

**Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Институт машиностроения, материалов и транспорта**

На правах рукописи

Крохмаль Владислав Владимирович

Исследование виброфуги с пневматической пружиной

Направление подготовки 15.06.01 «Машиностроение»

Код и наименование

Направленность 15.06.01_03 «Роботы, мехатроника и робототехнические системы»

Код и наименование

НАУЧНЫЙ ДОКЛАД

об основных результатах научно-квалификационной работы (диссертации)

Автор работы: Крохмаль Владислав
Владимирович
Научный руководитель: к.т.н., Мацко
Ольга Николаевна

Санкт-Петербург – 2021

Научно-квалификационная работа выполнена в Высшей школе автоматизации и робототехники Института машиностроения, материалов и транспорта федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

Директор ВШАиР:

– *Мацко Ольга Николаевна,*
к.т.н., доцент

Научный руководитель:

– *Мацко Ольга Николаевна,*
к.т.н., доцент

Рецензент:

– *Знаменский Иван Сергеевич,*
к.т.н., руководитель продаж в
Европейской части РФ ООО
«ФЕСТО-РФ»

С научным докладом можно ознакомиться в библиотеке ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» и на сайте Электронной библиотеки СПбПУ по адресу: <http://elib.spbstu.ru>

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы

Тематика научно-квалификационной работы посвящена исследованию работы комплексного испытательного оборудования виброфуги – центрифуги с пневматической пружиной и электромеханическим вибратором, которые установлены на роторе.

Испытательные операции являются неотъемлемой частью жизненного цикла создания технических объектов, которые изготавливаются в производственной среде. Чаще всего испытательные оборудования воспроизводит одну нагрузку на испытуемый объект. Стенд, изучаемый в работе, реализует две нагрузки:

- 1) центробежная нагрузка от вращения ротора центрифуги;
- 2) вибрационная составляющая от электромеханического вибратора.

В качестве испытуемых объектов на центрифугах обычно тестируют акселерометры. Эти устройства входят в состав конструкции самолетов, ракет и любая другая летательная техника. Во время работы такой техники акселерометры и другие приборы испытывают такие нагрузки как центробежная и вибрационная (тряска). Таким образом, с помощью виброфуги возможно проведение более достоверных испытаний.

Среди научных работ существует кандидатская диссертация, посвященная компенсации инерционных сил в виброротационных стендах под авторством Д. П. Козликина. Также в основном встречаются работы посвященные исследованию параметров работы центрифуг, влияющие на погрешность работы стендов, а также изучению способов устойчивого уравнивания относительно подвижных масс на центрифугах. Эти работы опубликованы в базах РИНЦ, Scopus под авторством коллектива кафедры Теории машин и механизмов в лице В. И. Каразина, И. О. Хлебосолова, А. Н. Евграфова, П. А. Андриенко и Д. П. Козликина.

В соответствии с вышесказанным, тематика научно-квалификационной работы не подлежит какому-либо сомнению.

Цель и задачи исследования

Целью работы является исследование определенных процессов в работе испытательного стенда виброфуги с применением как пневматической пружины, так и линейной пружины сжатия, для определения области начальных параметров (длина ротора, скорость вращения и т. п.), при которых стенд работоспособен.

Задачи в рамках научно-квалификационной работы поставлены следующие:

- 1) провести патентно-литературный обзор по тематике;
- 2) исследовать корректность работы испытательного стенда при вращении ротора виброфуги с постоянной скоростью и одновременной работе электромеханического вибратора;
- 3) исследовать уровень давления в пневматической пружине во время вращения ротора с постоянной скоростью;
- 4) вычислить оптимальное начальный уровень давления в рабочей камере пневматической пружины для корректной работы испытательного стенда;
- 5) исследовать систему подачи дополнительного давления в рабочую камеру пневмопружины и вычислить пропускную способность трубопровода;
- 6) исследовать работу виброфуги с применением линейной пружины сжатия вместо пневмопружины.

Научная новизна

Научная новизна исследований, проведенных в научно-квалификационной работе, заключается в том, что в работе впервые при помощи законов теоретической механики смоделирована и исследована работа комплексного испытательного стенда виброфуги с применением как пневматической пружины, так и линейной пружины сжатия. Так же приведены методики расчетов определенных начальных параметров для корректной работы стенда.

Теоретическая и практическая значимость

Теоретическая и практическая значимость научно-квалификационной работы заключается в том, что согласно проведенным теоретическим расчетам и исследованиям комплексный испытательный стенд виброфуга при определенных параметрах может работать корректно, а методики расчетов могут быть применены при управлении стендом.

Апробация работы

Основные результаты научно-квалификационной работы были представлены на следующих конференциях с дальнейшей публикацией в сборник:

- 1) научная конференция с международным участием «Неделя науки СПбПУ 2017»;
- 2) XXV международная научно-техническая конференция «Машиностроение и техносфера XXI века» 2018;
- 3) научная конференция с международным участием «Неделя науки СПбПУ 2018»;
- 4) научная конференция с международным участием «Неделя науки СПбПУ 2019».

Публикации

На основе результатов исследования работы опубликовано 7 работ. Из них 4 статьи РИНЦ, 2 опубликованы в журналах, индексируемые в базе Scopus, и 1 в журнале, индексируемый в базе Web of Science.

Представление научного доклада: основные положения

- 1) Представлена структурно-функциональная схема и 3D модель испытательного стенда виброфуги с пневматической пружиной.
- 2) Показана работоспособность испытательного стенда с использованием пневматической пружины для гашения вибраций

при постоянной скорости вращения ротора. Исследованы области начальных параметров испытательного стенда, при которых установка работает корректно.

- 3) Исследовано перераспределение давления газа в рабочей камере пневматической пружины при постоянной скорости вращения ротора виброфуги. Представлена методика расчета рекомендуемого уровня давления газа в камере пневмопружины, который должен быть закачан перед началом работы испытательного стенда
- 4) Исследована система подачи газа в камеру пневмопружины. Рассчитан массовый расход газа при разгоне ротора виброфуги. Определены пропускная способность трубопровода и минимальная площадь сечения, необходимый для добавления газа в камеру пневмопружины.
- 5) Показана работоспособность испытательного стенда с применением линейной пружины сжатия для гашения вибраций при постоянной скорости вращения ротора. Доказана неэффективность использования пружины в конструкции испытательного стенда.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **Введении** указывается важность проведения испытаний, а также какие испытания проводятся в производственной сфере. Обосновывается актуальность темы работы, формулируется цель и постановка задач работы.

