



DOI 10.5862/JEST/12

УДК УДК 621.41

В.С. Дворцов

ДИНАМИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ БЕСШАТУННОГО СИЛОВОГО МЕХАНИЗМА

V.S. Dvortsov

DYNAMICAL SIMULATION OF A CRANKLESS MECHANISM

Представлены результаты моделирования бесшатунного силового механизма двигателя с внешним подводом теплоты при помощи встроенного модуля динамического анализа пакета Autodesk Inventor и модуля Rigid Dynamics пакета ANSYS. Проведен физический эксперимент. Сравнены результаты численного моделирования и физического эксперимента. Описан опыт применения оригинального подхода к измерению динамических характеристик поршня во время работы механизма. Определено направление проведения дальнейших работ по усовершенствованию измерительной системы. Повышение стабильности и точности измерений позволяют выявить вибрационные нагрузки поршня в крайних положениях, что увеличит срок службы уплотнений за счет учета этих нагрузок еще на этапе проектирования.

ДИНАМИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ; БЕСШАТУННЫЙ СИЛОВОЙ МЕХАНИЗМ; ДВИГАТЕЛЬ С ВНЕШНИМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ; ИЗМЕРЕНИЕ УСКОРЕНИЙ; ДВИГАТЕЛЬ СТИРЛИНГА.

Are presented the simulation results of the crankless mechanism of the engine with external combustion by means of the built-in module of the dynamic analysis of an 'Autodesk Inventor package' and the 'Rigid Dynamics' module of an 'ANSYS' package. Physical experiment is made. Results of numerical modeling and physical experiment is compared. The experience of the application of innovative approaches to the measurement of the dynamic characteristics of the piston during operation of the mechanism. Identify promising for further work to improve the measurement system. Increased stability and accuracy of measurement will identify vibration load of the piston in the extreme positions. This will increase seal life by taking into account these loads at the design stage.

DYNAMICAL SIMULATION; CRANKLESS MECHANISM; ENGINE WITH EXTERNAL COMBUSTION; ACCELERATION MEASUREMENT; STIRLING ENGINE.

Введение

В ближайшие годы важнейшим фактором устойчивого развития Российской Федерации станет освоение зоны Арктики. Без масштабного и ускоренного развития Арктической транспортной системы, в частности без расширения роли транспортных средств двойного и универ-

сального назначения, специализированных систем перевозки грузов и судов научно-исследовательского флота, такое освоение просто невозможно [1]. Учитывая климатические условия региона и необходимость гарантированного обеспечения функционирования существующей сегодня, восстанавливаемой или вновь

создаваемой инфраструктур, особое внимание следует уделять энергетическим установкам (ЭУ).

Среди различных вариантов ЭУ для Арктики представляют интерес системы с двигателями внешнего подвода теплоты (ДВПТ), к примеру двигателя Стирлинга (ДС). Интерес к ДВПТ остается постоянным на протяжении десятилетий. Обладая высокими преимуществами в области использования низкопотенциальных источников теплоты и возможностью обеспечивать надежное энергоснабжение в самых экстремальных условиях, подобные двигатели являются перспективным полем для исследований.

Особенности работы ДВПТ, а именно функционирование механизма при отсутствии «традиционной» масляной системы смазки, вынуждают обращаться к «нетрадиционным» силовым механизмам. Дело в том, что наличие жидкой смазки в системе может отрицательно сказаться на работе двигателя в случае попадания ее во внутренний контур. В случае применения в качестве поршневого уплотнения колец из фторопластовых композиций потребности в применении жидкостной системы смазки нет.

Проведенные ранее исследования указывают на необходимость учета протечек через подобные уплотнения [2]. Один из способов уменьшения протечек – обеспечение максимально равномерного и прямолинейного перемещения поршня. Видимо, наиболее рациональным силовым механизмом может стать аналог механизма опытного двигателя 2Д-200 [3]. Выполненный по бесшатунной схеме, он обеспечивает прямолинейное движение поршня. Характеристики двигателя следующие:

Число цилиндров	2
Диаметр цилиндра, мм	52
Ход поршня, мм	47
Рабочий объем, см ³	200
Степень сжатия геометрическая ...	12,5
Мощность, кВт (л.с.)	16,5 (22,4)
Частота вращения, мин ⁻¹	6000

Цель нашего исследования – оценка динамических нагрузок, действующих в зоне головки поршня бесшатунного силового механизма (БСМ) для проектирования поршневого уплотнения с учетом специфических требований ДВПТ.

