

ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА

Выпуск 4, 2021

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

published by
Samara University

<http://journals.ssau.ru/index.php/dynvibro/index>

Главный редактор

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

Заместители главного редактора:

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

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

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

Технический редактор

Галкина Н.В. – доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Ответственный секретарь

Галкина Н.В. – доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Российские члены редакционной коллегии:

Балякин В.Б. – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

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

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

Жернаков В.С. – д.т.н., профессор, Уфимский государственный авиационный технический университет (г. Уфа, РФ);

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

Иголкин А.А. – д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

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

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

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

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

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

Равикович Ю.А. – д.т.н., профессор, Московский авиационный институт (г. Москва, РФ);

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

Фалалеев С.В. – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Фесина М.И. – к.т.н., доцент, Тольяттинский государственный университет (г. Тольятти, РФ);

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

Иностранные члены редакционной коллегии:

Вакка А. – профессор, 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);

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 – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation).

A.I. Ermakov – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);

A.B. Prokofyev – Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

H. Handroos – Prof., Head of the Laboratory of Smart Machines, Lappeenranta University of Technology (Lappeenranta, Finland).

Technical Editor:

N.V. Galkina – associate professor (Samara University, Samara, Russian Federation).

Executive Editor:

N.V. Galkina – associate professor (Samara University, Samara, Russian Federation).

Editorial board Russian members:

V.B. Balyakin – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);

E.G. Berestovitsky – Doctor of Science (Eng.), Aurora Scientific and Production Association JSC chief acoustician (St. Petersburg, Russian Federation);

A.G. Gimadiev – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);

V.S. ZHernakov – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Ufa State Aviation Technical University, Ufa, Russian Federation);

I.P. Zavershinsky – Doctor of Science (Phys.-Math.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);

A.A. Igolkin – Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

A.N. Kryuchkov – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);

A.B. Meisel – Doctor of Science (Eng.), Prof. (St. Petersburg State University of Film and Television, St. Petersburg, Russian Federation);

G.M. Makaryants – Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

S.G. Matveev – Candidate of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

F.V. Parovay – Candidate of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

I.U.A. Ravikovich – Doctor of Science (Eng.), Prof. (MAI, Moskva, Russian Federation);

V.Ya. Sverbilov – Candidate of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

S.V. Falaleev – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);

M.I. Fesina – Candidate of Science (Eng.), Associate Professor (Togliatti State University, Tolyatti, Russian Federation);

A.I. Khaimovich – Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation).

Editorial office foreign members:

A. Vacca – 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);

K. Stelson – Professor (University of Minnesota, Minneapolis and St. Paul, Minnesota, United States).

Ya. Strichek – Professor (The University of Wrocław (UWr), Wrocław, Poland);

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, вызывающим 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

ВЛИЯНИЕ ГЛУБИНЫ НАДРЕЗА НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ И ПРЕДЕЛ ВЫНОС-ЛИВОСТИ ОБРАЗЦОВ ПРИ ПОВЕРХНОСТНОМ УПРОЧНЕНИИ	
<i>В.Ф. Павлов, В.С. Вакулюк, В.П. Сазанов, О.М. Пилипив, К.Ф. Матвеева</i>	6
ОЦЕНКА СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ ДЕТАЛЕЙ ПОСЛЕ ХИМИКО-ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ПО-ВЕРХНОСТИ	
<i>В.П. Сазанов, В.С. Вакулюк, О.Ю. Семёнова, В.В. Лунин, А.В. Письмаров</i>	11
СПОСОБ ПОДАЧИ ТОПЛИВА В ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ	
<i>В. А. Шишков</i>	20
КОНТРОЛЬ ОСНАСТКИ ДЛЯ ИНКРЕМЕНТАЛЬНОГО ФОРМООБРАЗОВАНИЯ С ПОМОЩЬЮ ЛАЗЕРНОГО ТРЕКЕРА	
<i>Н.А. Сазонникова, В.Н. Илюхин, С.В. Сурудин, Д.А. Мезенцев</i>	30
СИСТЕМА МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ УПРАВЛЕНИЯ АДАПТИВНОГО ТОРМОЖЕНИЯ	
<i>А.А. Солятов, В.С. Сидоренко</i>	35

**В.Ф. Павлов,
В.С. Вакулюк,
В.П. Сазанов,
О.М. Пилипив,
К.Ф. Матвеева**

**ВЛИЯНИЕ ГЛУБИНЫ НАДРЕЗА НА
РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОСТАТОЧНЫХ
НАПРЯЖЕНИЙ И ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ
ОБРАЗЦОВ ПРИ ПОВЕРХНОСТНОМ
УПРОЧНЕНИИ**

