

УДК 539.32, 534-16

EDN: FBITPS DOI: 10.31429/vestnik-23-1-22-29

Об одном методе вибродиагностики газоперекачивающего агрегата

В. И. Дунаев ¹, А. В. Бунякин ², А. В. Владимиров ¹✉

¹ Кубанский государственный технологический университет, ул. Московская, 2, Краснодар, 350072, Россия

² Кубанский государственный университет, ул. Ставропольская, 149, Краснодар, 350040, Россия

✉ Владимиров Антон Владимирович; ORCID 0009-0000-6399-4821; SPIN 5848-1390; e-mail: antonkafedra@mail.ru

Аннотация. В данной работе авторами разработана методика диагностики технического состояния газоперекачивающих агрегатов (ГПА), направленная на анализ жесткостных параметров системы. Для моделирование динамического поведения агрегата получена математическая модель, описывающая систему трех связанных гармонических осцилляторов. На основе экспериментальных данных — спектра виброскорости, зарегистрированного на компрессорной станции, численно определены жесткостные параметры системы. Введена безразмерная диагностическая комбинация, зависящая от коэффициентов жесткости упругих связей между соединениями элементов системы. Отклонение значения безразмерной комбинации в процессе эксплуатации газоперекачивающего агрегата позволяет выявлять такие дефекты, как износ вкладышей подшипников, увеличение зазоров, снижение демпфирующих свойств масляного клина и ослабление опорных соединений. Предложенная методика обеспечивает возможность неразрушающего контроля ГПА без вывода из эксплуатации, способствуя повышению надёжности и предотвращению аварий на компрессорных станциях магистральных газопроводов.

Ключевые слова: дефекты, виброграмма, диагностика ГПА, колебательная система, диагностические параметры ГПА.

Финансирование. Исследование не имело спонсорской поддержки.

Цитирование: Дунаев В. И., Бунякин А. В., Владимиров А. В. Об одном методе вибродиагностики газоперекачивающего агрегата // Экологический вестник научных центров Черноморского экономического сотрудничества. 2026. Т. 23, № 1. С. 22–29. EDN: FBITPS. DOI: 10.31429/vestnik-23-1-22-29

Поступила 9 декабря 2025 г. После доработки 21 февраля 2026 г. Принято 28 января 2026 г. Публикация 23 марта 2026 г.

Авторы внесли одинаковый вклад в подготовку рукописи. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

© Автор(ы), 2026. Статья открытого доступа, распространяется по лицензии [Creative Commons Attribution 4.0 \(CC BY\)](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/).

On a Method for Vibration-Based Diagnostics of Gas Compressor Units

V. I. Dunaev ¹, A. V. Bunyakin ², A. V. Vladimirov ¹✉

¹ Kuban State Technological University, Moskovskaya st., 2, Krasnodar, 350072, Russia

² Kuban State University, 149 Stavropolskaya Str., Krasnodar, 350040, Russia

✉ Anton V. Vladimirov; ORCID 0009-0000-6399-4821; e-mail: antonkafedra@mail.ru

Abstract. In this study, the authors propose a diagnostic methodology for assessing the technical condition of gas compressor units (GCUs) based on the analysis of the system's stiffness parameters. A mathematical model describing three coupled harmonic oscillators has been developed to simulate the dynamic behavior of the unit. Using experimental data — specifically, the vibration velocity spectrum recorded at a compressor station — the system's stiffness parameters were determined numerically. A dimensionless diagnostic combination, dependent on the stiffness coefficients of the elastic couplings between system components, has been introduced. Deviations in the value of this dimensionless combination during GCU operation enable the detection of defects such as bearing liner wear, increased clearances, degradation of the oil-film damping properties, and loosening of support connections. The proposed methodology enables non-destructive, in-service monitoring of GCUs, thereby enhancing operational reliability and preventing failures at compressor stations of trunk gas pipelines.

Keywords: defects, vibration spectrum, GCU diagnostics, oscillatory system, diagnostic parameters of GCUs.

Funding. The study did not have sponsorship.

