. +38 (056) 756-34-73, e-mail: bgd@mail.pgasa.dp.ua, ORCID ID: 0000-0001-5822-9682

²Кафедра охраны труда, Харьковский национальный университет радиоэлектроники, пр. Науки, 14, г. Харьков, 61000, Украина. тел. +38 (057) 702-13-60, e-mail: mamont.ol.vik@ukr.net, ORCID ID: 0000-0003-1464-8644

³Кафедра безопасности жизнедеятельности, Государственное высшее учебное заведение «Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры», ул. Чернышевского, 24-а, г. Днепро, 49005, Украина. тел. +38 (056) 756-34-57, e-mail: shalomov1709@gmail.com, ORCID ID: 0000-0002-6880-932X

Аннотация. *Постановка проблемы* - повышение безопасности на рабочих местах за счет внедрения в производство авторских методов и средств снижения вибрации и шума в источниках, входящих в состав компрессорных устройств. *Методы* - системный анализ в области фундаментальных исследований колебательных процессов, вибрации и шума; стандартные и предложенные авторами расчетные и экспериментальные методы исследования колебательных систем с неуравновешенными роторами компрессорных агрегатов. *Результаты.* Основными источниками повышенного механического шума и вибрации на низких частотах являются неуравновешенные роторы блоков сжатия. Возникновение вибрации при вращении неуравновешенного ротора объясняется наличием вибрационных сил, частота которых совпадает с частотой вращения, а модуль пропорционален величине неуравновешенности. Уровень шума от вибрирующей поверхности зависит от ее формы, площади и виброскорости. В общем случае неуравновешенность жесткого ротора имеет две составляющие: статическую и моментную. Для уравновешивания роторов применяются различные способы, суть которых сводится к корректировке неуравновешенных масс. Это может быть достигнуто путем снятия или добавления определенной массы в плоскостях коррекции путем высверливания, стачивания, припаивания, приваривания или приклеивания. В процессе эксплуатации компрессорных установок часто возникают эксплуатационные дисбалансы из-за влияния агрессивной среды (пыли, едких химических веществ и других факторов). Высокая скорость и наличие приводов вращения роторов в процессе балансировки являются причиной высокой опасности травмирования людей. Предложенные методы и средства могут быть внедрены не только на предприятиях-изготовителях компрессорных установок, но и на ремонтных участках предприятий, эксплуатирующих компрессорные установки, например, предприятий стройиндустрии. *Научная новизна* заключается в представлении новых методов и средств измерения неуравновешенностей, которые, по мнению авторов статьи, не уступают аналогам в эффективности и являются более безопасными. *Практическая значимость* - возможность использования предложенных методов и средств непосредственно на ремонтных участках предприятий стройиндустрии. Это позволит сохранить время и финансовые затраты на ремонт компрессорных установок, что способствует снижению шума и вибрации во время их работы.

Ключевые слова: компрессор; ротор; шум; вибрация; дисбаланс; маятниковая рама; свободные колебания

ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ НА РОБОЧИХ МІСЦЯХ ЗА РАХУНОК ЗНИЖЕННЯ ШУМУ І ВІБРАЦІЇ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ КОМПРЕСОРНИХ УСТАНОВОК

БЕЛІКОВ А. С.¹, *д-р техн. наук, проф.*,

МАМОНТОВ О. В.², *ст. викл.*,

ШАЛОМОВ В. А.³, *канд. техн. наук, доц.*

¹Кафедра безпеки життєдіяльності, Державний вищий навчальний заклад «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», вул. Чернишевського, 24-а, Дніпро, 49005, Україна. тел. +38 (056) 756-34-73, e-mail: bgd@mail.pgasa.dp.ua, ORCID ID: 0000-0001-5822-9682

²Кафедра охорони праці, Харківський національний університет радіоелектроніки, пр. Науки, 14, м. Харків, 61000, Україна, тел. +38 (057) 702-13-60, e-mail: mamont.ol.vik@ukr.net, ORCID ID: 0000-0003-1464-8644