В **первом разделе** работы проводится патентно-литературный обзор. Приведены несколько патентов, где в качестве конструктивного решения применяются механические конструкции. Так же описываются научные работы коллектива кафедры Теории машин и механизмов, которые посвящены исследованию параметров, влияющих на погрешность работы центрифуг, а также способы устойчивого уравнивания относительно подвижных масс на центрифугах.

Во **втором разделе** описывается работа испытательной виброфуги, которая изучается в работе. Представлены структурно-функциональная схема (рис. 1) и 3D модель (рис. 2) стенда. Также проведены необходимые расчеты по подбору двигателя.

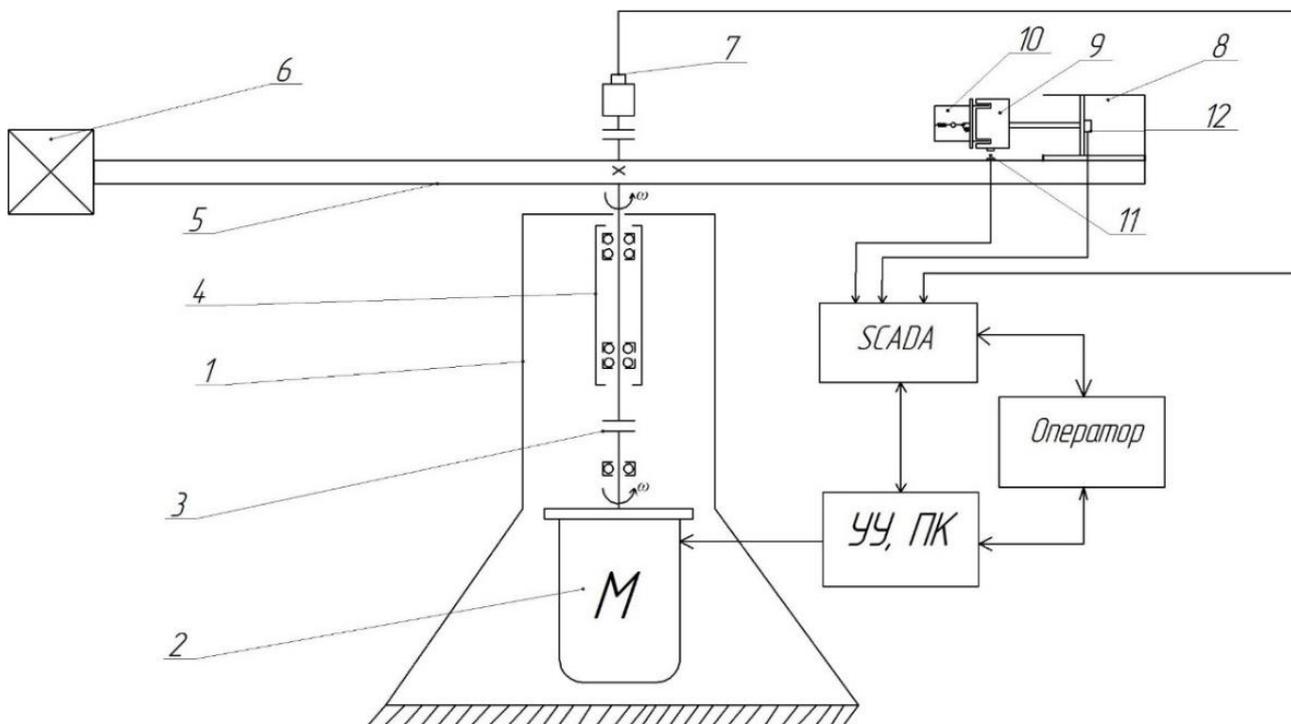


Рисунок 1 – Структурно-функциональная схема виброфуги

При работе двигателя (поз. 2) в несущей конструкции (поз. 1) вращение передается через муфту и шпиндель (поз. 3 и 4 соответственно) на ротор (поз. 5), скорость вращения фиксирует вращающееся контактное устройство (ВКУ) (поз. 7). Для соблюдения баланса при вращении на одном конце ротора присутствует противовес (поз. 6). При достижении постоянной скорости вращения ротора включается электромеханический вибратор (поз. 9). Вибрация передается на испытуемый объект, например акселерометр (поз. 10). Соединенная с электромеханическим вибратором пневматическая пружина (поз. 8) гасит вибрации, передаваемые на сам ротор. Смещения поршня пневматической пружины, связанного с механическим вибратором, фиксируют датчик положения (поз. 11). Уровень давления под поршнем пружины измеряется датчиком давления (поз. 12). Информация с датчиков передается в SCADA – систему. SCADA – система - программно-аппаратный комплекс сбора данных и диспетчерского контроля. Полученная информация анализируется оператором и устройством управления, которые в свою очередь осуществляют управление виброфугой.

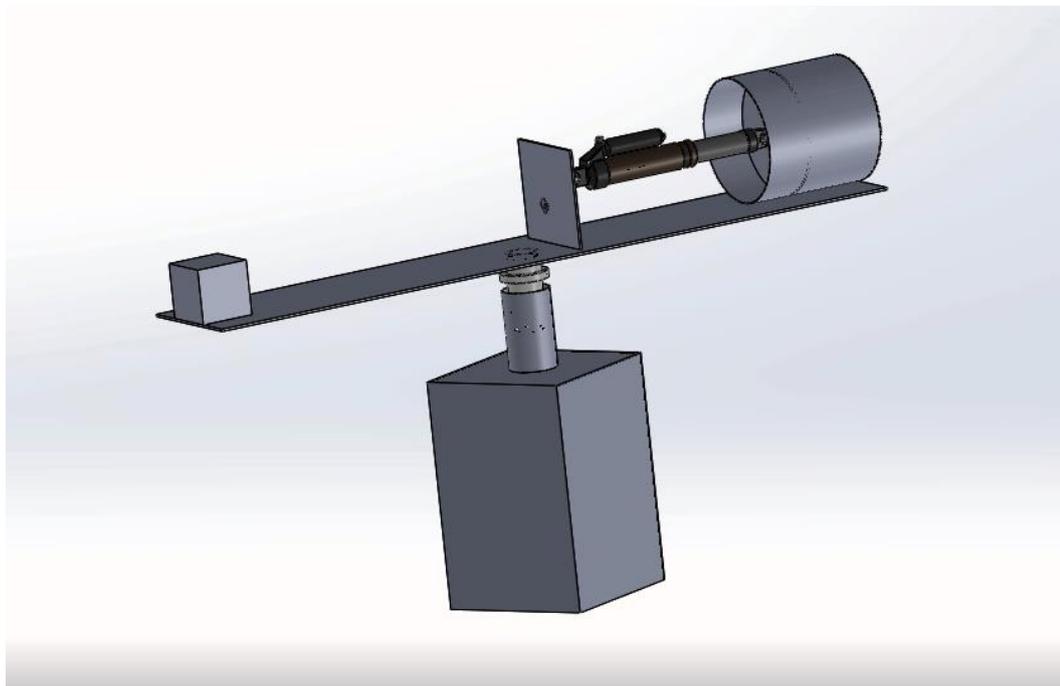


Рисунок 2 – 3D модель испытательной виброфуги

Третий раздел посвящен исследованию воздействия электромеханического вибратора на пневматическую пружину во время вращения ротора виброфуги на постоянной скорости.