Метод достижения поставленной цели

Известны [6] значения оптимальных зазоров в паре «ползун – направляющая» для двигателей с БСМ. Они находятся в пределах от 0,035 до 0,090 мм. Поршневые уплотнения ДВПТ зачастую выполнены из фторопластовых композиций и работают с предварительным натягом для повышения герметичности. Из-за наличия зазора в паре «ползун–направляющая» и отсутствия зазора между цилиндром и поршневым кольцом, с одной стороны, и поршнем с уплотнительным кольцом, с другой, на поршневое кольцо неизбежно действуют переменные нагрузки. Дополнительным фактором, усиливающим нагрузку на поршневое кольцо, могут быть упругие свойства самого штока поршня БСМ.

Инженерный расчет предполагает высокую скорость его выполнения для обеспечения возможности быстрого перебора многочисленных параметров конструкции. В качестве методик для расчетов механики можно использовать встроенные модули программ трехмерного моделирования и упрощенные модули научных вычислительных пакетов.

Необходимо произвести расчет механизма различными методами и сравнить полученные результаты с экспериментом.

Ранее проведение подобного эксперимента не представлялось возможным по причине отсутствия компактных акселерометров, регистрирующих движение по трем осям координат. Помимо массы датчика проблему вызывало измерение больших амплитуд ускорений. С появлением на рынке датчика производства Analog Devices массой около двух грамм с диапазоном измерения по трем осям ± 200 g стало возможным проведение экспериментов, подобных описываемому далее.

Расчетно-экспериментальное исследование механизма

Динамическое моделирование многомассовых систем значительно упрощается при использовании специализированных расчетных программ в связке со средами трехмерного проектирования. Совместимость между различными программами достаточно высока. Создавая модель механизма, например с помощью Autodesk Inventor или Solid Works, можно им-

портировать ее в необходимую расчетную программу, например в ANSYS или MSC Adams. Совместимость между продуктами зачастую подтверждается соответствующими сертификатами (подобный действует, в частности, между продуктами Autodesk и ANSYS). Встроенные модули динамического моделирования также можно использовать, но их функционал несколько меньше.

Согласно ранее проведенным исследованиям [8] и результатам следующих экспериментов получен ряд данных, требующих проверки.

В качестве исходной была взята упрощенная модель БСМ двигателя 2Д-200. Этот механизм имеет избыточные связи. Известно, что программы быстрого моделирования не работают с избыточными связями. При расчете такие связи просто удаляются. Таким образом, можно оценить применимость подобного подхода, сравнив результаты расчета с экспериментом.

Движение механизма модели обеспечивает вращением маховика. Вращение маховика преобразуется в возвратно-поступательное движение поршней. Показатели движения поршней (скорость, ускорение) являются данными, требующими проверки. При задании реальной геометрии для динамического исследования автоматически обеспечиваются многие важные свойства расчетной модели: положение центра масс звеньев, их инерционные характеристики, реальные геометрические очертания и пр. [5]. Для перехода к более сложным вычислениям (расчет вибрации, расчет напряженно-деформированного состояния звеньев) необходимо убедиться в достоверности кинематических характеристик звеньев механизма.

Рассматриваемый механизм более сложен для расчета, чем кривошипно-шатунный. Для каждого соединения доступны 6 степеней свободы (3 пространственные оси и вращение вокруг них). В процессе моделирования установлено, что работоспособность механизма может быть обеспечена различными вариантами сочетания типов контактов для каждого из звеньев.

Расчетная модель механизма выполнена в среде Autodesk Inventor. Исходные данные для расчета: чертежи деталей; масса поршня в сборе – 232 г; частота вращения – 2000 об/мин.

Расчет проведен в двух вариантах. Первый – при помощи встроенного модуля динамического анализа пакета Autodesk Inventor; второй –

при помощи модуля Rigid Dynamics пакета ANSYS. Отличительной особенностью модуля Rigid Dynamics является его работа с абсолютно твердыми телами. Для расчета кинематики механизма используется решение уравнений Рунге-Кутты. К примеру, в модулях Static Structural или Transient рассчитываются матрицы жесткости. На рис. 1 представлены модели в различных расчетных средах.

Представленные на рис. 2 графики иллюстрируют характер усилий, передаваемых поршнями на направляющие в корпусе двигателя. Данные иллюстрируют возможность программ показывать влияние движения механизма на различные кинематические связи.