³Кафедра безпеки життєдіяльності, Державний вищий навчальний заклад «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», вул. Чернишевського, 24-а, Дніпро, 49005, Україна. тел. +38 (056) 756-34-57, e-mail: shalomov1709@gmail.com, ORCID ID: 0000-0002-6880-932X

Анотація. *Постановка проблеми* - підвищення безпеки на робочих місцях за рахунок упровадження у виробництво авторських методів і засобів зниження вібрації і шуму в джерелах, що входять до складу компресорних пристроїв. *Методи* - системний аналіз у галузі фундаментальних досліджень коливальних процесів, вібрації і шуму; стандартні й запропоновані авторами розрахункові й експериментальні методи дослідження коливальних систем із неврівноваженими роторами компресорних агрегатів. *Результати.* Робота компресорних установок пов'язана з підвищеними рівнями шуму і вібрації. Ці шкідливі виробничі фактори негативно впливають на людину як прямо, так і опосередковано. Без своєчасного вжиття превентивних заходів ризики за вищевказаними небезпеками різко зростають. Основні джерела підвищеного механічного шуму і вібрації на низьких частотах - це неврівноважені ротори блоків стиснення. У всіх розглянутих джерелах неврівноваженість роторів є причиною підвищеної вібрації і механічного шуму. Виникнення вібрації пояснюється наявністю вібраційних сил, частота яких збігається з частотою обертання, а модуль пропорційний величині неврівноваженості (дисбалансу). Рівень шуму від віброуючої поверхні залежить від її форми, площі і вібраційної швидкості. У загальному випадку неврівноваженість жорсткого ротора має дві складові: статичну і моментну. Для врівноваження роторів застосовуються різні способи, суть яких зводиться до коректування неврівноважених мас. Це може бути досягнуто шляхом зняття або додавання певної маси в площинах корекції шляхом висвердлювання, сточування, припаювання, приварювання або приклеювання. Процес вимірювання та усунення неврівноваженості роторів називається балансуванням. Наразі застосовується кілька типів балансувальних верстатів. Найбільш поширені дорезонансний і зарезонансний балансувальні верстати. Запропоновані авторами методи та засоби можуть бути впроваджені не тільки на підприємствах-виробниках компресорних установок, а і на ремонтних ділянках підприємств, що експлуатують компресорні установки, наприклад, підприємств будівельної індустрії. *Наукова новизна* - полягає в поданні нових методів і засобів вимірювання неврівноваженості, які, на думку авторів статті, не поступаються аналогам в ефективності і більш безпечні. *Практична значимість* - полягає в можливості використання запропонованих методів і засобів безпосередньо на ремонтних ділянках підприємств будівельної індустрії. Це дозволить скоротити час і фінансові витрати на ремонт компресорних установок, що сприяє зниженню шуму і вібрації під час їх роботи. В кінцевому підсумку впровадження запропонованих методів і засобів підвищить безпеку на робочих місцях підприємств будівельної індустрії, пов'язаних із роботою компресорних установок.

Ключові слова: компресор; ротор; шум; вібрація; дисбаланс; маятникова рама; вільні коливання

IMPROVING SAFETY IN WORKPLACES WHEN OPERATING THE COMPRESSOR UNITS FOR THE ACCOUNT OF NOISE REDUCTION AND VIBRATION

BELIKOV A. S.¹, *Dr. Sc(Tech).*, *Prof.*,
MAMONTOV A. V.^{2*}, *Senior lecturer*,
SHALOMOV V. A.³, *Cand. Sc.(Tech)*, *Assoc. Prof.*,

¹Department of Life Safety, SHEE «Pridneprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture», 24-A, Chernishevskogo st., Dnipro, 49005, Ukraine, phone +38 (056) 756-34-73, e-mail: bgd@mail.pgasa.dp.ua, ORCID ID: 0000-0001-5822-9682

²Department of labour protection, Kharkiv National University of Radioelectronics, 14, Science, av., Kharkiv, 61000, Ukraine, phone +38 (057) 702-13-60, e-mail: mamont.ol.vik@ukr.net, ORCID ID: 0000-0003-1464-8644

³Department of Life Safety, SHEE «Pridneprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture», 24-A, Chernishevskogo st., Dnipro, 49005, Ukraine, phone +38 (056) 756-34-57, e-mail: shalomov1709@gmail.com, ORCID ID: 0000-0002-6880-932X