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва

Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация
443086

pavlov.vf@ssau.ru

В исследовании изучалось влияние глубины надреза на распределение остаточных напряжений и предел выносливости при изгибе цилиндрических образцов из стали 20 диаметром 50 мм с отверстием диаметром 40 мм после опережающего поверхностного пластического деформирования обкаткой роликом на двух режимах. Установлено, что с увеличением глубины надреза величина сжимающих остаточных напряжений в опасном сечении образцов уменьшается и, как следствие, уменьшается приращение предела выносливости упрочнённых образцов с надрезом. Для сохранения эффекта упрочнения по повышению предела выносливости при опережающем поверхностном пластическом деформировании с увеличением глубины надреза необходимо увеличивать толщину слоя гладкой детали со сжимающими остаточными напряжениями. Показано, что для оценки приращения предела выносливости упрочнённых образцов следует использовать не остаточные напряжения на дне надреза, а среднеинтегральные остаточные напряжения по толщине поверхностного слоя опасного сечения детали, равной критической глубине нераспространяющейся трещины усталости.

Ключевые слова: *поверхностное упрочнение; глубина надреза; остаточные напряжения; предел выносливости; критерий среднеинтегральных остаточных напряжений*

1 Введение

При упрочнении деталей машин различными методами поверхностного пластического деформирования (ППД) в поверхностном слое изменяется структура материала, создаются наклёп и сжимающие остаточные напряжения. В работе [1] было установлено, что основную роль в повышении многоциклового усталости упрочнённых ППД деталей играют сжимающие остаточные напряжения. В настоящем исследовании рассматривается влияние глубины надреза на предел выносливости обкатанных роликом цилиндрических образцов из стали 20.

2 Цель исследования

В работе изучалось влияние глубины надреза полукруглого профиля при опережающем поверхностном пластическом деформировании (ОППД) на предел выносливости при изгибе цилиндрических образцов из стали 20 ($\sigma_s = 522$ МПа, $\sigma_T = 395$ МПа, $\delta = 26,1$ %, $\psi = 65,9$ %, $S_k = 1416$ МПа) диаметром 50 мм с отверстием диаметром 40 мм. Гладкие образцы подвергались обкатке роликом диаметром 60 мм и профильным радиусом 1,6 мм при усилиях 0,5 кН (ОР1) и 1,0 кН (ОР2) с подачей 0,11 мм/об и скоростью вращения образца 400 об/мин. На упрочнённые и неупрочнённые образцы фасонным резцом наносились круговые надрезы полукруглого

профиля трёх радиусов: $R = 0,3$ мм, $R = 0,5$ мм, $R = 1,0$ мм.

3 Результаты исследования

Остаточные напряжения в гладких образцах определялись экспериментально методом колец и полосок [2]. Распределение осевых σ_z остаточных напряжений по глубине а поверхностного слоя гладких образцов приведены на рисунке 1. Из данных рисунка 1 можно видеть, что при повышении усилия обкатки роликом с 0,5 кН до 1,0 кН толщина поверхностного слоя со сжимающими остаточными напряжениями увеличивается с 0,5 мм до 0,7 мм. Такое увеличение толщины слоя со сжимающими остаточными напряжениями приводит к повышению предела выносливости упрочнённых деталей.

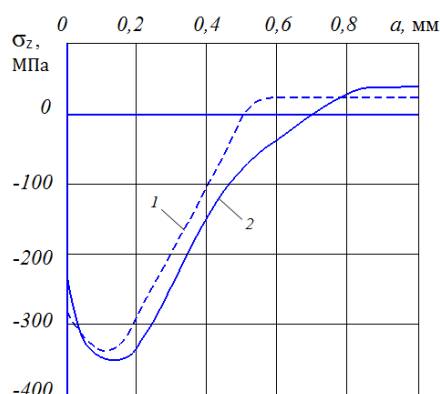


Рисунок 1. Осевые σ_z остаточные напряжения в гладких образцах диаметром 50 мм с отверстием диаметром 40 мм после обкатки роликом:
1 – ОР1, 2 – ОР2

Остаточные напряжения в упрочнённых образцах с надрезами определялись как аналитическим методом – суммированием дополнительных остаточных напряжений за счёт нанесения надреза и остаточных напряжений гладких образцов [3], так и численным методом с использованием программного комплекса Nastran/Patran. Следует отметить, что результаты расчёта остаточных напряжений двумя методами имели хорошее совпадение.

На рисунке 2 представлено распределение осевых σ_z остаточных напряжений в образцах с надрезами по глубине поверхностного слоя а опасного сечения, а в таблице 1 – остаточные напряжения $\sigma_z^{нов}$ на поверхности надреза. Из приведённых на рисунке 2 и в таблице 1 данных видно, что с увеличением глубины надреза изменяется характер распределения остаточных напряжений – сжимающие остаточные напряжения в опасном сечении образцов уменьшаются.