Cite as: Dunaev, V. I., Bunyakin, A. V., Vladimirov, A. V., On a method for vibration-based diagnostics of gas compressor units. *Ecological Bulletin of Research Centers of the Black Sea Economic Cooperation*, 2026, vol. 23, no. 1, pp. 22–29. DOI: 10.31429/vestnik-23-1-22-29

Received 9 December 2025. Revised 21 February 2026. Accepted 28 January 2026. Published 23 March 2026. The authors contributed equally. The authors declare no competing interests.

© The Author(s), 2026. The article is open access, distributed under [Creative Commons Attribution 4.0 \(CC BY\) license](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/).

Введение

Способность безотказно работать при всех режимах в течении заявленного срока службы остается одним из основным требований, предъявляемых к газоперекачивающим агрегатам (ГПА). При эксплуатации с течением времени ухудшаются физические и механические свойства материалов, появляются нарушения в соединении отдельных узлов и деталей, неизбежен рост статических, динамических и термических напряжений в различных элементах агрегатов. Вследствие этого возникают процессы старения, износа, коробления и растрескивания материалов. Наличие повышенной вибрации указывает на наличие таких неисправностей, как дисбаланс ротора, нарушение соосности, износ подшипниковых узлов, ослабление опорных соединений и развитие автоколебательных процессов в масляной пленке подшипников скольжения и другие неисправности [1].

Важной задачей является техническое диагностирование отдельных узлов агрегата, находящегося в рабочем состоянии. При эксплуатации ГПА неизбежно возникает износ вкладышей подшипников, вследствие чего увеличивается вертикальный зазор между валом и вкладышем. Стоит отметить, что при недостаточной подаче масла и потери вязкостных свойств масла (например, по причине перегрева масла) уменьшается жесткость и демпфирующая способность смазочного слоя в подшипнике, влияющие на неустойчивое движение ротора в системе «вал–подшипник», сопровождаемое автоколебательными процессами. Особое внимание уделяется диагностированию по параметрам подшипников скольжения, поскольку они обеспечивают демпфирование системы «вал–корпус». В нормальном режиме работы ротор поддерживается на масляном клине, создаваемом вязким потоком смазки между поверхностью вала и вкладышем [2, 3].

В настоящей работе реализована оценка технического состояния колебательной системы «вал–подшипник–вал» по жесткостям упругих связей системы, которые описывают упругое взаимодействие между корпусом, подшипниковым узлом и валом, поскольку они определяют способность передавать вибрационные нагрузки и влияют на спектр собственных частот системы.

1. Математическая модель колебательной системы корпус–подшипниковый узел–вал

Для анализа изменения жесткости упругих связей на динамические параметры системы используется механико-математическая модель, которая описывает зависимость частот собственных колебаний и физических параметров системы — массы и жесткости упругих связей элементов системы «корпус–подшипниковый узел–вал».

В качестве такой модели была взята система трех последовательно связанных гармонических осцилляторов, которая описывает смещение корпуса, подшипникового узла и вала [6]. Механико-математическая модель представлена на рис. 1, в которой введены обозначения: m_1, m_2, m_3 — массы корпуса, подшипникового узла и вала соответственно; k_1, k_2, k_3 — коэффициенты жесткости упругих связей между соединениями элементов системы.

Дифференциальные уравнения механической системы получены на основе лагранжевой модели второго рода, которая позволяет учесть взаимосвязь кинетической и потенциальной энергии взаимосвязанных элементов механической системы

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 - k_2 (x_2 - x_1) = 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) - k_3 (x_3 - x_2) = 0; \\ m_3 \ddot{x}_3 + k_3 (x_3 - x_2) = 0, \end{cases} \quad (1.1)$$

где x_1, x_2, x_3 — смещение элементов механической системы от их положения равновесия.

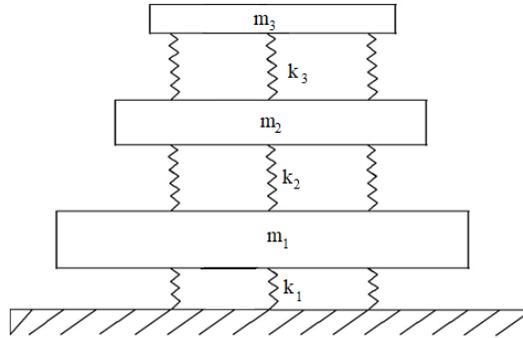


Рис. 1. Модель колебательной системы ГПА

Fig. 1. Model of the oscillatory system of the gas pumping unit

Под коэффициентом жесткости упругой конструкции понимается величина, определяемая формулой [4]

$$k = \frac{ES}{L}, \quad (1.2)$$

где E — модуль Юнга; S — площадь поперечного сечения упруго деформируемой части конструкции; L — длина части конструкции вдоль вектора действия деформирующей силы.