Abstract. *Purpose.* Increase of safety at working places due to introduction in manufacture of author's methods and means of decrease in vibration and noise in the sources which are a part of compressor devices. *Method.* System analysis in the field of fundamental research of oscillatory processes, vibration and noise; application of standard and proposed calculation and experimental methods for studying oscillatory systems with unbalanced rotors of compressor units; mathematical modeling of processes. *Results.* The work of compressor plants is associated with increased levels of noise and vibration. These harmful production factors adversely affect the person and act on it both directly and indirectly. Without the timely use of preventive measures, the risks of the above hazards will increase dramatically. In the course of the study, it became apparent that methods and means of eliminating the causes of increased vibration and noise in compressor plants to date have not been fully understood. The main sources of increased mechanical noise and vibration at low frequencies are unbalanced rotors of compression blocks. Unbalanced rotors are the cause of increased vibration and mechanical noise. In all considered sources, the imbalance of the rotors is the cause of increased vibration and mechanical noise. The appearance of vibration in the rotation of an unbalanced rotor is due to the presence of vibration forces whose frequency coincides with the rotational frequency, and the module is proportional to the magnitude of imbalance (imbalance). The level of noise from the vibrating surface depends on its shape, area and vibration velocity. In general, the unbalance of a hard rotor has two components: static and momentary. Different methods are used to balance the rotors, the essence of which is to adjust the unbalanced masses. This can be achieved by removing or adding a certain mass in correction planes by drilling, staining, soldering, welding or gluing. The process of measuring and eliminating the disequilibrium of the rotors is called balancing. Currently, several types of

balancing machines are used. The most common are resonant and after resonance balancing machines, on which the corresponding measuring methods (before resonance and after resonance) are realized. In operation of compressor plants, operational imbalances often arise due to the impact of an aggressive environment (dust, caustic substances and other factors). Both of the considered machine tools (the method) have drawbacks, which limit their efficiency and the possibility of using on repair sites of construction industry enterprises. These include the need for pre-setting the machine, limited accuracy of measurement at one start, the effect of external and internal interference on the measurement result. High speed and the presence of rotary rotor drives during the balancing process are the cause of a high risk of injury to people. Balancing rotors in specialized machine-building enterprises usually requires high financial and time costs. As a result, compressor installations are used for complete wear with increased noise and vibration. Currently developed and patented vibration methods and instruments for measuring the imbalance of rotors, based on measuring the frequency of free fading oscillations of the swivel frames. Different methods are used to balance the rotors, the essence of which is to adjust the unbalanced masses. This can be achieved by removing or adding a certain mass in correction planes by drilling, staining, soldering, welding or gluing. In operation of compressor plants, operational imbalances often arise due to the impact of an aggressive environment (dust, caustic substances and other factors). High speed and the presence of rotary rotor drives during the balancing process are the cause of a high risk of injury to people. The proposed methods and means can be implemented not only at the enterprises producing compressor plants, but also on repair sites of enterprises that operate compressor plants, for example, construction industry enterprises. **Scientific novelty.** It is the presentation of new methods and means of measuring imbalances, which, in the opinion of the authors of the article, are not inferior to the analogues in efficiency and are safer. **Practical meaningfulness.** It consists in the possibility of using the proposed methods and tools directly on the repair sites of the construction industry enterprises. This will reduce the time and financial costs of repairing compressor plants, thereby reducing noise and vibration during their operation. Ultimately, the introduction of the proposed methods and tools will increase the safety of the enterprises in the construction industry associated with the operation of compressor plants.

Keywords: *compressor; rotor; noise; vibration; imbalance; pendulum frame; free oscillations*

Постановка проблемы. Работа компрессорных установок связана с повышенными уровнями шума и вибрации. Эти вредные производственные факторы негативно влияют на человека и оказывают на него как прямое, так и косвенное действие. Согласно данным рабочих органов Фонда социального страхования Украины, примерно 19 % от общего числа профессиональных заболеваний за 2017 г. приходится на виброболезнь и заболевания органов слуха, что является проявлением прямого негативного действия. Косвенное действие повышенного шума и вибрации проявляется общей заболеваемости, в повышении производственного травматизма и в снижении производительности труда [1].