Представляется схема на рисунке 3.

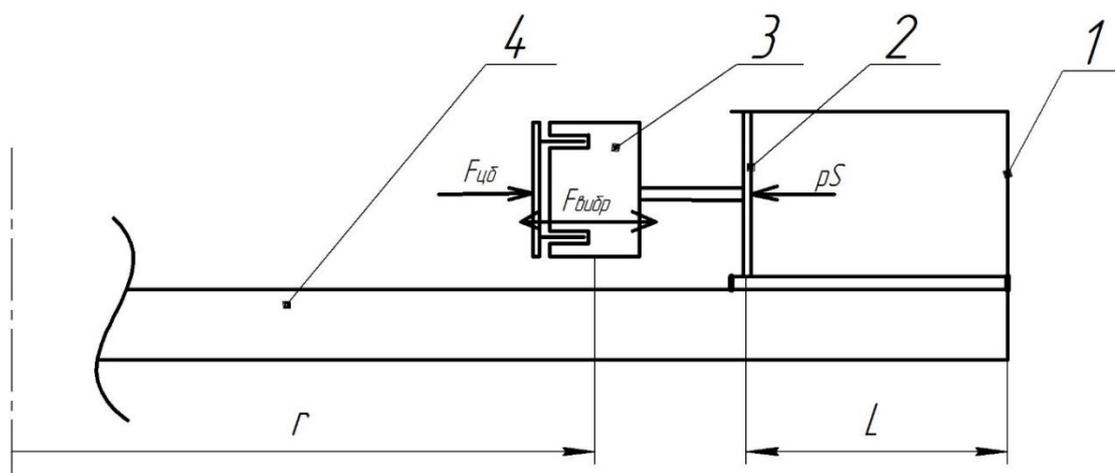


Рисунок 3 - Схема работы электромеханического вибратора и пневмопружины под нагрузкой (поз. 1 – пневматическая пружина, поз. 2 – поршень в камере пневмопружины, поз. 3 – электромеханический вибратор, закрепленный к поршню пневмопружины, поз. 4 – ротор испытательной виброфуги, r – радиус ротора испытательной виброфуги от оси вращения до центра массы электромеханического вибратора, L – длина камеры пневмопружины).

Для проведения исследования необходимо выяснить характер смещений поршня во время вращения ротора с постоянной скоростью и работы электромеханического вибратора. Применяя законы динамики механических систем, из указанных сил рис. 3, формулируется следующее выражение:

$$M \frac{d^2L}{dt^2} = F_{цб} + F_{вибр} - pS \quad (1)$$

Из выражения 1 выводится формула расчета смещений поршня относительно времени:

$$dL = v_{i-1}dt + \frac{a(dt)^2}{2} \quad (2)$$

После введения начальных параметров виброфуги (исходные данные для расчетов: $M = 25$ кг, $L = 0,5$ м, $\omega = 50$ рад/с, $r = 2,5$ м, $F = 5000$ Н, $S = \frac{\pi}{4}d^2$ ($d = 0,320$ м – диаметр поршня), $f = 50$ Гц, $dt = 0,02/12$ с.) производятся необходимые расчеты для построения графика характера смещений поршня во время работы виброфуги на постоянной скорости (рис. 4) и зависимостей.

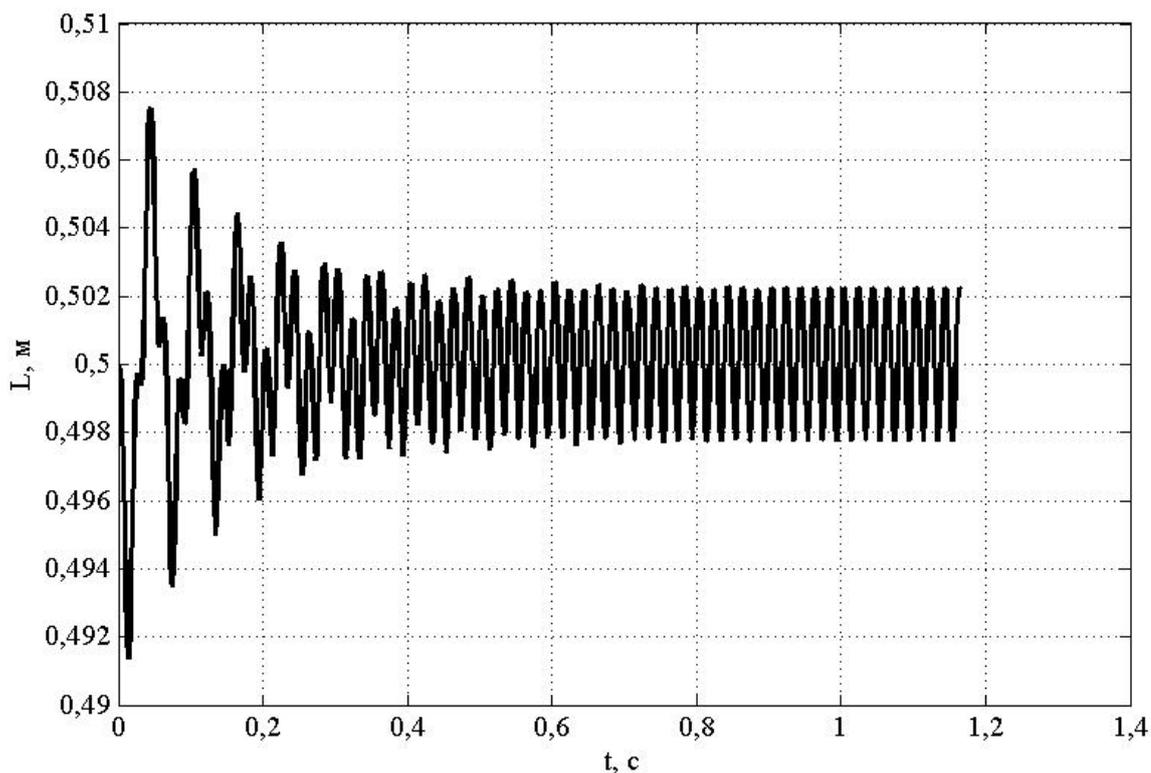


Рисунок 4 - График смещения поршня в камере пневмопружины при работе электромеханического вибратора и вращении ротора виброфуги с постоянной скоростью

Эмпирическим путем находятся «чувствительные» параметры, от которых существенно зависит характер смещений поршня, а следовательно – работоспособность стенда (рис. 5).

