

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОИЗОЛЯТОРА МАЛОЙ ЖЕСТКОСТИ ДЛЯ ЗАЩИТЫ НЕФТЕ- И ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ

УДК 622.692.2
:622.691.4

EXPERIMENTAL RESEARCH OF LOW STIFFNESS VIBROISOLATOR FOR OIL
AND GAS PUMPING AGREGATES

Произведены анализ статической характеристики и динамическое исследование экспериментального прототипа виброизолятора. Собственная частота колебаний виброизолятора составила 1,7 Гц. Коэффициент виброизоляции системы выше чем у аналогов в 4-9 раз. Предложено использование компенсаторов жесткости для повышения эффективности работы уже смонтированных традиционных виброизоляторов, в частности, возможна интеграция в виброизолирующую компенсирующую систему насосно-энергетических агрегатов, разработанной в ГУП «ИПТЭР», с целью повышения ее эффективности. Предложенный виброизолятор является перспективным средством защиты нефтегазоперекачивающих агрегатов от вибрации.

Low-stiffness vibroisolators are perspective in the area of mechanical engineering. The project and computer model of quasi-stiffness vibroisolator are presented. The vibroisolator consists of elastic element represented as bow spring and a couple of elastic rings functioning as stiffness compensator. Analysis of static characteristic and dynamic investigation of the experimental vibroisolator is made. Eigenfrequency of the vibroisolator is 1,7 Hz. It's coefficient of vibroisolation is 4-9 times more than analogue vibroisolator's one. Application of stiffness compensator for increasing of efficiency of traditional vibroisolators is offered. Particularly integration of stiffness compensator into vibration isolating and compensating system of pump units researched by IPTER is possible. The offered vibroisolator is perspective as vibration protection of oil and gas pumping units.

**А.Р. Валеев, Г.Е. Коробков,
В.Я. Саньков**

**ГОУ ВПО Уфимский
государственный нефтяной
технический университет**

**A.R. Valeev, G.E. Korobkov,
V.Ya. San'kov**

**Ufa State Petroleum
Technical University**

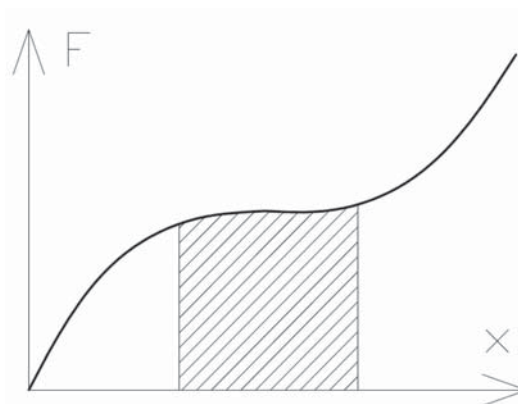
Ключевые слова: вибрация, виброизолятор, квази-нулевая жесткость.

Keywords: vibration, vibroisolator, quasi-zero stiffness.

По мере ввода в эксплуатацию нефтегазоперекачивающих агрегатов все больших мощности и частоты вращения ротора усиливается влияние таких негативных производственных факторов как вибрация и шум. В настоящее время из-за износа основных производственных фондов нефтеперекачивающих (НПС) и компрессорных станций (КС) встает проблема повышения надежности и долговечности работы их оборудования. Одной из основных причин нарушения оптимальных параметров работы оборудования является чрезмерная вибрация [1]. Следовательно, актуальна разработка конструкций, которые могут уменьшить уровень вибрации или ее влияние на другие объекты.

Виброизоляторы на основе систем с квази-нулевой жесткостью являются новым и перспективным направлением в машиностроении [2]. Их начали внедрять в средствах виброзащиты персонала, в судостроении, в ручных ударных машинах ударного типа и т.д. Система с квази-нулевой жесткостью – это упругая система, имеющая в своей статической характеристике пологий участок, т.е. участок с малой жесткостью. Принципиальный вид характеристики с квази-нулевой жесткостью представлен на

рисунке 1. Штриховой линией условно обозначена рабочая зоны системы.