Анализ последних исследований и публикаций. По данным Государственной службы статистики Украины, с 2016 г. отмечается рост объемов строительства и промышленного производства, где компрессорные установки получили широкое распространение во многих производственных процессах.

Очевидно, что без своевременного принятия превентивных мер риски по вышеуказанным опасностям резко возрастут. В ходе исследования стало очевидно и то, что способы и средства устранения причин

повышенной вибрации и шума в компрессорных установках на сегодняшний день изучены не достаточно полно.

Целью статьи является демонстрация и внедрение в производство авторских методов и средств снижения вибрации и шума в источниках, входящих в состав компрессорных устройств.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- выявить источники повышенного механического шума и вибрации в компрессорных устройствах;
- установить связь неуравновешенности ротора с повышенным шумом и вибрацией;
- привести описание современных методов и средств измерения неуравновешенностей жестких роторов;
- привести описание и обосновать безопасность разработанных (авторских) методов и средств измерения неуравновешенностей роторов.

Изложение материала. Основными источниками повышенного механического шума и вибрации на низких частотах являются неуравновешенные роторы блоков сжатия (см. рис. 1).

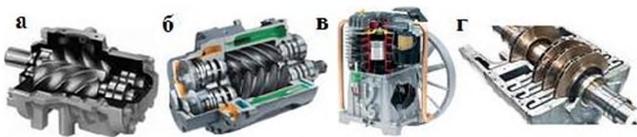


Рис. 1. Блоки сжатия воздуха: а – винтовой маслонаполненный; б – винтовой сухого сжатия; в – поршневого; г – центробежный



Рис. 2. Дополнительные источники вибрации и шума: а – ротор (слева) асинхронного электродвигателя; б и в – крыльчатки электровентиляторов; г – подшипник; д – маховик

На рисунке 2 показаны дополнительные источники, создающие повышенную вибрацию и механический шум на низких и средних частотах.

Во всех рассмотренных источниках неуравновешенность роторов является причиной повышенной вибрации и механического шума. Возникновение вибрации при вращении неуравновешенного ротора объясняется наличием вибрационных сил, частота которых совпадает с частотой вращения, а модуль пропорционален величине неуравновешенности (дисбаланса) [2; 3]:

$$|F_{\text{ВИБР}}| = D\mu\omega^2, \quad (1)$$

где D - дисбаланс, $\text{кг} \times \text{м}$,
 μ - коэффициент динамичности,
 ω - циклическая частота.

Уровень шума от вибрирующей поверхности зависит от ее формы, площади и виброскорости. Звуковая мощность от плоской вибрирующей (по закону синуса) поверхности равна:

$$W_{\text{ЗВУК}} = \frac{\rho\omega S^2 v^2}{8\pi c}, \quad (2)$$

где ρ - плотность среды, $\text{кг}/\text{м}^3$; S - площадь поверхности, м^2 ; v - виброскорость, $\text{м}/\text{с}$; c - скорость звука в среде, $\text{м}/\text{с}$.

В общем случае неуравновешенность жесткого ротора имеет две составляющие: статическую и моментную. Для уравновешивания роторов применяются различные способы, суть которых сводится к корректировке неуравновешенных масс. Это может быть достигнуто путем снятия или добавления определенной массы в плоскостях коррекции путем высверливания, стачивания, припаивания, приваривания или приклеивания. Процесс измерения и устранения неуравновешенностей роторов называется балансировкой. В настоящее время применяется несколько типов балансировочных станков [4; 5]. Наиболее распространенными являются дорезонансный и зарезонансный балансировочные станки, на которых реализуются соответствующие методы измерений (дорезонансный и зарезонансный).