Понижая порядок системы дифференциальных уравнений (1.1), вводим замену $\dot{x}_i = x_i^\circ$, где $i = 1, 2, 3$, имеем

$$\begin{cases} \dot{x}_1 - x_1^\circ = 0; \\ m_1 \dot{x}_1^\circ + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 = 0; \\ \dot{x}_2 - x_2^\circ = 0; \\ m_2 \dot{x}_2^\circ - k_2 x_1 + (k_2 + k_3)x_2 - k_3 x_3 = 0; \\ \dot{x}_3 - x_3^\circ = 0; \\ m_3 \dot{x}_3^\circ - k_3 x_2 + k_3 x_3 = 0. \end{cases} \quad (1.3)$$

В матричной форме система дифференциальных уравнений (1.3) имеет вид $\dot{x} = A(x)$, где

$$\mathbf{x} = (x_1, x_2, x_3, x_1^\circ, x_2^\circ, x_3^\circ)^T, \quad (1.4)$$

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_1 + k_2}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_2}{m_2} & -\frac{k_2 + k_3}{m_2} & \frac{k_3}{m_2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{k_3}{m_3} & -\frac{k_3}{m_3} & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}.$$

Для нахождения собственных значений λ матрицы A решаем уравнение $\det(\mathbf{A} - \lambda \mathbf{E}) = 0$, где \mathbf{E} — единичная матрица. Получаем следующее характеристическое уравнение:

$$\lambda^6 + A\lambda^4 + B\lambda^2 + C = 0 \quad (A, B, C > 0), \quad (1.5)$$

где

$$A = \frac{k_1 + k_2}{m_1} + \frac{k_2 + k_3}{m_2} + \frac{k_3}{m_3}; \quad B = \frac{k_1 k_2 + k_1 k_3 + k_2 k_3}{m_1 m_2} + \frac{(k_1 + k_2) k_3}{m_1 m_3} + \frac{k_2 k_3}{m_2 m_3}; \quad C = \frac{k_1 k_2 k_3}{m_1 m_2 m_3}.$$

Для определения характера собственных колебаний в характеристическом уравнении (1.5) положим $\lambda^2 = \mu$. Тогда это уравнение принимает вид

$$\mu^3 + A\mu^2 + B\mu + C = 0. \quad (1.6)$$

Согласно критерию Лъенара–Шипара, корни кубического полинома (1.6) имеют отрицательные действительные части при следующих условиях

$$A > 0, \quad B > 0, \quad C > 0, \quad AB > C.$$

Поскольку $k_i > 0$, $m_i > 0$, $i = 1, 2, 3$ первая тройка условий уже выполнена. Очевидно, что выполнено и условие $AB > C$. Это означает, что каждое μ_i определяет пару чисто мнимых корней λ , что соответствует гармоническим устойчивым колебаниям системы (1.1), тогда

$$\lambda_j = \pm i\omega_j, \quad j = 1, 2, 3, \quad \omega_j > 0, \quad (1.7)$$

где ω — циклическая частота системы колебаний, рад/с.

Следовательно, корни (1.7) характеристического уравнения (1.5) отражают физически устойчивое состояние колебательной системы, которая позволяет использовать в качестве диагностических параметров собственные частоты ω_j для диагностирования технического состояния узлов ГПА.

