СНИЖЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ ОБВЯЗКИ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ ВИБРОИЗОЛЯТОРАМИ С ЗАДААННЫМИ СИЛОВЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

PUMP PIPING VIBRATIONS REDUCTION BY VIBRATION ISOLATORS FORMING SPECIFIED FORCE CHARACTERISTICS

А. Г. Гумеров
Asgat G. Gumerov

Академия наук Республики
Башкортостан,
г. Уфа, Российская Федерация

Academy of Sciences
of the Republic of Bashkortostan,
Ufa, Russian Federation

Л. И. Быков
Leonid I. Bykov

Уфимский государственный
нефтяной технический
университет,
г. Уфа, Российская Федерация

Ufa State Petroleum Technological
University, Ufa, Russian Federation

А. М. Шаммазов
Airat M. Shammazov

Уфимский государственный
нефтяной технический университет,
г. Уфа, Российская Федерация

Ufa State Petroleum
Technological University,
Ufa, Russian Federation

А. П. Токарев
Artem P. Tokarev

Уфимский государственный
нефтяной технический
университет,
г. Уфа, Российская Федерация

Ufa State Petroleum Technological
University, Ufa, Russian Federation

В настоящее время значительная часть фонда нагнетательного оборудования перекачивающих станций является возрастной. Достаточно частым явлением является выход из строя оборудования или отдельных его частей по причине вибрационной перегрузки. Источником повышенной вибрации насосных агрегатов в ряде случаев являются колебания трубопроводов обвязки. Высокий уровень вибрации, в свою очередь, приводит к усталостным поломкам ответственного оборудования на нефтеперекачивающих станциях. Каждый случай возникновения вибрации трубопровода требует тщательного и квалифицированного анализа, поскольку универсальных методов снижения вибрации технологических трубопроводов не разработано. Для виброизоляции предлагается использовать виброизоляторы с отрицательной жесткостью на основе направляющих специальной формы. Трубопровод в этом случае выступает в качестве стабилизатора для виброизолятора с отрицательной жесткостью. Силовая характеристика системы «трубопровод — виброизолятор» при этом в определенном диапазоне становится пологой, что обеспечивает снижение ее жесткости и, следовательно, собственных частот. Применяя данные системы, можно сместить резонансную зону виброизоляционных систем в область малых частот, что приводит к увеличению коэффициента виброизоляции. Выполнены аналитические расчеты для подтверждения эффективности предложенного решения. Пассивный виброизолятор на основе упругого элемента, перемещающегося по направляющим специальной формы перпендикулярно их оси, позволяет создавать силовые характеристики заданной формы, которые необходимы для защиты от вибрации в каждом конкретном случае.

Ключевые слова

технологические трубопроводы;
насосный агрегат; вибрация;
резонанс; виброизоляция;
отрицательная жесткость

A significant part of the stock of pumping equipment of pumping stations is age-related. A common occurrence is the failure of equipment or its individual parts due to vibration overload. The source of increased vibration of pumping units in some cases are vibrations of pump piping. A high level of vibration leads to fatigue breakdowns of equipment at oil pumping stations. Each case of pipeline vibration occurrence requires a thorough and qualified analysis, since there are no universal methods for reducing the vibration of technological pipelines. For vibration isolation, it is proposed to use vibration isolators with negative stiffness on the basis of a special form shapes. The pipeline in this case acts as a stabilizer for a vibration isolator with negative stiffness. The force characteristic of the «pipeline — vibration isolator» system at the same time in a certain range becomes flat, which reduces its stiffness and, consequently, its natural frequencies. Using these systems, it is possible to shift the resonant zone of vibration-proof systems to the area of low frequencies, which leads to an increase in the coefficient of vibration isolation. Analytical calculations were performed to confirm the effectiveness of the proposed solution. A passive vibration isolator based on an elastic element moving along the guides of a special form perpendicular to their axis, allows to create the power characteristics of a given shape, which are necessary to protect against vibration in each case.