В процессе эксплуатации компрессорных установок часто возникают эксплуатационные дисбалансы из-за влияния агрессивной среды (пыли, едких химических веществ и других факторов). Оба рассмотренных станка (метода) имеют недостатки, которые ограничивают их эффективность и возможность использования на ремонтных участках предприятий стройиндустрии. К их числу относится необходимость предварительной настройки станка, ограниченная точность измерения за один пуск, влияние внешних и внутренних помех на результат измерения. Высокая скорость и наличие приводов вращения роторов в процессе балансировки являются причиной высокой опасности травмирования людей. Балансировка роторов на специализированных машиностроительных предприятиях, как правило, требует высоких финансовых и временных затрат. В результате этого компрессорные установки эксплуатируются

до полного износа с повышенным шумом и вибрацией.



Рис. 3. Современные средства для динамической балансировки жестких роторов: а и б – внешний вид рабочих мест; в – упрощенная схема дорезонансного и резонансного балансировочных станков; 1 – ротор; 2 – неуравновешенная масса; 3 – упругий элемент; 4 – эквивалент трения

В настоящее время разработаны и запатентованы вибрационные методы и средства измерения неуравновешенностей роторов, основанные на измерении частоты свободных затухающих колебаний маятниковой рамы [6].

На рисунке 4 показана схема устройства для измерения статической неуравновешенности роторов, представляющая собой маятниковую раму.

Ротор 1 установлен на маятниковую раму 2, соединенную с неподвижным основанием с помощью шарниров и пружины кручения 3. Ротор 1 имеет неуравновешенную массу 4. Он может поворачиваться вокруг своей оси и фиксироваться в четырех положениях (точки А, В, С, D). Рама 2 может совершать свободные затухающие колебания относительно оси О. Для измерения частоты колебаний используется датчик колебаний и частотомер (на схеме не показаны).

Метод измерения статической неуравновешенности (дисбаланса) заключается в следующем [6]. Ротор 1 устанавливают на раму 2. В этом положении ротор повернут к оси О точкой А. Возбуждают и измеряют свободные

затухающие колебания. После этого поворачивают ротор на 90° против часовой стрелки. В этом положении он будет повернут к оси О точкой В. Аналогично измеряют частоту колебаний и повторяют процедуру для остальных положений ротора (точки С и D).

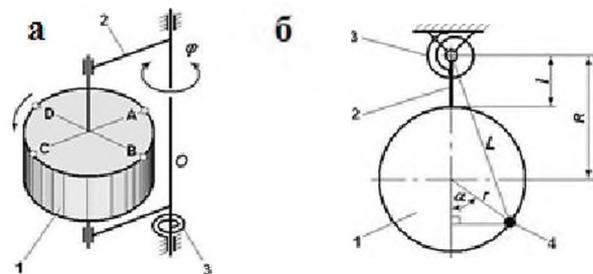


Рис. 4. Упрощенная схема устройства для измерения статической неуравновешенности (а – вид сбоку; б – вид сверху): 1 – ротор; 2 – рама; 3 – упругий элемент; 4 – неуравновешенная масса

Согласно предложенному методу, величину статической неуравновешенности (дисбаланс) рассчитывают по формуле (3):

$$D = mr = \frac{G}{16\pi^2 R} \sqrt{\left(\frac{1}{\nu_A^2} - \frac{1}{\nu_C^2}\right)^2 + \left(\frac{1}{\nu_B^2} - \frac{1}{\nu_D^2}\right)^2} = \frac{G}{16\pi^2 R} \sqrt{(T_A^2 - T_C^2)^2 + (T_B^2 - T_D^2)^2}, \quad (3)$$

где m - величина неуравновешенной массы; G - коэффициент жесткости упругого элемента 3 при кручении; $\nu_A \dots \nu_C$ и $T_A \dots T_C$ - измеренные частоты и периоды свободных колебаний рамы, соответственно; R - плечо рамы.

Угол α дисбаланса рассчитывают с помощью алгоритма на рисунке 5.