Характеристическое уравнение (1.5) с учетом (1.7) принимает вид

$$\omega^6 - A\omega^4 + B\omega^2 - C = 0. \quad (1.8)$$

По теореме Виета для квадратов собственных частот как корней этого уравнения, получим следующие соотношения

$$\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_3^2 = \frac{k_1 + k_2}{m_1} + \frac{k_2 + k_3}{m_2} + \frac{k_3}{m_3}, \quad (1.9)$$

$$\omega_1^2 \omega_2^2 + \omega_2^2 \omega_3^2 + \omega_1^2 \omega_3^2 = \frac{k_1 k_2 + k_1 k_3 + k_2 k_3}{m_1 m_2} + \frac{(k_1 + k_2) k_3}{m_1 m_3} + \frac{k_2 k_3}{m_2 m_3}, \quad (1.10)$$

$$\omega_1^2 \omega_2^2 \omega_3^2 = \frac{k_1 k_2 k_3}{m_1 m_2 m_3}. \quad (1.11)$$

Анализ технического состояния ГПА заключается в исследовании динамических характеристик, в том числе собственных частот колебаний [5]. При изменении состояния опорных узлов меняются жесткости упругих связей, в результате чего меняется форма колебаний. Следовательно, задача диагностирования сводится к обратной задаче динамики, а именно — определению жесткостей k_1 , k_2 , k_3 из соотношений (1.9)–(1.11) по заданным массам элементов ГПА и измеренным, посредством вибродиагностики и полученному спектру виброскорости, собственным частотам колебаний ω_1 , ω_2 , ω_3 . Далее составляется безразмерная комбинация, состоящая из параметров выбранного узла агрегата, и по ее изменению определяется наличие дефекта.

2. Расчет диагностических параметров. Численный пример

В качестве исходных величин принимаются массы и собственные частоты узлов ГПА. Для расчета принимаем параметры агрегата НЦ-16 ГПА-25. Данный агрегат расположен на компрессорной станции «Ямбургская». Масса корпуса агрегата и вала равны соответственно $m_1 = 1000$ кг и $m_3 = 100$ кг. Присоединенная масса m_2 подшипникового узла, учитывающая

