



DYNAMICS AND VIBROACOUSTICS

Volume 2, No 2

noise
optimization acoustics
robotics control systems
pneumatics fluid power
hydraulics vehicles efficiency
transmissions mechatronics
pulsation automation vibration
CAD/CAE aerospace
modeling

published by
Samara State Aerospace University

<http://dynvibro.ru>

Главный редактор

Шахматов Е.В. - д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ)

Заместители главного редактора

Ермаков А.Н. - д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ)

Хейкки Х. - профессор, руководитель лаборатории интеллектуальных машин, Технологический университет г. Лаппеенранта (г. Лаппеенранта, Финляндия)

Технический редактор

Гафуров С.А. - к.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ)

Литературный редактор

Балакин В.Л. - д.т.н., профессор. Самарский университет (г. Самара, РФ)

Ответственный секретарь

Мухаметзянова М.А. - Самарский университет (г. Самара, РФ)

Российские члены редакционного совета

Гимадиев А. Г. - д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Белоусов А.И. - д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Кныш Ю.А. - д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Хаймович А.И. - д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Паровой Ф.В. - к.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Матвеев С.Г. - к.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Макарьянц Г.М. - д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Завершинский И.П. - д.ф-м.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Иголкин А.А. - к.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Крючков А.Н. - д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Макарьянц Г.М. - к.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Прокофьев А.Б. - д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Свербилов В.Я. - к.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Берестовицкий Э.Г. - д.т.н., профессор, главный акустик НПО «Аврора» (г. Санкт-Петербург, РФ);

Майзель А.Б. - д.т.н., профессор, Санкт-Петербургский государственный университет кино и телевидения (г. Санкт-Петербург, РФ);

Фесина М.И. - к.т.н., профессор, ТГУ (г. Тольятти, РФ).

Иностранные члены редакционного совета:

Вакка А. - доцент, исследовательский центр гидравлических систем университета Пурдью (г. Вест-Лафайетт, штат Индиана, США);

Джонстон Д.Н. - профессор, университет г. Бат (Великобритания);

Круз П. - профессор, руководитель отдела пневмогидравлических и мехатронных систем, университет г. Линчёпинг (Швеция);

Линияма М. - профессор технологического университета г. Тампере (Финляндия);

Мюренхоф Х. - профессор, Рейнско-Вестфальский технический университет г. Ахен (Германия);

Рафиков М. - профессор, федеральный университет АВС (г. Сан-Паоло, Бразилия);

Стелсон К. - профессор, университет Миннесоты (США);

Стричек Я. - профессор, Вроцлавский технологический университет (г. Вроцлав, Польша);

Шайдл Р. - профессор, университет Йохана Кеплера г. Линц (Австрия).

Editor-in-Chief

E.V. Shakhmatov - D.Eng.Sc., prof. (SSAU, Samara, Russian Federation)

Deputy Editors-in-Chief

A.I. Ermakov - D.Eng.Sc, prof. (SSAU, Samara, Russian Federation)

H. Handroos - prof., Head of the laboratory of smart machines, Lappeenranta University of Technology (Lappeenranta, Finland)

Technical Editor

S.A. Gafurov - Can.Eng.Sc. (SSAU, Samara, Russian Federation)

Literary Editor

V.L. Balakin - D.Eng.Sc., prof. (SSAU, Samara, Russian Federation)

Executive Editor

M.A. Mukhametzyanova (SSAU, Samara, Russian Federation)

Editorial office russian members

A.G. Gimadiev - D.Eng.Sc., prof. (SSAU, Samara, Russian Federation)

A.I. Belousov - D.Eng.Sc., prof. (SSAU, Samara, Russian Federation)

Yu.A. Knysh - D.Eng.Sc., prof. (SSAU, Samara, Russian Federation)

A.I. Khaimovich - D.Eng.Sc., associate professor (SSAU, Samara, Russian Federation)

F.V. Parovay - Can.Eng.Sc., associate professor (SSAU, Samara, Russian Federation)

S.G. Matveev - Can.Eng.Sc., associate professor (SSAU, Samara, Russian Federation)

E.G. Berestovitsky - D.Eng.Sc., prof., Aurora Scientific and Production Association JSC chief acoustician (St. Petersburg, Russian Federation)

I.P. Zavershinsky - Dr. Phys.-Math.Sci., prof. (SSAU, Samara, Russian Federation)

A.A. Igolkin - Can.Eng.Sc., associate professor (SSAU, Samara, Russian Federation)

A.N. Kryuchkov - D.Eng.Sc., prof. (SSAU, Samara, Russian Federation)

G.M. Makaryants - Can.Eng.Sc., associate professor (SSAU, Samara, Russian Federation)

A.B. Prokofyev - D.Eng.Sc., associate professor (SSAU, Samara, Russian Federation)

V.Ya. Sverbilov - Can.Eng.Sc., associate professor (SSAU, Samara, Russian Federation)

E.G. Berestovitsky - D.Eng.Sc., prof., Aurora Scientific and Production Association JSC chief acoustician (St. Petersburg, Russian Federation)

A.B. Meisel - Eng.Sc., prof. (St.Petersburg State University of Film and Television, St. Petersburg, Russian Federation)

M.I. Fesina - Can.Eng.Sc., prof. (TSU, Tolyatti, Russian Federation).

Editorial office foreign members

A.Vacca - associate professor (Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA)

D.N. Johnston - professor (University of Bath, Bath, United Kingdom)

P.Cruz - professor, head of the pneumatichydraulic and mechatronic systems department (Linköping University, Linköping, Sweden)

M. Liniyama - professor (Tampere University of Technology, Tampere, Finland)

H. Myurenhof - professor (RWTH Aachen University, Aachen, Germany)

M. Rafikov - professor (*Universidade Federal do ABC (UFABC), Sao Paulo, Brazil*)

Ya. Strickek - professor (*The University of Wroclaw (UWr), Wroclaw, Poland*)

K. Stelson - professor (*University of Minnesota, Minneapolis and St. Paul, Minnesota, United States*)

R. Shaydl - professor (*Johannes Kepler University, Linz, Austria*).

ЦЕЛИ И ТЕМАТИКИ ЖУРНАЛА

Журнал «Динамика и виброакустика» публикует теоретические и прикладные оригинальные научно-исследовательские работы в области, обусловленной названием журнала а также в областях, смежных с ним.

Все работы проходят предварительное рецензирование.

Целью журнала является стимулирование дискуссий, формирование научно-информационной среды и распространение идей в области динамики и виброакустики различных систем.

Тематика работ, публикуемых в нашем журнале, посвящена:

- **системам управления:** адаптивному и оптимальному управлению; автоматизированному управлению; энергетическим системам и управлению ими; гидравлическим системам управления; интеллектуальному управлению; управлению движением;

- **вибрации:** вибрации систем с постоянными и дискретными параметрами; линейным и нелинейным вибрациям; модальному анализу; динамике конструкций; подавлению вибрации; пассивным и активным методам демпфирования;

- **акустике:** акустической эмиссии; борьбе с шумом и пульсациями рабочей среды;

- **пульсациям давления:** вопросам взаимодействия рабочей среды и твёрдых границ; течениям, вызывающих повышенный уровень шума и вибрации; течению в каналах и трубах; течению в биологических системах; струям; мультифазному течению; гидродинамике надводных и подводных аппаратов; турбулентности и волнам; динамике;

- **динамике машин:** поведению систем; долговечности; надёжности; процессам проектирования и изготовления; мехатронным системам; энергетическим установкам; робототехническим системам; транспортным средствам.

PURPOSES AND SCOPE

The Journal of Dynamics and Vibroacoustics publishes peer-reviewed theoretical and applied original scholarly articles, Research Papers, Technical Briefs, and feature articles in the traditional areas implied by its name, as well as papers in interdisciplinary areas.

The purpose of our journal is to disseminate information in dynamics and vibroacoustics of interest to researchers and designers in engineering, medicine, computer science, chemistry and others. The majority of papers present original analytical, numerical or experimental results and physical interpretation of lasting scientific value. Other papers are devoted to the review of recent contributions to a topic, or the description of the methodology and/or the physical significance of an area that has recently matured.

Area of interests include but is not limited to:

- **control systems:** adaptive and optimal control; computer control; distributed parameter systems and control; energy systems and control; fluid control systems; intelligent control; motion controls;

- **vibration:** vibration of continuous and lumped parameter systems; linear and non-linear vibrations; modal analysis; structural dynamics; vibration suppression and isolation; passive and active damping;

- **acoustics:** acoustic emission; noise control; structural acoustics;

- **pressure pulsation:** fluid-structure interaction; flow induced noise and vibration; bubbly flows; cavitations; compressible flows; duct and pipe flows; flows in biological systems; fluid-structure interaction; jets; multiphase flows; naval hydrodynamics; turbulence and wakes; instrumentation and components;

- **dynamics:** machinery dynamics; rotor dynamics; combined and coupled behavior; durability; reliability; system design and manufacturing; optimization; manufacturing technology; mechatronics; power systems; production systems; robotics, transportation systems.

СОДЕРЖАНИЕ

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ ГАШЕНИЕМ И ПОВТОРНЫМ ЗАПУСКОМ РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ <i>Бачурин А.Б., Стрельников Е.В., Целищев В.А.</i>	7
IMAGES OF CHAOS IN ATTITUDE DYNAMICS OF MULTI-SPIN SPACECRAFT AND GYROSTAT-SATELLITES <i>Anton V. Doroshin</i>	17
ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТ СИСТЕМЫ ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОПЛИВА В РН С ОДНОКОМПОНЕНТНЫМ ЖРД <i>Дьяченко М.И., Темнов А.Н.</i>	28
ВЛИЯНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА ГОРЕНИЕ ПСЕВДОЖИДКОГО ТОПЛИВА <i>Егоров А.Г., Гаглоев Д.М., Тизилов А.С.</i>	35
ГИДРОДИНАМИКА И ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОРШНЕВОГО НАСОСА С ГИДРОДИОДАМИ <i>Спирidonov Е.К., Хабарова Д.Ф.</i>	43

CONTENT

PROCESS MODELING ELECTRO-HYDRAULIC CONTROL SYSTEM CANCELED OR RE-LAUNCH ROCKET ENGINE SOLID FUEL <i>A.B. Bachurin, E.V. Strelnikov, V.A. Tselischev</i>	7
IMAGES OF CHAOS IN ATTITUDE DYNAMICS OF MULTI-SPIN SPACECRAFT AND GYROSTAT-SATELLITES <i>Anton V. Doroshin</i>	17
THE INVESTIGATION OF THE STABILITY OF THE PROPELLANT INTAKE IN CARRIER ROCKET WITH MONOPROPELLANT ROCKET ENGINE <i>M.I. Diachenko, A.N. Temnov</i>	28
THE INFLUENCE OF TRANSIENT EFFECTS ON PSEUDO LIQUID FUEL COMBUSTION <i>A.G. Egorov, D. M. Gagloev, A. S. Tizilov</i>	35
HYDRODYNAMICS AND CHARACTERISTICS OF PISTON PUMP WITH FLUIDIC DIODES <i>E.K. Spiridonov, D.F. Khabarova</i>	43

УДК 533: 621.455

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ ГАШЕНИЕМ И ПОВТОРНЫМ ЗАПУСКОМ РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ ТВЁРДОГО ТОПЛИВА

А.Б. Бачурин,
Е.В. Стрельников,
В.А. Целищев

Уфимский государственный
авиационный технический
университет
450000, Россия, г. Уфа,
ул. К.Маркса, 12
e_strelnikov@mail.ru

В рамках решения современной проблемы серийного использования твёрдотопливных двигательных установок в космической отрасли, связанной с ограниченными возможностями глубокого регулирования модуля тяги и многократного включения-выключения установки, предлагается внедрение комбинированной системы управления. В статье приводится схема регулируемой ракетной двигательной установки, оснащённой трёхконтурной электрогидравлической системой управления, и описываются способы регулирования, заложенные в её основу. Выполнен анализ переходных процессов в ракетном двигателе твёрдого топлива при отдельном и комбинированном использовании подсистем регулирования, отвечающих за гашение и подготовку двигателя к повторному запуску.

Ключевые слова: ракетный двигатель твёрдого топлива; хладагент; комбинированная система управления гашением; динамическая модель; рулевая машина; регулятор расхода; тяга.

Введение

Как показывает опыт прошлых лет совершенствование одного из приоритетных направлений, а именно развитие космической отрасли, неразрывно связано с внедрением ракетных двигательных установок нового поколения. В рамках ситуации, сложившейся на сегодняшний день, наиболее перспективными являются регулируемые ракетные двигательные установки на твёрдом топливе. Однако массовое внедрение данного типа двигателей ограничивается рядом недостатков, имеющих у этих ракетных систем. К ним относятся:

- 1) сложность обеспечения необходимой глубины регулирования модуля тяги (50:1);
- 2) неудовлетворительные динамические характеристики процесса регулирования (быстродействие, точность, качество переходных процессов);
- 3) сложность конструктивного исполнения;
- 4) вероятность повторного несанкционированного воспламенения заряда, вызванная неоптимальностью режима впрыска хладагента в камеру сгорания для двигателей многократного включения [1].

Для решения имеющихся проблем и устранения выявленных недостатков, во многих государствах с каждым годом укрепляется рост

консолидации научно-образовательных центров (НОЦ) и предприятий, где главной целью ставится исследование и глубокий анализ работы высокоточных систем автоматического регулирования (САР) со встроенными средствами интеллектуальной гидроавтоматики, только благодаря которым можно достичь желаемого результата.

Именно комбинированные системы управления со встроенными гидроагрегатами, в качестве исполнительных механизмов, позволят обеспечить необходимый диапазон регулирования тяги двигательной установки, повысив быстродействие и качество регулирования [2].

Нахождение рациональных значений параметров регуляторов, и прежде всего их исполнительных механизмов, осуществляемое посредством исследования статических и динамических характеристик, как при отдельной, так и при совместной работе, а также при влиянии на внутрибаллистические характеристики объекта регулирования, является неотъемлемой частью этапов разработки любой современной системы регулирования ракетной двигательной установки (РДУ).

Большой интерес вызывает возможность качественного улучшения динамических характеристик систем автоматического

регулирования конкретных двигательных установок, при внедрении в них серийных исполнительных устройств.

Благодаря проводимым исследованиям разработчики уже сейчас отказываются от некоторых видов огневых стендовых испытаний, тем самым обеспечивая снижение временных и финансовых затрат при разработке и последующей доводке систем управления, значительно увеличивая уровень и обоснованность конструкторских решений, а, следовательно, и энергомассовое совершенство РДУ.

Определившись, таким образом, со сложившейся на данный момент проблемой и возможным вариантом её решения, а именно внедрением комбинированной системы управления, необходимо проанализировать какие способы регулирования могут быть заложены в её основу.

В решении данного вопроса можно отметить большой вклад многих отечественных предприятий и институтов. Сюда можно отнести: АО «ГРЦ им. академика В. П. Макеева» (Миасс), ГНЦ ФГУП «Центр Келдыша» (Москва), НПО «Искра» (Пермь), Пермск. Политех. (Пермь), ФГАОУ ВО «СГАУ им. академика С.П. Королёва» (Самара), ФГБОУ ВПО «ИжГТУ» (Ижевск), ФГБОУ ВПО «КГТУ им. Туполева» (Казань), ФГБОУ ВПО «МГТУ им. Н. Э. Баумана» (Москва), ФГБОУ ВПО «УГАТУ» (Уфа), ФГБОУ ВПО «ЮУрГУ» (Челябинск), ФГУП «Моск. инст. теплотехники» (Москва), ФГУП «НПО автоматики» (Екатеринбург), ФНПЦ «Алтай» (Бийск), ФЦДТ «Союз» (Дзержинский).

Благодаря исследованиям, проведённым в перечисленных выше организациях, и разработкам схем и опытных образцов регулируемых двигательных установок со встроенными системами управления, были выявлены основные преимущества и недостатки каждого из способов регулирования.

Часть из способов регулирования сегодня не может быть реализована по причине конструктивной сложности, некоторые требуют чрезмерного увеличения массогабаритных характеристик РДУ, другие недостаточно эффективны.

Наиболее перспективными для дальнейшего применения показали себя способы изменения: площади поверхности горения твёрдого топлива S , площади критического сечения сопла $F_{кр}$ и

дополнительно вводимой в камеру сгорания массы хладагента m_f . Только при их комбинированном сочетании (S и $F_{кр}$; $F_{кр}$ и m_f) была достигнута наибольшая эффективность результатов.

На основании этого, в ФГБОУ ВПО «УГАТУ» была предложена схема регулируемого ракетного двигателя твёрдого топлива (РДТТ) с трёхконтурной электрогидравлической системой управления, сочетающей в себе все три данных способа регулирования (S , $F_{кр}$ и m_f) (рисунок 1) [3].

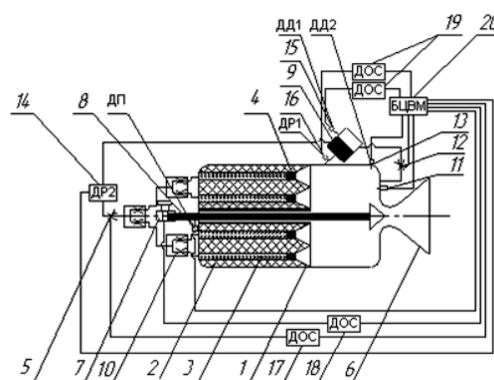


Рисунок 1. Схема ракетного двигателя твёрдого топлива многократного включения:

- 1 – камера сгорания; 2 – топливный заряд;
- 3 – каналы, заполненные хладагентом;
- 4 – поршни; 5 – регулятор расхода хладагента; 6 – сопло; 7 – исполнительный механизм;
- 8 – датчик перемещения; 9 – узел гидрогашения; 10 – делители потока; 11 – узел воспламенения; 12 – регулятор расхода продуктов сгорания;
- 13 – датчик давления ПС; 14 – датчик расхода; 15 – датчик давления жидкого хладагента;
- 16 – датчик расхода узла гидрогашения;
- 17–19 – датчики обратной связи;
- 20 – бортовая ЭВМ

В данной конструкции системы управления двигательной установкой, используются:

- подсистема слива рабочей жидкости из каналов в заряде твёрдого топлива (ТТ), позволяющая увеличивать тягу двигателя на величину, превышающую номинальное значение, более чем в 50 раз;
- подсистема поддержания постоянного давления, за счёт изменения площади критического сечения сопла, позволяющая держать давление: а) либо на максимально допустимом уровне, способствующем

сокращению времени переходного процесса; б) либо на минимально допустимом уровне, способствующем сокращению времени при мгновенном повторном воспламенении заряда;

- подсистема впрыска хладагента в камеру сгорания, позволяющая обеспечить мгновенное гашение заряда твёрдого топлива и замедлить процесс горения, либо его полностью остановить.

Исполнительными механизмами в подсистемах выступают струйная гидравлическая рулевая машина и регуляторы расхода (впрыска хладагента в камеру сгорания и слива жидкости из каналов заряда).

Однако, при описании физических процессов, происходящих в ходе работы данного регулируемого ракетного двигателя с тремя подсистемами управления и построении его математической модели, приходится сталкиваться со сложностью системных связей и закономерностей, заставляющих перейти от рассмотрения трёхконтурной системы в целом к более детальному исследованию контуров, отвечающих за работу двигательной установки

В рамках проводимой работы был выбран контур электрогидравлической системы управления, отвечающий за гашение заряда твёрдого топлива и подготовку двигательной установки к мгновенному повторному запуску. Этот контур включает в себя подсистемы изменения площади критического сечения сопла $F_{кр}$ и впрыска хладагента m_f в камеру сгорания.

Модель регулируемого РДТТ с подсистемой впрыска жидкого хладагента в камеру сгорания

Целью такого моделирования является получение системы уравнений, описывающих работу структурно-подобных РДУ, дальнейшее исследование которой на ЭВМ позволяет решать задачи анализа и синтеза динамических параметров САУ.

На рисунке 2 представлена схема подсистемы регулирования впрыска хладагента в камеру сгорания.

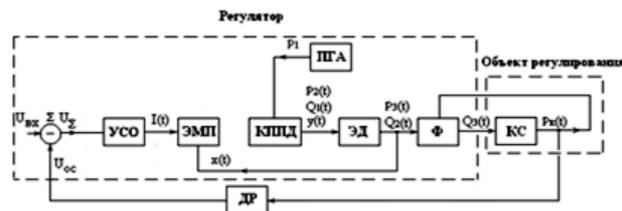


Рисунок 2. Функциональная схема подсистемы регулирования расхода жидкого хладагента

В её состав входит пневмогидроаккумулятор (ПГА), измеритель электрического сигнала рассогласования (Σ), электронный усилитель сигнала ошибки (УСО), электромеханический преобразователь (ЭМП), электромагнитный дроссель (ЭД), клапан постоянного перепада давления (КППД), форсунка (Ф), датчик расхода хладагента из ПГА (ДР) и объект регулирования – камера сгорания (КС).

Тип подачи хладагента в такой подсистеме – вытеснительный, осуществляемый посредством образования продуктов сгорания ТТ в ПГА. В качестве исполнительного механизма используется регулятор расхода (РР). Расход жидкости через РР устанавливается положением дросселя, а постоянство перепада давления на дросселе – редукционным клапаном.