Один из самых распространенных элементов на насосных станциях — технологические трубопроводы, непосредственно подключенные к агрегатам высокого давления и оборудованию, часто работающему на нестационарных режимах, в результате чего в них возникает (или передается на них от насосного оборудования) повышенная вибрация. Вибрации трубопроводов часто могут существенно превышать допустимые значения и являться причиной повреждения перекачивающего оборудования. Частой причиной отказа в описанных случаях является разгерметизация соединений патрубков насоса и трубопроводов обвязки из-за их усталостных разрушений при вибрации [1–3].

Высокий уровень колебаний трубопровода передается на связанный с ним насосный агрегат, что создает на его корпусе большие напряжения и увеличивает вибрацию. Особенно важным это становится при совпадении или близости данных частот. Все это может привести как к отказам перекачивающего оборудования при повреждении его деталей и узлов, так и к непредвиденным затратам на ремонтные работы [2, 3].

Универсальных методов снижения вибрации технологических трубопроводов по настоящее время не разработано. Каждый случай появления вибрации трубопроводов требует внимательного и квалифицированного анализа, так как осуществляемые на практике без достаточных обоснований способы гашения колебаний не всегда дают ожидаемый результат.

Key words

technological pipelines; pump unit; vibration; resonance; vibration isolation; negative stiffness

Резонанс собственных частот трубопроводов обвязки с вынуждающими частотами насоса

Рассматривая насосный агрегат как источник большого количества вынужденных колебаний с разными частотами, необходимо отметить, что в ряде случаев необходимо снижать частоты собственных колебаний трубопроводов обвязки. Так, в результате рассмотрения ряда случаев колебаний трубопроводов [1–6] выявлено, что в числе основных причин данного явления — резонанс собственных частот трубопроводной обвязки с возмущающими частотами насосного агрегата.

Так, по результатам вибродиагностики горизонтальных подпорных насосных агрегатов НМП 5000-90 (рисунок 1) с частотой вращения 1000 об/мин на протяжении длительного срока наблюдения отмечены повышенные значения виброскорости как на подшипниках в вертикальном, горизонтальном и аксиальном направлениях, так и на трубопроводах обвязки [4].

Основные частоты вибрации насосного агрегата и собственные частоты колебаний трубопроводов обвязки представлены в таблице 1.

Отстройка частот собственных колебаний f_0 от частот вынуждающих нагрузок f_p является главным методом достижения вибрационной прочности трубопровода. При этом должно выполняться условие [7]:

$$f_0/f_p \leq 0,75 \text{ и } f_0/f_p \geq 1,3. \quad (1)$$

Рассмотрим соотношение вынуждающих частот с наиболее близкими собственными частотами колебаний обвязки (таблица 2).

Таблица 1. Основные частоты вибрации насосного агрегата НМП 5000-90

№ п/п	Вынуждающая частота насосного агрегата, Гц	Собственная частота колебаний обвязки, Гц
1	16,67 — основная роторная частота	13,03
2	33,33 — вторая гармоника роторной частоты	26,06
3	116,69 — лопаточная частота рабочего колеса	34,5
4	233,38 — вторая гармоника лопаточной частоты	69

Таблица 2. Отношение вынуждающих частот к собственным частотам колебаний обвязки

Собственные частоты, Гц	Вынуждающие частоты, Гц	Отношение
13,03	16,67	0,78
26,06	33,33	0,78
34,5	33,33	1,04
69	33,33	2,07

Повышенная вибрация рассматриваемой системы «насос — трубопроводы обвязки», как видно из отношения частот в таблице 2, вызвана превышением допустимого уровня

колебаний всасывающего трубопровода на горизонтальном участке.

Наиболее характерной резонансной частотой являются $f_{0вз} = 34,5$ Гц при частоте

возбуждения $f_{p2} = 33,3$ Гц. Отношение собственной и возмущающей частот при этом составляет $f_{063}/f_{p2} = 1,04 \approx 1$, что и вызывает резонансные колебания.

В данных условиях важной для обеспечения допустимых эксплуатационных параметров становится «отстройка» от резонанса между вынуждающими силами и возмущающими частотами МНА [8].