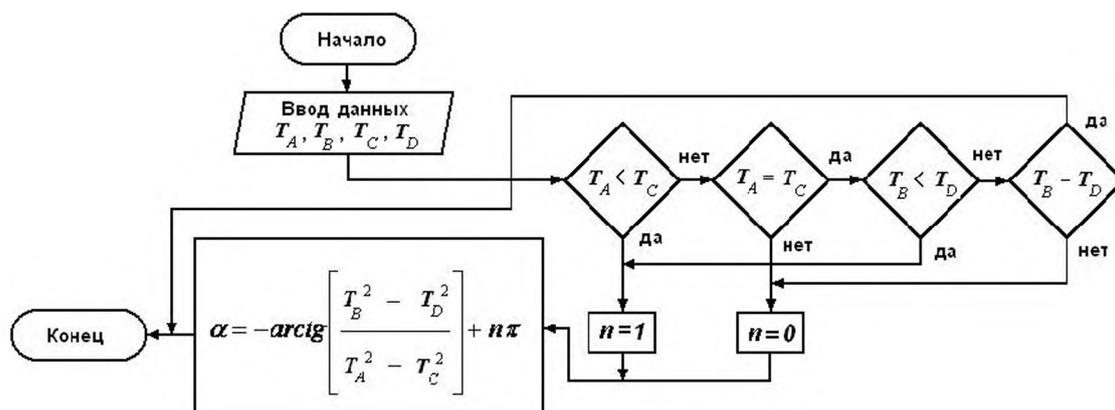


Рис. 5. Алгоритм вычисления угла дисбаланса

На рисунке 6 показана схема устройства для измерения моментной неуравновешенности роторов. Ее устройство и принцип действия аналогичны схеме на рисунке 4. Отличие данного устройства заключается в том, что рама наклонена к вертикальной оси под углом β ($\pi/4$).

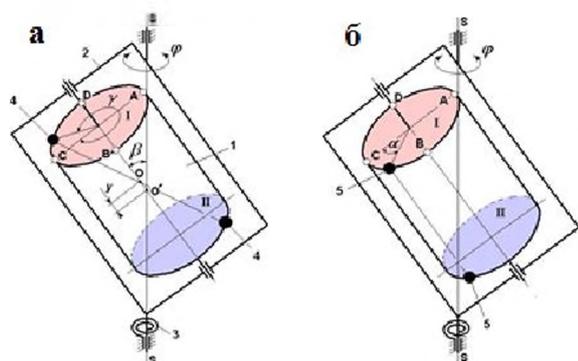


Рис. 6. Упрощенная схема устройства для измерения моментной неуравновешенности: а – ротор с моментной неуравновешенностью 4; б – ротор со статической неуравновешенностью 5

Метод измерения моментной неуравновешенности аналогичен предыдущему методу, и также предполагает измерение свободных затухающих колебаний маятниковой рамы в различных положениях ротора относительно своей оси

[6]. Величина моментной неуравновешенности рассчитывается по формуле (4):

$$M_D = \frac{1}{\sin 2\beta} \times \sqrt{\left[\frac{G}{4\pi^2} (T_{*A}^2 - T_{*C}^2) - 2Dy \sin 2\beta \cdot \cos \alpha \right]^2 + \left[\frac{G}{4\pi^2} (T_{*B}^2 - T_{*D}^2) + 2Dy \sin 2\beta \cdot \sin \alpha \right]^2}, \quad (4)$$

где y - расстояние между точкой O и O' (O - точка, равноудаленная от плоскостей коррекции I и II; O' - точка на пересечении оси ротора и оси S-S)

Угол моментной неуравновешенности γ рассчитывается с помощью алгоритма (см. рис. 7).

Для реализации предложенного метода измерения статической неуравновешенности разработаны и запатентованы устройства. На рисунке 8 показано прецизионное устройство, при котором достигается минимальная погрешность измерения вследствие снижения влияния трения на результат. На рисунке 9 показано устройство для автоматизированного измерения статической неуравновешенности [6].