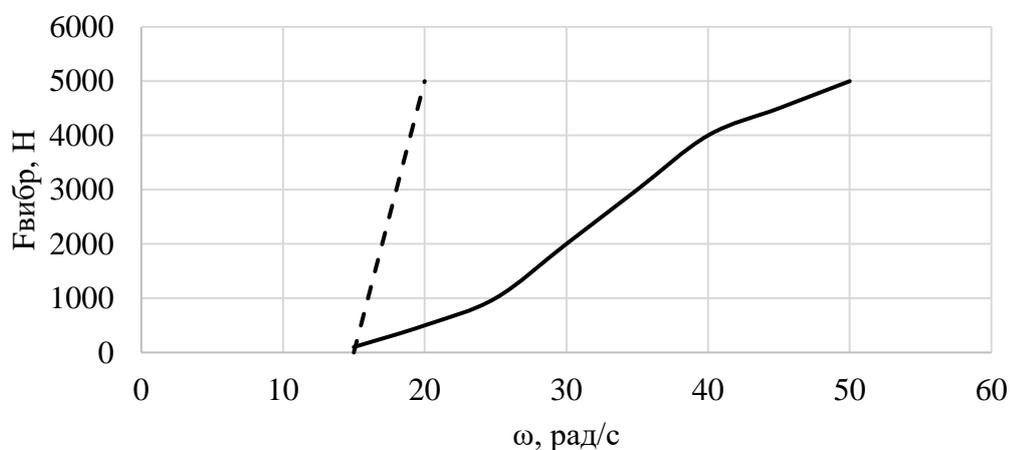


Рисунок 5 - График соотношения усилия электромеханического вибратора от скорости вращения ротора виброфуги

В четвертом разделе работы исследуется перераспределение газа в рабочей камере пневмопружины в поле центробежных сил.

Составляется схема на рисунке 6:

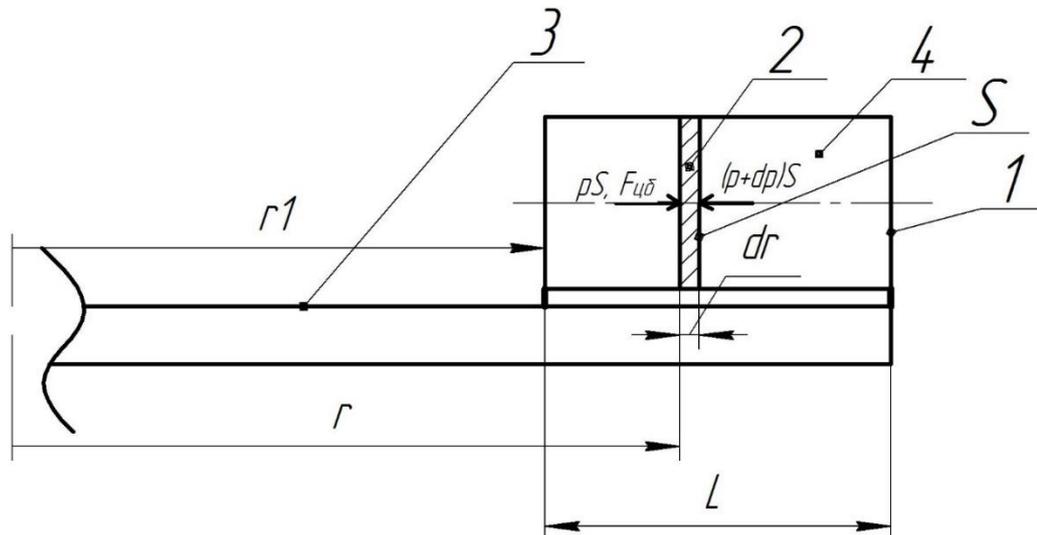


Рисунок 6 - Схема закрытого цилиндра при вращении центрифуги

На схеме рисунка 6 изображена правая часть ротора (поз. 3), на нем закреплен закрытый цилиндр (поз. 1). Рабочая камера закрытого цилиндра, наполненная газом (поз. 4). Выделим элементарный объем (поз. 2), определяемый площадью сечения цилиндра и длиной dr . Длина ротора от оси вращения до цилиндра составляет $r_1 = 2,5$ м, общая длина камеры цилиндра составляет $L = 0,5$ м. Расстояние до точки элементарного объема r в расчетах изменяется по всей длине рабочей камеры.

Чтобы построить график перераспределения давления в камере пневмопружины необходимо вычислить уровень давления в каждой точке вдоль камеры пневмопружины при постоянной скорости вращения ротора виброфуги. Пневмопружина представляется в виде закрытого цилиндра для вывода формулы подсчета давления в каждой точке. Формируется следующее выражение:

$$p = p_1 e^{\frac{\omega^2 M (r^2 - r_1^2)}{2RT}} = p_1 E, \quad (3)$$

При помощи выражения 3 представляется характер перераспределения давления (рис. 7) в зависимости от скорости вращения ротора.