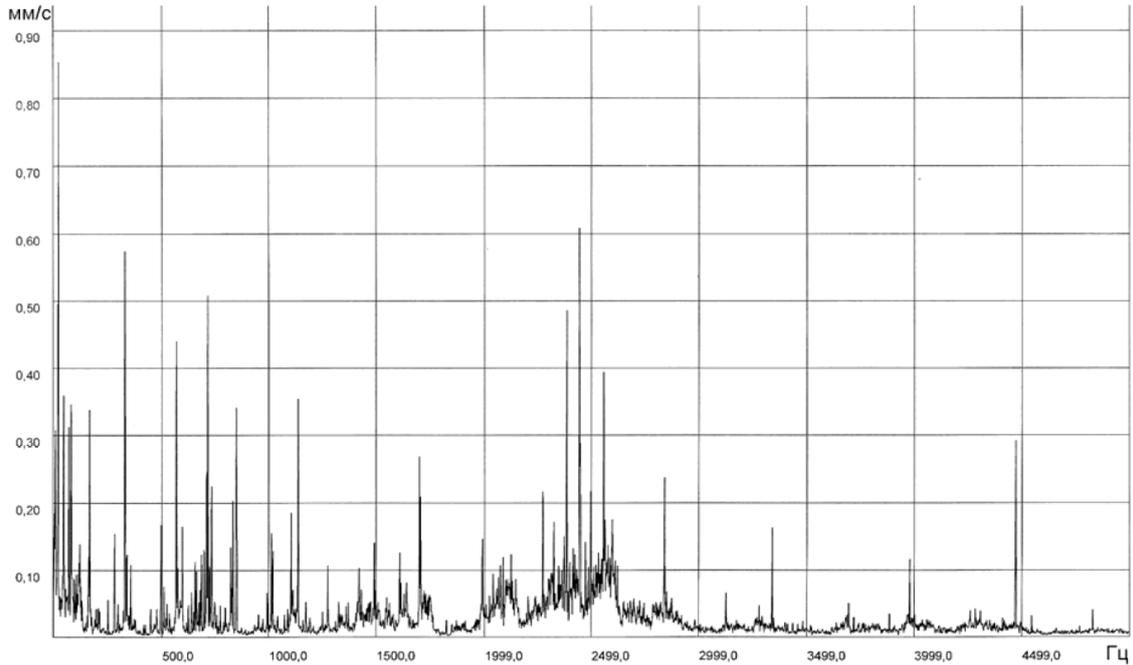


Рис. 2. Спектр виброскорости агрегата

Fig. 2. Vibration velocity spectrum of the unit

динамическое влияние масляного слоя в подшипнике скольжения, принимается $m_2 = 1$ кг. При вертикальных колебаниях вала присоединенная масса m_2 создает упруговязкое сопротивление. Собственные частоты вычисляются с помощью снятия спектра виброскорости, который получен от измерительного комплекса СК-1100. На рис. 2 представлен спектр виброскорости, снимаемый с агрегата № 7 КС «Ямбургская». Анализируя спектр, получаем, что оборотная частота корпуса (пиковое значение) и оборотная частота вала равны 2499 и 109 Гц соответственно, тогда их циклические частоты $\omega_1 = 2\pi \cdot 109$ рад/с и $\omega_3 = 2\pi \cdot 2499$ рад/с. Принимается, что ω_2 получена из анализа низкочастотного участка спектра вибрации подшипников, в котором наблюдаются колебания масляного слоя при вертикальном смещении вала. Принимаем $\omega_2 = 2\pi \cdot 50$ рад/с. В случае невозможности определения ω_2 допускается использовать оценочное значение, получаемое из типовых режимов автоколебаний используемых типа подшипников.

Для исследования уравнений (1.9)–(1.11) запишем их в виде

$$f_1(k_1, k_2, k_3) = \frac{k_1 + k_2}{m_1} + \frac{k_2 + k_3}{m_2} + \frac{k_3}{m_3} - (\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_3^2) = 0, \quad (2.1)$$

$$f_2(k_1, k_2, k_3) = \frac{k_1 k_2 + k_1 k_3 + k_2 k_3}{m_1 m_2} + \frac{(k_1 + k_2) k_3}{m_1 m_3} + \frac{k_2 k_3}{m_2 m_3} - (\omega_1^2 \omega_2^2 + \omega_2^2 \omega_3^2 + \omega_1^2 \omega_3^2) = 0, \quad (2.2)$$

$$f_3(k_1, k_2, k_3) = \frac{k_1 k_2 k_3}{m_1 m_2 m_3} - \omega_1^2 \omega_2^2 \omega_3^2 = 0. \quad (2.3)$$

Выразив k_3 из $f_1(k_1, k_2, k_3)$ получим

$$k_3 = \frac{m_2 m_3}{m_2 + m_3} \left(\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_3^2 - \frac{k_1}{m_1} - \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} k_2 \right). \quad (2.4)$$

С учетом (2.4) уравнения (2.2), (2.3) принимают следующий вид:

$$\alpha_1 k_2^2 + (\alpha_2 k_1 + \alpha_3) k_2 + (\alpha_4 k_1^2 + \alpha_5 k_1 + \alpha_6) = 0, \quad (2.5)$$

$$\alpha_7 k_1 k_2^2 + (\alpha_8 k_1^2 + \alpha_9 k_1) k_2 + \alpha_{10} = 0, \quad (2.6)$$

где $\alpha_1 = -1,09 \cdot 10^{-2}$; $\alpha_2 = -1,19 \cdot 10^{-5}$; $\alpha_3 = 2687582$; $\alpha_4 = -10^{-6}$;

$$\alpha_5 = 246644,7; \quad \alpha_6 = -140018261714811; \quad \alpha_7 = -9,911 \cdot 10^{-6};$$

$$\alpha_8 = -9,901 \cdot 10^{-9}; \quad \alpha_9 = 2441,04; \quad \alpha_{10} = -1,141 \cdot 10^{19}.$$

Решая уравнения (2.5), (2.6) относительно k_2 при условии неотрицательности их дискриминантов, получим две пары корней

$$k_2^{1,2}(k_1) = \frac{-(\alpha_2 k_1 + \alpha_3) \pm \sqrt{D_1}}{2\alpha_1}, \quad (2.7)$$

$$k_2^{3,4}(k_1) = \frac{-(\alpha_8 k_1^2 + \alpha_9 k_1) \pm \sqrt{D_2}}{2\alpha_7 k_1}, \quad (2.8)$$