Виброзащитная система с отрицательной жесткостью на основе направляющих

Для защиты от колебаний трубопроводов наибольшую эффективность имеют системы с отрицательной жесткостью [4, 9–12], позволяющие снизить частоты колебаний системы «трубопровод — виброизолятор».

Рассматривая трубопровод как упругую систему (моделируя его массой на пружине), получаем недостающий упругий элемент, работающий как «стабилизатор» для виброизолятора с отрицательной жесткостью (рисунок 2).

Рисунок 2. Силовая характеристика виброзащитной системы с отрицательной жесткостью

При сочетании двух указанных элементов на определенном участке силовая характеристика системы «трубопровод — виброизолятор» становится пологой [11, 13–15], тем самым обеспечивая снижение ее жесткости и, соответственно, частот собственных колебаний, определяемых по формуле:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad (2)$$

где c — коэффициент жесткости, определяемый трубопроводом, Н/м;

m — масса защищаемого объекта, кг.

Отрицательную жесткость в данной системе получаем на нисходящем участке силовой характеристики виброзащитной системы с отрицательной жесткостью (рисунок 2). Иными словами, рабочий диапазон виброзащитной системы при этом задаем таким образом, чтобы ее силовая характеристика снижалась при увеличении амплитуды колебаний трубопровода. В сочетании с линейно растущей силовой характеристикой трубопровода, выполняющего роль «стабилизатора» с положительной жесткостью, получаем пологий участок с почти постоянной восстанавливающей силой при увеличивающихся значениях виброперемещений. При работе на данном участке (с предварительным поджатием) снижается жесткость всей системы «трубопровод — виброизолятор».

Система с отрицательной жесткостью может быть построена на основе направляющих, имеющих специально рассчитанную форму (рисунок 3).

1 — направляющие специального профиля; 2 — катковая опора; 3 — пружина сжатия; 4 — направляющий стакан; 5 — жесткая связь; 6 — трубопровод; 7 — хомуты; F_0 — вынуждающая сила; F^* — восстанавливающая сила

Рисунок 3. Виброзащитная система с отрицательной жесткостью на основе направляющих специальной формы

Упругим элементом системы является пружина сжатия 3, перемещающаяся перпендикулярно оси направляющих специально рассчитанной формы 1 посредством катковых опор 2. Пружина сжатия через жесткую связь 5 соединена с трубопроводом 6.

Применительно к рассматриваемому случаю, величина отрицательной жесткости должна быть рассчитана таким образом, чтобы снизить частоту колебаний системы «трубопровод — виброизолятор» до уровня, не совпадающего с вынуждающими частотами насосного агрегата, учитывая условие (1).

Форму направляющих при этом необходимо рассчитывать для каждого случая отдельно. Расчетная схема представлена на рисунке 4.

Рисунок 4. Расчетная схема виброзащитной системы с отрицательной жесткостью на основе направляющих специальной формы

Амплитуду восстанавливающей силы $F(x)$ определяем по формуле:

$$F(x) = -\frac{\partial \Pi}{\partial x}, \quad (3)$$

где Π — потенциальная энергия упругого элемента.

Потенциальная энергия сжатой пружины равна

$$\Pi = \frac{c_1}{2} (l_0 - 2y)^2, \quad (4)$$

где y — функция, определяющая форму направляющих;

c_1 — коэффициент жесткости пружины;

$(\frac{l_0}{2} - y)$ — амплитуда сжатия пружины;
 l_0 — длина ненапряженной пружины.

В рассматриваемом случае длина ненапряженной пружины l_0 больше длины пружины L_0 в нулевом положении ($x = 0$).

Так как функция y зависит только от координаты x , то можно свести дифференциальное уравнение в частных производных к обыкновенному дифференциальному уравнению:

$$F(x) = -2c_1(2y - l_0) \frac{dy}{dx}. \quad (5)$$

Начальное условие для данного дифференциального уравнения: при $x_0 = 0$ $y_0 = L_0/2$.

Амплитуду восстанавливающей силы $F(x)$ можно записать как

$$F(x) = b - c_* \cdot x, \quad (6)$$

где $b = mg$;

c_* — требуемая величина отрицательной жесткости.