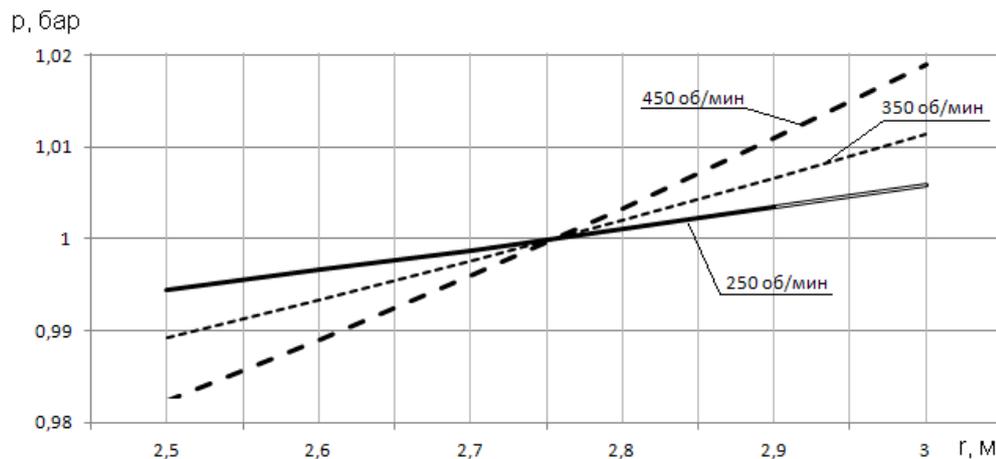


Рисунок 7 - Распределения давления газа внутри камеры цилиндра с первоначальным давлением 1 бар

Так же в разделе выводится формула для подсчета рекомендуемого уровня давления, которое необходимо закачать в рабочую камеру пневмопружины перед началом работы виброфуги для ее корректной работы.

$$p_1 = \frac{p}{e^{\frac{\omega^2 M(r^2 - r_1^2)}{2RT}}}, \quad (4)$$

Строится зависимость рекомендуемого начального давления от скорости вращения ротора станда (рис. 8).

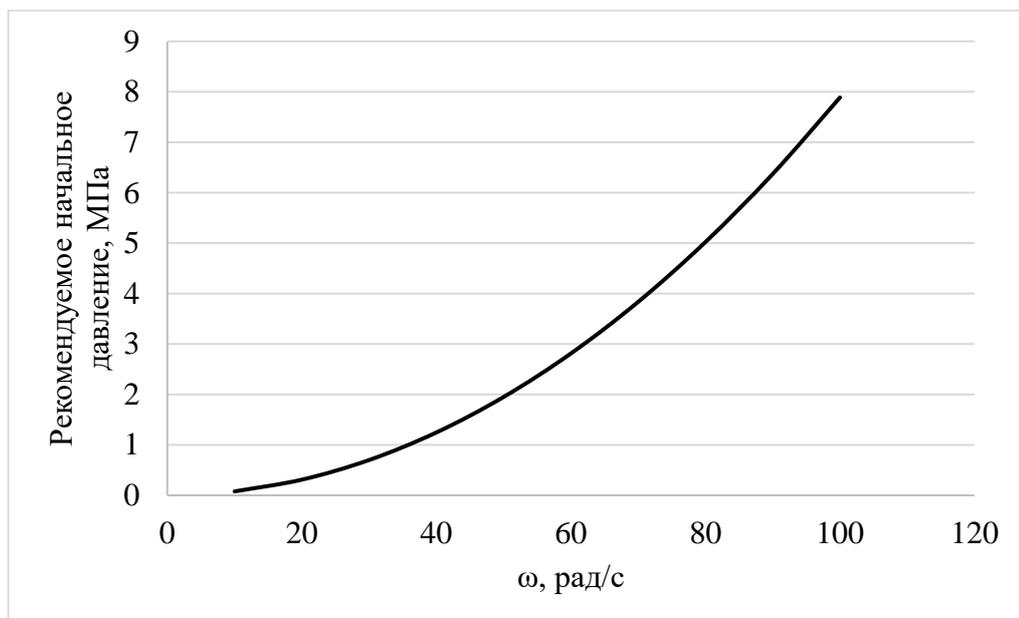


Рисунок 8 – Зависимость начального давления газа в камере пневмопружины от скорости вращения ротора виброфуги

Пятый раздел посвящен исследованию системы подачи дополнительного газа в рабочую камеру пневмопружины.

При необходимости увеличения скорости вращения следует добавить давление в камеру пневмопружины, чтобы сохранить баланс действующих сил. Для этого к конструктивной схеме виброфуги на рисунок 3 устанавливается трубопровод (рис. 9).

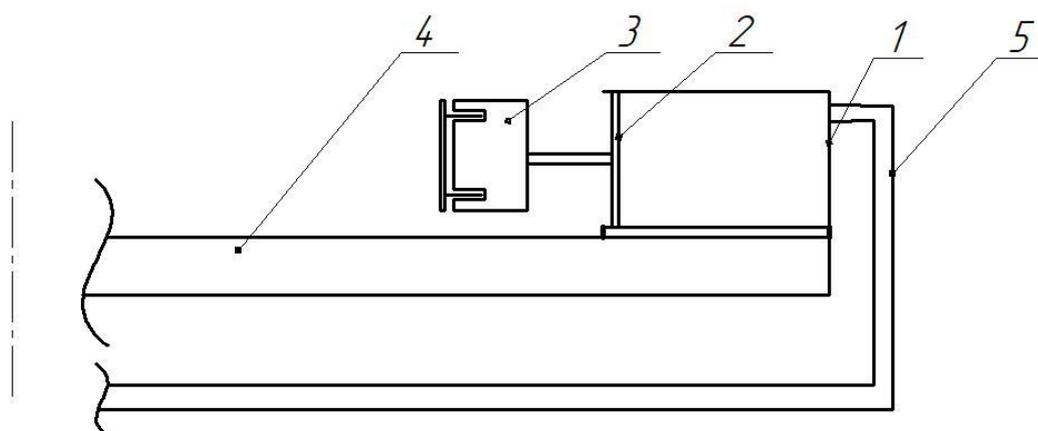


Рисунок 9 – Схема виброфуги с пневматической пружиной и с установленным трубопроводом (поз. 1 – корпус пневмопружины, поз. 2 – поршень, поз. 3 – электромеханический вибратор, поз. 4 – ротор виброфуги, поз. 5 – трубопровод)

Схема из рисунка 9 исследуется при разгоне ротора виброфуги. Ротор разгоняется до постоянной скорости за определенное время. За это время в камере пневмопружины должно быть закачено определенное давление. Количество газа, которое необходимо закачать, представляется в виде массы. Выводится формула массы газа:

$$\Delta m = \frac{m_{\Sigma} \times r}{S} \times \frac{M \times V}{RT} \times (\omega_2^2 - \omega_1^2) , \quad (5)$$

На основании выражения 5 строится зависимость изменения массы газа от скорости вращения ротора (рис. 10).