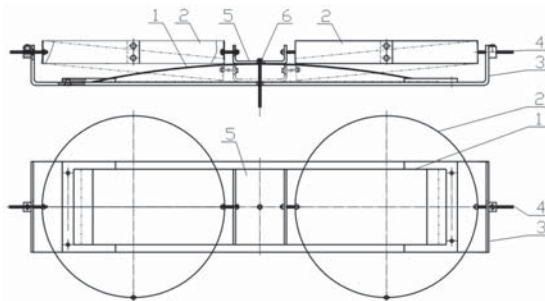


F – восстанавливающая сила; x – деформация

Рисунок 1. Принципиальный вид силовой характеристики системы с квази-нулевой жесткостью

Системы с квази-нулевой жесткостью имеют ряд преимуществ по сравнению с традиционными виброизоляторами: более высокая степень снижения передаваемой динамической силы благодаря малой жесткости, независимость жесткости от статической нагрузки. Недостатками являются усложнение конструкции, требования к настройке.

Для исследования виброизолятора на основе квази-нулевой жесткости был спроектирован прототип (рисунок 2).

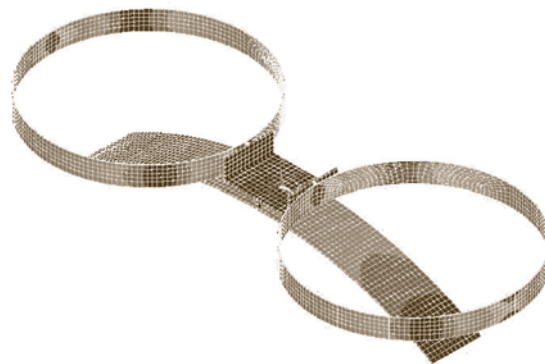


1 – несущая пластина; 2 – пружинные кольца – компенсаторы жесткости; 3 – корпус; 4 – регулируемые упоры; 5 – центральное крепление; 6 – центратор
Рисунок 2. Конструкция проектируемого виброизолятора

Статическая нагрузка от виброизолируемого объекта воспринимается несущей пластиной 1, выполненной в виде арочного элемента (рессоры). Пружинные кольца 2 играют роль компенсатора жесткости (элементов с отрицательной жесткостью). Пружинные кольца 2, так же как и несущую пластину 1, следует выполнять из сталей, устойчивых к постоянным динамическим циклическим нагрузкам, например, рессорных. Корпус 3 соединяет элементы конструкции. Регулируемые упоры 4 позволяют изменять степень сжатия колец и, соответственно, настраивать виброизолятор. Также упоры позволяют двигаться пружинным кольцам с минимальным трением. Центральное крепление 5 соединяет несущую пластину 1 и пружинные кольца 2. К нему прикладывается нагрузка от виброизолируемого объекта. Центратор 6 придает дополнительную устойчивость.

Принцип работы виброизолятора в следующем. Несущая пластина имеет определенную жесткость при перемещении в вертикальном направлении. Компенсирующие пружинные кольца, находясь в сжатом состоянии, стремятся переместиться вверх или вниз. Таким образом, они находятся в неустойчивом состоянии и имеют некоторую отрицательную жесткость в вертикальном направлении (корректоры жесткости типа А по классификации П. М. Алабушева [3]). В результате пружинные кольца уменьшают жесткость всего виброизолятора до малого (квазинулевого) значения. Применение компенсирующих пружинных колец и их расчеты приведены в [4], где обосновывалась эффективность их применения в средствах защиты от динамических воздействий. Регулируемыми упорами (позиция 4, рисунок 2) можно задавать отрицательную жесткость компенсаторов жесткости и задавать жесткость всего виброизолятора, следовательно, и эффективность виброизолятора в целом.

Моделирование виброизолятора было произведено в компьютерной программе ANSYS (рисунок 3), которое показало возможность работы данной конструкции в качестве виброизолятора.



Красная часть – напряженные точки конструкции; зеленая часть – напряженные точки конструкции;
Рисунок 3. Модель виброопоры в Ansys

Геометрические параметры виброопоры и механические свойства материала сведены в таблице 1.