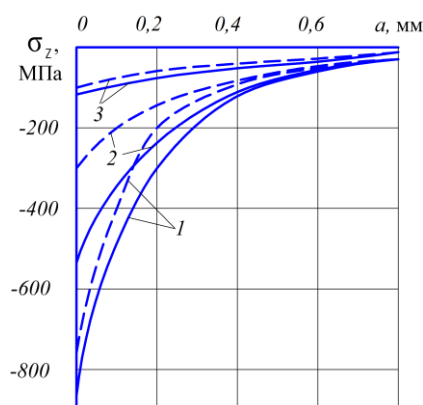


Рисунок 1. Осевые σ_z остаточные напряжения после ОР1 (---) и ОР2 (—) в образцах с надрезами:
1 – $R = 0,3$ мм; 2 – $R = 0,5$ мм; 3 – $R = 1,0$ мм

Необходимо обратить внимание на существенную величину сжимающих остаточных напряжений, достигающих на дне надреза при $R = 0,3$ мм -861 МПа, что значительно превышает не только предел текучести, но и предел прочности исследуемой стали 20. В работе [4] было доказано, что сжимающие остаточные напряжения в упрочнённом (наклёпанном) слое могут превышать даже сопротивление разрыву S_k материала детали на 15%. В исследуемом случае этот предел не достигнут, так как $S_k = 1416$ МПа.

Испытания на усталость при поперечном изгибе в случае симметричного цикла упрочнённых и неупрочнённых образцов с надрезами проводились на машине УМП-02 [5], база испытаний – $3 \cdot 10^6$ циклов нагружения. Результаты испытаний на усталость по определению предела

выносливости σ_{-1} представлены в таблице 1. Из данных таблицы 1 видно, что с увеличением глубины надреза при одних и тех же режимах обкатки приращение предела выносливости упрочнённых образцов уменьшается. Эта закономерность объясняется изменением характера распределения остаточных напряжений, то есть уменьшением сжимающих остаточных напряжений в опасном сечении образцов с увеличением глубины надрезов после ОППД.

Выстоявшие базу испытаний упрочнённые образцы при напряжении, равном пределу выносливости, доводились до разрушения при большем напряжении. На

изломах этих образцов были выявлены нераспространяющиеся трещины усталости, критическая глубина $t_{кр}$ которых для каждой партии образцов приведена в таблице 1. Необходимо отметить, что полученные в исследовании величины $t_{кр}$ соответствуют установленной в работе [6] зависимости (1) критической глубины нераспространяющейся трещины усталости от размеров опасного сечения детали в виде: $t_{кр} = 0,0216D[1 - 0,04(d/D)^2 - 0,54(d/D)^3]$ (1) где D – диаметр опасного сечения детали, d – диаметр отверстия в опасном сечении детали.

Таблица 1. Результаты испытаний на усталость и определения остаточных напряжений

Надрез R , мм	Неупрочн. образцы σ_{-1} , МПа	Упрочнённые образцы						
		упрочн. обр-ка	σ_{-1} , МПа	$\sigma_z^{нов}$, МПа	ψ_σ	$t_{кр}$, мм	$\bar{\sigma}_{ост}$, МПа	$\bar{\psi}_\sigma$
0,3	55	ОР1	92,5	-747	0,050	0,73	-117	0,321
		ОР2	107,5	-861	0,061	0,73	-158	0,332
0,5	60	ОР1	87,5	-311	0,088	0,71	-82	0,335
		ОР2	105	-517	0,087	0,72	-133	0,338
1,0	57,5	ОР1	70	-87	0,144	0,69	-38	0,329
		ОР2	75	-114	0,154	0,68	-52	0,337

Оценка влияния упрочнения роликом на приращение предела выносливости образцов проводилась по двум критериям: остаточным напряжениям на поверхности надреза $\sigma_z^{нов}$ и среднеинтегральным остаточным напряжениям $\bar{\sigma}_{ост}$ [7], вычисленным по толщине опасного сечения образцов, равной критической глубине $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости. Из представленных в таблице 1 данных видно, что коэффициент влияния упрочнения ψ_σ по критерию $\sigma_z^{нов}$ изменяется в три раза и поэтому не может быть использован при оценке влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости деталей. Коэффициент влияния упрочнения $\bar{\psi}_\sigma$ по критерию $\bar{\sigma}_{ост}$ изменяется в настоящем исследовании

только в 1,1 раза, что позволяет использовать этот критерий на практике.

4 Заключение

1. В проведённом исследовании показано, что с увеличением глубины надреза при опережающем поверхностном пластическом деформировании уменьшаются сжимающие остаточные напряжения по толщине опасного сечения и предел выносливости образцов.

2. В исследовании установлено, что для сохранения эффекта упрочнения при опережающем поверхностном пластическом деформировании с увеличением глубины надреза следует увеличивать толщину слоя гладкой детали со сжимающими остаточными напряжениями.

3. Для оценки приращения предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей с надрезами наиболее целесообразно

использовать критерий среднеинтегральных остаточных напряжений.