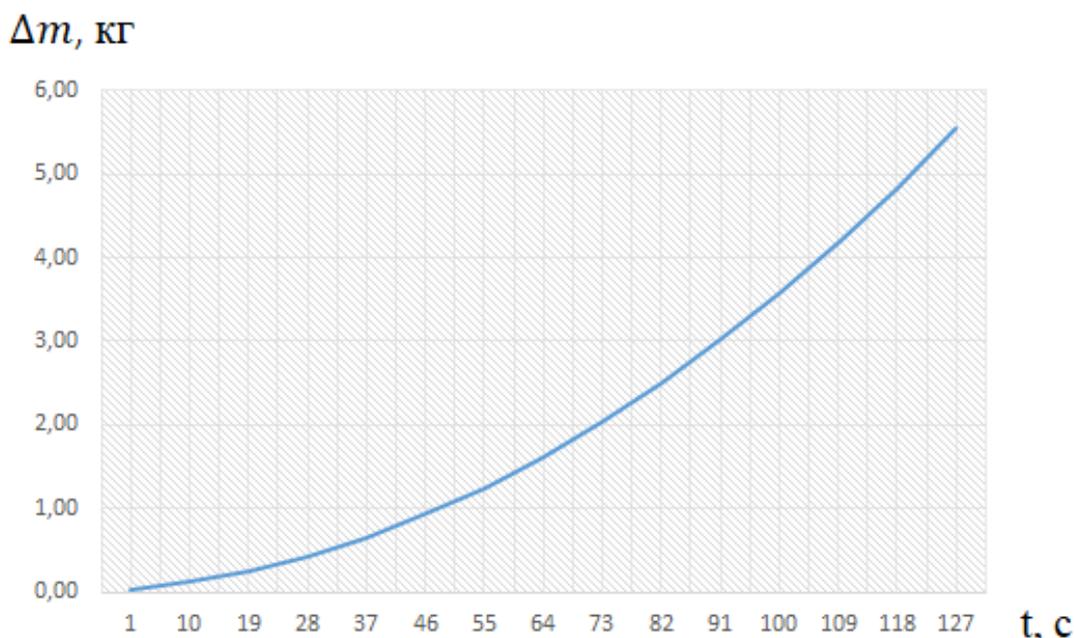


Рисунок 10 – Зависимость изменения массы газа от времени

Из выражения 5 вычисляется массовый расход газа через формулу:

$$G = \frac{\Delta m}{t} , \quad (6)$$

Минимальная площадь трубопровода определяется по формуле, выведенной из уравнения Сен-Венана-Ванцеля:

$$f = \frac{G_{max}}{0,4842 \times \mu} \times \sqrt{\frac{R \times T}{2 \times p_0^2}} \quad (7)$$

В шестом разделе исследуется работа виброфуги с применением линейной пружины сжатия (вместо пневмопружины) с постоянной скоростью вращения ротора.

Использование пружины для гашения вибраций в сторону ротора представляется как еще одно конструктивное решение (рис. 11).

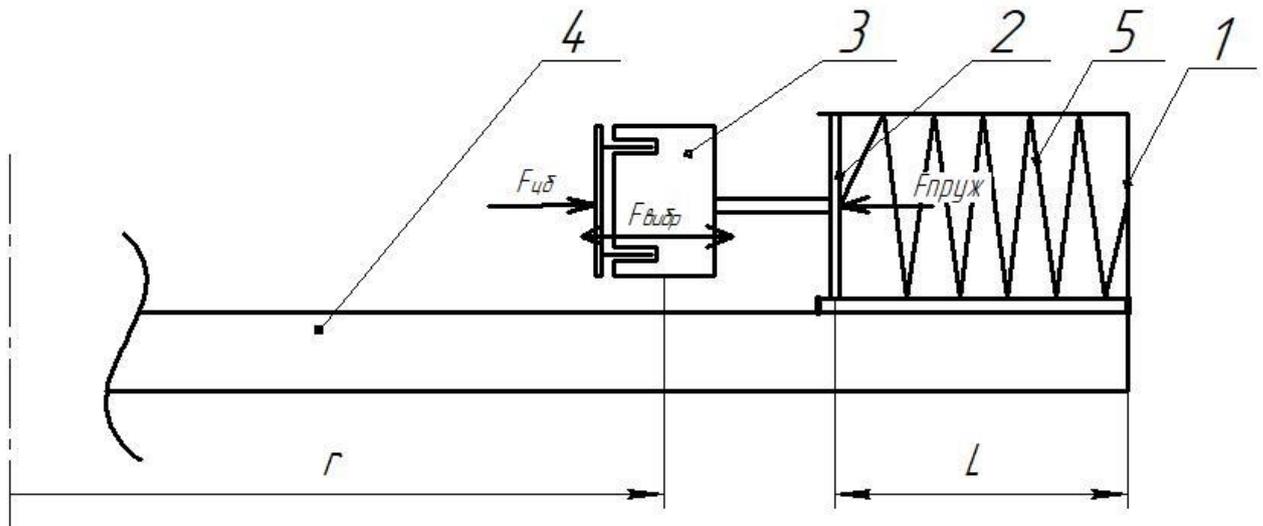


Рисунок 11 – Схема виброфуги с линейной пружиной сжатия (поз. 1 – корпус полового цилиндра, поз. 2 – поршень, поз. 3 – электромеханический вибратор, поз. 4 – ротор виброфуги, поз. 5 – линейная пружина сжатия)

При использовании пружины основным влияющим параметром для корректной работы виброфуги является жесткость пружины. В данной задаче максимальное смещение поршня задается. Смещения поршня рассчитываются из выражения:

$$\Delta L = \frac{F_{цб} + F_{вибр}}{k} \quad (8)$$

При заданных параметрах строится график характера смещений поршня (рис. 12) во время вращения ротора с постоянной скоростью и работы электромеханического вибратора.