Решая дифференциальное уравнение (5), можно получить форму направляющих, определяемую функцией y для заданной силы $F(x)$. Требуется рассчитать восстанавливающую силу для получения отрицательной жесткости.

Дифференциальное уравнение (5) с учетом (6) можно переписать в следующем виде:

$$-(b - c_* \cdot x) = -2c_1(2y - l_0) \frac{dy}{dx}. \quad (7)$$

Начальное условие: при $x_0 = 0$ $y_0 = L_0/2$.

Решив дифференциальное уравнение (7), получим функцию для определения профиля направляющих:

$$y = \frac{c_1 \cdot l_0 \pm \sqrt{-2c_1 \cdot D_0 + c_1^2 \cdot l_0^2}}{2c_1}, \quad (8)$$

где $D_0 = \frac{c_* \cdot x^2}{2} - bx + c_1 l_0 L_0 - \frac{c_1 \cdot L_0^2}{2}$.

При знаке «минус» получаем профиль направляющих для пружины сжатия (рисунок 5).

Рисунок 5. Профиль направляющих для виброзащитной системы с отрицательной жесткостью

Профиль направляющих рассчитывался для создания величины отрицательной жесткости $c_* = 19558000$ Н/м, при которой жесткость системы «трубопровод — виброизолятор» становится $c_c = 1800000$ Н/м. Тем самым собственная частота колебаний трубопровода снижается до $f_{01} = 9,5$ Гц. Отношение собственной и возмущающей частот составляет $f_{01}/f_p = 0,285$, условие (1) выполняется.

Выводы

Предлагаемая конструкция виброизолятора позволяет использовать участок с отри-

цательной жесткостью для снижения вибрации обвязки, работающей в условиях резонанса, за счет уменьшения собственных частот колебаний системы «трубопровод — виброизолятор». Пассивный виброизолятор на основе упругого элемента, перемещающегося вдоль направляющих расчетной формы перпендикулярно их оси, позволяет создавать силовые характеристики заданной формы, необходимые для виброзащиты в каждом конкретном случае.

СПИСОК ИСПОЛЪЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Самарин А.А. Вибрации трубопроводов энергетических установок и методы их устранения. М.: Энергия, 1979. 288 с.
2. Лисин Ю.В., Шаммазов А.М., Мастобаев Б.Н., Сощенко А.Е. Техническая диагностика объектов транспорта нефти и нефтепродуктов. СПб.: Недра, 2011. 488 с.
3. Быков Л.И. Расчет магистральных и промысловых газонефтепроводов на прочность и устойчивость. Уфа: Изд-во УГНТУ, 2015. 152 с.
4. Токарев А.П., Зотов А.Н. Применение пассивных виброизоляторов с отрицательной жесткостью для магистральных насосных агрегатов // Нефтегазовое дело. 2017. Т. 15. № 1. С. 133–139.
5. Гумеров А.Г., Гумеров Р.С., Акбердин А.М. Эксплуатация оборудования нефтеперекачивающих станций. М.: Недра, 2001. 475 с.
6. Гумеров А.Г., Гумеров Р.С., Исхаков Р.Г., Новикова Л.Ф., Хангильдин Т.В. Виброизолирующая компенсирующая система насосно-энергетических агрегатов. Уфа: Институт проблем транспорта энергоресурсов, 2008. 328 с.
7. ГОСТ 32388-2013. Трубопроводы технологические. Нормы и методы расчета на прочность, вибрацию и сейсмические воздействия. М.: Стандартинформ, 2016. 114 с.
8. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Л.: Политехника, 1990. 272 с.
9. Токарев А.П., Валеев А.Р., Зотов А.Н. Снижение вибрации трубопроводной обвязки насосов на нефтеперекачивающих станциях при помощи виброизоляторов с отрицательной жесткостью // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. 2018. № 3. С. 32-36. DOI: 10.24411/0131-4270-2018-10303.
10. Platus D.L., McMahon J. Negative-Stiffness Vibration Isolators. How They Work // Minus K Technology. URL: https://www.minusk.com/content/technology/how-it-works_passive_vibration_isolator.html (дата обращения: 14.06.2019).
11. Alabuzhev P., Gritchin A., Kim L., Migirenko G., Chon V., Stepanov P. Vibration Protecting and Measuring Systems with Quasi-Zero Stiffness. New-York: Hemisphere Publishing Corporation, 1989. 110 p.
12. Токарев А.П., Зотов А.Н. Применение виброзащитных систем пассивного типа, имеющих силовые характеристики с петлями гистерезиса прямоугольной формы, для магистральных насосных агрегатов //

Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов. 2017. Вып. 1 (107). С. 48–59.