Математическая модель подсистемы регулирования жидкого хладагента, в данном случае, включает в себя уравнения внутрикамерных процессов двигателя (объект регулирования) и уравнения РР, с подсоединённым ПГА и форсуночным блоком (регулятор) и выглядит следующим образом:

– уравнение электрической цепи ЭМП, управляющего дросселем

$$(U_{др} - k_{ос} Q_{др}(t)) K_y = R_{др} i_{др}(t) + L_{др} \frac{di_{др}(t)}{dt} + K_{пэ} \frac{dx(t)}{dt}; \quad (1)$$

– уравнение движения управляющей заслонки дросселя

$$m_{др} \frac{d^2 x(t)}{dt^2} = K_{fd} i_{др}(t) - b_{вдр} \frac{dx(t)}{dt} - c_{др} x(t); \quad (2)$$

– уравнение движения золотника КППД

$$m_k \frac{d^2 y(t)}{dt^2} = A(p_2(t) - p_3(t)) - b_{vk} \frac{dy(t)}{dt} - c_k y(t); \quad (3)$$

– уравнение баланса расходов через РР

$$\mu_k b_k y(t) \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2(t))}{\rho_{ж}}} - \mu_{др} b_{др} x(t) \sqrt{\frac{2(p_2(t) - p_3(t))}{\rho_{ж}}} = \frac{W_0}{2E} \frac{dp_2(t)}{dt} + A \frac{dy(t)}{dt}; \quad (4)$$

– уравнение баланса расходов через форсунки

$$\mu_{др} b_{др} x(t) \sqrt{\frac{2(p_2(t) - p_3(t))}{\rho_{ж}}} = \mu_{\phi} \frac{\pi d_{\phi}^2}{4} N \times \sqrt{\frac{2(p_3(t) - p_k(t))}{\rho_{ж}}} + \frac{W_0}{2E} \frac{dp_3(t)}{dt}; \quad (5)$$

– уравнение сохранения массы в камере сгорания при впрыске жидкого хладагента

$$\frac{V_{cb}}{RT_k(t)} \frac{d}{dt} p_k(t) = \rho_{т} S u \frac{RT_v}{RT_k(t)} - k \frac{\mu_c A(k) F_{кр}}{\sqrt{RT_k(t)}} p_k(t) - \frac{k-1}{RT_k(t)} H_x Y_x(t); \quad (6)$$

– уравнение сохранения энергии в камере сгорания при впрыске жидкого хладагента

$$\frac{p_k(t) V_{cb}}{(RT_k(t))^2} \frac{d(RT_k(t))}{dt} = Y(t) \left(\frac{\chi_k RT_v}{RT_k(t)} - 1 \right) - (k-1) \times \frac{\mu_c A(k) F_{кр}}{\sqrt{RT_k(t)}} p_k(t) - Y_x(t) - \frac{k-1}{RT_k(t)} H_x Y_x(t); \quad (7)$$

– уравнение изменения свободного объёма камеры сгорания;

$$\frac{dV_{cb}}{dt} = S u(t); \quad (8)$$

– уравнение состояния

$$p_k(t) = \rho_{т} RT_k(t); \quad (9)$$

– степенной закон горения твёрдого топлива

$$u = u_1 (p_k(t))^y, \quad (10)$$

где $U_{др}$ и $i_{др}(t)$ – напряжение (В) и сила тока (А) обмотки управления электромагнита ЭМП;

k_{oc} – коэффициент обратной связи;

$R_{др}$ и $L_{др}$ – активное (Ом) и индуктивное (Гн) сопротивление обмотки управления электромагнита;

$Q_k(t) = \mu_k b_k y(t) \sqrt{\frac{2(p_1(t) - p_2(t))}{\rho_{ж}}}$ – объёмный расход хладагента через КППД (m^3/c);

$Q_{др}(t) = \mu_{др} b_{др} x(t) \sqrt{\frac{2(p_2(t) - p_3(t))}{\rho_{ж}}}$ – объёмный расход хладагента через ЭД (m^3/c);

$Q_{\phi}(t) = \mu_{\phi} \frac{\pi \cdot d_{\phi}^2}{4} N \sqrt{\frac{2(p_3(t) - p_k(t))}{\rho_{ж}}}$ –

объёмный расход хладагента через форсунки (m^3/c);

K_y – коэффициент усиления по напряжению;

$K_{пз}$ – коэффициент противо-ЭДС в ЭМП (В · с/м);

$x(t)$ и $y(t)$ – перемещение управляющей заслонки ЭД и золотника КППД (м);

$m_{др}$ и m_k – масса заслонки ЭД и золотника КППД (кг);

K_{fid} – коэффициент силы тока в электрической цепи ЭМП (Н/А);

$b_{vдр}$ и b_{vk} – коэффициент вязкого трения заслонки ЭД и золотника КППД (Н · с/м);

$c_{др}$ и c_k – коэффициент жёсткости пружины ЭД и КППД (Н/м);

A и W_0 – площади торцевых поверхностей (m^2) и объём рабочей полости (m^3) КППД;

$p_2(t)$ и $p_3(t)$ – давление на входе и выходе из ЭД (Па);

μ_k и $\mu_{др}$ – коэффициенты расхода дросселирующей щели КППД и ЭД;

$b_{др}$ и b_k – ширина щели ЭД и золотника КППД (м);

$\rho_{ж}$ и E – плотность (кг/м^3) и модуль объёмной упругости хладагента (Па);

p_1 – давление на входе в КППД (Па);

$p_k(t)$ – давление в камере сгорания двигательной установки (Па).

На рисунках 3 и 4 представлены графики изменения сигнала управления ЭМП электромагнитного дросселя и перемещения его заслонки, полученные по результатам расчётов.

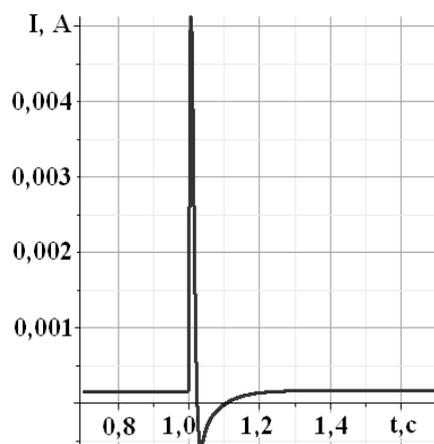


Рисунок 3. Сигнал управления ЭМП электромагнитного дросселя

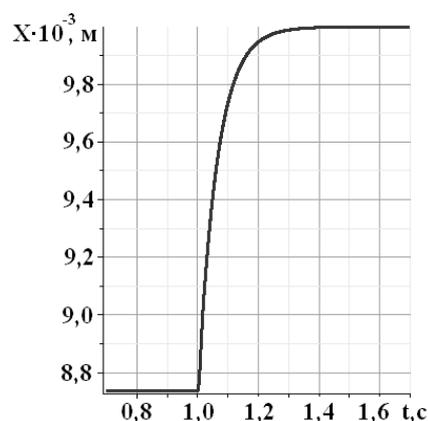


Рисунок 4. Перемещение заслонки электромагнитного дросселя

Для сравнения влияния исполнительного механизма на переходные процессы в камере сгорания на рисунке 5 представлен график изменения внутрикамерного давления с учётом модели исполнительного механизма (1) – (10) и без неё [4, 5].

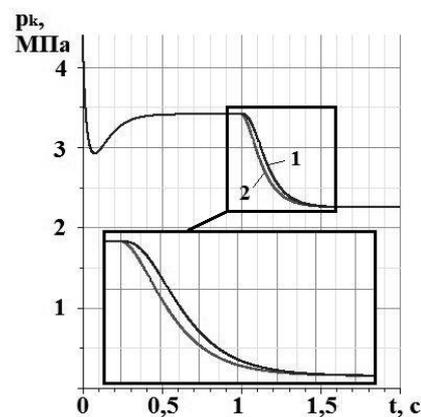


Рисунок 5. Сравнение переходных процессов: 1 – с учётом модели гидроагрегата; 2 – без неё

Согласно полученной сравнительной характеристике: при учёте модели регулятора расхода время переходного процесса увеличивается на 0,2 с, тем самым уменьшается быстродействие системы. Связано это с инерционностью исполнительного механизма.

Отсюда можно сделать вывод, что не учёт модели исполнительного механизма подсистемы впрыска хладагента в камеру сгорания РДТТ не позволяет достоверно оценить время переходного процесса при гашении.

Так как в подсистеме регулирования впрыска жидкого хладагента в камеру сгорания применяется регулятор расхода, необходимо было проверить, как он отрабатывает возмущающее воздействие, вызванное изменением давления в ПГА. На рисунке 6 представлен такой график.

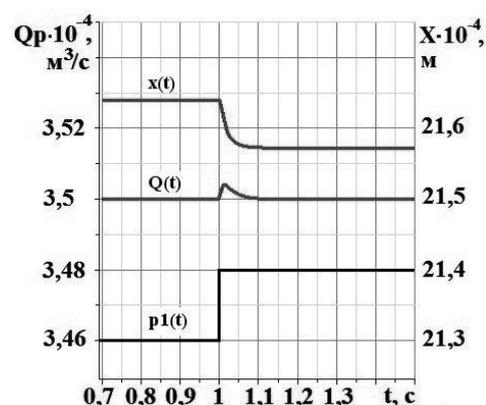


Рисунок 6. Работа системы поддержания расхода хладагента, впрыснутого в камеру

В момент времени $t = 1$ с ступенчато изменяем давление в камере пневмогидроаккумулятора и видим, что расход

хладагента увеличился. Для поддержания его на заданном уровне, система автоматически уменьшает перемещение заслонки электромагнитного дросселя, после чего расход понижается до заданного значения. Система полностью отрабатывает возмущающее воздействие.

Модель регулируемого РДТТ с подсистемой регулирования давления в камере сгорания

Регулирование давления в ракетной двигательной установке твёрдого топлива с изменяемой площадью критического сечения осуществляется с помощью рулевой машины (РМ), которая выполняет целый ряд функций: от поддержания постоянного давления в камере сгорания до его сброса при переходе с максимального уровня тяги на минимальный, и обратно [1].

На рисунке 7 представлена функциональная схема подсистемы регулирования давления в камере сгорания двигательной установки за счёт изменения площади критического сечения сопла $F_{кр}$.

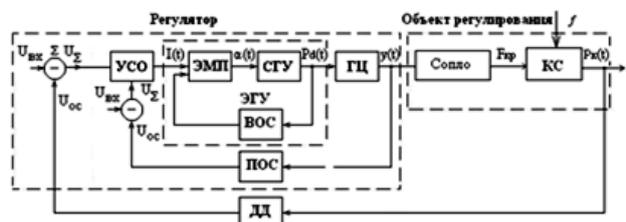


Рисунок 7. Функциональная схема подсистемы регулирования давления в камере сгорания РДУ

В её состав входит измеритель электрического сигнала рассогласования (Σ), электронный усилитель сигнала ошибки (УСО), электромеханический преобразователь сигнала (ЭМП), струйный гидроусилитель (СГУ), гидроцилиндр (ГЦ), датчик давления (ДД), потенциметрический датчик обратной связи по перемещению центрального тела (ПОС) и объект регулирования – камера сгорания (КС).

Схема регулятора состоит из 2-х контуров: основного, обусловленного наличием у ГЦ потенциметрической обратной связи (ПОС), и внутреннего, обусловленного наличием внутренней обратной связи (ВОС) между ЭМП и СГУ [6].

Математическая модель подсистемы регулирования давления $F_{кр}$ состоит из:

– уравнения электрической цепи ЭМП

$$R_{\text{ЭМП}} i(t) + L \frac{di(t)}{dt} + K_{\text{пэ}} \frac{d\alpha(t)}{dt} = K_y (U_{\text{вх}} - K_{\text{ос}} p_k(t)),$$

где $K_{\text{ос}} = \frac{U_{\text{вх}}}{p_{k \text{ макс}}}$; (11)

– уравнение моментов

$$J \frac{d^2 \alpha(t)}{dt^2} = K_{\text{м}} i(t) - K_{\text{м}\alpha} \alpha(t) - b_{\text{м}} \frac{d\alpha(t)}{dt} - C_{\text{ЭМП}} \alpha(t);$$
 (12)

– уравнения движения поршня (штока) гидроцилиндра

$$m \frac{d^2 y(t)}{dt^2} = A p_d(t) - b_{\text{вн}} \frac{dy(t)}{dt} - F_{\text{тр}} - C_{\text{п}} y(t);$$
 (13)

– уравнения баланса расходов

$$\left(\frac{W_0 + A \cdot y(t)}{E} + C_{\text{н}} \right) \frac{dp_d(t)}{dt} + A \frac{dy(t)}{dt} = \begin{cases} \mu_Q^m Q_{\text{т}} \left\{ \frac{1}{2} \left[(1 + \bar{z}(t)) \sqrt{1 - \frac{\bar{p}_d(t)}{\xi_{\text{Рм}}}} - (1 - \bar{z}(t)) \sqrt{1 + \frac{\bar{p}_d(t)}{\xi_{\text{Рм}}}} \right] \right\} \\ \text{при } \bar{z}(t) \leq z_n; \\ \sqrt{1 - \frac{\bar{p}_d(t)}{\xi_{\text{Рм}}}} \text{ при } z_{\text{макс}} > \bar{z}(t) > z_n; \end{cases}$$
 (14)

– уравнения изменения свободного объёма камеры сгорания

$$\frac{dV_{\text{св}}}{dt} = S u(t);$$
 (15)

– уравнения материального баланса камеры сгорания при изменении $F_{кр}$

$$V_{\text{св}} \frac{dp_k(t)}{dt} = kRT_k \chi_k S \rho_{\text{т}} u(t) - k \sqrt{RT_k} \mu_c A(k) \times (F_{\text{кр}} - f(y(t))) p_k(t) - p_k(t) S u(t);$$
 (16)

– уравнения состояния

$$p_k(t) = \rho_T RT_k; \quad (17)$$

– степенного закона горения твёрдого топлива

$$u(t) = u_1(p_k(t))^v, \quad (18)$$

где $R_{эмп}$ и L – активное (Ом) и индуктивное (Гн) сопротивление обмотки управления;

$i(t)$ и $U_{вх}$ – сила тока (А) и напряжение (В);

$K_{пз}$ – коэффициент противо-ЭДС (В · с/м);

$\alpha(t)$ и J – угол поворота якоря (рад) и момент инерции на валу (Н · м²);

K_{mi} – коэффициент, характеризующий моментную характеристику (Н · м/А);

$K_{m\alpha}$ – коэффициент, характеризующий жёсткость «магнитной пружины» (Н · м/рад);

b_m и $b_{вп}$ – коэффициент вязкого трения якоря ЭМП и поршня ГЦ (Н · с/м);

$C_{эмп}$, $C_{п}$ и $C_{н}$ – жёсткость «магнитной пружины» электромеханического преобразователя, механической пружины гидроцилиндра и нагрузки (Н/м);

A , W_0 – площадь поршня (м²) и объём полости (м³) ГЦ;

$y(t)$ – перемещение штока центрального тела (м);

E – приведённый модуль объёмной упругости (Па);

$\bar{p}_d(t)$ и $\bar{z}(t)$ – перепад давлений на ГЦ (Па) и смещение струйной трубки (м);

μ_Q^m и ξ_{pm} – коэффициент восстановления расхода и давления струйной трубки;

Q_T – расход через струйную трубку (м³/с); m – масса поршня ГЦ (кг);

$F_{тр}$ – сила сухого трения (Н).

На рисунках 8–10 представлены графики переходных процессов в камере сгорания с учётом модели исполнительного механизма – составленной по уравнениям (11) – (18) и без неё [4, 5]. Как видно из рисунков 8–10, при применении струйной гидравлической рулевой машины выход на режим с меньшей тягой осуществляется быстрее примерно на 0,3 с, чем при ступенчатом изменении площади

критического сечения сопла $F_{кр}$, т.к. центральное тело открывает $F_{кр}$ до тех пор, пока давление в камере сгорания не достигнет заданного значения, а не до заданного значения $F_{кр}$. В результате чего перемещение центрального тела сопла значительно превышает значения установившегося режима. На рисунке 11 показано, как система поддержания постоянного давления отработывает возмущающее воздействие. Поддерживать постоянное давление в камере сгорания необходимо после гашения двигателя на уровне чуть ниже заданного для повторного воспламенения заряда твёрдого топлива. Только так можно сократить время для повторного запуска двигателя и достичь желаемых характеристик.

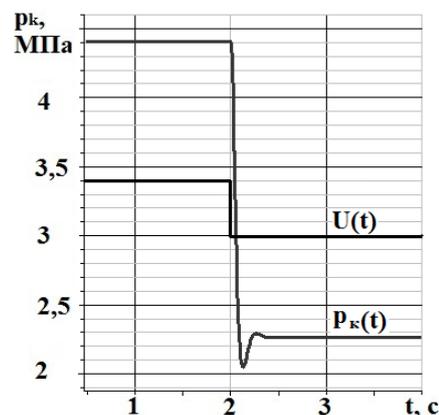


Рисунок 8. Изменение давления в камере сгорания при ступенчатом изменении задающего сигнала по напряжению

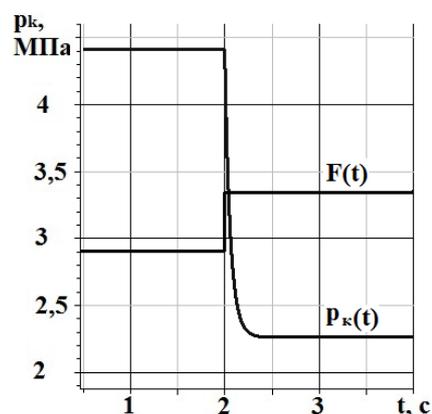


Рисунок 9. Изменение давления в камере сгорания при ступенчатом изменении площади критического сечения сопла

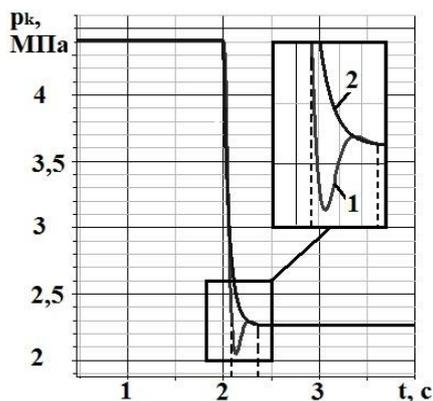


Рисунок 10. Сравнение переходных процессов: 1 – с учётом модели гидроагрегата; 2 – без неё

В момент времени $t = 2$ с ступенчато меняется скорость горения ТТ в камере сгорания и падает давление. Для поддержания его на заданном уровне система автоматически уменьшает перемещение центрального тела на открытие $F_{кр}$, после чего давление в камере поднимается до заданного значения.

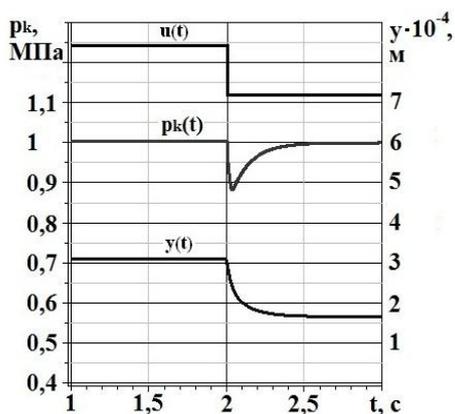


Рисунок 11. Работа системы поддержания давления в камере после гашения двигательной установки

Модель регулируемого РДТТ с комбинированной системой управления гашением и подготовкой к повторному запуску

Рассмотрев принцип работы подсистем регулирования в отдельности, было проведено исследование комбинированной электрогидравлической системы управления гашением заряда при одновременном регулировании давления в камере сгорания и расхода хладагента и получены графики переходных процессов (рисунок 12). Управление гашением происходит по заранее заданной программе. В момент времени $t = 2$ с, при

достижении уровня внутрикамерного давления, соответствующего значению минимально необходимого, регулятор расхода хладагента должен уменьшить расход. Гидроагрегат регулятора расхода обрабатывает управляющее воздействие на изменение расхода хладагента из форсунок. Через 0,1 с устанавливается заданный расход хладагента. Благодаря регулированию расхода хладагента с помощью регулятора и изменения $F_{кр}$ с помощью РМ устанавливается необходимая величина внутрикамерного давления, скорости горения и газоприхода. Давление в двигателе стабилизируется за 0,2 с без перерегулирования и поддерживается на заданном уровне, позволяющем сократить время повторного запуска. Рулевая машина регулятора давления успевает обрабатывать возмущение, и на величине давления в камере сгорания изменение расхода жидкости из форсуночного блока не сказывается.

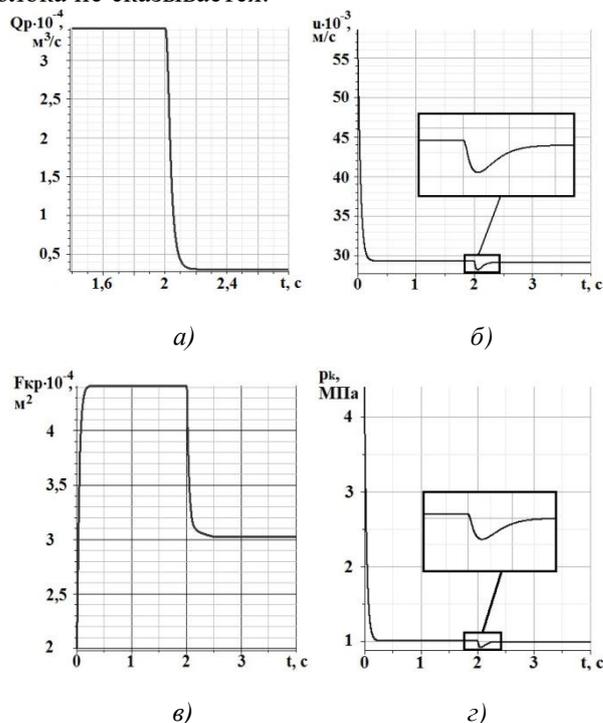


Рисунок 12. Переходные процессы в комбинированной системе управления гашением: а) изменение расхода хладагента через регулятор, б) изменение скорости горения; в) изменение площади критического сечения сопла; г) изменение давления в камере

Следовательно, качество работы регуляторов в комбинированной системе управления не зависит друг от друга, что и требовалось доказать.

Заключение

Представлено одно из возможных решений задачи глубокого регулирования модуля тяги (≥ 50) и многократного включения-выключения РДТТ за счет использования трёхкохтурной электрогидравлической системы управления со встроенными гидроагрегатами в составе регулируемого ракетного двигателя. Исследуется контур системы регулирования, отвечающий за гашение и подготовку двигателя к повторному запуску. По результатам численного моделирования динамики камеры сгорания без учёта модели исполнительного механизма и с ней видно:

- с учётом модели регулятора расхода время переходного процесса в РДТТ увеличивается на 0,2 с;
- с учётом модели РМ выход на режим с меньшей тягой осуществляется быстрее примерно на 0,3 с, чем при ступенчатом изменении $F_{кр}$.

Показано, как системы поддержания расхода хладагента и давления в камере сгорания обрабатывают возмущающие воздействия и как с помощью комбинированной системы управления осуществить задачу мгновенного гашения и подготовки к повторному запуску. По результатам проведённого моделирования видно, что необходимая величина внутрикамерного давления, скорости горения устанавливается через 0,05 с при расходе хладагента $3,4 \times 10^{-4}$ м³/с. В соответствии с программой управления на впрыск при достижении необходимого внутрикамерного давления система перестраивает режим на менее

интенсивный, и через 0,1 с устанавливается заданный расход. В случае падения давления ниже необходимого с помощью РМ оно стабилизируется через 0,2 с без перерегулирования и поддерживается на заданном уровне, позволяющем сократить время повторного запуска, при этом качество работы регуляторов системы управления не зависит друг от друга.