Таблица 1 - Параметры виброопоры

Параметр	Значение
Модуль Юнга E , ГПа	200
Ширина несущей пластины b , м	0,1
Толщина несущей пластины h , м	0,001
Расстояние между упорами несущей пластины L_p , м	0,5
Статический прогиб несущей пластины u_0 , м	0,05
Высота верхней точки несущей пластины u_1 , м	0,1
Ширина кольца b_k , м	0,03
Толщина кольца h_k , м	0,0005
Радиус кольца R , м	0,12
Статическое сжатие кольца Δ , м	0,03

Экспериментальный стенд виброизолятора представлен на рисунке 4. Несущая пластина может перемещаться по направляющим, выполненными в виде буквы «П» (рисунок 5). Крепление пружинных колец к раме виброопоры (рисунок 6) позволяет им шарнирно поворачиваться.



Рисунок 4. Виброизолятор



Рисунок 5. Крепление колец и основания пластины



Рисунок 6. Крепление колец к пластине

Исследование на экспериментальной установке проводилось в два этапа. На первом этапе проведены исследования по изучению статической характеристики конструкции, определению силы трения в системе и произведена ее настройка. На втором этапе изучалась виброопора в динамике. Для этого использован восьмиканальный синхронный регистратор-анализатор вибросигналов «Диана-8», предназначенный для решения практических задач диагностики состояния оборудования.

Сухое трение в конструкции приводит к наличию гистерезиса в силовой характеристике. Поэтому измерения проводились при прямом и обратном нагружениях. Виброопора нагружалась массой от 7,5 до 17 кг. Результаты измерений при различном напряжении пружинных колец приведены на рисунке 7. Измерения проводились с приведенной погрешностью 0,4%.

По мере увеличения степени сжатия компенсирующих колец, их способность к компенсации жесткости возрастает, и жесткость всей системы падает. Все линии на рисунке 7 пересекаются в одной точке, которая является рабочей. Ей соответствует перемещение 30,7 мм и нагрузка 10,5 кг. В этой точке кольца занимают строго горизонтальное положение. Одним из положительных свойств виброопоры заключается в том, что номинальная

нагрузка не зависит от степени сжатия колец.

Наиболее крутая линия на рисунке 7 (виброопора без колец – имитация линейного виброизолятора) может быть аппроксимирована на данном участке перемещений уравнением $y = 0,365x - 0,888$, а наиболее пологая линия (сжатие 5 см) – уравнением $y = 0,136x + 6,198$, где значение x приведено в мм, в y – в кг. Следовательно, значение жесткости с наибольшим сжатием колец составило 0,136 кгс/мм против 0,365 кгс/мм для пластины без колец. Тогда повышение коэффициента виброизоляции составило 2,68 раз.

Далее опыт был повторен для менее жесткой пластины. На рисунке 8 представлены полученные