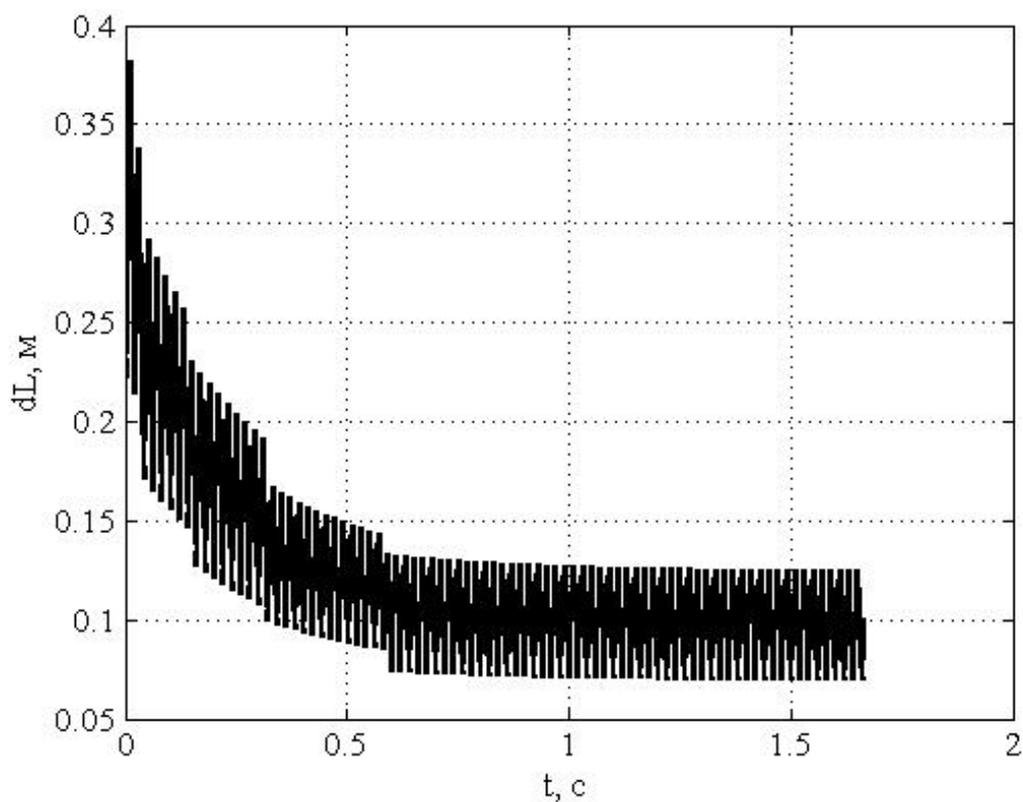


Рисунок 12 – График смещений поршня при воздействии центробежной и вибрационной нагрузки на пружину

Установившийся режим работы поршня находится на уровне 0,1 м, таким образом, ошибка установившегося режима 20%. Переходный процесс проходит примерно за 0,75 с.

Так же строится зависимость жесткости пружины от максимального смещения поршня (рис. 13).

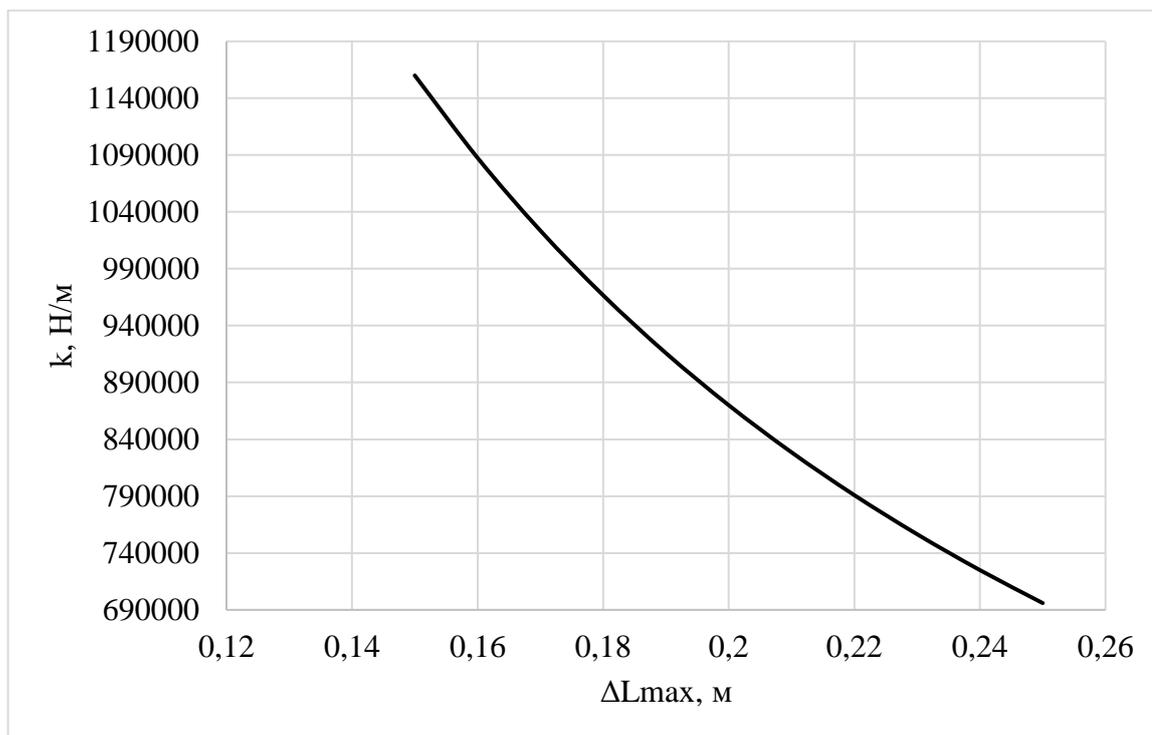


Рисунок 13 – Зависимость жесткости пружины от максимального смещения поршня

Объекты, (предмет) и методы исследования

Объектом исследования в научно-квалификационной работе является испытательный стенд центрифуга (вибротуга), на роторе которой установлены электромеханический вибратор с пневматической пружиной или с линейной пружиной сжатия. В качестве методик исследования используются базовые законы теоретической и аналитической механики, теории машин и механизмов. Расчеты проводились при помощи программных пакетов математических вычислений MATLAB и MathCad. Для построения схем и 3D моделей использовались программы КОМПАС-3D и SolidWorks.

Результаты и их обсуждение

Основные результаты, полученные в работе, можно формулировать следующим образом.

1) Исследована работа вибротуги с применением пневматической пружины в качестве гасителя вибраций, направленных в сторону ротора.

Характер смещений поршня в камере пневмопружины из рис. 4 показал, что установившийся режим работы поршня находится на уровне 0,4995 м, таким образом, ошибка установившегося режима 0,1%, составляет 0,00051 м. Переходный процесс проходит примерно за 0,54 с. На основе полученных результатов можно резюмировать, что, при определенных начальных параметрах стенда, теоретически возможна корректная работа виброфуги.

На графике рис. 5 в области между штриховой и сплошной линии и справа от сплошной линии наблюдается исправная работа системы, где установившийся режим достигается менее чем за 5 с. Смещения поршня в этих областях не высокие.

2) В момент разгона ротора до постоянной скорости в рабочей камере пневматической пружины должен быть определенный уровень давления для сохранения баланса сил. Однако, нужно учесть, что в поле центробежных сил давление газа внутри пневмопружины перераспределяется по всему объему.