Данные, полученные по результатам расчета максимального ускорения и скорости поршня, представлены в табл. 1. Аналитическое решение выполнено согласно зависимостям [6]

$$\begin{aligned} \dot{\vartheta} &= 2r\omega \sin\alpha; \\ a &= 2r\omega^2 \cos\alpha, \end{aligned}$$

где $\dot{\vartheta}$ – скорость поршня, $\frac{м}{с}$; a – ускорение поршня, $\frac{м}{с^2}$; r – радиус кривошипа, м; ω – угловая скорость вращения кривошипа, $\frac{рад}{с}$; α – угол поворота кривошипа от его положения в ВМТ, град. Необходимо отметить, что данный тип механизма является эллипсографом, и радиус кривошипа будет равен четверти хода поршня.

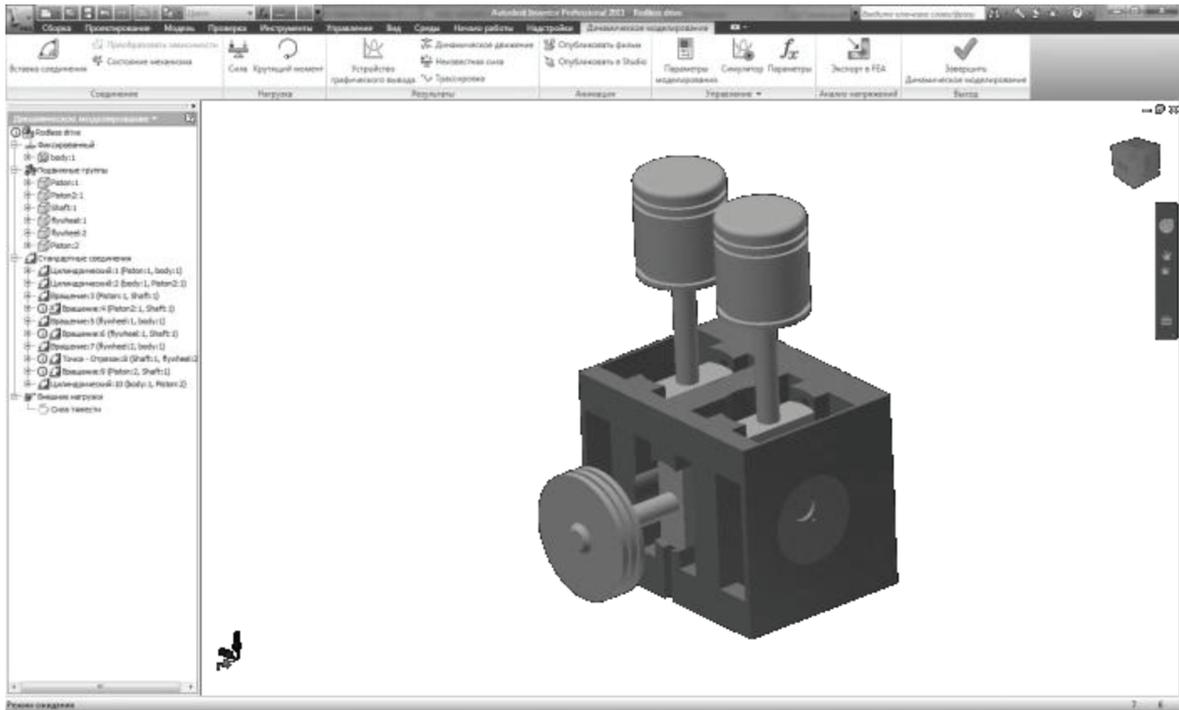
Таблица 1

Результаты расчета динамических характеристик механизма численными и аналитическими методами

Параметр	Данные расчетов		
	ANSYS	Autodesk Inventor	Аналитический метод
Ход поршня, мм	46,97	47,76	47
Максимальная скорость, м/с	4,91	5,136	4,9
Максимальное ускорение, м/с ²	1025	1135	1026

Ускорение в законе движения поршня описывается полиномом высшего порядка. Поэтому для апробации расчетной модели целесообразно измерять именно ускорение поршня.