Список использованных источников

- [1] Петренко В.И., Соколовский М.И., Зыков Г.А., Лянгузов С.В., Тодощенко А.И., Попов В.Л., Потапов Б.Ф., Севастьянов В.В., Ярушин С.Г. Управляемые энергетические установки на твердом топливе / Под общ.ред. М.И. Соколовского и В.И. Петренко. М.: Машиностроение. 2003. 464 с.
- [2] Кривошеев И.А., Целищев В.А., Бачурин А.Б., Стрельников Е.В. Опыт разработки комбинированного РДТТ многократного включения // Вестник УГАТУ. 2012. Т. 16. № 2 (47). С. 174–188.
- [3] Пат.2443895 РФ, МПК F02K9/92 F02K9/86. Регулируемый ракетный двигатель твердого топлива / Ахметов Ю.М., Бачурин А.Б., Стрельников Е.В., Целищев В.А. Заявл. 02.09.2010; опубл. 27.02.2012.
- [4] Присняков В.Ф. Динамика ракетных двигателей твердого топлива: учеб. пособие для вузов. М.: Машиностроение. 1984. 248 с.
- [5] Зезин В.Г., Петренко В.И., Попов В.Л., Русак А.М., Савченко В.И., Симонов Е.А., Феофилактов В.И. Регулируемые твердотопливные двигательные установки / Миасс: ГРЦ «КБ им. акад. В.П. Макеева», 1996. 295 с.
- [6] Месропян А.В., Целищев В.А. Моделирование гидравлических рулевых машин. Уфа: УГАТУ, 2008. 211 с.

PROCESS MODELING ELECTRO-HYDRAULIC CONTROL SYSTEM CANCELED OR RE-LAUNCH ROCKET ENGINE SOLID FUEL

A.B. Bachurin
E.V. Strel'nikov
V.A. Tselishev

Ufa State Aviation Technical
University
Ufa,
Ul. K. Marksa, 12
Russia, 450000
e_strelnikov@mail.ru

Within the framework of the contemporary problem solving serial use of solid propulsion in space industry related disabilities deep traction control module and multiple on-off setting, proposed the introduction of a combined system of governance. The article provides a diagram of a controlled rocket propulsion system, equipped with a dual-circuit electrohydraulic control system, and describes how to control laid down in its foundation. The analysis of transients in a rocket engine solid fuel in separate and combined use of control subsystems responsible for the extinction of the engine and preparing to re-launch.

Key words: *solid rocket motor; refrigerant; combined management system; dynamic model; steering gear.*

References

- [1] Petrenko, V.I., Sokolowsky, M.I., Zykov, A., Lyanguzov, S.V., Todoschenko, A.I., Popov, V.L., Potapov, B.F., Sevastiyarov, V.V. and Yarushin S.G. (2003), Upravliyemie energeticheskie ustanovki na tverdom toplive [Managed power plants for solid propellants], in Sokolowsky, M.I.(ed.) and Petrenko, V.I. (ed.), Mechanical Engineering, Moscow, Russia.
- [2] Krivosheev, I.A., Tselishev, V.A., Bachurin, A.B. and Strel'nikov, E.V. (2012), Opyt razrabotki kombinirovannogo RDTT mnogokratnogo vkljuchenija [Experience development combined SRM inclusion of multiple], (in Russian), *Vestnik UGATU*, vol. 16, no. 2 (47), pp. 174-188.
- [3] Akhmetov, Y.A., Bachurin, A.B., Strel'nikov, E.V. and Tselishev, V.A., Ufa State Aviation Technical University (2012), Reguliruemyy raketnyj dvigatel' tverdogo topliva [Adjustable solid propellant motor], Russia, Pat. 2443895 MPK F02K9/92 F02K9/86.
- [4] Prisnyakov, V.F. (1984), Dinamika raketnih dvigatelei tverdogo topliva [Dynamics of solid rocket motor fuel]. Textbook for universities, Mechanical Engineering, Moscow, Russia.
- [5] Zezin, V.G., Petrenko, V.I., Popov, V.L., Rusak, A.M., Savchenko, V.I., Simonov, E.A. and Feofilaktov V.I. (1996), Reguliruemye tverdotoplivnye dvigatel'nye ustanovki [Adjustable solid propulsion systems], Miass: SRC.
- [6] Mesropyan, A.V. and Tselishev, V.A. (2008), Modelirovanie gidravlicheskih rulevyh mashin [Modeling of hydraulic steering gears], Ufa: USATU.

IMAGES OF CHAOS IN ATTITUDE DYNAMICS OF MULTI-SPIN SPACECRAFT AND GYROSTAT-SATELLITES

Anton V. Doroshin

Space Engineering Department,
Samara State Aerospace University
(National Research University),
SSAU, 34, Moskovskoe Shosse str.,
Samara, 443086, Russia
doran@inbox.ru
doroshin@ssau.ru

Chaotic aspects of attitude motion of multi-spin spacecraft and gyrostsat-satellites are investigated with the help of the Melnikov method and Poincaré sections. Images of dynamical chaos are plotted for some cases of phase portrait forms corresponded to different values of dynamical parameters. The bifurcations of the chaotic regimes with the change of phase portrait forms are illustrated.

Keywords: Multi-Rotor System, Multi-Spin Spacecraft, Dual-spin Spacecraft, Gyrostat, Homoclinic Chaos, Polyharmonic Perturbations, Melnikov Function, Poincaré Map

1. Introduction. The study of spacecraft (SC) attitude dynamics aspects was and still remains one of the important problems of modern classical and space-flight mechanics [1-45], and especially interesting features can be found in the framework of the dynamical chaos initiations into the dynamics of multi-rotor SC.

The constructional multi-rotor scheme is used for many types of SC, including satellites with assemblies of reaction wheels and multi/dual-spin SC. Here, e.g., we can mention such famous space projects and platforms as “Intelsat” by Hughes Aircraft Company (the Intelsat II was first launched in 1966, but its 8th generation Intelsat VI was actual till 1991); also the very famous Hughes’ dual-spinner is the experimental tactical communications satellite TACSAT-I launched in 1969; the “Meteosat”-project (initiated by European Space Research Organization with the Meteosat-1 in 1977 and operated until 2007 with the Meteosat-7) also was constructed on the base of the dual-spin

configuration.

The spin-stabilized SC with mechanically despun antennas was applied in the framework of GEOTAIL (the collaborative mission of Japan JAXA/ISAS and NASA, within the program “International Solar-Terrestrial Physics”); the construction scheme with the despun antenna was used for Chinese communications satellites DFH-2 (STW-3, 1988; STW-4, 1988; STW-55, 1990). The well-known Galileo mission’s SC (launched on October 19, 1989 to visit Jupiter) was built as the dual-spinner (fig.1) [46]. Also, we ought to indicate the world's most-purchased commercial communications satellites such as Hughes / Boeing HS-376 (fg.1) [47, 48]. These satellites have spun sections with propulsion systems, solar drums, and despun sections with the communications payloads and antennas. Very versatile dual-spin models also are the Hughes’ HS-381 (the Leasat project), HS-389 (the Intelsat project), HS-393 (the JCSat project).

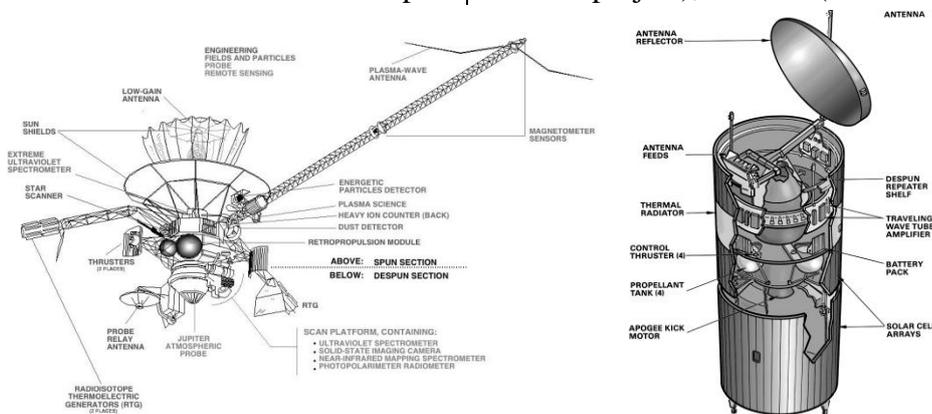


Figure 1. Examples of dual-spin spacecraft: Galileo and HS-376

The multi-rotor scheme can also correspond to the SC with assembles of reaction wheels, that is quite usual for real space projects. As first bright examples (fig.2) we can remember

such programs like the Hubble Space Telescope (HST) [49], the Kepler Space Telescope (KST) [50], and many others missions.

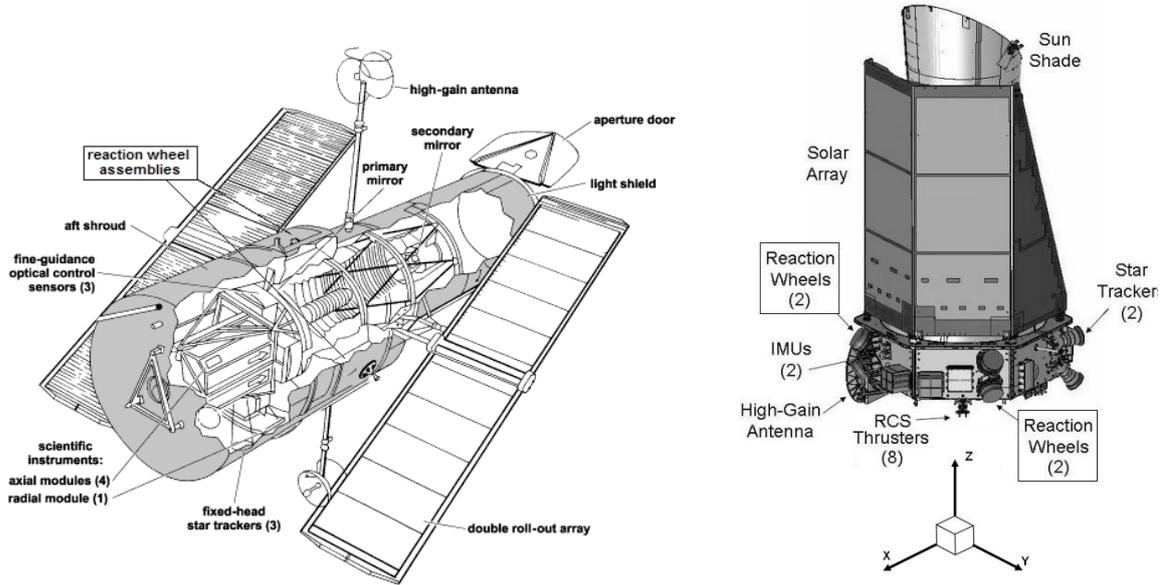


Figure 2. Examples of multi-rotor spacecraft with the reaction wheels assemblies: HST and KST

The fundamental results for the problem of the rigid body dynamics and for corresponding applied tasks in the framework of space flight mechanics are described, e.g. in [1-7] and in many other works. Also we must indicate the conjugated directions of research [8-45], including analytical/numerical modeling, analyzing the regular/chaotic regimes of motion of multi-body systems under the influence of external/internal perturbations. These are the analysis of the attitude dynamics of a dual-spin SC and gyrostats [8-17], the investigation of the multi-rotor systems and multi-spin SC dynamics [18-21], obtaining exact solutions [22-29], the chaotic dynamical aspects study [30-45].

2. The task formulation and mathematical models. Let us consider the attitude dynamics of multi-rotor (multi/dual-spin) SC [19] basing on the multi-body mechanical system (fig. 3) with using the hamiltonian formalism and the well-known Andoyer-Deprit canonical variables (fig. 4).

The Andoeyr-Deprit variable can be written

basing on the direction and the value of the system angular momentum vector \mathbf{K} as follows:

$$L = \frac{\partial T}{\partial \dot{i}} = \mathbf{K} \cdot \mathbf{k};$$

$$G = \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_2} = \mathbf{K} \cdot \mathbf{s} = |\mathbf{K}| = K;$$

$$H = \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_3} = \mathbf{K} \cdot \mathbf{k}'; \quad L \leq G$$

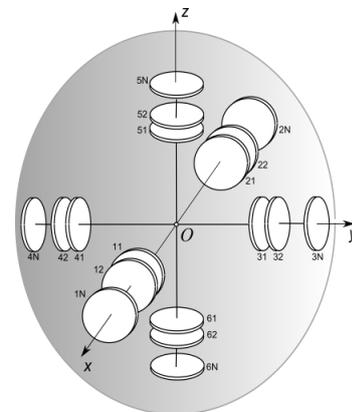


Figure 3. The multi-rotor mechanical structure of the multi-spin spacecraft

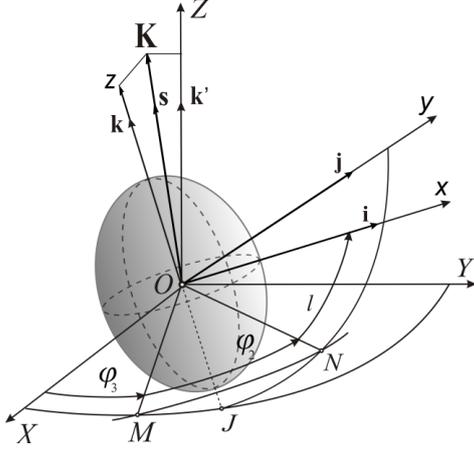


Figure 4. The Andoyer-Deprit canonical variables

The kinetic energy of the system has the following form in the Andoyer-Deprit canonical coordinates in the addition of angles of rotors' relative rotation $\xi_i = \langle l, \varphi_2, \varphi_3, \delta_{11}, \dots, \delta_{6N} \rangle$, and corresponding conjugated momentums $\Xi_i = \langle L, G, H, \Delta_{11}, \dots, \Delta_{6N} \rangle$ [19]:

$$\begin{aligned}
T = & (G^2 - L^2) \left[\frac{\sin^2 l}{\hat{A}} + \frac{\cos^2 l}{\hat{B}} \right] + \\
& + \frac{1}{\hat{C}} \left(L - \sum_{j=1}^N [\Delta_{5j} + \Delta_{6j}] \right)^2 - \\
& - 2\sqrt{G^2 - L^2} \left\{ \frac{\sin l}{\hat{A}} \cdot \sum_{j=1}^N [\Delta_{1j} + \Delta_{2j}] + \right. \\
& + \frac{\cos l}{\hat{B}} \cdot \sum_{j=1}^N [\Delta_{3j} + \Delta_{4j}] \left. \right\} + \\
& + \frac{1}{\hat{A}} \left(\sum_{j=1}^N [\Delta_{1j} + \Delta_{2j}] \right)^2 + \\
& + \frac{1}{\hat{B}} \left(\sum_{j=1}^N [\Delta_{3j} + \Delta_{4j}] \right)^2 + \sum_{j=1}^N \sum_{i=1}^6 \frac{\Delta_{ji}^2}{I_j}
\end{aligned} \quad (1)$$

where

$$\hat{A} = A - 2 \sum_{j=1}^N I_j; \quad \hat{B} = B - 2 \sum_{j=1}^N I_j; \quad \hat{C} = C - 2 \sum_{j=1}^N I_j;$$

and values A, B, C - are the main inertia moments of the main body, I_j - the axial inertia moments of rotors in the j -th layer (we assume the equivalence of the rotors in each layer).

Let us consider the case of the action of external torques with the small non-autonomous

potential

$$P = \mu \zeta(t) \cos \theta; \quad \mu \ll 1 \quad (2)$$

where θ designates the "restoring" angle.

This potential can describe the influence of external restoring torque from a weak magnetic field on the equatorial orbits at the regime of cylindrical precession of SC [29]. Also we will consider the polyharmonic form of the amplitude (it is actual practically in any case of the time-periodical amplitude and corresponds to the general form of the expansion in a Fourier series)

$$\zeta(t) = \sum_{n=0}^N \left[\bar{a}_n \sin(n\omega_p t) + \bar{b}_n \cos(n\omega_p t) \right]; \quad (3)$$

in the case when the "restoring" angle represents the angle between the angular momentum vector \mathbf{K} and longitudinal axis of the SC Oz (coinciding with the vector \mathbf{k} at the fig.4), and then the expression is actual

$$\cos \theta = L / G \quad (4)$$

The Hamiltonian of the system can be written in the form with general and perturbed parts

$$\begin{aligned}
H &= H_0 + \varepsilon H_1; \\
H_0 &= T; \quad H_1 = \zeta(t) L
\end{aligned} \quad (5)$$

where the small parameters is equal $\varepsilon = \mu / G$. As it follows from the Hamiltonian (5) only one canonical pare (l, L) is positional, and other pares are cyclic; so it is enough to use two main dynamical equations in the form

$$\begin{cases} \dot{L} = f_L(l, L) + \varepsilon g_L; \\ \dot{l} = f_l(l, L) + \varepsilon g_l; \end{cases}$$

$$\begin{aligned}
f_L &= -\frac{\partial H_0}{\partial l}; \quad f_l = \frac{\partial H_0}{\partial L}; \\
g_L &= -\frac{\partial H_1}{\partial l}; \quad g_l = \frac{\partial H_1}{\partial L};
\end{aligned} \quad (6)$$

Now we consider the motion regime when only equatorial rotors have non-zero summarized angular momentum, then it is possible to write constant blocks

$$\begin{cases} D_{12} = \sum_{j=1}^N [\Delta_{1j} + \Delta_{2j}] = 0, \\ D_{34} = \sum_{j=1}^N [\Delta_{3j} + \Delta_{4j}] = \text{const} \neq 0, \\ D_{56} = \sum_{j=1}^N [\Delta_{5j} + \Delta_{6j}] = 0, \end{cases} \quad (7)$$

This regime can describe the SC motion at the implementation of the attitude reorientation with acting transverse (equatorial) reaction wheels assemblies (like in the HST or KST at the fig.2). And in this case we have the following right-pars-functions of equations (6):

$$\begin{cases} f_l(l, L) = L \left[\frac{1}{\hat{C}} - \frac{\sin^2 l}{\hat{A}} - \frac{\cos^2 l}{\hat{B}} \right] + \frac{D_{34} L \cos l}{\hat{B} \sqrt{G^2 - L^2}}; \\ f_L(l, L) = (G^2 - L^2) \left(\frac{1}{\hat{B}} - \frac{1}{\hat{A}} \right) \sin l \cos l - \\ - \frac{D_{34}}{\hat{B}} \sqrt{G^2 - L^2} \sin l; \quad g_l(t) = \zeta(t); \quad g_L(t) \equiv 0; \end{cases} \quad (8)$$

3. The Melnikov function evaluation. In the purpose of the exact detection of homoclinic chaos initiation in the system at acting periodical perturbations we should prove the existence of simple zero-roots of the Melnikov function:

$$M(\vartheta) = \int_{-\infty}^{+\infty} \left[f_L(l(t), L(t)) g_l(t + \vartheta) - f_l(l(t), L(t)) g_L(t + \vartheta) \right]_{\{\bar{L}(t), \bar{L}(t)\}} dt \quad (9)$$

where the designation $\{\bar{L}(t), \bar{L}(t)\}$ implies evaluation of the integral along the homoclinic orbit.

Taking into account correspondences [19] between the Andoyer-Deprit variables and components of the angular velocity of the main body (p, q, r) , the Melnikov function (9) in our case is reduced to the expression:

$$M(\vartheta) = \int_{-\infty}^{+\infty} \left(\frac{1}{\hat{B}} - \frac{1}{\hat{A}} \right) \hat{A} p(t) (\hat{B} q(t) + D_{34}) \zeta(t + \vartheta) dt \quad (10)$$

where the exact analytical expressions for $p(t)$ and $q(t)$ along the homoclinic orbit are obtained in [19] – there is not any necessity to repeat them; but we must show the qualitative form of this time-dependencies (fig.5). From this qualitative form **the Statement 1** follows:

the time-function $p(t)$ is damped to zero odd function, $q(t)$ is even function, and, as the multiplication result, the block

$p(t)(\hat{B}q(t) + D_{34})$ is the damped to zero odd time-function.

Also with the help of the polyharmonic shape (3) and using trigonometric transformations we can obtain the multiplier $\zeta(t + \vartheta)$ in the form which contains explicit time-blocks and ϑ -phase-blocks separately:

$$\begin{aligned} \zeta(t + \vartheta) &= \quad (11) \\ &= \cos(n\omega_p t) \sum_{n=0}^N [\bar{a}_n \sin(n\omega_p \vartheta) + \bar{b}_n \cos(n\omega_p \vartheta)] + \\ &+ \sin(n\omega_p t) \sum_{n=0}^N [\bar{a}_n \cos(n\omega_p \vartheta) - \bar{b}_n \sin(n\omega_p \vartheta)] \end{aligned}$$

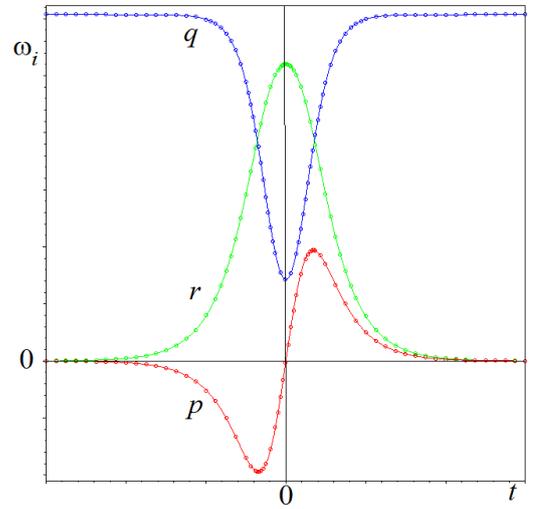


Figure 5. The qualitative form of time-dependencies for the angular velocity components along homoclinic orbit

Taking into account the *Statement 1* and the expression (11) (with understanding odd/even-functions properties), the integration gives the following polyharmonic result for the Melnikov function

$$M(\vartheta) = \sum_{n=0}^N [a_n \cos(n\omega_p \vartheta) - b_n \sin(n\omega_p \vartheta)] \quad (12)$$

with recalculated constant coefficients:

$$a_n = \Im \hat{A} \left(\frac{1}{\hat{B}} - \frac{1}{\hat{A}} \right) \bar{a}_n; \quad b_n = \Im \hat{A} \left(\frac{1}{\hat{B}} - \frac{1}{\hat{A}} \right) \bar{b}_n;$$

$$\Im = \int_{-\infty}^{+\infty} p(t) (\hat{B} q(t) + D_{34}) \sin(n\omega_p t) dt = \text{const} \neq 0$$

So, from the polyharmonic shape of the Melnikov function **the Statement 2** follows: *the Melnikov function in the considered case has infinite quantity of simple zero-roots, and*

then the homoclinic chaos initiation is inevitable.

This fact must be taken into engineers' attention at the space mission preparation and at the choice of working areas of SC dynamical parameters.

4. Numerical modeling of chaotic regimes.

For illustrating of the proved fact of the chaos initiation it is possible to provide a series of numerical experiments in the Poincaré sections/maps plotting basing on the "main-phase-repetition" condition: $(\omega_p t \bmod 2\pi) = 0$.