где

$$D_1 = (\alpha_2 k_1 + \alpha_3)^2 - 4\alpha_1 (\alpha_4 k_1^2 + \alpha_5 k_1 + \alpha_6), \quad D_2 = (\alpha_8 k_1^2 + \alpha_9 k_1)^2 - 4\alpha_7 \alpha_{10} k_1.$$

Легко непосредственно убедиться, что $D_1 > 0$ и $D_2 > 0$ при $k_1 \in (7,56 \cdot 10^4; 2,43 \cdot 10^{11})$. Введем функцию разности корней

$$\Delta_{ij}(k_1) = k_2^i(k_1) - k_2^j(k_1), \quad i \in \{1, 2\}, \quad j \in \{3, 4\}. \quad (2.9)$$

Нули функции $\Delta_{ij}(k_1)$ при допустимых k_1 дают искомые решения. Заметим, что комбинации $\Delta_{14}(k_1)$, $\Delta_{21}(k_1)$ и $\Delta_{13}(k_1)$, $\Delta_{24}(k_1)$ — симметричны относительно оси абсцисс, значит, достаточно рассмотреть только две их комбинации. На рис. 3 представлен график функции $\Delta_{14}(k_1)$. В области определения нулей функции нет, значит, эту комбинацию рассматривать далее не будем.

На рис. 4 представлен график функции $\Delta_{13}(k_1)$. Из графика видно, что нули функции существуют при $k_1 \in (10^8; 10^9)$. Рассматривая график при $k_1 > 10^9$, пересечения о сью абсцисс отсутствуют.