Список литературы

[1] Иванов С.И., Павлов В.Ф. Влияние остаточных напряжений на усталостную прочность // Проблемы прочности. 1976. №5. С. 25-27.

[2] Иванов С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом колец и полосок. Остаточные напряжения // Куйбышев: КуАИ. 1971. Вып. 53. С. 32-42.

[3] Иванов С.И., Шатунов М.П., Павлов В.Ф. Влияние остаточных напряжений на выносливость образцов с надрезом // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций: Межвузовский сборник. Куйбышев: КуАИ, 1974. Вып. 3. С. 88-95.

[4] Радченко В.П., Павлов В.Ф. Наибольшая величина сжимающих остаточных напряжений при поверхностном упрочнении деталей // Труды МНТК «Прочность материалов и элементов конструкций». Киев: ИПП им. Г.С. Писаренко НАНУ. 2011. С. 354-357.

[5] Филатов Э.Я., Павловский В.Э. Универсальный комплекс машин для испытания материалов и конструкций на усталость. Киев: Наукова Думка, 1985. 92 с.

[6] Павлов В.Ф., Кирпичёв В.А., Вакулук В.С. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей по остаточным напряжениям. Самара: Издательство СНЦ РАН, 2012. 125 с.

[7] Павлов В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений // Известия вузов. Машиностроение. 1986. №8. С. 29-32.

Valentin F. Pavlov,
Vladimir S. Vakulyuk,
Vyacheslav P. Sazanov,
Oleg M. Pilipiv,
Karina F. Matveeva

Samara University,
Moskovskoe shosse 34, Samara, 443086
pavlov.vf@ssau.ru

THE INFLUENCE OF CUT'S DEPTH ON RESIDUAL STRESSES DISTRIBUTION AND AN ENDURANCE LIMIT OF SPECIMENS UNDER SURFACE HARDENING

The influence of cut's depth on residual stresses distribution and an endurance limit under bending of hollow cylindrical specimens made of steel 20 with external diameter 50 mm and interior diameter 40 mm after outstripping superficial plastic deforming by roller strengthening of two regimes has been examined. It's been stated that the value of compressive residual stresses in a dangerous section of specimens decreases on cut's depth increase. As a result, an endurance limit increment of hardened specimens with cuts diminishes. In order to preserve the effect of hardening by increasing the endurance limit under outstripping superficial plastic deforming with an increase in a cut's depth, it is necessary to increase the thickness of a smooth part with compressive residual stresses layer. It's been shown that in order to estimate the increase in the endurance limit of hardened specimens, one should use not residual stresses at the bottom of a cut, but average integral residual stresses through the part's dangerous section surface layer thickness that equal a critical depth of a non-propagating fatigue crack.

Key words: *surface hardening; cut's depth; residual stresses; endurance limit; average integral residual stresses criterion*

Reference

- [1] Ivanov, S.I., Pavlov, V.F., (1976) Vliyanie ostatochnyh napryazhenij na ustalostnuyu prochnost' [Residual stresses influence on fatigue strength]. Problemy prochnosti [Strength problems], no. 5, pp. 25-27. (in Russian).
- [2] Ivanov, S.I., (1971) K opredeleniyu ostatochnyh napryazhenij v cilindre metodom kolec i polosok. Ostatochnye napryazheniya [On determination of residual stresses in cylinder by rings-and-stripes method. Residual stresses]. Kuibyshev: KuAI [Kuibyshev Aviation Institute], issue 53, pp. 32-42. (in Russian).
- [3] Ivanov, S.I., Shatunov, M.P., Pavlov, V.F., (1974) Vliyanie ostatochnyh napryazhenij na vynoslivost' obrazcov s nadrezom [The influence of residual stresses on the endurance of notched specimens]. Voprosy prochnosti elementov aviacionnyh konstrukcij. Kujbyshev: KuAI [Problems of aircraft constructions elements strength. Kuibyshev Aviation Institute], issue 3, pp. 88-95. (in Russian).
- [4] Radchenko, V.P., Pavlov, V.F., (2011) Naibol'shaya velichina sjimayutschych ostatochnyh napryazhenij pri poverhnostnom uprochnenii detalej [The maximum of compressive residual stresses under surface hardening of parts]. Trudy MNTK «Prochnost' materialov i elementov konstrukcij». Kiev: IPP im.G.S. Pisarenko NANU [Proceed-ings of the International Scientific Technical Conference "Strength of materials and structural elements". Kiev: The G.S. Pisarenko Strength Problems Institute of the Ukraine Academy of Sciences], pp. 354-357. (in Russian).
- [5] Filatov, E.Ya., Pavlovsky, V.E., (1985) Universal'nyy complex mashin dlya ispytaniya materialov i konstruktzij na ustalost' [Universal machine complex for fatigue tests of materials and structures]. Kiev: Naukova Dumka [Kiev: Scientific Thought], 92 pp. (in Russian).
- [6] Pavlov, V.F., Kirpichev, V.A., Vakulyuk, V.S., (2012) Prognozirovanie soprotivleniya ustalosti poverhnostno uprochnyonnyh detalej po ostatochnym napryazheniyam [The prediction of surface hardened parts fatigue resistance by residual stresses]. Samara: Izdatel'stvo SNC RAN [Samara: Samara scientific centre Publishing House of the Russian Academy of Sciences], 125 pp. (in Russian).
- [7] Pavlov, V.F., (1986) O svyazi ostatochnyh napryazhenij i predela vynoslivosti pri izgibe v usloviyah koncentracii napryazhenij [On connection between residual stresses and endurance limit under bending in stresses concentration conditions]. Izvestiya vusov. Mashinostroeniye [Universities News. Mechanical Engineering], no. 8, pp. 29-32. (in Russian).