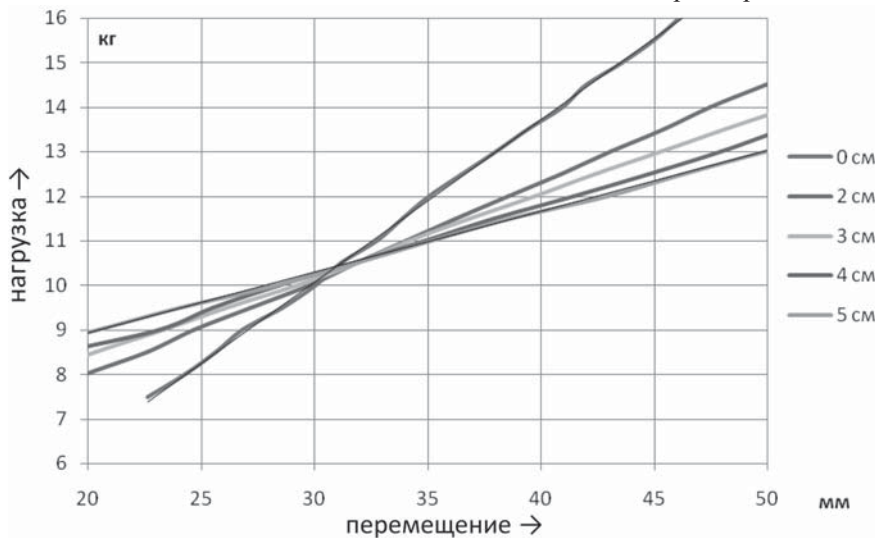


Рисунок 7. Статическая характеристика при различном сжатии пружинных колец

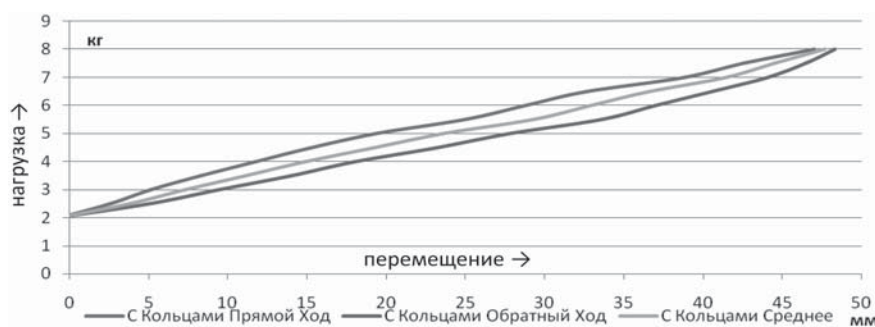


Рисунок 8. Статическая характеристика (опыт 2)

результаты при прямом и обратном ходе, а также их усредненное значение.

Было определено, что средняя разность между прямым ходом и обратным составляет 3,6 Н, следовательно, трение в системе составляет 1,8 Н или 3% номинальной нагрузки. Отмечаем, что во втором опыте повышение коэффициента виброизоляции составило 3,39 раз. Собственная частота колебаний виброизолятора составила 1,7 Гц.

На следующем этапе исследований проводились динамические испытания. Источником колебаний являлся электродвигатель ДПМ20 с номинальным напряжением 27 В, мощностью 1,3 Вт и частотой вращения 4500 об/мин. (рисунок 8). Вибросигнал принимался поверенным виброанализатором «Диана-8» (рисунок 9). Прибор позволяет проводить синхронную регистрацию вибросигналов (виброускорения, виброскорости или виброперемещения) при помощи восьми пьезоакселерометров типа ИСР. Предел основной допускаемой относительной погрешности прибора при измерении общего уровня вибрации менее 5%. Датчики при помощи магнитов устанавливались в трех местах (рисунок 10):

- у источника колебаний;
- у крепление упругих пластин;
- у основания опоры.



Рисунок 9. Электродвигатель ДПМ20



Рисунок 10. Восьмиканальный синхронный регистратор-анализатор вибросигналов «Диана-8»



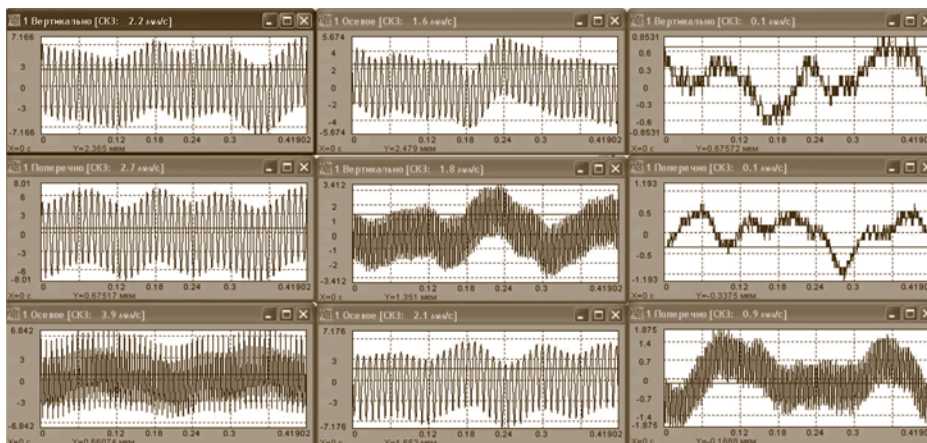
Рисунок 10. Установка датчиков на виброизолятор



Рисунок 11. Синхронизация виброанализатора с компьютером

Работа виброанализатора синхронизировалась с компьютером, и результаты измерений обрабатывались при помощи программы «Атлант» (рисунок 11). Измерения проводились в трех положениях - при жесткой фиксации пластины, моделирующей жесткое крепление оборудования на фундамент, при установке одной лишь пластины, соответствующей обычному амортизатору, и при установке компенсирующих пружинных колец. Получены девять вибродиаграмм (рисунок 12).