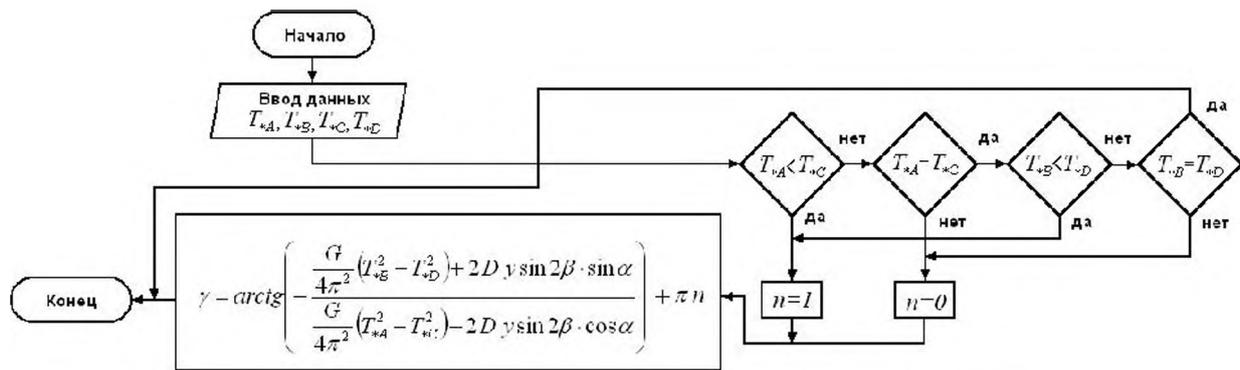


Рис. 7. Алгоритм вычисления угла моментной неуравновешенности

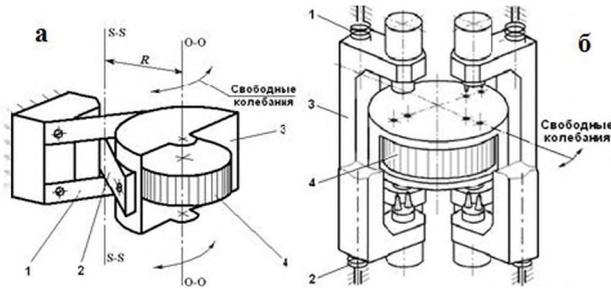


Рис. 8. Устройства для измерения статической неуравновешенности жестких роторов: а – прецизионное устройство; б – автоматизированное устройство; 1 и 2 – упругие элементы; 3 – рама; 4 – ротор

На рисунке 9 показано универсальное устройство раздельного измерения статической и моментной неуравновешенности роторов [6].

Важной отличительной особенностью разработанных методов и устройств измерения неуравновешенностей от

современных аналогов является то, что для их работы не требуется настройка с учетом расположения плоскостей измерения. В процессе измерения не возникают перекосы и выход неуравновешенной массы из плоскости измерения. Отсутствуют разгон, вращение и торможение ротора, а также приводные элементы вращения. Это позволяет экономить электроэнергию, повысить производительность и безопасность труда.

Предложенные методы и средства могут быть внедрены не только на предприятиях-изготовителях компрессорных установок, но и на ремонтных участках предприятий, эксплуатирующих компрессорные установки, например, предприятий стройиндустрии.

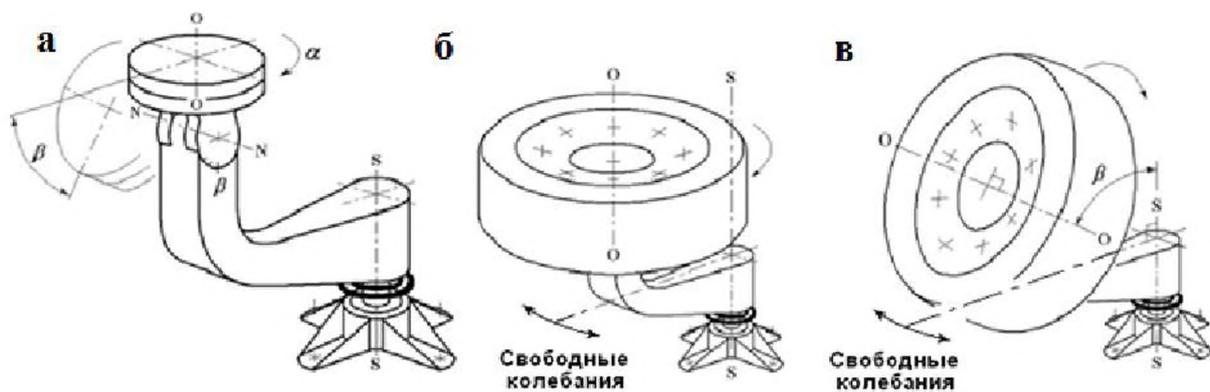


Рис. 9. Универсальное устройство для измерения статической и моментной неуравновешенности жестких роторов дисковой формы: а – общий вид; б – измерение статической неуравновешенности; в – измерение моментной неуравновешенности