ОЦЕНКА СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ ДЕТАЛЕЙ ПОСЛЕ ХИМИКО-ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТИ

**В.П. Сазанов,
В.С. Вакулюк,
О.Ю. Семёнова,
В.В. Лунин,
А.В. Письмаров**

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва

Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация,
443086

sopromat@ssau.ru

Разработана расчётно-экспериментальная методика оценки эффективности химико-термической обработки поверхности деталей с точки зрения повышения сопротивления усталости. Для этого обосновано применение двух типов образцов-свидетелей, используемых в экспериментальной составляющей исследований. Рекомендовано использование гладких образцов-свидетелей для определения остаточных напряжений в поверхностном слое и корсетных образцов-свидетелей для проведения испытаний на усталость. В работе использованы результаты экспериментального исследования влияния двух видов химико-термической обработки (цементации и азотирования) на сопротивление усталости корсетных образцов из высокопрочных сплавов ВКС-5 и ВНС-17. В расчётной части исследования использован метод конечно-элементного моделирования с применением комплексов ANSYS и PATRAN/NASTRAN. Моделирование остаточного напряжённого состояния выполнено методом термоупругости. На основании проведённых расчётов установлено, что распределение осевых остаточных напряжений в опасном (наименьшем) сечении корсетного образца практически не отличается от подобного распределения в гладких образцах. Приращение предела выносливости за счёт упрочнения корсетных образцов определялось с использованием критерия среднеинтегральных остаточных напряжений. Полученные результаты исследования позволяют также считать, что оптимальными будут те технологические режимы химико-термической обработки, при которых среднеинтегральные остаточные напряжения являются наибольшими.

Ключевые слова: *поверхностное упрочнение; химико-термическая обработка; остаточные напряжения; первоначальные деформации; конечно-элементное моделирование; корсетный образец; предел выносливости*

1 Введение

Одной из важнейших задач при проектировании, производстве и эксплуатации изделий машиностроения является повышение надёжности и ресурса их работы. Для деталей машин, испытывающих переменные напряжения, наиболее эффективным способом повышения сопротивления усталости является поверхностное упрочнение [1-3]. При такой технологической операции в тонком поверхностном слое создаются значительные сжимающие напряжения, которые и препятствуют развитию усталостной трещины.

Для получения большой твёрдости в поверхностном слое детали с сохранением вязкой сердцевины, что обеспечивает высокую износостойкость и одновременно высокую динамическую прочность, применяют химико-термическую обработку (ХТО). Химико-термическая обработка отличается от других видов термической обработки тем, что при ней, кроме структурных изменений, происходит изменение состава поверхностного слоя путём диффузии в металл различных элементов. Возможность диффузии, а следовательно и ХТО, определяется следующими обстоятельствами:

- растворимостью диффундирующего элемента в основном металле;

– стремлением системы к выравниванию концентрации во всём объёме;

– тепловым колебанием атомов.

Так как протекающий в поверхностном слое процесс идёт с увеличением объёма, то в нём и возникают остаточные напряжения сжатия.

Наиболее широко распространёнными видами ХТО в машиностроении являются цементация и азотирование. При цементации происходит поверхностное насыщение стали углеродом, в результате чего получается высокоуглеродистый поверхностный слой. Так как для цементации берётся низкоуглеродистая сталь, то сердцевина остаётся мягкой и вязкой, несмотря на то, что после цементации сталь подвергается закалке. После закалки для снятия внутренних напряжений цементированные детали подвергаются отпуску при низкой температуре. Азотированием называют процесс насыщения стали азотом. Основное назначение процесса азотирования – повышение твёрдости и износостойкости. Для этой цели азотируют специальные стали, содержащие элементы, дающие нитриды высокой термической устойчивости (хром, молибден, алюминий). Для азотирования характерными являются исключительно высокая поверхностная твёрдость и неглубокий диффузионный слой в отличие от цементации, где при относительно небольшой продолжительности процесса достигается более значительная глубина диффузионного слоя при значительно меньшей его твёрдости. Преимущество азотированного слоя – в его более высокой износоустойчивости, но азотированные детали значительно дороже, так как процесс требует более длительного времени и для азотирования применяются дорогостоящие легированные стали. Кроме того, более тонкий азотированный слой в отличие от цементированного слоя может выдерживать меньшие удельные нагрузки.