а)



б)

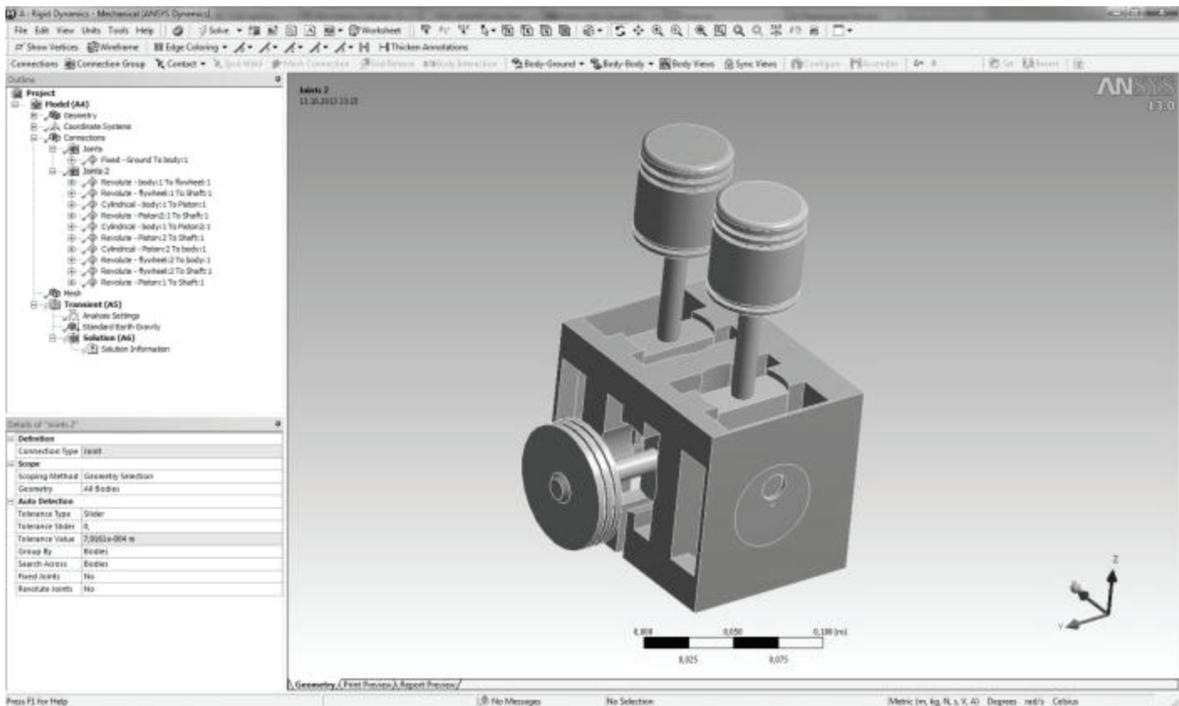


Рис. 1. Расчетные модели в различных средах: а) Autodesk Inventor; б) ANSYS

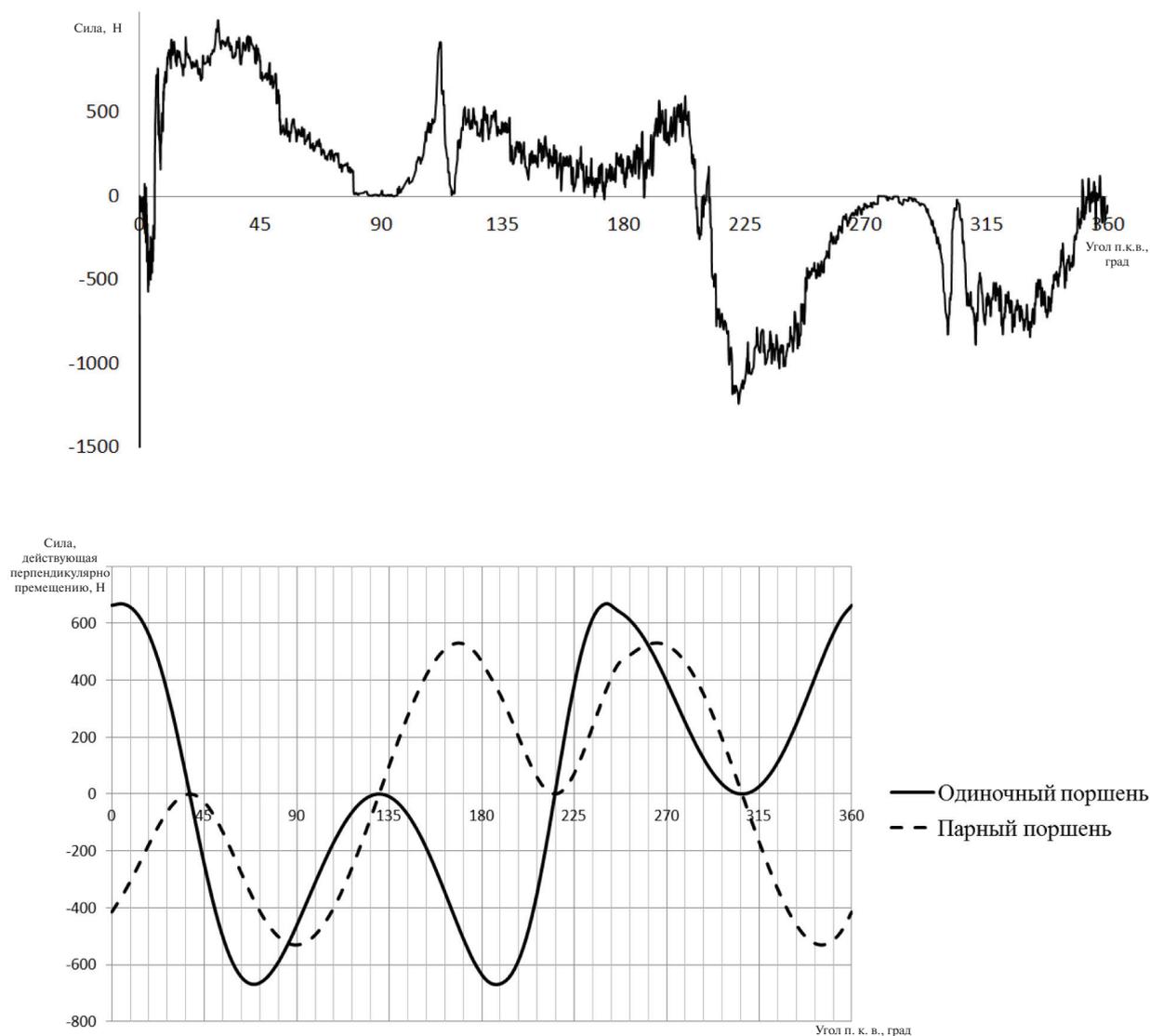


Рис. 2. Расчетные модели в различных средах и примеры расчетов:
 а – Сила действующая в зоне контакта ползуна поршня (поз. 2 по оси Z) (Autodesk Inventor);
 б – Диаграмма изменения реактивной силы в паре «ползун–направляющая» за 1 оборот (ANSYS)

Основной задачей проведения эксперимента является апробация измерительного комплекса и установление практической возможности измерения ускорения поршня БСМ.

Для измерения ускорения использовался трехосевой акселерометр Analog Devices EVAL-ADXL377Z. До настоящего времени подобные датчики отсутствовали и проведение замеров ускорения