Let us define e.g. the following set of the polyharmonic perturbation coefficients:

$$\bar{a}_1 = 0.25; \quad \bar{a}_3 = 1.25; \quad \bar{a}_5 = 5; \quad (13)$$

$(\bar{a}_i = \bar{b}_j = 0 \quad \forall j; i \neq \{1, 3, 5\})$ and the main frequency numerical value: $\omega_p = 0.75$.

As can we see from the modeling results, the chaotic layers are generated near the homo/heteroclinic bundles. These chaotic layer are generated as the result of multiple intersections of stable and unstable splitted manifolds of homo/heteroclinic orbits. Inside such chaotic layer any phase trajectory perform complex "chaotic" evolutions with variable characteristics of the dynamical regime – this is one of the main reasons of the SC complex abnormal oscillations, tilting irregular motions, and space missions malfunctions.

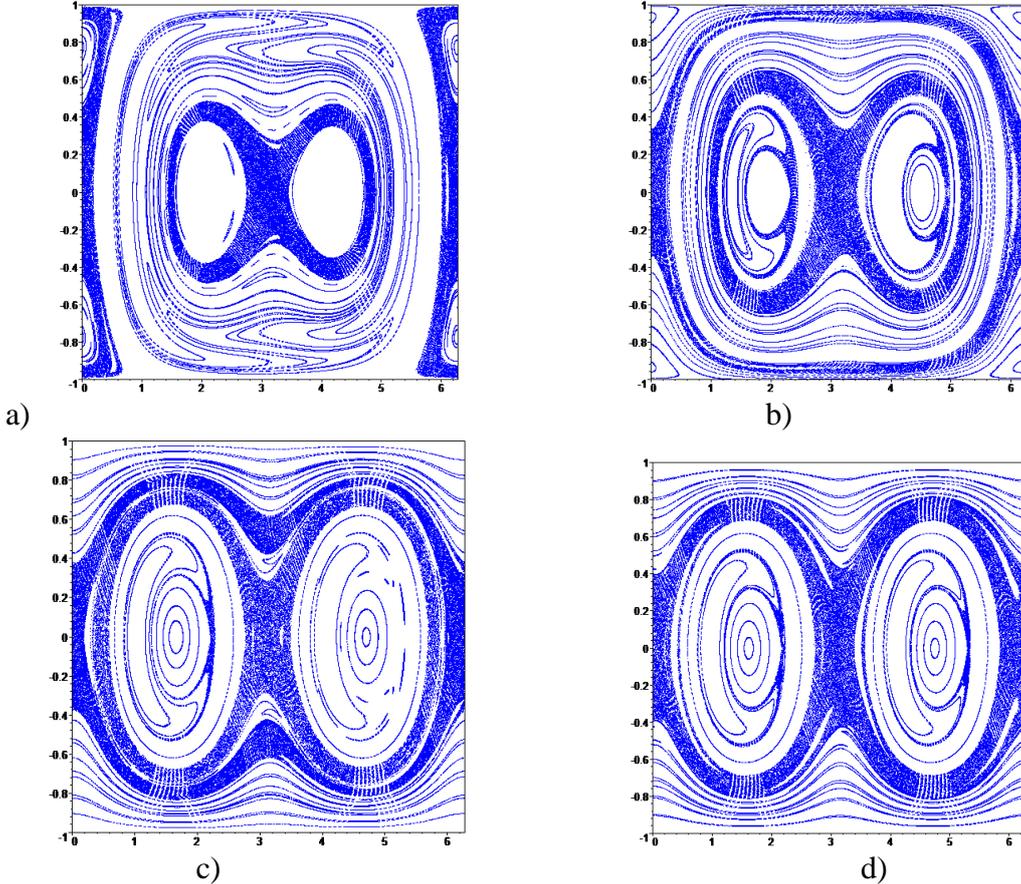


Figure 6. The Poincaré sections¹ of the dimensionless phase space $\{l, L/G\}$ for the SC with the triaxial inertia tensor at the following parameters²:

$$\hat{A} = 0.5, \quad \hat{B} = 0.6, \quad \hat{C} = 0.7; \quad G = 10; \quad D_{12} = D_{56} = 0; \quad \varepsilon = 0.01;$$

a): $D_{34} = 0.9$; b): $D_{34} = 0.5$; c): $D_{34} = 0.1$; d): $D_{34} = 0.01$

¹ All of the presented in this work Poincaré sections were plotted with the help of the author's program complex [51].

² All of the parameters have numerical values corresponding to their own natural dimensions in the SI metric system.

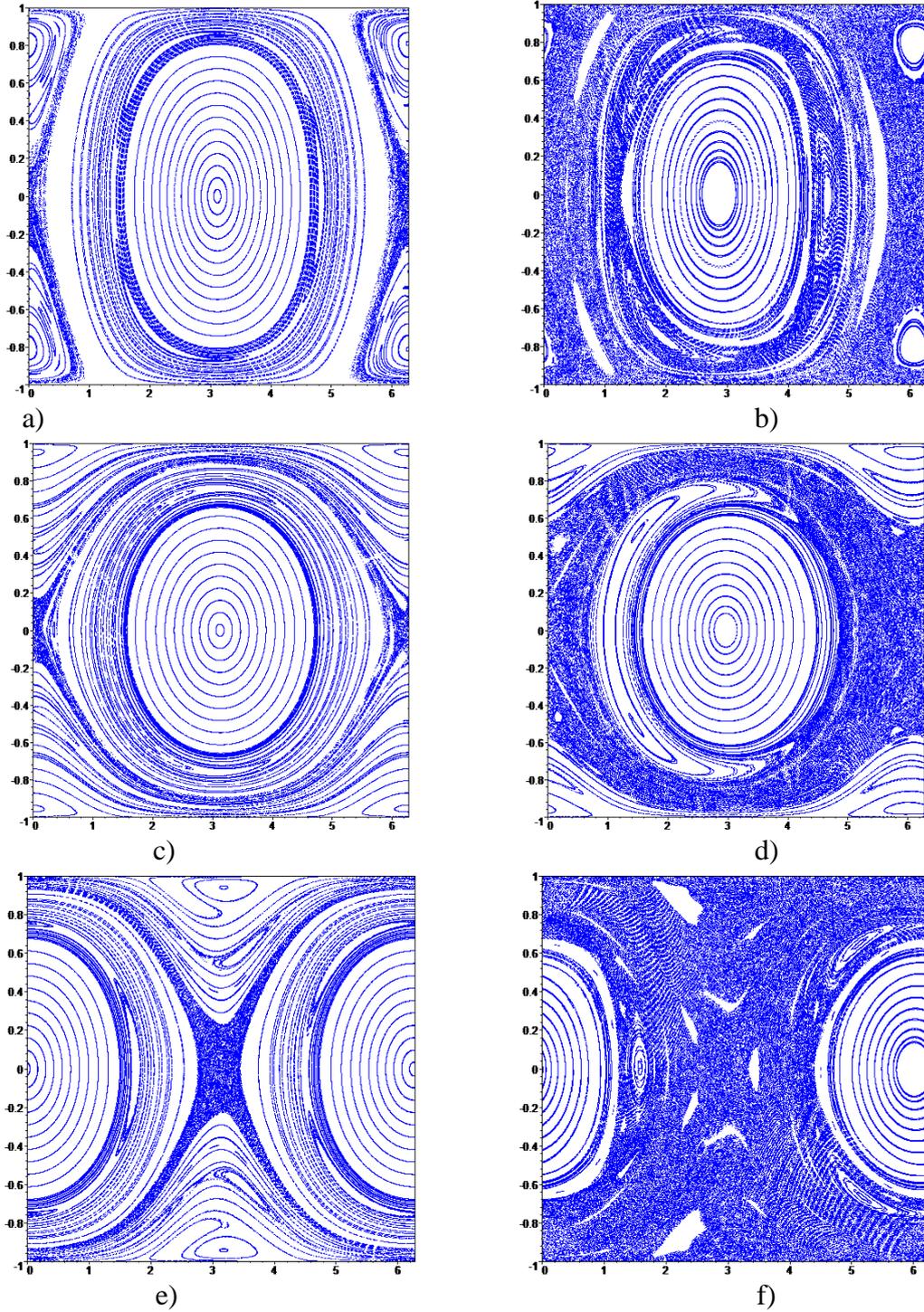


Figure 7. The Poincaré sections of the dimensionless phase space $\{l, L/G\}$ for the SC with the dynamical symmetry:

$$G = 3; \quad D_{12} = D_{56} = 0;$$

$$\text{a)-d): } \hat{A} = \hat{B} = 0.5, \quad \hat{C} = 0.7; \quad \text{e)-f): } \hat{A} = \hat{B} = 0.6, \quad \hat{C} = 0.4;$$

$$\text{a): } D_{34} = 0.5; \quad \varepsilon = 0.01; \quad \text{b): } D_{34} = 0.5; \quad \varepsilon = 0.1; \quad \text{c): } D_{34} = 0.25; \quad \varepsilon = 0.01; \quad \text{d): } D_{34} = 0.25; \quad \varepsilon = 0.1;$$

$$\text{e): } D_{34} = 0.5; \quad \varepsilon = 0.01; \quad \text{f): } D_{34} = 0.5; \quad \varepsilon = 0.1$$

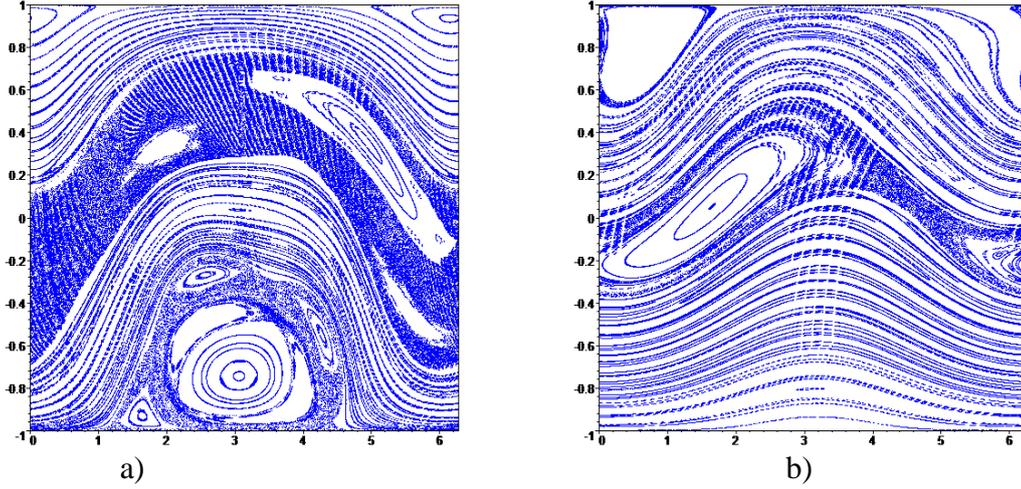


Figure 8. The Poincaré sections of the dimensionless phase space $\{l, L/G\}$

at all non-zero rotors' angular momentums:

$$G = 3; D_{12} = 0.5; D_{34} = 0.6; D_{56} = 1.5; \varepsilon = 0.05;$$

$$\text{a): } \hat{A} = 0.6; \hat{B} = 0.7; \hat{C} = 0.9; \quad \text{b): } \hat{A} = \hat{B} = 0.6, \hat{C} = 0.4;$$

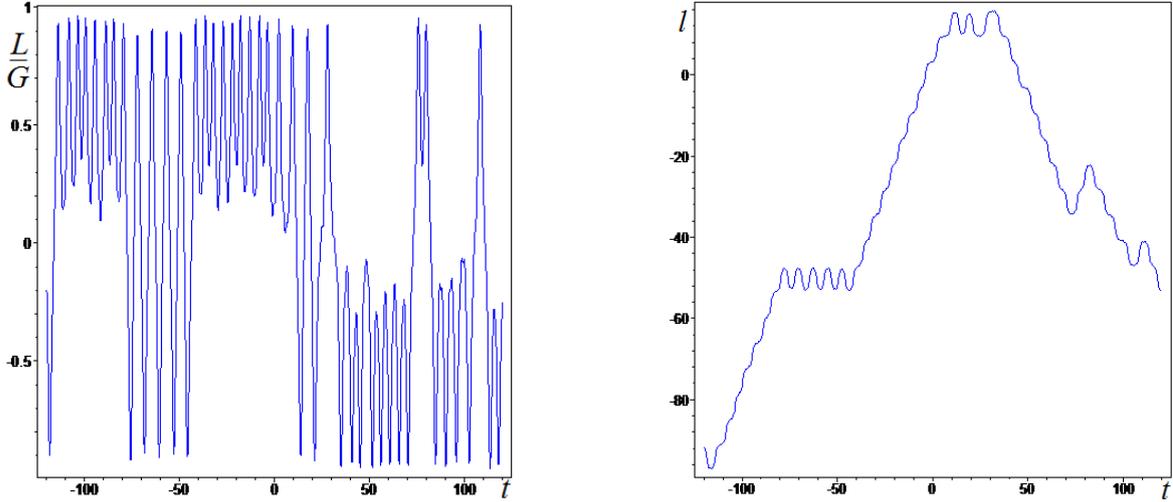


Figure 9. Irregular time-dependencies for the chaotic motion parameters

$$G = 3; D_{12} = 0; D_{34} = 0.5; D_{56} = 0; \varepsilon = 0.1;$$

$$\hat{A} = \hat{B} = 0.6, \hat{C} = 0.4;$$

Presented above phase portraits (Poincaré sections) in the dimensionless space $\{l, L/G\}$ are very informative and fully describe dynamics of SC in the sense of quality of motion regimes; and also any point of these portraits can explain [28, 29] the main properties of the current SC attitude in terms of the nutation angle ($\theta = \arccos(L/G)$) and the intrinsic rotation angle (l).

From the modelling results the important notations follow.

Firstly, the chaotic motion areas (chaotic layers) are presented in the phase portrait of the system (fig.6-8), and, moreover, these areas divide the phase portrait into separated zones. At increasing the value of perturbations (the value of the parameter ε) it is possible to see the effect of the extension of chaotic areas, as well as the merger of these areas into one big chaotic layer (at the fig.7 we can see this integration at

the transition from the frame 7-a to the frame 7-b, from 7-c to 7-d, and from 7-e to 7-f). But, here we need to mention that these areas can be separable from each other (in the dynamical sense, which means the impermeability of the area border for the phase trajectory). Also, e.g., it is important here to indicate corresponding irregular time-dependences of motion parameters (fig.9) for the chaotic regime from the chaotic layer depicted at the figure 7-f.

Secondly, the modelling results demonstrate the presence of additional chaotic layers close to the secondary homo/heteroclinic structures arising in addition to the main separatrix-regions at the presence of perturbations. These secondary chaotic homo/heteroclinic bundles (“secondary chaos”) have properties similar to the main homo/heteroclinic chaos, and also must be taken into account at the formation of SC dynamics.

In the third, bifurcations of types of the phase portrait take place (from the fragment fig.6-a to 6-b, 6-c, 6-d successively) at the changing value of the equatorial rotors’ angular momentum (D_{34}); and we can also indicate the corresponding change of homo/heteroclinic bundles with chaotic layers – so, we should mention that at the transition to small values of equatorial angular momentum we take as the result, in fact, the phase portrait of the dual-spin SC with the longitudinal angular momentum (fig.6-d).

Also it is worth to note the complexity of the phase portrait structure (fig.8) of the SC perturbed motion at the non-zero angular momentums of rotors in all three main directions; here we see the strong deformation of the phase portrait form in comparison with previous results for equatorial rotors angular momentums (fig.6, 7), with arising of secondary chaotic layers.

5. Conclusion. So, the exact explicit polyharmonic form of the Melnikov function in considered case analytically proves the fact of splitting and multiple intersecting stable and unstable manifolds of the initial homoclinic separatrix-trajectory and the fact of local homoclinic chaos arising. Therefore the SC

dynamics will be liable to the homoclinic chaotization, that is the main reason of the SC tilting motion with disrupting the space mission. This fact must be taken into engineers’ attention at the space mission preparation and at the choice of working areas of SC dynamical parameters.

Acknowledgments

This work is partially supported by the Russian Foundation for Basic Research (RFBR#15-08-05934-A), and by the Ministry education and science of the Russian Federation (in the framework of the design part of the State Assignments to higher education institutions and research organizations in the field of scientific activity – project #9.1004.2014/K).

References

- [1] Golubev, V.V. (1953), Lectures on Integration of the Equations of Motion of a Rigid Body about a Fixed Point. Moscow: State Publishing House of Theoretical Literature.
- [2] Wittenburg, J. (1977), Dynamics of Systems of Rigid Bodies. Stuttgart: Teubner.
- [3] Wittenburg, J. (1975), Beitrage zur dynamik von gyrostaten, Accademia Nazionale dei Lincei, Quaderno N. 227.
- [4] Arkhangelski, U.A. (1977), Analytical rigid body dynamics, Nauka, Moscow, Russia.
- [5] Leimanis, E. (1965), The general problem of the motion of coupled rigid bodies about a fixed point. Berlin: Springer-Verlag.
- [6] Andoyer, H. (1923), Cours de Mecanique Celeste, Paris: Gauthier-Villars.
- [7] Deprit, A. (1967), A free rotation of a rigid body studied in the phase plane, American Journal of Physics no. 35, pp. 424 – 428.
- [8] Kinsey, K.J., Mingori, D.L. and Rand, R.H. (1996), Non-linear control of dual-spin spacecraft during despin through precession phase lock, J. Guidance Control Dyn., no. 19, pp. 60-67.
- [9] Nazari, M., and Butcher, E.A. (2014), On the stability and bifurcation analysis of dual-spin spacecraft, Acta Astronautica, vol. 93, pp. 162–175.
- [10] Sandfry, R.A. and Hall C.D. (2007), Bifurcations of relative equilibria of an oblate gyrost with a discrete damper, Nonlinear Dyn., vol. 48, pp. 319–329.
- [11] Burov, A.A. (2013), Conservative methods of controlling the rotation of a gyrost, Journal of Applied Mathematics and Mechanics, no. 77, pp. 195– 204.
- [12] Ivin, E.A. (1985), Decomposition of variables in

task about gyrostat motion, Mathematics and Mechanics series, Vestnik MGU (Transactions of Moscow's University), no. 3, pp. 69–72.

[13] Gutnik, S.A. and Sarychev, V.A. (2014), Dynamics of an axisymmetric gyrostat satellite. Equilibrium positions and their stability, Journal of Applied Mathematics and Mechanics, no. 78, pp. 249–257.

[14] Awad El-Gohary (2006), New control laws for stabilization of a rigid body motion using rotors system, Mechanics Research Communications, vol. 33, issue 6, pp. 818-829.

[15] Chaikin, S.V. (2013), Bifurcations of the relative equilibria of a gyrostat satellite for a special case of the alignment of its gyrostatic moment, Journal of Applied Mathematics and Mechanics, no. 77, pp. 477–485.

[16] Doroshin, A.V. (2008), Evolution of the Precessional Motion of Unbalanced Gyrostats of Variable Structure. Journal of Applied Mathematics and Mechanics, no. 72, pp. 259–269.

[17] Doroshin, A.V. (2010), Analysis of attitude motion evolutions of variable mass gyrostats and coaxial rigid bodies system, International Journal of Non-Linear Mechanics, vol. 45, issue 2, pp. 193–205.

[18] Doroshin, A.V. Attitude Control of Spider-type Multiple-rotor Rigid Bodies Systems. Proceedings of the World Congress on Engineering 2009, London, U.K., vol. II, pp. 1544-1549.

[19] Doroshin, A.V. (2014), Homoclinic solutions and motion chaotization in attitude dynamics of a multi-spin spacecraft, Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, vol. 19, issue 7, pp. 2528–2552.

[20] Doroshin, A.V. (2011), Modeling of chaotic motion of gyrostats in resistant environment on the base of dynamical systems with strange attractors, Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, vol. 16, issue 8, pp. 3188–3202.

[21] Doroshin, A.V. (2014), Chaos and its avoidance in spinup dynamics of an axial dual-spin spacecraft, Acta Astronautica, vol. 94, issue 2, pp. 563-576.

[22] Volterra, V. (1899), Sur la théorie des variations des latitudes. Acta Math., no. 22.

[23] Zhykovski, N.E. (1949), On the motion of a rigid body with cavities filled with a homogeneous liquid. Collected works, 1, Moscow-Leningrad, Gostekhisdat.

[24] Elipe, A. and Lanchares, V. (2008), Exact solution of a triaxial gyrostat with one rotor, Celestial Mechanics and Dynamical Astronomy, vol. 101, issue 1-2, pp. 49-68.

[25] Basak, I. (2009), Explicit solution of the Zhukovski-Volterra gyrostat, Regular and chaotic dynamics, vol.14, no. 2, pp. 223-236.

[26] Aslanov, V.S., Behavior of Axial Dual-spin Spacecraft, Proceedings of the World Congress on Engineering 2011, WCE 2011, 6-8 July, 2011, London, U.K., pp. 13-18.

[27] Aslanov, V.S. (2012), Integrable cases in the

dynamics of axial gyrostats and adiabatic invariants, Nonlinear Dynamics, vol. 68, no. 1-2, pp. 259-273.

[28] Doroshin, A.V. (2013), Exact solutions for angular motion of coaxial bodies and attitude dynamics of gyrostat-satellites. International Journal of Non-Linear Mechanics, vol. 50, pp. 68-74.

[29] Doroshin, A.V. (2013), Exact Solutions in Attitude Dynamics of a Magnetic Dual-Spin Spacecraft and a Generalization of the Lagrange Top, WSEAS Transactions on systems, vol. 12, issue 10, pp. 471-482.

[30] Jinlu Kuang, Soonhie Tan, Kandiah Arichandran and A.Y.T. Leung (2001), Chaotic dynamics of an asymmetrical gyrostat, International Journal of Non-Linear Mechanics, vol. 36, issue 8, pp. 1213-1233.

[31] Aslanov, V.S. and Doroshin, A.V. (2010), Chaotic dynamics of an unbalanced gyrostat. Journal of Applied Mathematics and Mechanics, vol. 74, issue 5, pp. 525-535.

[32] Doroshin, A.V. (2012), Heteroclinic dynamics and attitude motion chaotization of coaxial bodies and dual-spin spacecraft, Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, vol. 17, issue 3, pp. 1460–1474.

[33] Doroshin, A.V. and Krikunov M.M. (2014), Attitude Dynamics of a Spacecraft with Variable Structure at Presence of Harmonic Perturbations, Appl. Math. Modelling, vol. 38, issues 7–8, pp. 2073–2089.

[34] Tabor, M. (1989), Chaos and Integrability in Nonlinear Dynamics: An Introduction. Wiley, John & Sons, New York.

[35] Melnikov, V.K. (1963), On the stability of the centre for time-periodic perturbations, Trans. Moscow Math. Soc., no.12, pp. 1-57.

[36] Wiggins, S. (1992), Chaotic Transport in Dynamical System. Springer-Verlag.