Согласно графику из рис. 7 можно резюмировать, что у первого торца рабочей камеры пневмопружины, при высоких скоростях вращения, может создаваться вакуум, что нарушит корректную работу стенда. Во избежание этого представлена методика подсчета рекомендуемого уровня начального давления, которое необходимо закачать в камеру пневмопружины перед началом работы испытательного стенда, и построена зависимость начального давления от скорости вращения (рис. 8). Следовательно, при скорости вращения ротора 52,36 рад/с (500 оборотов в минуту) рекомендуется закачать начальное давление 2109730.14 Па, что является оптимальным для проведения испытаний. Максимальное значение начального давления, которое можно закачать в пневматическую подушку, так же зависит от материала пневмопружины и в целом от возможностей компрессора.

3) Во время проведения испытаний на виброфуге может возникнуть необходимость в увеличении скорости вращения ротора. В таком случае необходимо закачать дополнительное давление в камеру пневмопружины для уравновешивания баланса действующих сил.

В данной задаче исследована система подачи газа во время разгона ротора виброфуги. Согласно проведенным расчетам и полученным зависимостям вычислено, что ротор до скорости вращения 61 рад/с достигает за 136 с. За это время в камере пневмопружины должно быть давление 700000 Па. Таким образом через выведенную формулу массы газа 5 построена зависимость изменения массы газа от времени (рис. 10). Благодаря зависимости вычислен массовый расход газа, который составил 0.041 кг/с, при массе газа 5,537 кг и времени разгона 136 с.

Минимальная площадь сечения подключаемого трубопровода вычислена из выражения 7 и составит $8,4 \times 10^{-6} \text{ м}^2$. Если проходное сечение маленькое, то скорость повышения давления будет небольшой и в этом случае нельзя быстро разгонять ротор виброфуги, иначе возможна потеря работоспособности.

Данные результаты могут быть применены и в случае, если возникла необходимость увеличения скорости вращения ротора во время работы стенда.

4) Исследована работа виброфуги с применением линейной пружины сжатия в качестве гасителя вибраций, направленных в сторону ротора. Исходя из графика характера смещений поршня на рис. 12 установившийся режим работы поршня находится на уровне 0,1 м, таким образом, ошибка установившегося режима 20%. Переходный процесс проходит примерно за 0,75 с. Получившиеся результаты значительно уступают результатам при работе стенда с пневматической пружиной.

Исследование показало, что жесткость пружины существенно зависит от максимального сжатия (максимального смещения поршня) (рис. 13).

Применение пружины в конструкции испытательной виброфуги для гашения вибраций в сторону ротора менее эффективно нежели использование пневмопружины. Увеличение одной только скорости вращения ротора создает необходимость замены пружины с большей жесткостью. Так же необходимо учитывать, что под такими нагрузками жесткость пружины может

деградировать, что ведет к постоянным заменам. Деграция жесткости зависит от многих факторов, начиная с материала, из которого пружина может быть изготовлена.

Учитывая все вышеуказанное, можно резюмировать, что применение пружины в качестве гасителя вибраций, направленных в сторону ротора, не рекомендуется.

Заключение

Основные результаты работы:

- 1) Показана работоспособность виброфуги с использованием пневмопружины и подобраны параметры, при которых виброфуга работает корректно;
- 2) Исследовано перераспределение давления газа в камере пневмопружины в поле центробежных сил. Представлена методика расчета рекомендуемого давления, которое должно быть подано в камеру пневмопружины перед началом работы стенда;
- 3) Исследована система подачи дополнительного давления газа. Вычислена пропускная способность трубопровода и его минимальная площадь сечения;
- 4) Исследована работа виброфуги с использованием пружины. Показана неэффективность использования пружины.

В заключении необходимо отметить, что проведенные теоретические расчеты и исследования показали положительный результат (по качественным показателям и зависимостям) применения пневматической пружины в качестве гасителя вибрационных усилий, направленных в сторону ротора виброфуги.

Согласно полученным результатам, можно резюмировать, что теоретически комплексный испытательный стенд виброфуга, которая способна воспроизводить центробежную и вибрационную нагрузку

одновременно, может быть спроектирована для исследования ее работы на практике с применением методов расчетов, которые представлены в данной работе, для вычисления необходимых начальных параметров стенда.

Список работ, опубликованных по теме научно-квалификационной работы (диссертации)

Публикации в изданиях, рецензируемых ВАК

Нет

Публикации в других изданиях

Выходные данные статей:

- 1) Клюкин В.Ю., Козликин Д.П., **Крохмаль В.В.** Исследование работы пневматической «пружины» виброфуги. Материалы научной конференции с международным участием. 13-19 ноября Ч. 2. Изд-во Политехн. ун-та, СПб 2017, С. 9 - 11.
- 2) **Krokhmal V.V.**, Klyukin V.Yu., Sorokina E.V. Distribution of the pressure of gas under the action of centrifugal forces, AER-Advances in Engineering Research (vol. 157), s.319-324 doi: 10.2991 / aime-18.2018.62
- 3) Сорокина Е.В., Клюкин В.Ю., **Крохмаль В.В.** Перераспределение газа под действием центробежных сил в сосудах под давлением, Мехиностроение и техносфера XXI века // Сборник трудов XXV международной научно-технической конференции в г. Севастополе 10-16 сентября 2018 г. В 2-х томах. – Донецк: ДонНТУ, 2018. Т. 2. – С. 139 – 147.
- 4) В.Ю. Клюкин, **В.В. Крохмаль**, А.Н. Волков. Исследование влияния пневмопружины на точность испытания в виброфуге // Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием, 19-24 ноября 2018 г. Институт металлургии, машиностроения и транспорта. Ч. 2. – СПб. : ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2018. – с. 14-17.
- 5) **Krokhmal V.V.**, Klyukin V.Yu., Area determination of correct operation

of the vibrofuge, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 666 (2019) 012011 doi:10.1088/1757-899X/666/1/012011

- 6) **В.В. Крохмаль**, В.Ю. Клюкин, Е.В. Сорокина. Вычисление начальных параметров для корректной работы виброфуги // Неделя науки СПбПУ : материалы научной конференции с международным участием, 18–23 ноября 2019 г. Институт машиностроения, материалов и транспорта. В 2 ч. Ч. 2. – СПб. : ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020. – с. 15-17
- 7) **Krokhmal V.V.**, Recommended initial pressure for the correct operation of vibrofuge based on the conducted research, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 986 (2020) 012009 doi:10.1088/1757-899X/986/1/012009

Аспирант _____ **Крохмаль В. В.**
(подпись)