поршня было слишком затруднительно. Предшественники имели массу порядка 60 г и обладали размерами, сопоставимыми с размерами исследуемого поршня.

Датчик смонтирован на печатной плате, имеются места для крепления, а также выходы под стандартные разъемы. Дополнительно на плате установлены необходимые конденсаторы и сопротивления, рекомендуемые производителем для корректной работы устройства. Рассматриваемое устройство – наиболее компактное из доступных акселерометров, рассчитанных на большие ускорения.

В модели искусственно ограничены перемещения поршня по двум осям, однако в натурном эксперименте определялись ускорения поршня в полном объеме.

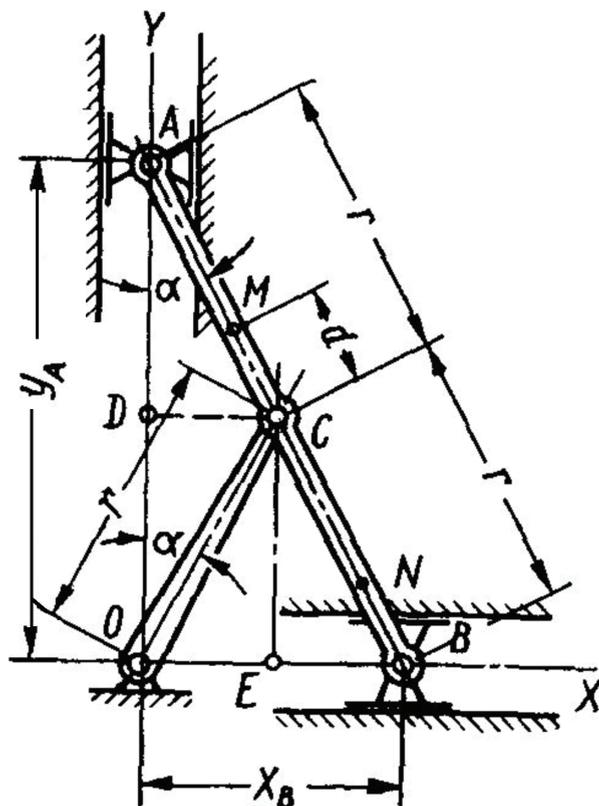


Рис. 3. Расчетная схема бесшатунного силового механизма [5]