2 Цель исследования

Основной целью исследования является разработка расчётно-экспериментальной методики, позволяющей оценить эффективность химико-термической обработки с точки зрения повышения предела выносливости по сравнению с неупрочнёнными деталями, а также иметь возможность выбора наиболее оптимального технологического режима. Решаемая в исследовании задача заключается в том, что требуется обосновать следующие положения:

– для испытаний на усталость предпочтительно использовать корсетные образцы, которые по сравнению с цилиндрическими образцами в наименьшем (опасном) сечении имеют теоретический коэффициент концентрации, близкий к единице;

– экспериментальное определение остаточных напряжений по толщине упрочнённого слоя целесообразно выполнять на гладких образцах, поскольку этот метод более точный, менее трудоёмкий и позволяет получить две эпюры компонент напряжений вместо одной на корсетных образцах.

3 Основные результаты исследования

В проведённом исследовании были использованы экспериментальные результаты изучения влияния химико-термической обработки корсетных образцов круглого поперечного сечения с наименьшим диаметром 7,5 мм (рисунки 1) из сплава ВКС-5 (цементация) и сплава ВНС-17 (азотирование) на предел выносливости через величину и распределение остаточных напряжений поверхностного слоя [3]. Образцы после шлифования подвергались соответствующему виду термической и химико-термической обработке на различных технологических режимах. После ХТО шлифованием обрабатывалась только коническая часть образцов и поэтому в

рабочей (корсетной) части остаточное напряжённое состояние оставалось неизменным.

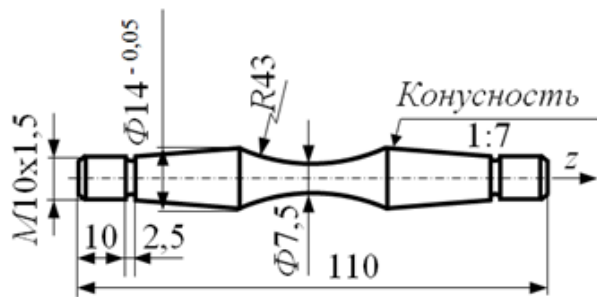


Рисунок 1. Корсетный образец для испытаний на усталость

Режимы термической и химико-термической обработки корсетных и гладких образцов приведены в таблице 1.

Таблица 1. Результаты испытаний на усталость и определения остаточных напряжений

Материал	Вариант	Режимы обработки
ВКС-5	1	исходное состояние: закалка 900 °С; отпуск 600 °С – 1 час
	2	ионная цементация 950 °С – 1 час; отпуск 650 °С – 3 час
	3	цементация 940 °С – 6 час; отпуск 650 °С – 3 час; закалка 900 °С; обработка холодом: -70 °С
ВКС-17	1	исходное состояние: закалка 860 °С; отпуск 580 °С – 10 час
	2	закалка 860 °С; отпуск 580 °С – 10 час; азотирование 560 °С – 36 час

Известно, что прогнозирование влияния поверхностного упрочнения на приращение предела выносливости деталей с концентраторами напряжений при растяжении-сжатии и изгибе в случае симметричного цикла $(\Delta\sigma_{-1})_{расч}$ производится по критерию средне-интегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ [2, 3]:

$$(\Delta\sigma_{-1})_{расч} = \bar{\psi}_{\sigma} |\bar{\sigma}_{ост}| \quad (1)$$

где $\bar{\psi}_{\sigma}$ – коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по критерию $\bar{\sigma}_{ост}$.

Коэффициент $\bar{\psi}_{\sigma}$ определяется по зависимости, установленной в работе [3]:

$$\bar{\psi}_{\sigma} = 0,612 - 0,081\alpha_{\sigma} \quad (2)$$

где α_{σ} – теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Для решения поставленной задачи об использовании корсетных образцов при оценке эффективности ХТО поверхности деталей необходимо:

- через теоретический коэффициент концентрации напряжений в опасном (наименьшем) сечении определить по формуле (2) коэффициент $\bar{\psi}_{\sigma}$ и сравнить его со средними значениями по результатам испытаний на усталость;

- методом конечно-элементного моделирования определить распределение остаточных напряжений по глубине опасного сечения и сравнить его с экспериментальным распределением в гладком образце-свидетеле.