[37] Holmes, P. J. and J. E. Marsden (1983), Horseshoes and Arnold diffusion for Hamiltonian systems on Lie groups, Indiana Univ. Math. J., no. 32, pp. 273-309.

[38] Inarrea, M. and Lanchares, V. (2000), Chaos in the reorientation process of a dual-spin spacecraft with time-dependent moments of inertia, Int. J. Bifurcation and Chaos., no. 10, pp. 997-1018.

[39] Lin Yiing-Yuh and Wang Chin-Tzuo (2014), Detumbling of a rigid spacecraft via torque wheel assisted gyroscopic motion, Acta Astronautica, no. 93, pp. 1–12.

[40] Shirazi, K.H. and Ghaffari-Saadat, M.H. (2004), Chaotic motion in a class of asymmetrical Kelvin type gyrostat satellite, International Journal of Non-Linear Mechanics, vol. 39, issue 5, pp. 785-793.

[41] Doroshin, A.V. (2011), Modeling of chaotic motion of gyrostats in resistant environment on the base of dynamical systems with strange attractors. Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, vol. 16, issue 8, pp. 3188–3202.

[42] El-Gohary Awad (2009), Chaos and optimal control of steady-state rotation of a satellite-gyrostat on a circular orbit, Chaos, Solitons & Fractals, vol. 42, pp.

2842-2851.

[43] Boccaletti, S., Kurths, J., Osipov, G., Valladares, D.L. and Zhou, C.S. (2002), The synchronization of chaotic systems. *Physics Reports*, no. 366, pp. 1–101.

[44] Anishchenko, V.S., Astakhov, V.V., Neiman, A.B., Vadivasova, T.E. and Schimansky-Geier, L. (2007), *Nonlinear Dynamics of Chaotic and Stochastic Systems. Tutorial and Modern Development*. Springer-Verlag, Berlin.

[45] Beletskii, V.V., Pivovarov, M.L. and Starostin, E.L. (1996), Regular and chaotic motions in applied dynamics of a rigid body, *Chaos*, vol. 6, no. 2.

[46] solarsystem.nasa.gov/missions/docs/galileo-end.pdf

[47] www.boeing.com/history/products/376-satellite.page

[48] www.astronautix.com/craft/hs376.htm

[49] hubblesite.org/

[50] www.nasa.gov/mission_pages/kepler/main/index.html

[51] Doroshin, A.V., The program complex for the analysis of dynamical systems // Certificate of registration of the computer program in the Russian Federation register of programs №2008613358 - 16.07.2008.

А.В. Дорошин
Самарский государственный
аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королёва
(национальный
исследовательский университет)
443086, Россия, г. Самара,
Московское шоссе, 34
doran@inbox.ru
doroshin@ssau.ru

ОБРАЗЫ ХАОСА В ДИНЕМИКЕ УГЛОВОГО ДВИЖЕНИЯ МНОГОРОТОРНЫХ КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ И СПУТНИКОВ-ГИРОСТАТОВ

Изучаются аспекты хаотической динамики многороторных аппаратов и спутников-гиростатов. Исследования проводятся с помощью метода Мельникова и сечений Пуанкаре. Образы динамического хаоса строятся для разнообразных фазовых портретов, соответствующих различным величинам динамических параметров. Иллюстрируются бифуркации хаотических режимов с изменением структуры фазовых портретов.

Ключевые слова: многороторные механические системы, космический аппарат с двойным вращением, космический аппарат со множественным вращением, гиростат, гомоклинический хаос, полигармонические возмущения, функция Мельникова, сечение Пуанкаре.

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТ СИСТЕМЫ ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОПЛИВА В РН С ОДНОКОМПОНЕНТНЫМ ЖРД

**М.И. Дьяченко,
А.Н. Темнов**

Московский Государственный
Технический Университет
имени Н.Э. Баумана
105005, Россия, г. Москва,
2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
s_masvanya@mail.ru, antt45@mail.ru

В данной работе представлены решения задач о колебаниях жидкости в цилиндрических и конических емкостях, с граничными условиями на свободной поверхности и поверхности с сопротивлением – поверхности слива; особое внимание уделено исследованию влияния перераспределению топлива на возникновение эффекта Пого. Рассматриваемые задачи появились с решением улучшить энергетические характеристики ракет-носителей пакетной схемы, обеспечивая более полную заправку центральной ступени из баков боковых блоков.

Ключевые слова: РН, топливные магистрали, математическая модель; пакетная схема; перераспределение топлива, продольные колебания

Введение

Улучшение энергетических характеристик ракеты-носителя (РН) пакетной схемы является одной из актуальных проблем современных средств выведения. Для повышения энергомассовых свойств второй ступени РН пакетной схемы предлагается перераспределение топлива из бака первой ступени в бак второй во время совместной работы ступеней. Перераспределение топлива может быть осуществлено с помощью бустерного насоса, установленного в нише центрального бака. Наличие насоса приводит к возникновению дополнительных гидросвязей между центральным и боковыми блоками. Работа посвящена исследованию динамических процессов в упрощённой математической модели многоступенчатой РН на активном участке траектории. Продольные колебания РН являются потенциально опасными и при определенных условиях могут вызвать колебания давления в камере сгорания и привести к эффекту Пого.

При исследовании устойчивости продольных колебаний допускается, что одновременное опорожнение четырёх боковых блоков через расходные магистрали в двигатели боковых блоков и магистрали перераспределения в центральный блок происходит синхронно. Предполагается, что упругие связи между центральным и боковыми блоками воспринимают только продольные возмущения.

Модель РН с однокомпонентным ЖРД

Математическая модель представляет собой систему линеаризованных дифференциальных

уравнений второго порядка. Система состоит из уравнений сохранения расхода топлива в центральном и боковых баках; уравнений движения топлива в расходных магистралях и магистралях перераспределения; уравнений для изменения давления в бустерном насосе; уравнений ЖРД и уравнений для обобщённых координат продольных колебаний центрального и боковых блоков [1-3].

Математическая модель включает в себя систему гидродинамических уравнений, описывающих динамические процессы в агрегатах и элементах РН как в системе с сосредоточенными параметрами. Математическая модель представляет собой систему линеаризованных дифференциальных уравнений второго порядка.

Система состоит из уравнений движения топлива в расходных магистралях и ЖРД, составленных относительно возмущения давления Δp_{1n} и Δp_{1Bi} на входах в насосы центрального и боковых блоков:

$$\begin{aligned} \Delta \ddot{p}_{1n} + 2\varepsilon_M \Delta \dot{p}_{1n} + \omega_M^2 \Delta p_{1n} = \\ = - \sum_{n=1}^{\infty} (a_{Ln} \ddot{q}_n + b_{Ln} \dot{q}_n) + c_{Ll} \Delta H_{Ll}; \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \Delta \ddot{p}_{1Bi} + 2\varepsilon_{Mi} \Delta \dot{p}_{1Bi} + \omega_{Mi}^2 \Delta p_{1Bi} = \\ = - \sum_{n=1}^{\infty} (a_{Bn} \ddot{\lambda}_n^i + b_{Bn} \dot{\lambda}_n^i) + \\ + c_{Bi} \Delta H_{Bi} + d_{Bi} \dot{\Delta H}_{Bi}, \quad i=1,2,\dots,N, \end{aligned} \quad (2)$$

уравнений для обобщённых координат продольных колебаний $q_n(t)$, $\lambda_n^i(t)$ центрального и боковых блоков:

$$\ddot{q}_n + 2\varepsilon_n \dot{q}_n + \omega_n^2 q_n = -K_{qq} \Delta p_{1H} + \sum_{i=1}^N K_{q\lambda_i} \lambda_n^i; \quad (3)$$

$$\ddot{\lambda}_n + 2\varepsilon_{ni} \dot{\lambda}_{ni} + \omega_{ni}^2 \lambda_{ni} = -K_{\lambda\lambda} \Delta p_{1Bi} + K_{\lambda iq} q_n, \quad i = 1, 2, \dots, N, \quad (4)$$

и уравнений движения топлива в магистралях перераспределения из баков боковых блоков в бак центрального блока, записанных относительно отклонений уровня топлива $\Delta H_{Ц}$, ΔH_{Bi} :

$$\begin{aligned} \Delta \ddot{H}_{Ц} + 2\varepsilon_{Ц} \Delta \dot{H}_{Ц} + \omega_{Ц}^2 \Delta H_{Ц} &= \omega_{Ц}^2 \Delta H_{Bi} + C_{ЦH} \Delta \dot{H}_{Bi} + \\ &+ C_{Цp} \Delta \dot{p}_{1u} + C_{Цp} \Delta \dot{p}_{1u} + C_{Цp} \Delta p_{1u} + \\ &+ \sum_{n=1}^{\infty} (C_{Цqn} \ddot{q}_n + C_{Цqn} \dot{q}_n + C_{Ц\lambda_n} \ddot{\lambda}_n^i) + C_{ЦW} \ddot{u}_{оЦ}, \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \Delta \ddot{H}_{Bi} + 2\varepsilon_{Bi} \Delta \dot{H}_{Bi} + \omega_{Bi}^2 \Delta H_{Bi} &= \omega_{Bi}^2 \Delta H_{Ц} + C_{Bp} \Delta \dot{p}_{Bi} + \\ &+ C_{Bp} \Delta \dot{p}_{Bi} + C_{Bp} \Delta p_{Bi} + \\ &+ \sum_{n=1}^{\infty} (C_{B\lambda_n} \ddot{\lambda}_n^i + C_{B\lambda_n} \dot{\lambda}_n^i + C_{Bqn} \ddot{q}_n) + C_{BW} \ddot{u}_{оBi}, \quad i = 1, 2, \dots, N, \end{aligned} \quad (6)$$

где N – количество боковых блоков;

$u_{оЦ}(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} f_{no}^q(0) q_n(t)$ – смещение днища бака

центрального блока при продольных колебаниях корпуса; $q_n(t)$, $f_{no}^q(0)$ – обобщённая координата продольных колебаний корпуса центрального блока и значение формы упругих колебаний днища бака, равное коэффициенту формы колебаний массы механического осциллятора при n – ом тоне колебаний центрального корпуса; $u_{оBi}(x_i, t) = \sum_{n=1}^{\infty} f_{no}^{\lambda_i}(0) \lambda_n^i(t)$ – смещение днища бака бокового блока при продольных колебаниях корпуса;

$\lambda_n^i(t)$, $f_{no}^{\lambda_i}(0)$ – обобщённая координата продольных колебаний корпуса i -ого бокового блока и значение формы упругих колебаний днища бака, равное коэффициенту формы

колебаний массы механического осциллятора при n – ом тоне колебаний i -ого бокового корпуса.

Коэффициенты уравнений (1)-(6) задаются формулами, в которые входят параметры невозмущенного движения топлива в расходных магистралях, а также коэффициенты, характеризующие упругие свойства рассматриваемой гидромеханической системы и системы перераспределения.

Анализ уравнений динамики магистралей перераспределения топлива в неподвижном жестком баке бокового блока в неподвижный жесткий бак центрального блока

Рассмотрим динамические процессы, происходящие в системе перераспределения для случая жестких центрального и боковых блоков, закрепленных неподвижно на стенде (рисунок 1). Пусть отсутствует движение топлива в расходных магистралях, а также опустим слагаемое в правой части уравнения для центрального блока, связанное с потерями энергии в боковых блоках (коэффициент $C_{ЦH}$).

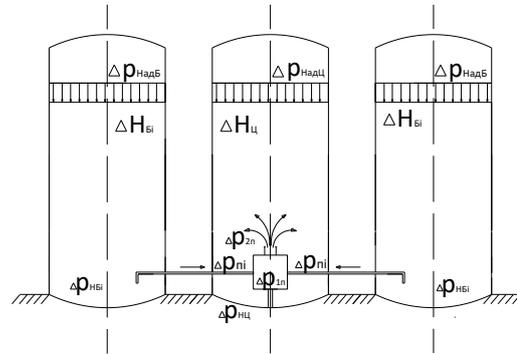


Рисунок 1. Математическая модель системы перераспределения из жестких баков ББ в жесткий бак ЦБ

Для этого случая приведенная система уравнений резко упрощается, и может быть записана в виде

$$\left. \begin{aligned} \Delta \ddot{H}_{Ц} + 2\varepsilon_{Ц} \Delta \dot{H}_{Ц} + \omega_{Ц}^2 \Delta H_{Ц} &= \omega_{Ц}^2 \Delta H_{Bi}, \\ \Delta \ddot{H}_{Bi} + 2\varepsilon_{Bi} \Delta \dot{H}_{Bi} + \omega_{Bi}^2 \Delta H_{Bi} &= \omega_{Bi}^2 \Delta H_{Ц}, \quad i = 1, 2, \dots, N \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Пусть ББ и ЦБ являются однородными блоками [4]. Определим свободные движения рассматриваемой системы, задав начальные условия:

$$\begin{aligned}\Delta H_{Ц}(0) &= a; \Delta H_{Бi}(0) = b_i; \\ \Delta \dot{H}_{Ц}(0) &= a_1; \\ \Delta \dot{H}_{Бi}(0) &= b_{1i}.\end{aligned}$$

Систему уравнений (7) приведем к главным обобщенным координатам. Для этого вычтем из первого уравнения каждое i -ое второе, а затем сложим первое со вторым, предварительно умножив первое на $\gamma_{Ц}$, второе на $\gamma_{Б}$.

Введём обобщённые координаты

где $q_{1i} = \Delta H_{Ц} - \Delta H_{Бi};$

$$q_{2i} = \gamma_{Ц}\Delta H_{Ц} + \gamma_{Б}\Delta H_{Бi};$$

$$\gamma_{Ц} = \frac{F_O}{F_O + NF_{oBi}}; \quad \gamma_{Б} = \frac{NF_{oBi}}{F_O + NF_{oBi}}$$

а отклонения $\Delta H_{Ц}, \Delta H_{Бi}$ выразятся через обобщённые координаты формулами:

$$\Delta H_{Ц} = q_{2i} + \gamma_{Б}q_{1i};$$

$$\Delta H_{Бi} = q_{2i} - \gamma_{Ц}q_{1i}.$$

В результате преобразований получим дифференциальные уравнения главных колебаний системы перераспределения

$$\ddot{q}_{1i} + 2\varepsilon_{1i}\dot{q}_{1i} + \Omega_{1i}^2 q_{1i} = 0;$$

$$\ddot{q}_{2i} + 2\varepsilon_{2i}\dot{q}_{2i} = 0, \quad i = 1, 2, \dots, N$$

где $2\varepsilon_{1i} = 2\varepsilon_{2i} = \frac{(\zeta_{\Pi} V_{1\Pi}^* - k_V) NF_{\Pi i} + ,}{F_{\Pi}}$

$$+ \zeta_{\Sigma i} V_{\Pi i}^* / l_{\Pi i};$$

$$\Omega_{1i}^2 = \frac{jF_{\Pi i} (NF_{oBi} + F_O)}{l_{\Pi i} F_O F_{oBi}}.$$

Как следует из приведённых результатов, главные частоты подсистемы перераспределения будут равны:

$$\omega_{1i} = -\varepsilon_{1i} \pm i\Omega_{1i};$$

$$\omega_{2i} = 2\varepsilon_{2i};$$

$$\Omega_{1i} = \sqrt{\Omega_{1i}^2 - \varepsilon_{1i}^2}.$$

В случае возникновения свободных движений топлива в магистралях перераспределения из состояния покоя т.е. $b_{1i} = a_1 = 0$ имеем выражения:

$$\Delta H_{Цi} = \gamma_{Ц}a + \gamma_{Бi}b_i + \gamma_{Бi} \frac{a - b_i}{\Omega_i} \cdot$$

$$\cdot \Omega_{1i} e^{-\varepsilon_{1i}t} \sin(\Omega_i t + \varphi_i);$$

$$\Delta H_{Бi} = \gamma_{Ц}a + \gamma_{Бi}b_i - \gamma_{Ц} \frac{a - b_i}{\Omega_i} \cdot$$

$$\cdot \Omega_{1i} e^{-\varepsilon_{1i}t} \sin(\Omega_i t + \varphi_i);$$

$$\operatorname{tg} \varphi_i = \Omega_i / \varepsilon_{1i}.$$

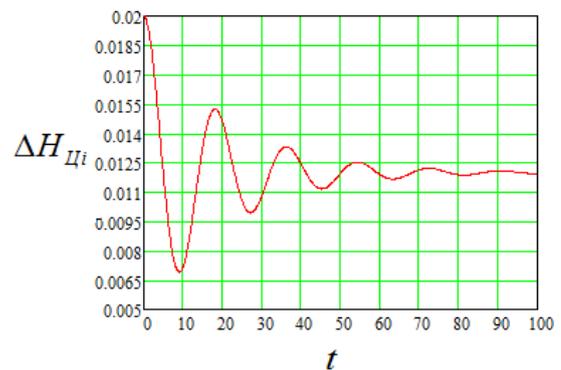
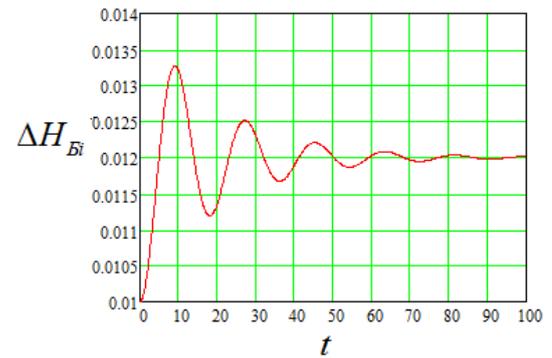


Рисунок 2. Зависимости отклонения высоты столба жидкости от времени при начальных отклонениях координат

Если в результате мгновенного приложения давления скорости изменения $\Delta H_{Ц}, \Delta H_{Бi}$

приобретут начальные конечные значения a_1 , b_{1i} , то свободные движения уровня топлива будут следовать зависимостям:

$$\Delta H_{Bi} = (\gamma_{\Pi} a_1 + \gamma_{Bi} b_{1i})(1 - e^{-2\varepsilon_{1i}t}) /$$

$$/ 2\varepsilon_{1i} + \gamma_{Bi} \frac{a_1 - b_{1i}}{\Omega_i} e^{-\varepsilon_{1i}t} \sin(\Omega_i t);$$

$$\Delta H_{Bi} = (\gamma_{\Pi} a_1 + \gamma_{Bi} b_{1i})(1 - e^{-2\varepsilon_{1i}t}) /$$

$$/ 2\varepsilon_{1i} - \gamma_{\Pi} \frac{a_1 - b_{1i}}{\Omega_i} e^{-\varepsilon_{1i}t} \sin(\Omega_i t).$$

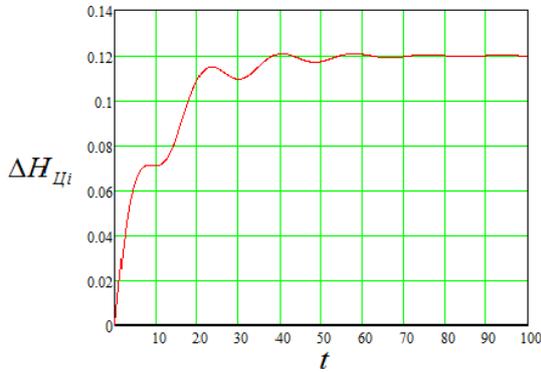
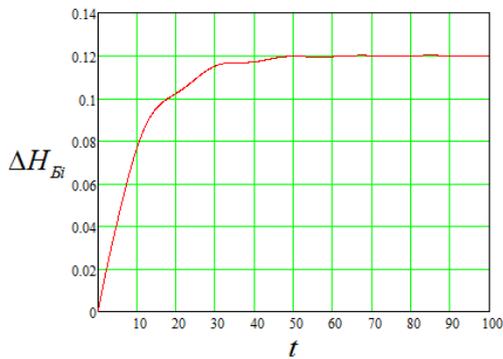


Рисунок 3. Зависимости отклонений высоты столба жидкости от времени при заданных начальных скоростях координат

Анализ уравнений динамики магистралей перераспределения топлива в неподвижном жестком баке в неподвижный жесткий бак центрального блока с системой подачи топлива в двигателях

Рассмотрим более сложную математическую модель [5], учитывающую движение топлива в

расходных магистралях и камерах сгорания двигателей.