Основные характеристики акселерометра:

Три оси измерения

Диапазон измерения – ± 200 г

Полоса пропускания

для осей X и Y – 1300 Гц

для оси Z – 1000 Гц

Номинальное напряжение 3 В

Номинальная чувствительность – 6,5 мВ/г

Номинальная рабочая температура – $+25$ °С

Зависимость чувствительности от температуры – $\pm 0,02$ %/°С;

Габариты – 20,3×20,3мм;

Масса – ~ 2 г

Толщина платы без учета разъема – 3 мм

Питание датчика осуществляется регулируемым блоком питания. Так как тарировка датчика выполнена относительно половины напряжения, то обеспечена возможность подстройки питания в зависимости от условий проведения эксперимента. Регулировка покрывает весь диапазон рабочих напряжений датчика.

Запись показаний датчика проводилась при помощи электронного многоканального само-

писца «S-Recorder-L». Коммутация осуществлялась через плату-переходник с винтовыми разъемами.

Измерения проведены на двигателе 2Д-200 в режиме холодной прокрутки при различных частотах вращения (до 2000 об/мин) на стенде MEZVSETIN кафедры «Двигатели, автомобили и гусеничные машины» Института энергетики и транспортных систем Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. Ограничение обусловлено диапазоном измерений датчика. Частота вращения дополнительно контролировалась при помощи бесконтактного оптического тахометра.

Основные характеристики тахометра:

Разрядность шкалы лазерного фототахометра – 10000 отсчетов

Точность – $\pm 0,05$ %

Диапазон измерения – от 2,5 до 99999 об/мин

Разрешение:

0,1 об/мин (от 2,5 до 999,9 об/мин)

1 об/мин (свыше 1000 об/мин)

Выбор диапазона – автоматический

Для качественного проведения эксперимента была разработана методика, включающая описание характеристик оборудования, последовательность действий и необходимые проверки.

Крепления датчика к поршню осуществляется через ложемент при помощи монтажных стяжек (рис. 6). Предполагается, что такой монтаж для отладочных испытаний будет оптимален.



Рис. 6. Поршень с установленным датчиком

Результаты расчетно-экспериментальных исследований

Расхождение расчетных данных (табл. 1), пусть и относительно небольшое, но присутствует. В совокупности с выявленной свободой при выборе контактов в звеньях механизма возникает необходимость проверить полученные результаты экспериментально. Результаты расчета в ANSYS практически совпадают с результатами аналитического расчета. Таким образом, представляется логичным результаты физического эксперимента сравнивать с данными, полученными с помощью именно этого расчетного пакета.

При проведении эксперимента температура в помещении составила 26 °С. Это соответствует нормальным условиям работы датчика; соответственно, поправочным температурным коэффициентом можно пренебречь.

Данные снимались на пяти режимах вращения выходного вала двигателя: 485, 883, 1242, 1636 и 1989 об/мин.

В ходе обработки данных на первом режиме не удалось получить явной картины, так как посторонние вибрации и помехи были близки по уровню с сигналами датчика. По причине недостаточной технологичности установки датчика целесообразным виделось сравнение полных ускорений. Полученные ускорения суммировались по правилу квадратов:

$$a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}.$$

Результаты сравнения данных, полученных экспериментально и при расчете в пакете ANSYS, представлены в табл. 2.

Перемещение поршня вдоль оси цилиндра рассчитано несколькими способами и может считаться достоверным. Расхождение данных

эксперимента и расчета свидетельствует о наличии перемещений по направлениям, перпендикулярным оси цилиндра. Количественная оценка усилий приведена в выводах. Данные с датчика снимались по каждой оси в отдельности.

Для дальнейших исследований решено проработать методы компенсации влияния условий внешней среды согласно рекомендациям [11].