Теоретический коэффициент концентрации напряжений α_{σ} в классическом варианте определяется по графикам справочника [4]. Однако это приводит, как правило, к существенным погрешностям, особенно на границах графиков. Поэтому для определения α_{σ} требуется разработка более точных и универсальных методов. В данной работе расчёты выполнялись методом конечно-элементного моделирования с использованием комплекса ANSYS. При моделировании был применён гармонический осесимметричный конечный элемент типа PLANE 83 объёмного напряжённо-деформированного состояния с восемью узлами, который позволяет на одной и той же модели определить коэффициент концентрации напряжений при растяжении и изгибе. По результатам расчёта при изгибе получено значение $\alpha_{\sigma} = 1,038$. Вычисленное с использованием этой

величины по формуле (2) расчётное значение коэффициента влияния $\bar{\psi}_\sigma = 0,528$.

Для определения распределений остаточных напряжений по толщине опасного сечения корсетных образцов методом конечно-элементного моделирования были проведены расчёты с использованием комплекса PATRAN/NASTRAN [5-7]. Моделирование остаточных напряжений в упрочнённом слое выполнено методом термоупругости по первоначальным деформациям [5, 8], которые определялись на моделях гладких образцов сплошного сечения диаметром 7,5

мм. В качестве исходных данных использованы распределения осевых σ_z остаточных напряжений по толщине а упрочнённого поверхностного слоя гладких образцов, полученные экспериментальным методом с использованием расчётных зависимостей работы [9].

На рисунках 2-3 представлены фрагменты остаточного напряжённого состояния конечно-элементной модели корсетного образца для одного из режимов азотирования и цементации.

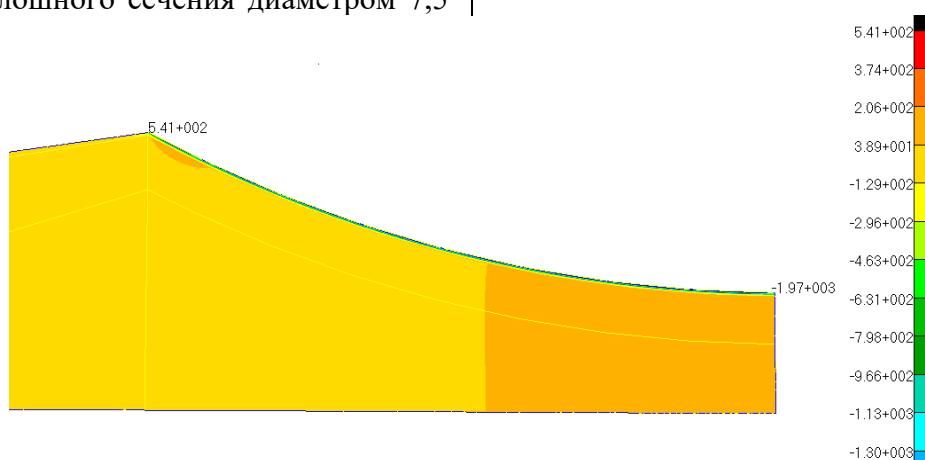


Рисунок 2. Напряжённое состояние конечно-элементной модели корсетного образца; осевые σ_z остаточные напряжения (ВНС-17, режим 2, таблица 1)

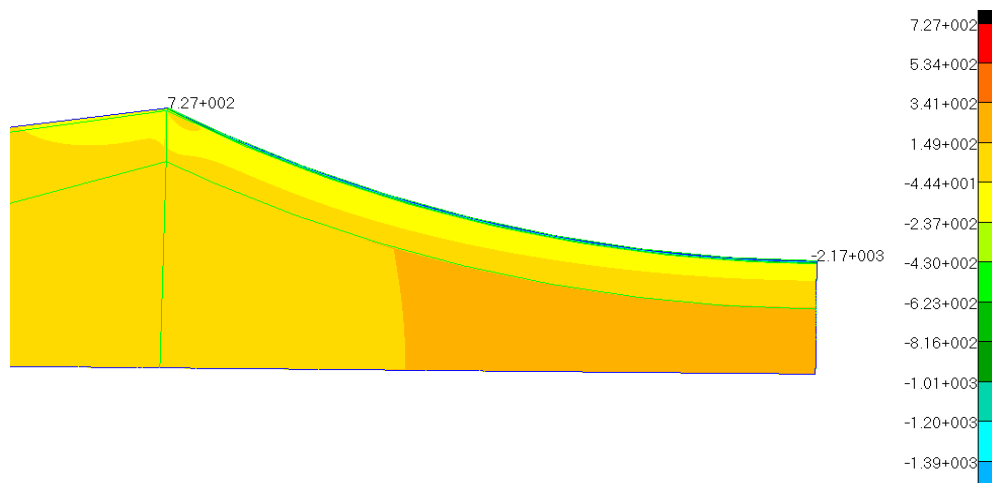


Рисунок 3. Напряжённое состояние конечно-элементной модели корсетного образца; осевые остаточные напряжения (ВКС-5, режим 3, таблица 1)

На рисунках 4–8 приведены результаты расчётов распределения осевых σ_z остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя опасного

(наименьшего) сечения корсетных образцов и для сравнения с ними приведены экспериментальные эпюры гладких образцов для соответствующих режимов термической и химико-термической обработок.