По диаграммам были вычислены среднеквадратичные значения виброскорости (таблица 2). Применение эффекта малой жесткости при помощи компенсирующих пружинных колец показало значительное снижение уровня вибрации в контрольной точке, благодаря чему значение виброскорости снизилось с 0,9 мм/с до 0,1 мм/с (отмечаем, что среднее квадратичное значение виброскорости было меньше нижнего предела измерения виброскорости, которое согласно паспорту прибора – 0,3 мм/с, поэтому это значение является примерным). При этом наблюдается уменьшение уровня вибрации как у источника колебаний, так и у основания виброопоры. Анализ спектра показывает, что доля субгармоник резко уменьшается на общем фоне вибрации.



Слева направо: жесткое соединение, упругое соединение, с установленными кольцами.
Сверху вниз: у основания виброопоры, у крепления пластин, у источника вибрации
Рисунок 13. Уровень сигнала виброскорости

Таблица 2 - Уровень сигнала виброскорости, среднеквадратичное значение виброскорости, мм/с.

Место установки датчика	Жесткое соединение	Упругое соединение	С компенсирующими пружинными кольцами
основание виброопоры	2,2	1,6	0,1
место крепления пластин	2,7	1,8	0,1
у источника вибрации	3,9	2,1	0,9

Таким образом, экспериментальные данные доказывают эффективность работы виброопоры и метода повышения виброизоляции с помощью систем с квазинулевой жесткостью.

Улучшение свойств виброизоляторов с помощью эффекта квазинулевой жесткости позволит защищать оборудования от вибрации на более высоком уровне. Компенсаторы жесткости, в частности, наклонно расположенные пружинные кольца, могут быть применены не только при проектировании новых виброизоляторов, но также и для повышения эффективности уже изготовленных и смонтированных виброизолирующих систем. Параллельное подключение элементов с отрицательной жесткостью

(компенсаторов жесткости) позволяют не изменять основную часть конструкции при ее модернизации. К примеру, таким способом можно увеличивать эффективность отдельных амортизаторов на металлических пружинах или целых комплексов в целом. В частности, добавление компенсаторов жесткости позволит в несколько раз повысить защитные свойства виброизолирующей компенсирующей системы насосно-энергетических агрегатов, разработанной в ГУП «ИПТЭР» [1].

Разработанный прототип виброизолятора будет способствовать решению проблем по защите насосно-силового оборудования от вибрации, а также повысить надежность и долговечность транспорта энергоресурсов в целом.

Выводы

Разработан экспериментальный виброизолятор на основе квазинулевой жесткости.

Проведены исследования по изучению статической характеристики виброизолятора и анализ работы конструкции в динамике.

Выполнен анализ результатов эксперимента, которые доказали эффективность работы данного виброизолятора.

Предложено использование компенсаторов жесткости для повышения эффективности работы уже смонтированных традиционных виброизоляторов.

ЛИТЕРАТУРА

Виброизолирующая компенсирующая система насосно-энергетических агрегатов / А.Г. Гумеров. Уфа, 2008. 328 с.

Зотов А.Н. Амортизаторы с квазинулевой жесткостью // Нефтегазовое дело. 2005. №3. С. 265 - 272.

П.М. Алабужев, А.А. Гритчин. Виброзащитные системы с квазинулевой жесткостью / под ред. К.М. Рагульска. Л.: Машиностроение, 1986. 96 с.

А.Р. Валеев. Конструкция сейсмоопоры с компенсационными кольцевыми пружинами // Нефтяное хозяйство. 2010. №6. С. 116 – 118.

А.Р. Валеев, аспирант кафедры «Транспорт и хранение нефти и газа», УГНТУ
A.R. Valeev, postgraduate student of chair «Transportation and storage of oil and gas», USPTU

Г.Е. Коробков, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Транспорт и хранение нефти и газа», УГНТУ
G.E. Korobkov, dr.tech.sci., professor chief of chair «Transportation and storage of oil and gas», USPTU

В.Я. Саньков, инженер кафедры «Транспорт и хранение нефти и газа», УГНТУ
V.Ya. San'kov, engineer of chair «Transportation and storage of oil and gas», USPTU
e-mail: korobkov45@mail.ru