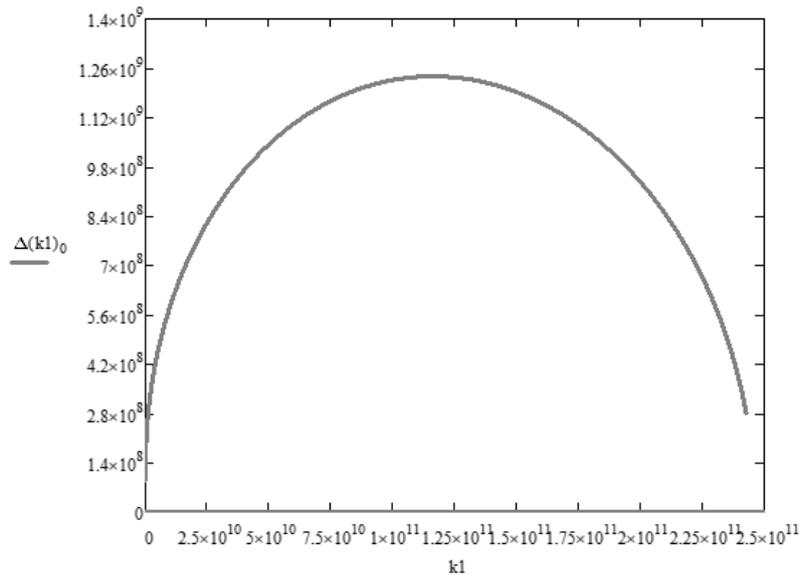


Рис. 3. График функции $\Delta_{14}(k_1)$

Fig. 3. Graph of the function $\Delta_{14}(k_1)$

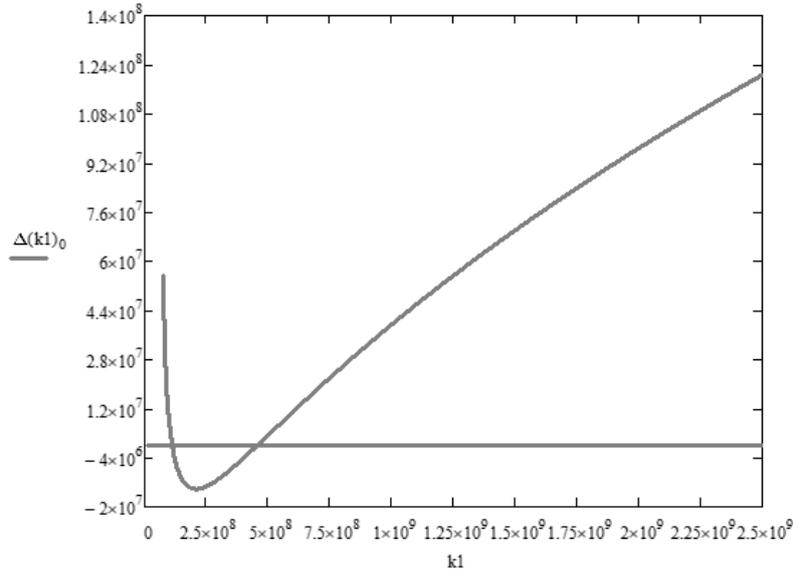


Рис. 4. График функции $\Delta_{13}(k_1)$

Fig. 4. Graph of the function $\Delta_{13}(k_1)$

Локализация корней позволяет задать начальное приближение k_1 , k_2 и k_3 и решать систему уравнений (2.1)–(2.3) численными методами. Для численного нахождения решения используем многомерный метод Ньютона, поскольку он учитывает взаимное влияние всех трех переменных через матрицу Якоби. Начальное приближение k_2 задается из выражений (2.7), (2.8), а k_3 из выражения (2.4). Итерационный метод Ньютона имеет вид

$$\mathbf{x}^{s+1} = \mathbf{x}^s + J^{-1}(\mathbf{x}^s) f(\mathbf{x}^s), \quad s = 0, 1, \dots, \quad (2.10)$$

где $\mathbf{x}^s = (k_1 \ k_2 \ k_3)^T$ — вектор начального приближения; $J^{-1}(\mathbf{x}^s)$ — матрица, обратная матрице Якоби, вычисленной в точке \mathbf{x}^s ; $f(\mathbf{x}^s) = (f_1(\mathbf{x}^s) \ f_2(\mathbf{x}^s) \ f_3(\mathbf{x}^s))^T$ — вектор значений функций в точке \mathbf{x}^s .

Зададим начальное приближение для первого корня $\mathbf{x}^0 = (10^8, 1,9 \cdot 10^8, 5,6 \cdot 10^7)^T$ с точностью 10^{-3} ,

$$k_1 \approx 1,118 \cdot 10^8 \frac{\text{Н}}{\text{м}}; \quad k_2 \approx 1,935 \cdot 10^8 \frac{\text{Н}}{\text{м}}; \quad k_3 \approx 5,277 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$$

Для второго корня задаем начальное приближение $\mathbf{x}^0 = (4 \cdot 10^8, 2,3 \cdot 10^8, 1,6 \cdot 10^7)^T$. Получим

$$k_1 \approx 4,565 \cdot 10^8 \frac{\text{Н}}{\text{м}}; \quad k_2 \approx 2,357 \cdot 10^8 \frac{\text{Н}}{\text{м}}; \quad k_3 \approx 1,061 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$$

Для оценки физической обоснованности найденных значений жесткостей воспользуемся формулой (1.2), где $E \approx 10^9$ Па — модуль упругости масла, тогда отношение для подшипникового узла $S/L \approx 0,2$ м, которое отражает геометрические размеры масляного клина: L — толщина масляного слоя между валом и вкладышем, S — эффективная площадь несущей поверхности подшипника скольжения, принимаемая как площадь дуги нагруженной зоны вдоль окружности и ширины подшипника. Значение $S/L \approx 0,2$ м находится в пределах реальных геометрических размеров масляного клина и подтверждает физическую обоснованность найденных решений.

Для диагностики выбирается параметр, выражающийся через величины, не поддающиеся непосредственному измерению, такой, что в стабильном режиме и при исправном состоянии ГПА он должен быть практически постоянным. В этой роли выступает безразмерная комбинация [6]:

$$\varepsilon_i = \frac{k_i}{m_i \omega_i^2}, \quad i = 1, 2, 3. \quad (2.11)$$

Опишем методику диагностирования. Измеряется спектр виброскорости исправного агрегата, по которому определяются собственные частоты ω_i , далее решается система уравнений (1.9)–(1.11), и находятся жесткости элементов ГПА k_i . Далее выбирается колебательная система и вычисляется эталонная безразмерная комбинация ε_i , необходимая для дальнейшего сравнения. В ходе работы агрегата выполняются повторные измерения виброскорости, по которым вновь определяются собственные частоты ω_i , затем — параметры k_i и соответствующая безразмерная комбинация ε_i . По отклонению безразмерной комбинации ε_2 в процессе эксплуатации можно судить о наличии неисправностей подшипникового узла. Изменение ε_1 указывает на возможные дефекты корпуса, а изменение ε_3 связано с состоянием вала.