В идеальном случае поршень должен перемещаться строго по одной оси, но в реальности имеют место зазоры в соединениях и упругие свойства материалов. Учет дополнительных усилий при проектировании фторопластовых уплотнений, работающих в условиях сухого трения ДВПТ, позволит повысить их срок службы, надежность герметизации и за счет этого увеличить эффективность двигателя с внешним подводом теплоты.

Выводы

Исследование показало, что рассматриваемые расчетные программы позволяют оценить развиваемые усилия в контактных парах. При этом составные части механизма представляются как абсолютно твердые тела, усилия вне зон контактов не отображены. Таким образом, при помощи программ для экспресс анализа динамики и кинематики механизма не представляется возможным установить значения нагрузок вне зон непосредственных контактов, в частности в области поршневых колец механизма. В связи с этим необходимо, опираясь на экспериментальные данные, вывести эмпирическую зависимость для оценки динамических нагрузок, действующих в зоне головки поршня БСМ.

Установлена приемлемость использования датчика Analog Devices EVAL-ADXL377Z для

Таблица 2

Сравнение экспериментальных и расчетных данных по максимальному ускорению поршня

Частота вращения, об/мин	Суммарное ускорение по ANSYS, м/с ²	Суммарное ускорение по результатам эксперимента, м/с ²	Величина расхождения, %
1286	1020	1286	21
858	689	858	20
688	398	688	42
252	201	252	20

проведения исследований динамики поршня двигателя с БСМ.

По предварительным данным ускорения по осям, перпендикулярным направлению перемещения, резко возрастают с ростом частоты вращения. Это объясняется механическими свойствами материала поршня и особенностями его конструкции. Так, к примеру, при учете массы поршневого комплекта и ускорений, измеренных датчиком, сила, действующая со сто-

роны поршня на стенку цилиндра (при 2000 об/мин), составляет в одном направлении 148 Н, в другом – 112 Н. При этом усилие, действующее на коренную шейку коленчатого вала от поступательно движущихся масс, – 238 Н. Величины сопоставимы, следовательно, требуется проведение уточняющих экспериментов и внесение полученных данных в расчет жесткости конструкции поршневого комплекта уже на этапе предварительного проектирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Половинкин В. Н., Фомичев А. Б.** Проблемы развития Арктической транспортной системы РФ в XXI веке // Экспертный союз. 2012. №4. С. 39–44.

2. **Столяров С.П., Столяров А.С.** Метод оценки потери мощности двигателя Стирлинга простого действия вследствие утечки рабочего тела /Проблемы и перспективы двигателестроения: Материалы докладов междунар. научн.-техн. конф. 21-23 июня 2005 г. – Самара. СГАУ, 2006. В 2 ч. Ч. 1., С. 245–246.

3. **Кукис В.С., Куколев М.И., Костин А.И., Дворцов В.С., Ноздрин Г.А., Абакшин А.Ю.** Перспективы улучшения характеристик двигателей Стирлинга // Двигателестроение, 2012. № 3. С. 3–6.

4. **Climent B., Torroba O., González-Cinca R.** [et al.] Heat storage and electricity generation in the Moon during the lunar night // *Acta Astronautica* (2014). Vol. 93. P. 352–358.

5. **Яманин А. И., Жаров А. В.** Динамика поршневых двигателей. М.: Машиностроение, 2003. 464 с.

6. **Баландин С.С.** Бесшатунные двигатели внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1971. 177 с.

7. **Куколев М. И., Костин А. И., Дворцов В. С.** Оценка влияния пар трения на динамику бесшатунного силового механизма // Известия Международ-

ной академии аграрного образования. СПб.: СПбМААО, 2013. Вып. 16, Т. 4. С. 88–91.

8. **Дворцов В.С., Костин А.И., Куколев М.И.** Применение бесшатунного силового механизма в двигателе Стирлинга // XLI Неделя науки СПбГПУ: материалы науч.-практич. конф. с международным участием. Ч. III. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. С. 8–10.

9. **Иванов А.В., Куколев М.И., Дворцов В.С.** Механизм преобразования движения поршневой машины, в частности двигателя внутреннего сгорания // Патент России № 2510462. 2012.

10. **Дворцов В.С., Куколев М.И.** Анализ кинематики бесшатунного силового механизма двигателя 2Д-200 при помощи пакета Ansys // Неделя науки СПбГПУ : материалы научно-практической конференции с междуна-родным участием. Институт энергетики и транспортных систем СПбГПУ. Ч. 2. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. С. 16–17.