13. Robertson W., Cazzolato B., Zander A. Planar Analysis of a Quasi-Zero Stiffness Mechanism using Inclined Linear Springs // Acoustics: Conference. Victor Harbour, South Australia, Australia. 2013. P. 2–6.
14. Carrella, A., Friswell M.A. A Passive Vibration Isolator Incorporating a Composite Bistable Plate // IPACS Open Access Electronic Library, Open Library, 6th Euromech Nonlinear Dynamics Conference, ENOC, 2008.
15. Харисов Ш.А., Коробков Г.Е. Теоретические основы разработки тарельчатых виброизоляторов с малой (квазинулевой) жесткостью // Рассохинские чтения: матер. Междунар. семинара: в 2-х ч. Ухта: УГТУ, 2016. Ч. 1. С. 185–192.

REFERENCES

1. Samarin A.A. *Vibratsii truboprovodov energeticheskikh ustanovok i metody ikh ustraneniya* [Vibrations of Pipelines of Power Plants and Methods of their Elimination]. Moscow, Energiya Publ., 1979. 288 p. [in Russian].
2. Lisin Yu.V., Shammazov A.M., Mastobaev B.N., Soshchenko A.E. *Tekhnicheskaya diagnostika ob'ektov transporta nefi i nefteproduktov* [Technical Diagnostics of Oil and Oil Products Transportation Facilities]. Saint-Petersburg, Nedra Publ., 2011. 488 p. [in Russian].
3. Bykov L.I. *Raschet magistral'nykh i promyslovykh gazonefteprovodov na prochnost i ustoichivost* [Calculation of Main and Field Gas and Oil Pipelines for Strength and Stability]. Ufa, UGNTU Publ., 2015. 152 p. [in Russian].
4. Tokarev A.P., Zotov A.N. *Primenenie passivnykh vibroizolyatorov s otritsatel'noi zhestkost'yu dlya magistral'nykh nasosnykh agregatov* [The Usage of Passive Vibration Isolators with Negative Stiffness for Main Pumping Units]. *Neftegazovoe delo — Petroleum Engineering*, 2017, Vol. 15, No. 1, pp. 133–139. [in Russian].
5. Gumerov A.G., Gumerov P.C., Akberdin A.M. *Ekspluatatsiya oborudovaniya nefteperkachivayushchikh stantsii* [Operation of Equipment of Oil Pumping Stations]. Moscow, Nedra Publ., 2001. 475 p. [in Russian].
6. Gumerov A.G., Gumerov P.C., Iskhakov R.G., Novikova L.F., Khangil'din T.V. *Vibroizoliruyushchaya kompensiruyushchaya sistema nasosno-energeticheskikh agregatov* [The Vibration-Insulating Compensating System Pump Power Units]. Ufa, 2008. 328 p. [in Russian].