Уравнения возмущенного движения (1)-(6) гидродинамической системы в этом случае запишется в следующем виде:

$$\Delta \ddot{p}_{1n} + 2\varepsilon_M \Delta \dot{p}_{1n} + \omega_M^2 \Delta p_{1n} = c_{\Pi} \Delta H_{\Pi};$$

$$\Delta \ddot{p}_{1Bi} + 2\varepsilon_{Mi} \Delta \dot{p}_{1Bi} + \omega_{Mi}^2 \Delta p_{1Bi} = c_{Bi} \Delta H_{Bi};$$

$$\varepsilon_{\Pi} \Delta \dot{H}_{\Pi} + \omega_{\Pi}^2 \Delta H_{\Pi} = \omega_{\Pi}^2 \Delta H_{Bi} + C_{\Pi p} \Delta \ddot{p}_{1n} +$$

$$+ C_{\Pi p} \Delta \dot{p}_{1n} + C_{\Pi p} \Delta p_{1n};$$

$$\Delta \ddot{H}_{Bi} + 2\varepsilon_{Bi} \Delta \dot{H}_{Bi} + \omega_{Bi}^2 \Delta H_{Bi} = \omega_{Bi}^2 \Delta H_{\Pi} +$$

$$+ C_{Bp} \Delta \ddot{p}_{1n} + C_{Bp} \Delta \dot{p}_{1n} + C_{Bp} \Delta p_{1n},$$

$$i = 1, 2, \dots, N$$

где

$$2\varepsilon_{Mi} = \frac{l_{1Bi} Y_{\partial \theta} + \zeta_{Mi} V_{Mi}^* K_{ynp}}{K_{ynp} l_{1Bi}}; \omega_{Mi}^2 = \frac{1 + \rho \zeta_{Mi} V_{Mi}^* Y_{\partial \theta}}{K_{ynp} l_{1Bi} \rho};$$

$$c_{Bi} = \frac{j}{K_{ynp} l_{1Bi}}; d_{Bi} = \frac{\psi}{K_{ynp} l_{1Bi}}; c_{\Pi} = \frac{j}{K_{ynp} l_{\Pi}};$$

$$2\varepsilon_M = \frac{l_{\Pi} Y_{\partial \theta} + \zeta V_M^* K_{ynp}}{K_{ynp} l_{\Pi}};$$

$$\omega_M^2 = \frac{1 + \rho \zeta V_M^* Y_{\partial \theta}}{K_{ynp} l_{\Pi} \rho};$$

$$C_{\Pi p} = -NF_{\Pi} H_{Bi} / l_{\Pi} F_O;$$

$$C_{\Pi v} = -F_M / F_O; C_{Bv} = -F_{Mi} / F_{obi};$$

$$C_{\Pi v} = -(\zeta_{\Pi} V_{\Pi}^* - k_v) F_M NF_{\Pi} /$$

$$/ l_{\Pi} F_O F_{\Pi} - \zeta_{\Sigma i} V_{\Pi}^* F_M / F_O l_{\Pi};$$

$$C_{Bv} = -(\zeta_{\Pi} V_{\Pi}^* - k_v) NF_{Mi} F_{\Pi} /$$

$$/ F_{\Pi} F_{obi} l_{\Pi} - \zeta_{\Sigma i} V_{\Pi}^* F_{Mi} / F_{obi} l_{\Pi}.$$

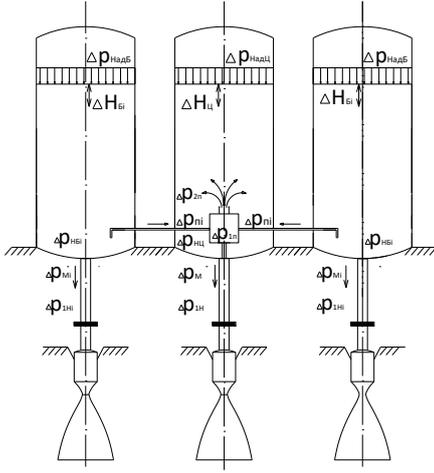


Рисунок 4. Гидравлическая схема системы перераспределения из жестких баков ББ в жесткий бак ЦБ с системой подачи топлива в двигатели

Введем обобщенные координаты:

$$\left. \begin{aligned} q_{1i} &= \Delta H_{Ц} - \Delta H_{Бi}, & q_{2i} &= \gamma_0 \Delta H_{Ц} + \gamma_B \Delta H_{Бi} \\ \Delta \pi_{1i} &= \Delta p_{1и} - \Delta p_{1Бi}, & \Delta \pi_{2i} &= \gamma_0 \Delta p_{1и} + \gamma_B \Delta p_{1Бi} \end{aligned} \right\}$$

Предполагая, что блоки однородные, приходим к уравнениям:

$$\left. \begin{aligned} \Delta \ddot{\pi}_{1i} + 2\varepsilon_M \Delta \dot{\pi}_{1i} + \omega_M^2 \Delta \pi_{1i} &= c_{q1} q_{1i}; \\ \Delta \ddot{\pi}_{2i} + 2\varepsilon_M \Delta \dot{\pi}_{2i} + \omega_M^2 \Delta \pi_{2i} &= c_{q2} q_{2i}; \\ \Delta \ddot{q}_{1i} + 2\varepsilon_1 \Delta \dot{q}_{1i} + \Omega_1^2 \Delta q_{1i} &= C_{ЦФ} \Delta \ddot{\pi}_{1i} + C_{ЦФ} \Delta \dot{\pi}_{1i} + C_{ЦФ} \Delta \pi_{1i}; \\ \Delta \ddot{q}_{2i} + 2\varepsilon_2 \Delta \dot{q}_{2i} &= C_{БФ} \Delta \ddot{\pi}_{2i} + C_{БФ} \Delta \dot{\pi}_{2i} + C_{БФ} \Delta \pi_{2i}. \end{aligned} \right\} (8)$$

Систему уравнений (8) можно привести к двум уравнениям относительно функций $\Delta \pi_{1i}$ и $\Delta \pi_{2i}$:

$$\begin{aligned} a_0 \Delta \ddot{\pi}_{1i} + a_1 \Delta \dot{\pi}_{1i} + a_2 \Delta \pi_{1i} + a_3 \Delta \dot{\pi}_{2i} + a_4 \Delta \pi_{2i} &= 0; \\ b_0 \Delta \ddot{\pi}_{2i} + b_1 \Delta \dot{\pi}_{2i} + b_2 \Delta \pi_{2i} + b_3 \Delta \dot{\pi}_{1i} + b_4 \Delta \pi_{1i} &= 0, \end{aligned} \quad (9)$$

где

$$\begin{aligned} a_0 &= 1; \\ a_1 &= 2\varepsilon_M + 2\varepsilon_1; \\ a_2 &= \omega_M^2 + 2\varepsilon_M 2\varepsilon_1 + \Omega_1^2 - c_{q1} C_{ЦФ}; \\ a_3 &= 2\varepsilon_1 \omega_M^2 + 2\varepsilon_M \Omega_1^2 - c_{q1} C_{ЦФ}; \\ a_4 &= \omega_M^2 \Omega_1^2 - c_{q1} C_{ЦФ}; \end{aligned}$$

$$b_0 = 1;$$

$$b_1 = 2\varepsilon_M + 2\varepsilon_2;$$

$$b_2 = \omega_M^2 + 2\varepsilon_2 2\varepsilon_M - C_{ЦФ} C_{q};$$

$$b_3 = 2\varepsilon_2 \omega_M^2 - C_{ЦФ} C_{q};$$

$$b_4 = -C_{ЦФ} C_{q};$$

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2.$$

Далее $\Delta \pi_{1i} = \Delta \pi_{1i}^0 e^{-j\omega t}$ и $\Delta \pi_{2i} = \Delta \pi_{2i}^0 e^{-j\omega t}$ подставим в (9) и каждое из полученных уравнений представим в виде суммы мнимой и действительной частей, каждое из которых будет содержать безразмерные параметры $\bar{\omega}_M^2$ и $2\bar{\varepsilon}_M$. Приравняв мнимую и действительную части полученных выражения к нулю, выразим исследуемые величины $2\bar{\varepsilon}_M$ и $\bar{\omega}_M^2$ для $\Delta \pi_{1i}$:

$$\left. \begin{aligned} \bar{\omega}_M^2 &= \left[\omega^6 + (4\varepsilon_1^2 - x - 2)\omega^4 + (x+1 - 4\varepsilon_1 x \alpha - \right. \\ &\quad \left. - 4\varepsilon_1^2 x)\omega^2 + 2\varepsilon_1 x \alpha \right] / \\ &\quad / \left[\omega^4 + 2(2\varepsilon_1^2 - 1)\omega^2 + 1 \right]; \\ 2\bar{\varepsilon}_M &= \frac{x((\omega^2 - 1)\alpha - 2\varepsilon_1(1 + 2\varepsilon_1 \alpha))}{\omega^4 + 2(2\varepsilon_1^2 - 1)\omega^2 + 1} \end{aligned} \right\} \text{ и}$$

$$\text{для } \Delta \pi_{2i}: \left. \begin{aligned} \bar{\omega}_M^2 &= \omega^2 - x; \\ 2\bar{\varepsilon}_M &= \frac{x\alpha}{\omega^2}, \end{aligned} \right\}$$

где приняты следующие обозначения:

$$x = \frac{F_M l_{Пi}}{l_1 F_{Пi} (N+1)};$$

$$\alpha = \frac{Y_{ос}}{K_{уп} \Omega_1};$$

$$\Omega_1 = \sqrt{\frac{\gamma F_{Пi}}{F_{Бi} l_{Пi} (N+1)}}.$$

Область устойчивости для системы $\Delta \pi_{1i}$ и $\Delta \pi_{2i}$, при которых корни имеют одновременно отрицательную вещественную часть находятся выше заштрихованной области для кривой $\Delta \pi_{1i}$.

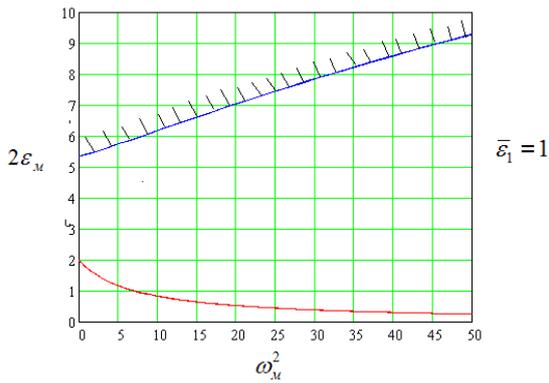


Рисунок 5. Область устойчивости в плоскости двух параметров для $\Delta\pi_{1i}$ и $\Delta\pi_{2i}$.

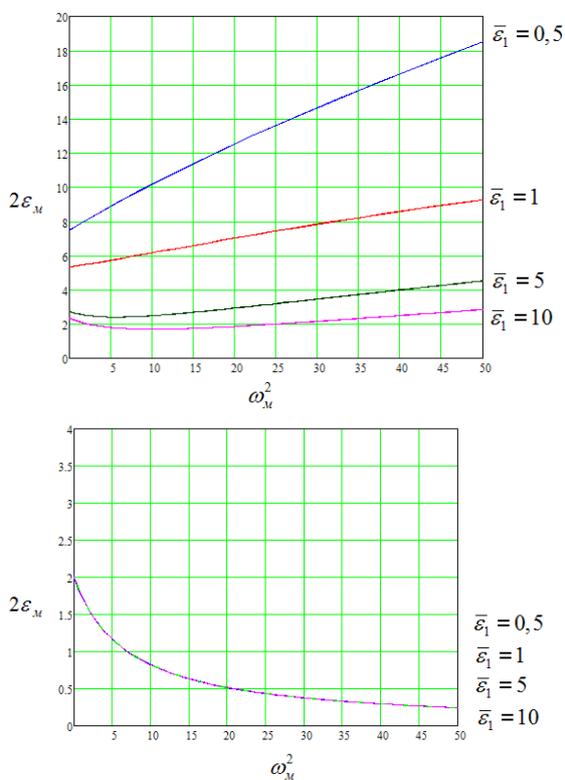


Рисунок 6 Графики в плоскости двух параметров для $\Delta\pi_{1i}$ и $\Delta\pi_{2i}$ при различных $\bar{\varepsilon}_1$ соответственно

Заключение

Данная работа содержит систему дифференциальных уравнений, описывающих возмущенное движение топлива в магистралях многоступенчатых ракет-носителей пакетной схемы с учетом подачи топлива из баков боковых блоков в бак центрального блока с помощью бустерного насоса в баке центрального блока на активном участке полета.

Список использованных источников

[52] Нестеров, В.Е. Исследование энергомассовой эффективности ракет-носителей с использованием перелива топлива [Текст] / В.Е. Нестеров, А.И. Кузин, Ю.О. Бахвалов, А.А. Николаев, И.А. Биркин, В.А. Гордеев // Авиакосмическая техника и технология. - 2010, № 3. -С. 13-24.

[53] Гордеев, В.А. Принципы построения и структурные схемы систем управления расходом топлива и наддува баков РН с гидравлическими связями между боковыми и центральными блоками [Текст] / В.А. Гордеев, В.А. Жуков, В.К. Завадский, В.П. Иванов, Е.Б. Каблова, Л.Г. Кленовая, М.Ю. Мозжорина // Научно-технические разработки ФГУП ГКНПЦ им. М.В. Хруничева. - М.: Машиностроение, 2010. -С. 331-337.

[54] Колесников, К.С. Динамика ракет. [Текст] / К.С. Колесников. - М.: Машиностроение, 2003. - 520 с.

[55] Биркин, И.А. Об эффективности перелива топлива между ракетными ступенями, Актуальные проблемы российской космонавтики [Текст] / И.А. Биркин // Материалы XXXV академических чтений по космонавтике. Москва, январь 2011 г. - М., - С.42-43.

[56] Кириллов, В.В. Исследование колебаний жидкости в неподвижном сосуде с учётом её вытекания [Текст] / В.В. Кириллов // Труды МФТИ - М., 1960. - Вып. 5. - С. 19-25.

THE INVESTIGATION OF THE STABILITY OF THE PROPELLANT INTAKE IN CARRIER ROCKET WITH MONOPROPELLANT ROCKET ENGINE

**M.I. Diachenko,
A.N. Temnov**

Bauman Moscow State
Technical University
5/1, ul. Baumanskaya 2-ya,
Moscow, 105005, Russia
s_masyanya@mail.ru
ant45@mail.ru

The problem of propellant free oscillations in cylindrical and conical tanks is considered and solutions presented with boundary conditions on a free surface and the surface of intake which if speak figuratively provides a resistance to the fluid descent; the special attention was given to research influences the propellant intake on appearance Pogo effect. Such problems have come from the purpose to increase efficiency and output performance of the multistage cluster rockets by a central stage fueling from the side stages of a cluster.

Key words: *mathematical model, the multistage cluster rockets, the propellant intake, longitudinal oscillations*

References

- [1] Nesterov, V.E., Kuzin, A.I., Bakhalov, Y.O., Nikolaev, A.A., I.A. Birkin, I.A. and Gordeev, V.A. (2010), Issledovanie energomassovoy effektivnosti raket-nositeley s ispol'zovaniem pereliva topliva [Investigations of energy and mass efficiency of launch vehicles with using of fuel spillover], Aviakosmicheskaya tekhnika I tekhnologiya, no. 3, pp. 13-24.
- [2] Gordeev, V.A., Zhukov, V.A., Zavadskiy, V.K., Ivanov, V.P., Kablova, E.B., Klenova, L.G. and Mozzhorina, M.Y. (2010), Princyipy postroeniya i strukturnye skhemy upravleniya rashodovaniem topliva i nadduva bakov RN s gidravlicheskimy svyazyami mezhdru bokovymi I tsentralnym blokami [Design principles and schematic diagram for fuel flow control and tanks pressurization taking into account hydraulic connections between side and central tanks in space rockets], Mashinostroenie, Moscow, Russia, pp. 331-337.
- [3] Kolesnikov, K.S. (2003). Dinamika raket [Rockets dynamics], Mashinostroenie, Moscow, Russia, 520 p.
- [4] Birkin, I.A. (2011), Ob effektivnosti pereliva topliva mezhdru raketyimi stupenyami [Efficiency of fuel spillover between rocket tanks] Aktual'nye problemy rossiyskoy kosmonavtiki. – Materialy XXXY akademicheskikh chteniy po kosmonavtike, Moscow, pp. 42-43.
- [4] Kirillov, V.V. (1960), Issledovanie kolebaniy zhidkosti v nepodvizhnom sosude s uchedom ee vytekaniya [Investigations of fluid oscillations in motionless vessel taking into account fluid streaming], Trudy MFTI, Moscow, Russia, vol. 5, pp. 19-25.

**А. Г. Егоров,
Д. М. Гаглоев,
А. С. Тизиров** **ВЛИЯНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ
НА ГОРЕНИЕ ПСЕВДОЖИДКОГО ТОПЛИВА**

Тольяттинский государственный университет.
445667, Россия, Самарская область,
Тольятти, ул. Белорусская, 14.
eag@tltsu.ru

Разработан метод управления процессом горения в потоке псевдожидкого топлива, основанный на вдуве нестационарных струй воздуха в слой смешения основного потока с зоной рециркуляции. Показано, что, варьируя частотой пульсирующих струй воздуха, можно управлять характеристиками горения в потоке псевдожидкого топлива.

Ключевые слова: турбулентные пульсации; продольные пульсации струй воздуха: частота пульсаций; температурное поле; управление характеристиками горения

Введение

Одной из важнейших задач, связанных с разработкой двигательных, энергетических установок на псевдожидком топливе, является создание эффективного рабочего процесса в камере сгорания [1].

В условиях, когда область горения ограничена размерами камеры сгорания для повышения эффективности процесса горения, необходимо увеличение интенсивности процесса смешения порошкообразного металлического горючего с воздухом.

С этой целью для интенсификации процесса смешения был выбран канал с внезапным расширением, который является усилителем автоколебаний в струе [2] и благодаря которому можно возбудить колебания скорости до 15% в выходном сечении канала. Данные колебания возникают при взаимодействии двух независимых резонансных механизмов, а именно, характерного тона сдвигового слоя, вызванного нестационарным отрывным течением, и резонанса подводящей трубы.

В турбулентных сдвиговых течениях возникают большие когерентные структуры - крупномасштабные периодические вихревые образования, развивающиеся на фоне мелкомасштабной турбулентности [2]. Известно [3], что в канале с внезапным расширением они появляются как в реагирующих, так и не реагирующих потоках и имеют дискретные частоты 250...450 Гц. Их наличие даёт возможность управлять ими при помощи всякого рода

периодических воздействий, тем самым влияя на процесс горения смеси.

Самым чувствительным участком струи является слой смешения вблизи кромки сопла $x/d_0 = 0...0,5$, так как здесь периодические возбуждения генерируют вихри, которые в конечном счёте определяют ослабление или усиление интенсивности перемешивания в пределах начального участка. За счёт частоты воздействий можно либо усиливать, либо ослаблять интенсивность процесса смешения в струе.

Метод наложения пульсаций продольной составляющей скорости (псевдотурбулентных пульсаций) эффективно интенсифицирует процессы массо- и теплообмена [4]. Данный метод позволяет не только ускорять процесс развития струи, но и также замедлять, уменьшая поперечную диффузию, что делает его более универсальным по сравнению с другими методами нестационарного воздействия и наиболее перспективным для достижения практических целей.

Данная статья посвящена разработке метода управления процессом горения псевдожидкого топлива посредством вдува нестационарных струй воздуха в слой смешения основного потока с зоной рециркуляции.

Экспериментальная модель и методика проведения испытаний

Для достижения поставленной задачи была создана экспериментальная установка, которая описана в работе [5]. Модель проточной камеры сгорания (рисунок 1)

представляла собой осесимметричный канал длиной $L_{KC} = 0,245$ м и диаметром $D_{KC} = 0,08$ м с диаметром входного отверстия $d_0 = 0,04$ м и $d_{отв} = 0,0025$ м.

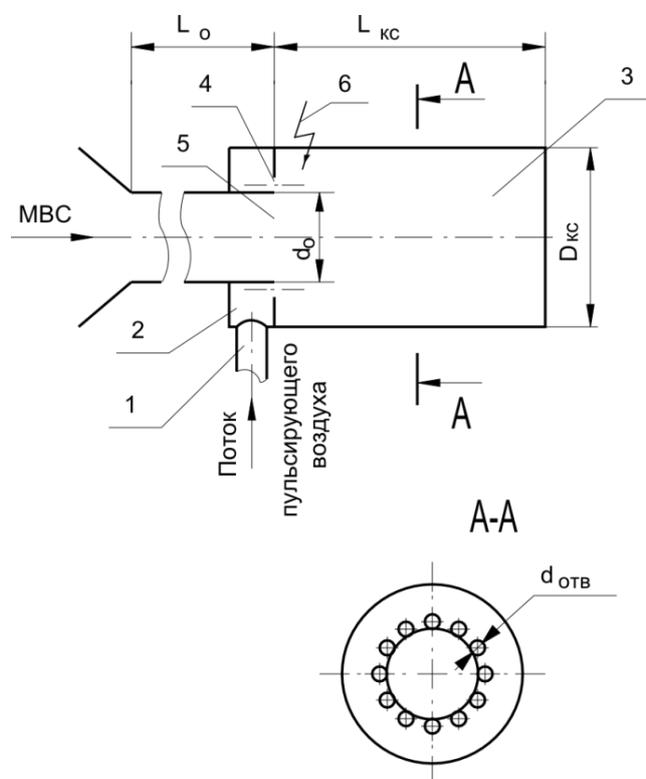


Рисунок 1. Схема модели прямоточной камеры сгорания: 1- магистраль для подвода потока пульсирующего воздуха; 2- кольцевой коллектор; 3- камера сгорания; 4- отверстия для подвода пульсирующих струй воздуха; 5- входное отверстие; 6- свеча зажигания

Псевдотурбулентные пульсации создавались при помощи ротора, в котором было сделано восемь отверстий диаметром 0,01 м. Он был соединён с валом электродвигателя, скорость вращения которого контролировалась автотрансформатором, что позволяло создавать пульсации с частотой 40...700 Гц. Измерения скорости вращения ротора проводились при помощи магнитно-индукционного датчика, сигнал которого выводился на цифровой тахометр ТЦ-5. Пульсирующая струя воздуха из ротора поступала по магистрали 1 в кольцевой коллектор 2. После чего через двенадцать отверстий 4, равномерно расположенных вокруг входного отверстия 5, пульсирующие струи воздуха вдувались в камеру сгорания 3.

В качестве псевдожидкого топлива использовалась металловоздушная смесь (МВС), в которой порошкообразным металлическим горючим был алюминий-магний сплав марки АД-50, содержащий 50% Al и 50% Mg. Топливо подавалось в камеру сгорания через входное отверстие 5. Турбулентный поток псевдожидкого топлива зажигали при помощи электрической свечи 6.

В испытаниях использовались термопары ИС-629 с рабочим диапазоном температур 573...2773 К и толщиной спая 0,2 мм. С их помощью измерялись температуры продуктов сгорания и наружная стенка камеры. Термопары располагались по длине камеры сгорания в сечениях $x/d_0 = 0,8; 1,5; 2,3; 3,3; 4,3$ и на выходе из камеры ($x/d_0 = 6,0$) и при глубине погружения $y/R_{KC} = 0,25; 0,5; 0,75; 1,0$. Относительная погрешность измерения температуры составляла ~5%.

Дискретные пульсирующие струи воздуха вдувались с параметром спутности $m = 0...6$, который определялся отношением $U_{СТР}/U_0$, где U_0 - скорость основного потока воздуха, поступающего через входное отверстие d_0 ; $U_{СТР}$ - скорость пульсирующих струй воздуха. Число Струхала Sh возмущающего воздействия изменялось в диапазоне 0,001...0,004 при уровнях воздействия 0,8...3,1 % от входной скорости струи. Число Sh определялось как отношение $fd_{отв}/U_{СТР}$, где f - частота в Гц; $d_{отв}$ - диаметр отверстий для пульсирующих струй воздуха.

На начальном этапе испытаний устанавливались заданная скорость основного потока U_0 и частота пульсирующих струй воздуха f , затем путём уменьшения или увеличения давления в коллекторе менялась их скорость вдува ($\lambda = 1$ или $\lambda < 1$), варьируя параметр спутности m . После чего при том же значении скорости основного воздуха на входе устанавливалась другая частота пульсирующих струй воздуха, и вновь производилось варьирование параметра m . Затем эксперимент продолжался при других

значения скорости воздуха на входе в камеру сгорания U_0 , частоте вдува пульсирующих струй воздуха f и параметре спутности m .

Результаты исследования

Для визуализации течений изотермических потоков воздуха использовался метод масляной плёнки [6].

На рисунке 2 показана квазистационарная картина течения в камере сгорания без вдува и с вдувом пульсирующих струй воздуха с частотой $f = 150$ Гц.