Выводы. В результате исследования установлено, что на рабочих местах предприятий стройиндустрии часто наблюдаются повышенные уровни шума и

вибрации, вызванные работой компрессорных установок. Основными источниками этих факторов являются неуравновешенные роторы. Существующие

методы и средства измерения предприятий стройиндустрии. В результате неуравновешенностей обладают рядом этого компрессорные установки недостатков, ограничивающих их эксплуатируются с повышенным шумом и эффективность и использование на вибрацией вплоть до полного износа.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Охрана труда в строительстве : учеб. для студ. вузов / Беликов А. С., Сафонов В. В., Нажа П. Н., Чалый В. Г., Шлыков Н. Ю., Шаломов В. А., Рагимов С. Ю. ; под общ. ред. А. С. Беликова. – Киев : Основа, 2014. – 592 с.
2. Пановко Я. Г. Введение в теорию механических колебаний : учеб. пособие для вузов / Я. Г. Пановко – 3-е изд., перераб. – Москва : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1991. – 256 с.
3. Справочник проектировщика. Защита от шума / [Е. Я. Юдин, И. Д. Рассадина, В. Н. Никольский и др.] ; под ред. Е. Я. Юдина. – Москва : Стройиздат, 1974. – 134 с.
4. Левит М. Е. Балансировка деталей и узлов / М. Е. Левит, В. М. Рыженков. – Москва : Машиностроение, 1986. – 247 с.
5. Современные методы и средства балансировки машин и приборов / [М. В. Баркан, Т. Т. Гаппоев, А. А. Геркус и др.] ; под общ. ред. В. А. Щепетильникова. – Москва : Машиностроение, 1985. – 232 с.
6. Мамонтов А. В. Методы вибродиагностики неуравновешенных роторов для снижения вибрации и шума производственного оборудования / А. В. Мамонтов // Радиоэлектроника и информатика. – 2002. – № 3. – С. 68–70.

REFERENCES

1. Belikov A.S., Safonov V.V., Nazha P.N., Chalyj V.G., Shlykov N. Yu., Shalomov V.A. and Ragimov S. Yu. *Oxрана труда v stroitel'stve* [A labour protection is in building]. Kiev: Osнова, 2014, 592 p. (in Russian).
2. Panovko Ya.G. *Vvedenie v teoriyu mexanicheskix kolebanij* [Introduction to the theory of mechanical oscillations]. Moskva: Nauka. Gl. red. fiz.-mat. lit., ed. 3, 1991, 256 p. (in Russian).
3. Yudin E.Ya., Rassadina I. D. and Nikol'skij V. N. *Spravochnik proektirovshchika. Zashchita ot shuma*. [Handbook of the designer. Noise protection]. Moskva: Stroyizdat, 1974, 134 p. (in Russian).
4. Levit M.E. and Ryizhenkov V. M. *Balansirovka detaley i uzlov* [Balancing of parts and assemblies]. Moskva: Mashinostroenie, 1986, 247 p. (in Russian).
5. Barkan M.V., Gappoev T.T. and Gerkus A.A., ed. by Shhepetil'nikov V.A. *Sovremennyye metody i sredstva balansirovki mashin i priborov* [Modern methods and means of balancing machines and devices]. Moskva: Mashinostroenie, 1985, 232 p. (in Russian).
6. Mamontov A.V. *Metody vibrodiagnostiki neuravnoveshennykh rotorov dlya snizheniya vibracii i shuma proizvodstvennogo oborudovaniya* [Methods of vibrodiagnostics of unbalanced rotors for reducing vibration and noise in production equipment]. *Radioelektronika i informatika* [Radioelectronics and Informatics]. 2002, no. 3, pp. 68–70. (in Russian).

Рецензент: Захаров Ю. И. канд. техн. наук, проф.

Надійшла до редколегії: 22.12.2017 р.