7. GOST 32388-2013. *Truboprovody tekhnologicheskie. Normy i metody rascheta na prochnost', vibratsiyu i seismicheskie vozdeystviya* [State Standard 32388-2013. Process Pipelines. Norms and Methods of Calculation for Strength, Vibration and Seismic Effects]. Moscow, Standartinform, 2016. 114 p. [in Russian].
8. Panovko Ya.G. *Osnovy prikladnoi teorii kolebaniy i udara* [Fundamentals of Applied Theory of Vibrations and Shock]. Leningrad, Politehnika Publ., 1990. 272 p. [in Russian].
9. Tokarev A.P., Valeev A.R., Zotov A.N. Snizhenie vibratsii truboprovodnoi obvyazki nasosov na nefteperekachivayushchikh stantsiyakh pri pomoshchi vibroizolyatorov s otritsatel'noi zhestkost'yu [Reduction of Vibration of Pump Pipes at Oil Pumping Stations with the Use of Vibratory Isolators with Negative Stiffness]. *Transport i khranenie nefteproduktov i uglevodorodnogo syr'ya — Transport and Storage of Oil Products and Hydrocarbons*, 2018, No. 3, pp. 32-36. DOI: 10.24411/0131-4270-2018-10303 [in Russian].
10. Platus D.L., McMahon J. Negative-Stiffness Vibration Isolators. How they Work. Minus K Technology. Available at: https://www.minusk.com/content/technology/how-it-works_passive_vibration_isolator.html (accessed: 14.06.2019).
11. Alabuzhev P., Gritchin A., Kim L., Migirenko G., Chon V., Stepanov P. *Vibration Protecting and Measuring Systems with Quasi-Zero Stiffness*. New-York, Hemisphere Publishing Corporation, 1989. 110 p.
12. Tokarev A.P., Zotov A.N. *Primenenie vibrozashchitnykh sistem passivnogo tipa, imeyushchikh silovye kharakteristiki s petlyami gistereza pryamougol'noi formy, dlya magistral'nykh nasosnykh agregatov* [Vibration Isolating Passive-Type Systems with Power Characteristics with Rectangular Hysteresis Loops for the Main Pump Units]. *Problemy sbora, podgotovki i transporta nefli i nefteproduktov — Problems of Gathering, Treatment and Transportation of Oil and Oil Products*, 2017, No. 1 (107), pp. 48-59. [in Russian].
13. Robertson W., Cazzolato B., Zander A. Planar Analysis of a Quasi-Zero Stiffness Mechanism using Inclined Linear Springs. *Acoustics: Conference*. Victor Harbour, South Australia, Australia, 2013, pp. 2–6.
14. Carrella A., Friswell M.A. A Passive Vibration Isolator Incorporating a Composite Bistable Plate. *IPACS Open Access Electronic Library, Open Library, 6th Euromech Nonlinear Dynamics Conference, ENOC*, 2008.
15. Kharisov Sh.A., Korobkov G.E. *Teoreticheskie osnovy razrabotki tarel'chatykh vibroizolyatorov s maloi (kvazinulevoi) zhestkost'yu* [Theoretical Basis for the Development of Poppet Vibration Isolators with Low (Quasi-Zero) Stiffness]. *Materialy mezhdunarodnogo seminar «Rassokhinskie chteniya»: V 2 Ch.* [Materials of the International Seminar «Rassokhin Readings»: in 2 p.]. Ukhta, UGTU Publ., 2016, Part 1, pp. 185-192. [in Russian].

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ABOUT THE AUTHORS

Гумеров Асгат Галимьянович, д-р техн. наук, профессор, советник президента Академии наук Республики Башкортостан, г. Уфа, Российская Федерация

Asgat G. Gumerov, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Advisor to the President of the Academy of Sciences of the Republic of Bashkortostan, Ufa, Russian Federation

e-mail: gumerov@anrb.ru

Шаммазов Айрат Мингазович, д-р техн. наук, профессор, президент УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

Airat M. Shammazov, Doctor of Engineering Sciences, Professor, President of USPTU, Ufa, Russian Federation

e-mail: ashammazov@mail.ru

Быков Леонид Иванович, д-р техн. наук, профессор, профессор кафедры «Сооружение и ремонт газонефтепроводов и газонефтехранилищ», УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

Leonid I. Bykov, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Professor of Gas and Oil Pipelines and Storages Facilities Construction and Repair Department, USPTU, Ufa, Russian Federation

e-mail: st@rusoil.net

Токарев Артём Павлович, доцент кафедры «Гидрогазодинамика трубопроводных систем и гидромашин», УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

Artem P. Tokarev, Assistant Professor of Fluid-Gas Dynamics of Pipeline Systems and Hydraulic Machines Department, USPTU, Ufa, Russian Federation

e-mail: art-tokarev@yandex.ru