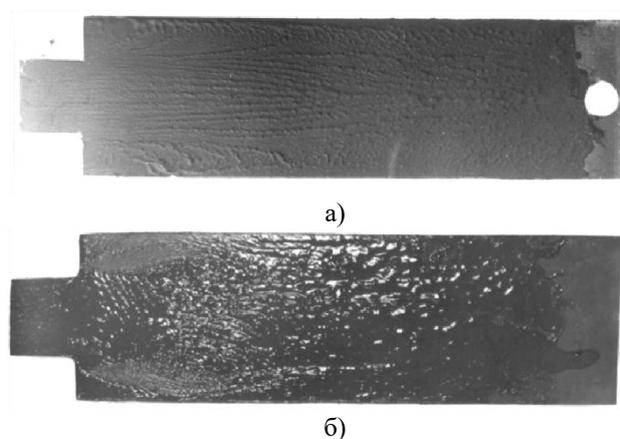


Рисунок 2. Картина течений в камере сгорания: а- без вдува; б- с вдувом пульсирующих струй воздуха с частотой $f=150$ Гц

На рисунке видно, что с вдувом пульсирующих струй воздуха зона обратных токов за внезапным расширением исчезает, а вместо неё появляется центральная тороидальная рециркуляционная зона (ЦТРЗ).

В ходе проведения испытаний выяснилось, что ЦТРЗ появляется только при вдуве пульсирующих струй воздуха с параметром спутности $m \geq 4,5$. Данные по визуализации течения показали, что длина ЦТРЗ увеличивается с 60 до 95 мм при изменении частоты дискретных струй от 0 до 150 Гц, но дальнейшее увеличение частоты до 400 Гц уменьшает длину зоны до 65 мм.

Установлено, что увеличение частоты, начиная с 200 Гц, приводит к уменьшению масштаба вихревой структуры потока. Известно [6], что интенсификацию горения обогащённых смесей и стабилизацию фронта пламени можно достичь за счёт управления мелкомасштабным турбулентным смешением посредством изменения частоты вдуваемых струй воздуха в пограничном слое металловоздушной струи.

В испытаниях с горением исследовалось влияние дискретных струй воздуха, вдуваемых в слой смешения за внезапным расширением, и частоты псевдотурбулентных пульсаций, накладываемых на них, на температуру, пределы стабилизации в потоке металловоздушной смеси, а также удельную тягу.

Состав металловоздушной смеси при определении температурных полей как без вдува, так и с вдувом пульсирующих струй воздуха поддерживался одинаковым ($\alpha = 0,37$). В результате проведённых испытаний были получены поля температур (рисунок 3).

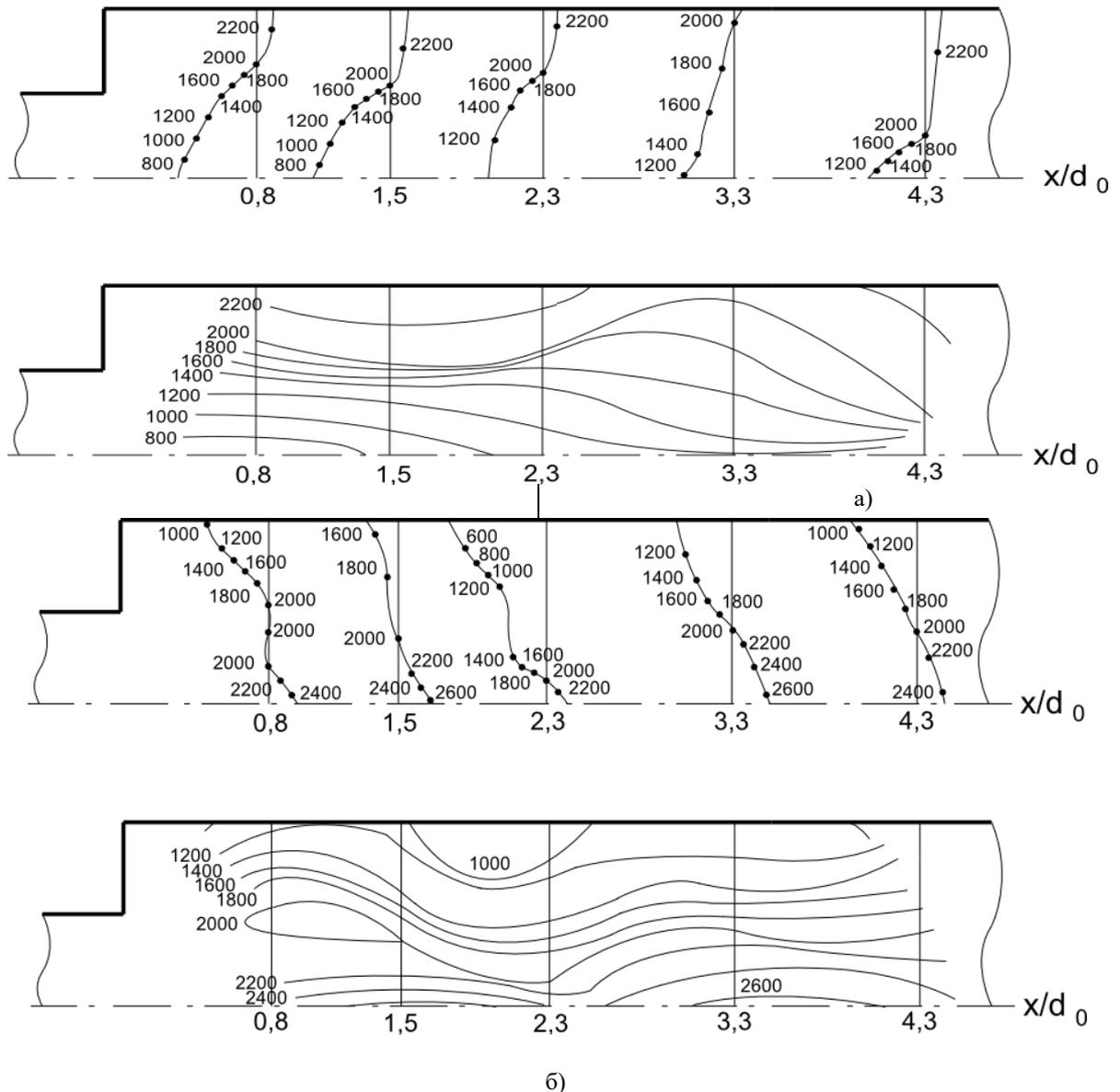


Рисунок 3. Температурные поля и изотермы в камере сгорания: а- без вдува; б- с вдувом струй воздуха с $f=150$ Гц

Как видно из рисунка, при вдуве пульсирующих струй воздуха в слой смешения за внезапным расширением процесс горения интенсифицируется, и температура в камере повышается, причём максимальное значение сместилось от стенки к оси камеры, что уменьшает температурную нагрузку на стенки, увеличивая ресурс камеры сгорания.

По результатам термометрирования наружной поверхности стенки ядро горения сместилось от среза камеры к плоскости внезапного расширения, так как в варианте без вдува участок с максимальным

значением температуры наружной поверхности стенки камеры $T_{ст} = 650$ К располагался на расстоянии $x/d_0 = 2,7...4,0$, а в варианте с вдувом пульсирующих струй воздуха участок с $T_{ст} = 850$ К был зафиксирован при $x/d_0 = 1,5...3,0$.

Для определения влияния вдува стационарных струй воздуха и частоты псевдотурбулентных пульсаций на профиль температур на срезе камеры сгорания были проведены отдельные испытания. В них также как без вдува, так и с вдувом пульсирующих струй воздуха состав смеси

поддерживался одинаковым ($\alpha \approx 0,23$). На рисунке 4 представлены результаты испытаний.

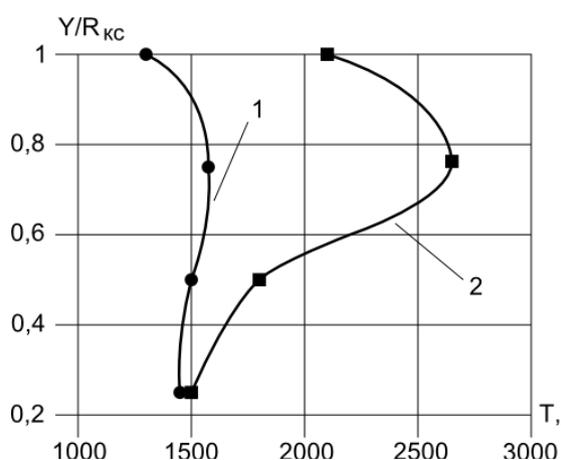


Рисунок 4. Профиль температур на срезе камеры сгорания: 1- без вдува; 2- с вдувом струй воздуха с $f=150$ Гц

Рисунок показывает, что в варианте с вдувом пульсирующих струй воздуха профиль температуры «вытянут» в области вдува, и уровень температуры увеличился. Это явление вызвано увеличением скорости горения псевдожидкого топлива, что в свою очередь связано с изменением гидродинамики течения в камере сгорания и интенсификацией процессов массо- и теплообмена.

Для определения влияния частоты псевдотурбулентных пульсаций на процесс горения были измерены профили температур в выходном сечении камеры сгорания при вдуве пульсирующих струй воздуха в слой смешения с различной частотой.

На рисунке 5 изображены профили температур на срезе камеры сгорания при вдуве стационарных $f=0$ и пульсирующих струй воздуха $f=400$ Гц при одинаковом составе смеси $\alpha = 0,4$.

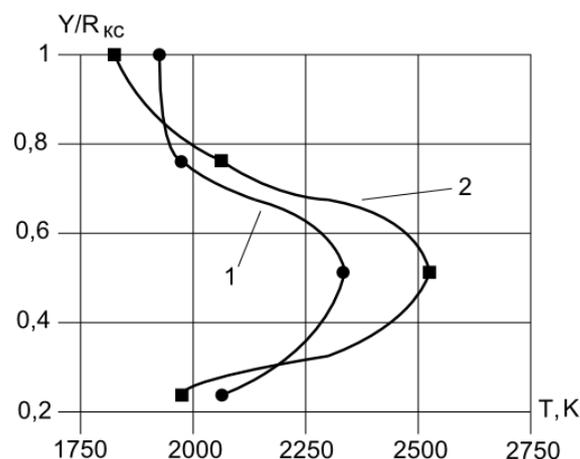


Рисунок 5. Влияние частоты вдуваемых струй воздуха на профиль температур в выходном сечении камеры сгорания: 1- $f=0$ Гц; 2- $f=400$ Гц

Рисунок показывает, что в варианте с вдувом пульсирующих струй воздуха с $f=400$ Гц профиль температур более «вытянут» в месте максимального значения температуры. Это связано с ростом частоты от 0 до 400 Гц, из-за чего число Sh увеличивается с 0 до 0,26. Низкочастотные колебания ($Sh=0,2...0,6$) модулируют естественные высокочастотные колебания в слое смешения у выходного отверстия камеры, что приводит к более раннему образованию когерентных структур и их более интенсивному росту по сравнению с невозбуждённым потоком [1].

Испытания с частотами 50, 150, 500 Гц при постоянном значении $\alpha = 0,35$ показали, что увеличение частоты пульсирующих струй воздуха до 500 Гц приводит к снижению температуры и выравниванию профиля на срезе камеры сгорания. Объясняется это превалированием процесса теплоотвода от зоны горения над процессом интенсификации горения за счёт улучшения массообмена. Вследствие чего пламя «задувается», акустические колебания выравнивают профиль температур в камере, охлаждая ядро горения, а тепловая нагрузка на стенки камеры увеличиваются.

Выравнивание профиля температур при $f=500$ Гц по сравнению с профилями при $f=50$ и 150 Гц объясняется влиянием частоты дискретных струй воздуха, вдуваемых в слой смешения за внезапным расширением. Таким образом, можно управлять профилем

температуры в выходном сечении камеры, не изменяя её конструкцию [7].

Одним из важнейших параметров, который даёт возможность судить о степени совершенства рабочего процесса и эффективности применяемого топлива, является удельная тяга. Проводились её измерения для определения влияния частоты нестационарных воздействий на процесс сгорания псевдожидкого топлива.

На рисунке 6 показана зависимость удельной тяги от частоты пульсирующих струй воздуха.

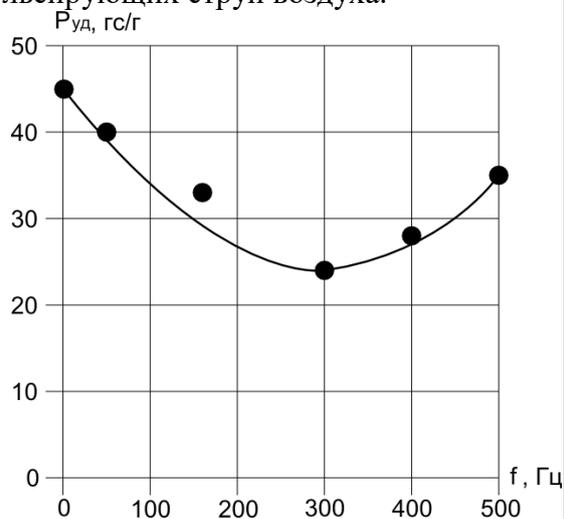


Рисунок 6. Влияние частоты струй воздуха на удельную тягу

С увеличением частоты от 0 до 300 Гц значение удельной тяги падает, а затем, с дальнейшим ростом частоты, растёт. Данное явление можно объяснить совпадением частоты вдува пульсирующих струй воздуха с дискретной частотой больших когерентных структур ($f=250...450$ Гц), которые возникают в каналах с внезапным расширением.

Таким образом получен способ управления удельной тягой, основанный на варьировании частоты пульсирующих струй воздуха, вдуваемых с слой смешения за внезапным расширением.

Результаты испытаний по определению влияния частоты пульсирующих струй воздуха на устойчивость горения алюминиево-воздушной смеси показаны на рисунке 7, где на оси абсцисс отложена частота f , а на оси ординат — значение коэффициента избытка воздуха α , при которых происходил срыв пламени.

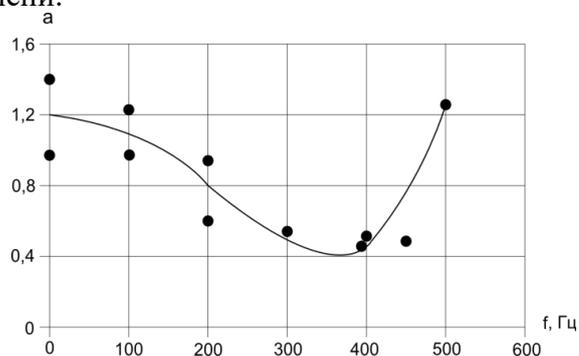


Рисунок 7. Влияние частоты струй воздуха на пределы горения МВС

Из рисунка видно, что с увеличением частоты α уменьшается, достигая своего минимума при $f=250...450$ Гц, т. е. смещается в область «богатых» смесей, что сужает границы срыва пламени. С дальнейшим увеличением частоты до 500 Гц α возрастает, и соответственно расширяются границы устойчивого горения. Ухудшение стабилизации при вдуве пульсирующих струй воздуха с $f=250...450$ Гц происходит, потому что уменьшается ЦТРЗ, и вследствие этого уменьшается и время контакта частиц алюминия с высокотемпературными продуктами горения зоны обратных токов. Также происходит снижение температуры в зоне воспламенения, из-за совпадения частоты вдува пульсирующих струй воздуха с дискретной частотой когерентных структур ($f=250...450$ Гц), возникающих в каналах с внезапным расширением [3].

Заключение

В результате проведённых исследований разработан метод управления процессом горения псевдожидкого топлива, основанный на вдуве нестационарных дискретных струй воздуха в слой смешения основного потока с

зоной рециркуляции. Экспериментально установлено, что варьируя частотой пульсирующих струй воздуха, можно управлять характеристиками горения в потоке псевдожидкого топлива.

Список использованных источников

1. *Алемасов, В. Е., Дрегалин, А. Ф., Тишин, А. П.* Теория ракетных двигателей. Москва: Машиностроение, 1989.
2. *Власов, Е. В., Гиневский, А. С.* Когерентные структуры в турбулентных струях и следах // Итоги науки и техники. Сер. Механика жидкости и газа. 1986. Т. 20. С. 3-84.
3. *El-Banhawy, Y., Sivasegaram, S., Whitelaw, J. H.* Premixed turbulent Combustion of a Sudden- expansions flow // Combustion and Flame. 1983. V. 50. no 2. P. 153-165.
4. *Parikh, P. G., Moffat, P. S.* Resonant Entrainment of a Confines Pulsed Jet. // American Society of Mechanical Engineers Transactions of ASME. 1982. Vol. 104. no 4. P. 482-488.

5. *Егоров, А. Г.* Горение дисперсного алюминия в потоке воздуха: монография. — Самара: Самарский науч. Центр РАН, 2008. — 305 с.

6. *Scott, J. N., Hankey, W. L.* Numerical simulation of excited jet mixing layers. // AIAA Pap. 1987. no 16. P.1-10.

7. *Мингазов, Б. Г., Низамутдинов, Р. М.* Влияние конструктивных параметров на температурную неравномерность кольцевой камеры сгорания ГТД // Тезисы докладов IV Всероссийской науч.- техн. “Процессы горения, теплообмена и экологии тепловых двигателей”. Самара: Изд-во Самарск. гос. аэрокос. ун-та, 2002. С. 109-117.

**A. G. Egorov, ВЛИЯНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ
D. M. Gagloev, НА ГОРЕНИЕ ПСЕВДОЖИДКОГО ТОПЛИВА
A. S. Tizilov**

Togliatti State University.
14, Belorusskaya street, Togliatti,
445667, Russian Federation
eag@tltsu.ru

Developed method of controlling the combustion process in the flow of fluidization fuel based on the injection of non-stationary jets of air into the mixing layer of the main flow to the recirculation zone. It is shown that by varying the frequency and the rate of injection of pulsating jets of air, you can control the characteristics of the combustion fuel in a stream of fluidization.

Keywords: *turbulent fluctuations; longitudinal ripple of air jets; the frequency of pulsations; temperature field; management characteristics of combustion*

References

- [1] Alemasov, V. E., Dregalin, A. F. and Tishin, A. P. (1989), Teoriia raketnykh dvigatelei [The theory of rocket engines], Mashinostroenie, Moscow, pp. 464 (in Russian).
- [2] Vlasov, E. V. and Ginevsky, A. S. (1986), Kogerentnye struktury v turbulentnykh struiakh i sledakh [Coherent structures in turbulent jets and tracks] // Itogi nauki i tehniki. [The results of science and technology]. Ser. Mehanika zhidkosti i gaza [Fluid Mechanics], vol. 20, pp. 3-84.
- [3] El-Banhawy, Y., Sivasegaram, S. and Whitelaw, J. H. (1983), Premixed turbulent Combustion of a Sudden-expansions flow // Combustion and Flame, vol. 50, № 2, pp. 153-165.
- [4] Parikh, P. G., and Moffat, P. S. (1982), Resonant Entrainment of a Confined Pulsed Jet // American Society of Mechanical Engineers Transactions of ASME, vol. 104, № 4, pp. 482-488.
- [5] Egorov, A. G. (2008), Combustion of dispersed aluminum in an air stream [Gorenie dispersnogo aljuminija v potoke vozduha], Samarskij nauchnyj centr RAN, Samara, 305 p.
- [6] Scott, J. N. and Hankey, W. L. (1987), Numerical Simulation of Excited Jet Mixing Layers. // AIAA Pap, no. 16, pp. 1-10.
- [7] Mingazov, B. G. and Nizamutdinov, R. M. (2002), Vliianie konstruktivnykh parametrov na temperaturnuiu neravnomernost' kol'tsevoi kamery sgoraniia GTD [Influence of design parameters on the temperature unevenness of annular combustion chamber GTD] // Abstracts of the IV All-Russian nauch.- tehn. "The processes of combustion, heat transfer and heat engines Ecology", Samara, pp. 109-117.

Е.К. Спиридонов

Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)
(ЮУрГУ),
пр. Ленина, 76
г. Челябинск, Российская Федерация,
454080
spiridonovek@susu.ac.ru

Д.Ф. Хабарова

Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)
(ЮУрГУ),
пр. Ленина, 76
г. Челябинск, Российская Федерация,
454080
dkhabarova@bk.ru

ГИДРОДИНАМИКА И ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОРШНЕВОГО НАСОСА С ГИДРОДИОДАМИ

Исследован рабочий процесс в поршневом насосе с успокоителями, в котором клапаны заменены гидравлическими полупроводниками. Предложена расчетная модель сложного течения жидкости в проточной части при гармоническом законе движения поршня. Анализом модели установлено, что подача насоса зависит не только от диаметра поршня, радиуса и угловой скорости вращения кривошипа, но и от перепада напоров в успокоителях, то есть напора насоса, диодности и сопротивления гидравлических полупроводников, диаметров входного и выходного патрубков. Выведены выражения расходной характеристики и КПД насоса. Наибольшая подача соответствует нулевому напору насоса, а наибольший напор – нулевой подаче. Исследовано влияние параметров насоса на его характеристики. Показано, что с увеличением относительной площади поршня и диодности, расходная характеристика улучшается. КПД бесклапанного насоса зависит главным образом от диодности, с ее увеличением КПД растет.

Ключевые слова: поршневой насос, клапаны, гидравлический полупроводник, расчетная модель, размерные и безразмерные параметры, расходная характеристика, КПД

Введение

В промышленности получили распространение поршневые насосы с клапанным распределением [1]. Однако их применение затруднено в ряде отраслей промышленности вследствие нежелательного воздействия клапанов на жидкость. Кроме того, вследствие сравнительно невысокой надежности клапанов и инерционности деталей клапанного механизма, поршневые насосы, как правило, тихоходны и металлоемки [2]. Таким образом, клапаны, являясь необходимым элементом поршневого насоса, сдерживают его применение в ряде отраслей, повышение производительности и надежности гидромашины.

Вместе с тем, известны гидравлические полупроводники – проточные элементы, не содержащие подвижных механических частей и отличающиеся тем, что при различных направлениях течения жидкости через них, ее расход при одинаковой потере напора оказывается существенно различным. Качество

гидравлического полупроводника определяется отношением гидравлического сопротивления диода в обратном $\zeta_{об}$ и прямом $\zeta_{пр}$ направлениях при одинаковой потере напора [3]. Это отношение называется диодностью и обозначается D [4, 5]:

$$D = \frac{\zeta_{об}}{\zeta_{пр}}$$

Исходя из вышеизложенного, следует, что устранить отрицательные воздействия клапанов на работу поршневого насоса можно заменив их гидравлическими полупроводниками, хотя их применение вносит определенные особенности в рабочий процесс. Задачей исследования являлось определение параметров гидромашины и ее расходно-напорной характеристики.

Основная часть

Принципиальная схема поршневого насоса с гидравлическими полупроводниками представлена на рисунке 1, где приводимый с

помощью кривошипно-шатунного механизма поршень совершает возвратно-поступательное движение в центральном отводе тройника, соединенного с входным 1 и выходным 2 успокоителем трубками 3 и 4. Последние снабжены гидравлическими полупроводниками 5 и 6.