Заключение

В представленной работе предложена методика диагностики ГПА, основанная на анализе собственных частот колебаний и вычисления коэффициентов жесткости элементов агрегата. Данная методика позволяет оценить техническое состояние подшипникового узла, вала и корпуса без непосредственного измерения упругих характеристик. Предложенный подход позволяет обеспечивать раннее выявление неисправностей, снижая риск аварий на компрессорных станциях. Безразмерная комбинация ε_i при исправном состоянии ГПА остается практически постоянной, а отклонение ε_i служит чувствительным индикатором появления неисправностей. Таким образом, анализ безразмерных комбинаций ε_i , на основе параметров k_i , вычисленных из уравнений (1.9)–(1.11) позволяет проводить диагностику основных элементов ГПА, выявляя при этом износ, изменение зазоров, ухудшению демпфирующих свойств системы и т.д.

Литература [References]

1. Кунина, П.С., Паранук, А.А., Братченко, И.В., Методы контроля технического состояния газоперекачивающих агрегатов по параметрам вибрации. *Образование. Наука. Научные кадры*, 2015, № 4, с. 199–205. [Kunina, P.S., Paranuk, A.A., Bratchenko, I.V., Methods for monitoring the technical condition of gas-pumping units based on vibration parameters. *Obrazovanie. Nauka. Nauchnye kadry = Education. Science. Scientific personnel*, 2015, no. 4, pp. 199–205.]
2. Кунина, П.С., Величко, Е.И., Нижник, А.Е., Анализ дефектов опорных элементов газоперекачивающих агрегатов компрессорных станций магистральных газопроводов. *Территория Нефтегаз*, 2016, № 4, с. 68–75. [Kunina, P.S., Velichko, E.I., Nizhnik, A.E., Analysis of defects in supporting elements of gas pumping units of compressor stations of main gas pipelines. *Territoriya Neftegaz = Oil and Gas Territory*, 2016, no. 4, pp. 68–75.]
3. Максимов, В.А., Баткис, Г.С., *Трибология подшипников и уплотнений жидкостного трения высокоскоростных турбомашин*. Казань, Фэн, 1998. [Maksimov, V.A., Batkis, G.S., *Tribologiya podshpnikov i uplotneniy zhidkostnogo treniya vysokoskorostnykh turbomashin = Tribology of bearings and seals of liquid friction of high-speed turbomachines*. Kazan, Feng, 1998.]
4. Добровольский, В.А., *Детали машин. Теория: конструкция и расчеты*. Москва, Машгиз, 1939. [Dobrovolsky, V.A., *Detali mashin. Teoriya: konstruktziya i raschety = Machine Parts. Theory: Design and Calculations*. Moscow, Mashgiz, 1939.]
5. Паранук, А.А., Хрисониди, В.А., Схаляхо, З.Ч., Пономарева, Г.В., *Методы и средства измерений, испытаний и контроля в нефтегазовой промышленности*. Краснодар, Издательский Дом – Юг, 2016. [Paranuk, A.A., Khrisonidi, V.A., Skhalyakho, Z.Ch., Ponomareva, G.V., *Metody i sredstva izmereniy, ispytaniy i kontrolya v neftegazovoy promyshlennosti = Methods and means of measurements, testing and control in the oil and gas industry*. Krasnodar, Publishing House – Yug, 2016.]
6. Нижник, А.Е., Паранук, А.А., Бунякин, А.В., Румянцев, С.В., Разработка методики диагностирования неисправности технического состояния подшипников скольжения ГПА. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*, 2021, № 7 (343), с. 24–30. [Nizhnik, A.E., Paranuk, A.A., Buniyakin, A.V., Rumyantsev, S.V., Development of a methodology for diagnosing the technical condition of gas pumping unit plain bearings. *Stroitel'stvo neftyanykh i gazovykh skvazhin na sushe i na more = Construction of oil and gas wells on land and at sea*, 2021, no. 7 (343), pp. 24–30.]