11. **Брюль и Кьер.** Пьезоэлектрические акселерометры и преусилители. Справочник по теории и эксплуатации. Дания: Нэрум, издание фирмы Брюль и Кьер, 1978. 111 с.

REFERENCES

1. **Polovinkin V.N., Fomichev A.B.** Problemy razvitiya Arkticheskoy transportnoy sistemy RF v XXI veke. [Problems of development of the Arctic transport system of Russia in the XXI century]. *Ekspertnyy soyuz*, 2012, №4. P. 39–44. (rus)

2. **Stolyarov S.P., Stolyarov A.S.** Metod otsenki poteri moshchnosti dvigatelya Stirlinga prostogo deystviya vsledstviye utechki rabocheho tela. [Method of estimation of loss of engine power Stirling simple operation due to leakage of the working fluid] / *Problemy i perspektivy dvigatelestroyeniya / Materialy докладов mezhdunar. nauchn.-tekhn. konf.* 21-23 iyunya 2005 g. Samara: SGAU, 2006. Issu 2, T1. P. 245–246. (rus)

3. **Kukis V.S., Kukolev M.I., Kostin A.I., Dvortsov V.S., Nozdrin G.A., Abakshin A.Yu.** Perspektivy uluchsheniya kharakteristik dvigateley Stirlinga. [Prospects for improving the characteristics of Stirling engines]. *Dvigatelestroyeniye*. 2012. № 3. P. 3–6. (rus)

4. **Climent B., Torroba O., González-Cinca R.** [et al.] Heat storage and electricity generation in the Moon during the lunar night. *Acta Astronautica* (2014). Vol. 93. P. 352–358.

5. **Yamanin A. I., Zharov A. V.** Dinamika porshnevnykh dvigateley/[Dynamics of piston engines.] М.: Mashinostroyeniye, 2003. 464 p. (rus)

6. **Balandin S.S.** Besshatunnyye dvigateli vnutrennego sgoraniya/[Connecting rod free internal combustion engines.] Moscow: Mashinostroyeniye, 1971. 177p. (rus)

7. **Kukolev M.I., Kostin A.I., Dvortsov V.S.** Otsenka vliyaniya par treniya na dinamiku besshatunnogo silovogo mekhanizma [Assessing the impact on the dynamics of friction pairs of connecting rod free lift mechanism]. *Izvestiya Mezhdunarodnoy akademii agrarnogo obrazovaniya*. St.Petersburg: SPbMAAO, 2013, Iss. 16, T. 4. P. 88–91.(rus)

8. **Dvortsov V.S., Kostin A.I., Kukolev M.I.** Primeneniye besshatunnogo silovogo mekhanizma v dvigatele Stirlinga [Application of connecting rod free lift mechanism in the Stirling engine]. *XLI Nedelya nauki SPbGPU: materialy nauch.-praks mezhdunarodnym uchastiyem*. SPb: SPbGPU Publ., 2012. T. III. P. 8–10 (rus)

9. **Patent RF, № 2510462.** Mekhanizm preobrazovaniya dvizheniya porshnevoy mashiny, v

chastnosti dvigatelya vnutrennego sgoraniya [Patent for motion conversion mechanism piston machine, in particular an internal combustion engine] / Ivanov A.V., Kukolev M.I., Dvortsov V.S. Prioritet 26.04.2012.

10. **Dvortsov V.S., Kukolev M.I.** Analiz kinematiki besshatunnogo silovogo mekhanizma dvigatelya 2D-200 pri pomoshchi paketa Ansys.[Kinematic analysis of connecting rod free lift mechanism engine 2D-200 using the package Ansys]. *Nedelya nauki SPbGPU : materialy nauchno-prakticheskoy konferentsii c mezhduna-rodnyim uchastiyem. Institut energetiki i transportnykh sistem SPbGPU*. St.Petersburg: SPbGPU Publ., 2014, T. 2. P. 16–17. (rus)

11. Pyezoelektricheskiye akselerometry i predusiliteli. Spravochnik po teorii i ekspluatatsii/[Piezoelectric accelerometers and preamplifiers. Reference theory and operation.] / Bryul i Kyer. Denmark; Nerum, 1978. 111 p. (rus)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ/AUTHORS

ДВОРЦОВ Владимир Сергеевич – аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.
195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
E-mail: privedig@mail.ru

DVORTSOV Vladimir S. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: privedig@mail.ru