Течение жидкости в проточной части насоса является сложным. Оно инициируется, с одной стороны, возвратно-поступательным движением поршня, а с другой – перетоком жидкости из напорного успокоителя во всасывающий под действием перепада напоров (давлений) в успокоителях. Поэтому расчетная модель строилась следующим образом: во-первых, сложное течение жидкости в проточной части насоса представлялось как сумма двух простых: обусловленного гармоническим движением поршня и перепадом напоров; во-вторых, для каждого из этих течений рассчитывалось изменение скорости движения жидкости во времени за цикл; в-третьих, кинематика сложного течения за цикл находилась суммированием скоростей потоков составляющих простые движения. При этом жидкость полагалась несжимаемой, вместимость каждого успокоителя достаточно большой, чтобы считать давления в них постоянными, диаметры всасывающего и нагнетательного патрубков 3 и 4 равными, гидравлические полупроводники 5 и 6, установленные во всасывающем и нагнетательном патрубках, одинаковыми. При записи математической модели принималось направление движения жидкости слева направо и снизу вверх положительным.

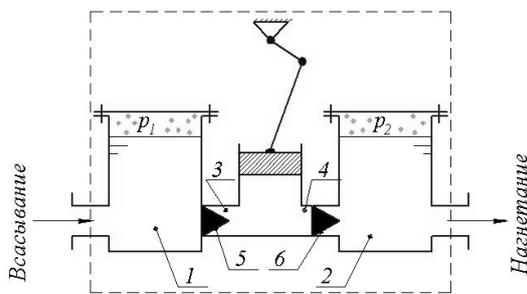


Рисунок 1. Принципиальная схема бесклапанного поршневого насоса

Рассмотрим течение, обусловленное возвратно-поступательным движением поршня по гармоническому закону. Запишем уравнения неразрывности течения жидкости в тройнике и перемещения поршня:

$$Q_n = Q_1 + Q_2; \quad (1)$$

$$x = r(1 - \cos(\omega t)), \quad (2)$$

где Q_1 и Q_2 – расходы жидкости во всасывающем и напорном патрубках; r – радиус кривошипа; ω – угловая скорость вращения кривошипа.

Течение жидкости в тройнике является циклическим с периодом цикла $T=2\pi/\omega$. Каждый цикл состоит из фазы всасывания: $0 \leq t \leq T/2$ и фазы нагнетания: $T/2 < t < T$ (рис. 2).

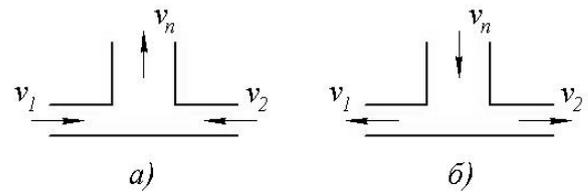


Рисунок 2. Схема течения жидкости в тройнике: а) в фазу всасывания; б) в фазу нагнетания

Течение жидкости в тройнике в фазу всасывания описывается уравнениями Бернулли для потоков из всасывающего и напорного успокоителей в тройник (рис. 1 и рис. 2, а):

$$H_1 = \frac{p_n}{\rho g} + \zeta_{np} \frac{v_1^2}{2g}; \quad (3)$$

$$H_2 = \frac{p_n}{\rho g} + \zeta_{np} D \frac{v_2^2}{2g}, \quad (4)$$

где H_1 , H_2 – напоры во всасывающем и напорном успокоителях; p_n – давление в центральном отводе тройника; v_1 и v_2 – скорости движения жидкости во всасывающем и напорном патрубках; ζ_{np} – коэффициент сопротивления гидравлического полупроводника при прямом течении; g – ускорение свободного падения, ρ – плотность перекачиваемой жидкости (для воды 10^3 кг/м^3).

Решая уравнения (1)–(4) совместно, получаем выражение для скорости движения жидкости в напорном патрубке в фазу всасывания:

$$v_2 = \frac{v_n \frac{d_n^2}{d_{mp}^2} (\sqrt{D} - 1)}{D - 1},$$

где v_n – скорость движения поршня; d_n и d_{mp} – диаметр поршня и патрубка.

Течение жидкости в тройнике в фазу нагнетания также описывается уравнениями Бернулли, но для потоков из тройника во всасывающий и напорный успокоители (рис. 1 и рис. 2, б):

$$H_1 = \frac{P_n}{\rho g} - \zeta_{np} D \frac{v_1^2}{2g}; \quad (5)$$

$$H_2 = \frac{P_n}{\rho g} - \zeta_{np} \frac{v_2^2}{2g}. \quad (6)$$

Решая уравнения (1)–(2), (5) и (6) совместно, получаем выражение для скорости движения жидкости в напорном патрубке в фазу нагнетания:

$$v_2 = \frac{v_n \frac{d_n^2}{d_{mp}^2} (D + \sqrt{D})}{D - 1}.$$

Скорость движения жидкости в напорном патрубке, обусловленного исключительно перепадом напоров в успокоителях определяется по формуле

$$v_2 = \sqrt{\frac{g(H_2 - H_1)}{\zeta_{np} D}},$$

выведенной из уравнения Бернулли для потока между сечениями 2–2 и 1–1 (см. рис. 1).

Скорости исходного движения жидкости в напорном патрубке v_2 в фазу всасывания и

нагнетания определим суммируя с учетом знаков скорости составляющих движений. В фазу всасывания:

$$v_2 = - \frac{\omega r \sin(\omega t) \frac{d_n^2}{d_{mp}^2} (\sqrt{D} - 1)}{D - 1} - \sqrt{\frac{g(H_2 - H_1)}{\zeta_{np} D}}, \quad (7)$$

а в фазу нагнетания:

$$v_2 = - \frac{\omega r \sin(\omega t) \frac{d_n^2}{d_{mp}^2} (D + \sqrt{D})}{D - 1} - \sqrt{\frac{g(H_2 - H_1)}{\zeta_{np} D}}. \quad (8)$$

Изменение скорости v_2 за цикл проиллюстрировано на рисунке 3 при $d_n=0,08$ м, $d_{mp}=0,056$ м, $r=0,01$ м, $D=40$, $\zeta_{np}=1$, $n=2000$ об/мин. Видно, что обратный ток жидкости ($v_2 < 0$) в фазу всасывания меньше, чем прямой ток ($v_2 > 0$) в фазу нагнетания. Следовательно, подача жидкости в напорный успокоитель будет положительной.

Подача насоса определяется отношением объема жидкости W , поступившего в напорный успокоитель за цикл, к продолжительности цикла T :

$$Q_n = \frac{W}{T} = \frac{\pi d_{mp}^2}{4T} \int_0^T v_2. \quad (9)$$

Подставив в уравнение (9) формулы (7) и (8) и проинтегрировав, получаем выражение расходной характеристики бесклапанного поршневого насоса с гидравлическими полупроводниками:

$$Q_n = \frac{\pi d_{mp}^2}{4} \left(\frac{2r \frac{d_n^2}{d_{mp}^2} (D + 1)}{(D - 1)T} - \sqrt{\frac{g(H_2 - H_1)}{\zeta_{np} D}} \right). \quad (10)$$

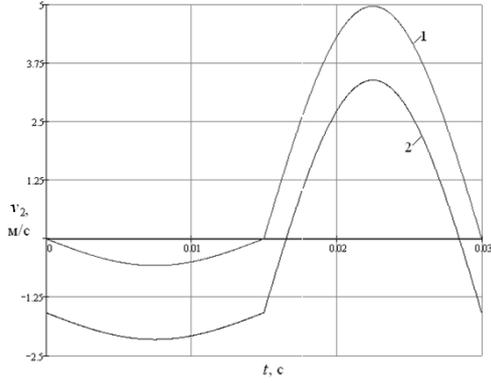


Рисунок 3. Изменение скорости движения жидкости в напорном патрубке за цикл: 1 – при напоре насоса $H_2 - H_1 = 0$ м.в.ст.; 2 – при напоре насоса $H_2 - H_1 = 10$ м.в.ст.

Гидравлический КПД равен отношению полезной работы A_n насоса к затраченной A_3 за один цикл движения поршня:

$$\eta = \frac{A_n}{A_3}.$$

Полезная работа насоса состоит в подаче жидкости в напорный успокоитель:

$$A_n = \rho g (H_2 - H_1) Q_n T. \quad (11)$$

Затраченная работа без учета сил трения равна по модулю работе сил давления, затраченной на перемещение поршня в цилиндре, и противоположная ей по знаку:

$$A_3 = - \int_0^T \frac{\pi d_n^2}{4} p_n v_n dt = - \frac{\pi d_n^2}{4} \left(\int_0^{T/2} p_n^{вс} v_n dt + \int_{T/2}^T p_n^{наг} v_n dt \right), \quad (12)$$

где $p_n^{вс}$ – давление, действующее на поршень в фазу всасывания; $p_n^{наг}$ – давление, действующее на поршень в фазу нагнетания.

Решая совместно уравнения (4), (6), (7), (8) и (12) получаем:

$$A_3 = \frac{\pi d_n^2}{4} \left(r + \frac{r}{D} \right) \rho g (H_2 - H_1) + \frac{\pi \omega^2 r^3 \rho \zeta_{np} \frac{d_n^6}{d_{mp}^4} D}{3(D-1)^2 (D+1)} + \frac{\pi^2 \omega r^2 \frac{d_n^4}{d_{mp}^2} \rho \sqrt{g(H_2 - H_1)} \zeta_{np}}{4(D-1)} (D+1). \quad (13)$$

Полученные выражения для полезной (11) и затраченной (13) работы подставим в формулу КПД:

$$\eta = \frac{\rho g (H_2 - H_1) \frac{\pi d_n^2}{4} \left(\frac{2r \frac{d_n^2}{d_{mp}^2} (D+1)}{(D-1)} - T \sqrt{\frac{g(H_2 - H_1)}{\zeta_{np} D}} \right)}{\frac{\pi d_n^2 r}{4} \left(1 + \frac{1}{D} \right) \rho g (H_2 - H_1) + \frac{\pi \omega^2 r^3 \frac{d_n^4}{d_{mp}^2} (D+1)}{(D-1)} \left(\frac{\rho \zeta_{np} \frac{d_n^2}{d_{mp}^2} D}{3(D-1)} + \frac{\pi \rho \sqrt{g(H_2 - H_1)} \zeta_{np}}{4\omega r} \right)}. \quad (14)$$

Анализ формул (10) и (14) показывает, что расходная характеристика и КПД насоса зависят от диодности D и прямого сопротивления ζ_{np} гидравлического полупроводника, диаметра патрубка d_{mp} , диаметра поршня d_n ,

радиуса кривошипа r , угловой скорости вращения кривошипа ω , плотности перекачиваемой жидкости ρ и перепада напоров в успокоителях $H_2 - H_1$. Всего от 8 параметров.

Большое количество параметров в формулах (10) и (14) затрудняют численное исследование характеристик насоса. Чтобы упростить задачу для дальнейшего анализа введем безразмерные параметры:

1) q – относительная подача насоса:

$$0 \leq q = \frac{Q_n}{Q_{ид}} \leq 1, \quad (15)$$

где $Q_{ид} = \frac{W_{цил}}{T} = \frac{2r\pi d_n^2}{4T}$ – подача идеального насоса с клапанным распределением (без утечек), м³/с; $W_{цил}$ – объем цилиндра насоса, м³;

2) k – относительная площадь поршня:

$$k = \frac{d_n^2}{d_{np}^2}; \quad (16)$$

3) Π – относительный напор насоса:

$$\Pi = \frac{H_2 - H_1}{\frac{v_{n\max}^2}{2g}} = \frac{H_2 - H_1}{\frac{\omega^2 r^2}{2g}}, \quad (17)$$

где $v_{n\max} = \omega r$ – максимальная скорость поршня.

Преобразуем уравнение (10) с учетом введенных безразмерных параметров, получаем в итоге выражение расходной характеристики насоса в безразмерных координатах:

$$q = \frac{D+1}{D-1} - \frac{\pi}{k} \sqrt{\frac{\Pi}{2\zeta_{np}D}}. \quad (18)$$

Введем в формулу (14) безразмерные параметры, после преобразования получим выражение:

$$\eta = \frac{2\Pi \frac{1}{k} \left(\frac{k(D+1)}{(D-1)} - \pi \sqrt{\frac{\Pi}{2\zeta_{np}D}} \right)}{\Pi \left(1 + \frac{1}{D} \right) + \frac{2k(D+1)}{(D-1)} \left(\frac{4\zeta_{np}Dk}{3(D-1)} + \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{\Pi\zeta_{np}}{2}} \right)}. \quad (19)$$

Сопоставление формул (10), (14) и (18), (19) показывает, что расходная характеристика и КПД в безразмерных координатах зависят от 4 параметров: диодности гидравлических полупроводников D и их гидравлического сопротивления при течении в прямом направлении ζ_{np} , относительной площади поршня k , и относительного напора Π , а в размерных координатах от 8 параметров. Это доказывает целесообразность использования безразмерных координат.

На рис. 4 приведены расходные характеристики насоса $q(\Pi)$ для разных диодностей при фиксированном значении прямого сопротивления гидравлических полупровод-

ников ζ_{np} и двух различных значениях относительной площади поршня k .

Видно, что с увеличением относительной площади поршня k и диодности D , расходная характеристика $q(\Pi)$ улучшается.

На рис. 5 представлены кривые зависимости КПД насоса от относительного перепада напоров при различных значениях относительной площади поршня k и диодности D .

Как видно по рис. 5, максимально достижимое значение КПД возрастает с увеличением диодности D и не зависит от относительной площади поршня k .

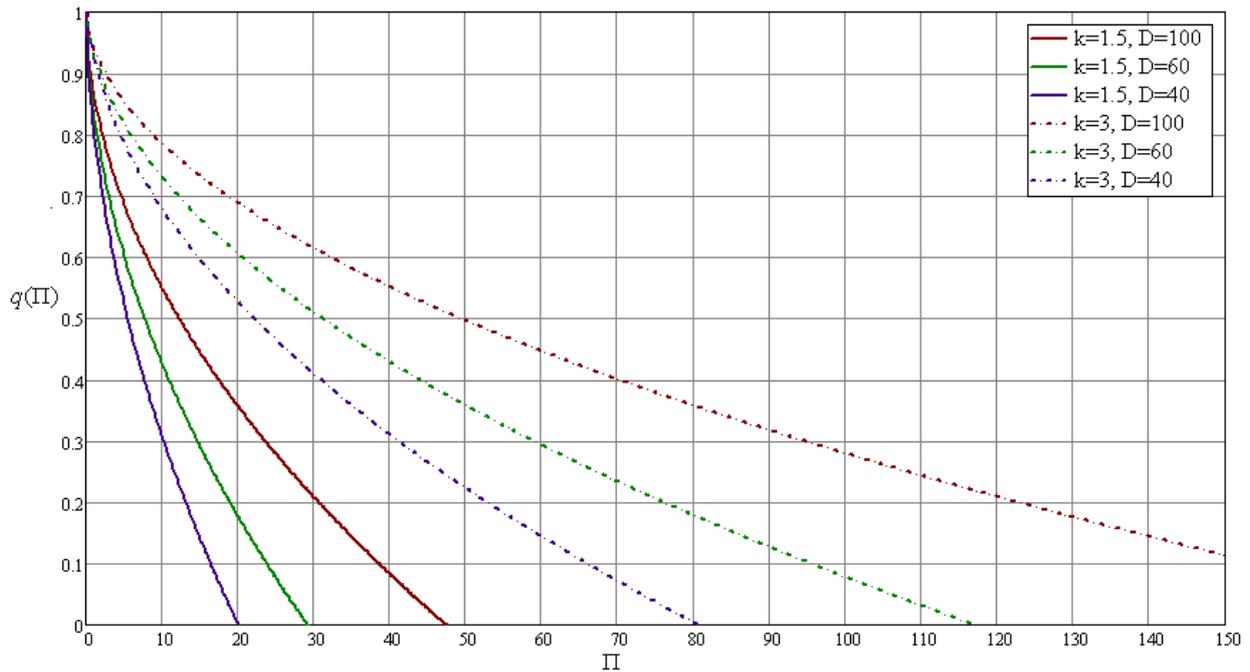


Рисунок 4. Расходно-напорные характеристики насоса при $\zeta_{np}=1$

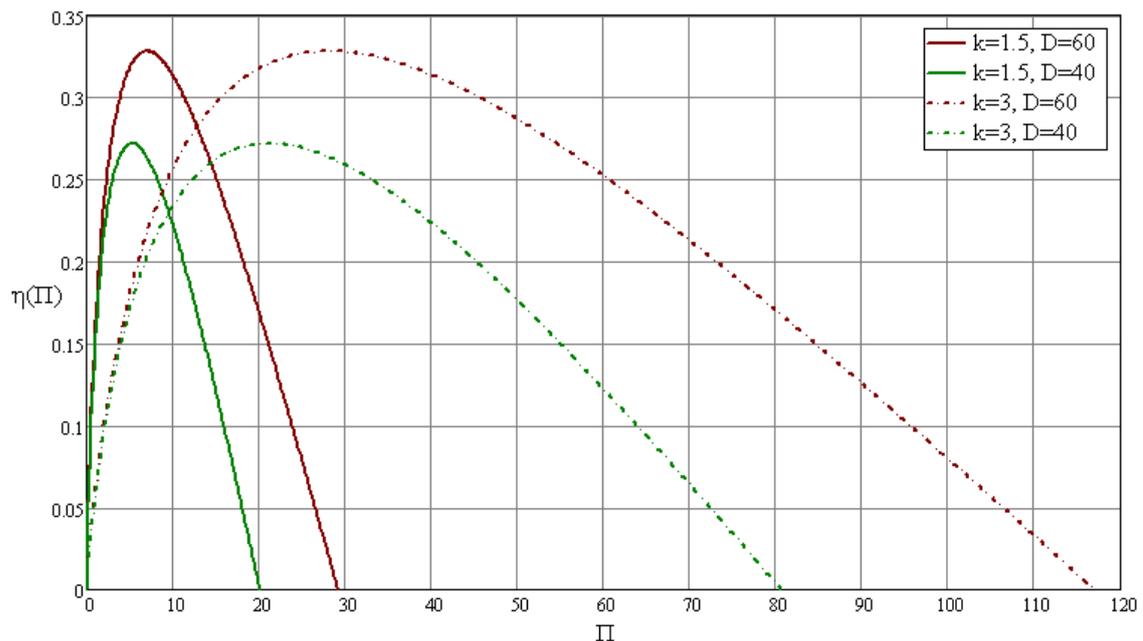


Рисунок 5. Зависимость КПД насоса от безразмерного перепада напоров.

Заключение

1. Рабочий процесс в поршневом насосе с гидравлическими полупроводниками зависит от: диаметров поршня $d_{п}$, всасывающего и нагнетательного патрубков d_{mp} , радиуса кривошипа r и частоты его враще-

ния n , прямого сопротивления $\zeta_{п}$ и диодности D полупроводников;

2. Расходная характеристика поршневого насоса с гидравлическими полупроводниками является вогнутой нисходящей. Наибольший напор достигается при нулевой подаче, а наибольшая подача – при нулевом напоре. На характеристике имеется область оптимальных режимов работы, в которой

КПД насоса максимален. При этом экстремальные значения КПД насоса возрастают с увеличением диодности D ;

3. Если в качестве базовых параметров принять подачу идеального насоса, максимальное динамическое давление поршня и диаметр патрубков, то число параметров, влияющих на рабочий процесс, уменьшится с 9 до 5. Последними являются: относительный напор Π , относительная подача q , относительная площадь поршня k , диодность D и прямое сопротивление $\zeta_{\text{п}}$ гидравлических полупроводников. Их взаимосвязь устанавливается семейством расходных характеристик.

Литература

1. Башта, Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: Учебник для вузов / Т.М. Башта – М.: «Машиностроение», 1974. – 606 с.

2. Хабаров, В.Е. Устройство, конструктивные особенности и технические характеристики поршневых насосов: учебно-метод. пособие. / В.Е. Хабаров. – Ставрополь: Изд-во СтГАУ "Агрис", 2006.- 27 с.

3. Лебедев, И.В. Элементы струйной автоматики / И.В. Лебедев, С.Л. Трескунов, В.С. Яковенко. – М.: Машиностроение, 1973. – 360 с.

4. Anduze, M. Analysis and testing of a fluidic vortex microdiode / M. Anduze, S. Colin, R. Cean // Journal of Micromechanics and Microengineering. – 2001. – № 11. – P. 108 – 112.

5. Yoder, G.L., Jr. Vortex Diode Analysis and Testing for Fluoride Salt-Cooled High-Temperature Reactors / G.L. Yoder, Y. Elcassadgi, G. De Leon – «UT-Battelle» - 2011. – 40 p.

E.K. Spiridonov

South Ural State university
(SUSU)
76, Lenin Avenue
Chelyabinsk
454080, Russian Federation
spiridonov@susu.ac.ru

D.F. Khabarova

South Ural State university
(SUSU)
76, Lenin Avenue
Chelyabinsk
454080, Russian Federation
dkhabarova@bk.ru

HYDRODYNAMICS AND CHARACTERISTICS OF PISTON PUMP WITH FLUIDIC DIODES

The operational process of a piston pump with dampeners which valves are replaced by hydraulic semiconductors is researched. The calculation model for the complex stream flow in the pump flow-part under harmonic motion of a piston is proposed. Dependences of flow characteristic and pump efficiency are derived. The influence of pump parameters on its characteristics is analyzed. It is found that an increase of the piston relative square and diodicity causes flow characteristic boost. Valveless pump efficiency mainly depends on diodicity, diodicity increase causes efficiency boost.

Keywords: piston pump, valves, hydraulic semiconductor, calculation model, dimension and dimensionless parameters, flow characteristic, efficiency.

References

1. Bashta, T.M. (1974), *Ob'emnye nasosy i gidravlicheskie dvigateli gidrosistem: Uchebnik dlya vuzov* [Displacement Pumps and Hydraulic Motors of Hydrosystems: A Textbook for High Schools], Mashinostroenie, Moscow, 606 p.
2. Khabarov, V.E. (2006), *Ustroystvo, konstruktivnye osobennosti i tekhniskie kharakteristiki porshnevykh nasosov: uchebno-metod. posobie* [Structure, Design Features and the Technical Characteristics of Piston Pumps: a Teaching Manual], Stavropol', StGAU "Agrus", 27 p.
3. Lebedev, I.V, Treskunov, S.L. and Yakovenko, V.S. (1973), *Elementy struynoy avtomatiki* [Elements of Jet Automatic], Mashinostroenie, Moscow, 360 p.
4. Anduze, M., Colin, S. and Cean, R. (2001), Analysis and testing of a fluidic vortex microdiode, *Journal of Micromechanics and Microengineering*, no.11, pp. 108 – 112.
5. Yoder, G.L., Jr. Elcassadgi, Y. and De Leon, G. (2011), *Vortex Diode Analysis and Testing for Fluoride Salt-Colled High-Temperature Reactors*, UT-Battelle, 40 p.