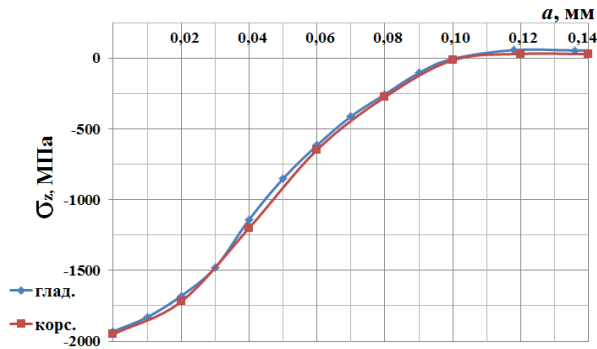


Рисунок 4. Распределение остаточных напряжений σ_z по толщине поверхностного слоя опасного сечения корсетного и гладкого образцов (ВНС-17, режим 1, таблица 1)

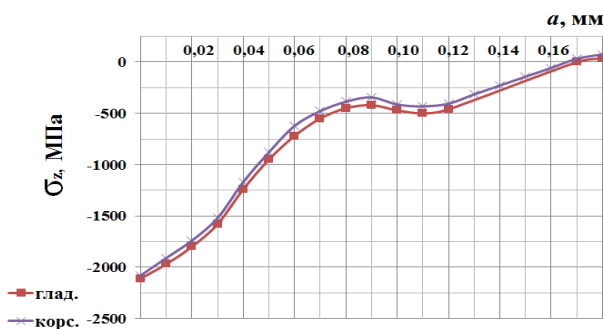


Рисунок 5. Распределение остаточных напряжений σ_z по толщине поверхностного слоя опасного сечения корсетного и гладкого образцов (ВНС-17, режим 2, таблица 1)

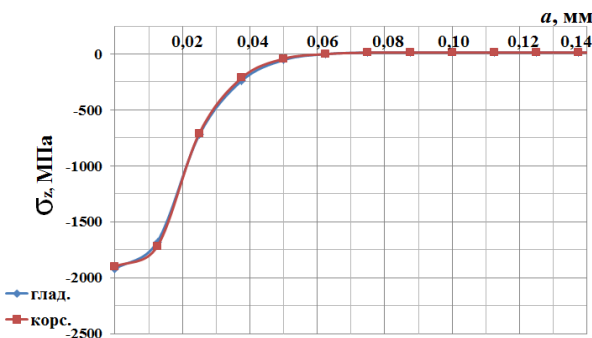


Рисунок 6. Распределение остаточных напряжений σ_z по толщине поверхностного слоя опасного сечения корсетного и гладкого образцов (ВКС-5, режим 1, таблица 1)

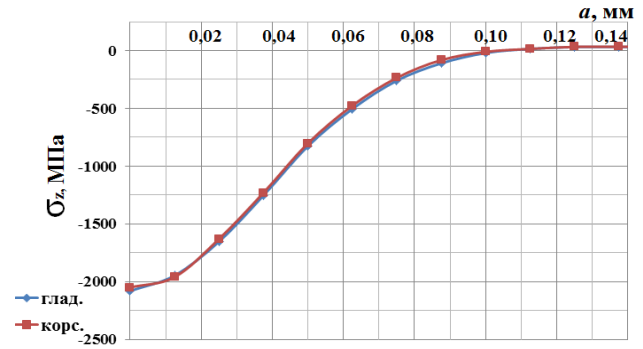


Рисунок 7. Распределение остаточных напряжений σ_z по толщине поверхностного слоя опасного сечения корсетного и гладкого образцов (ВКС-5, режим 2, таблица 1)

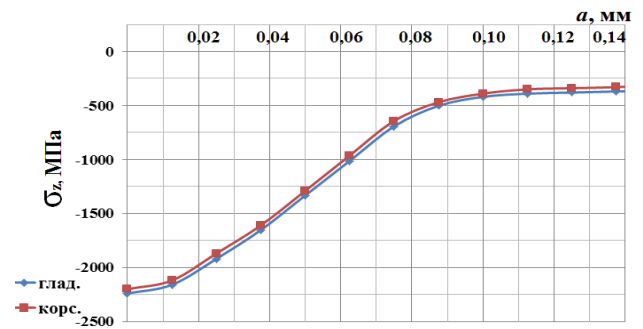


Рисунок 8. Распределение остаточных напряжений σ_z по толщине поверхностного слоя опасного сечения корсетного и гладкого образцов (ВКС-5, режим 3, таблица 1)

Анализ результатов расчётов, представленных на графиках рисунки 4–8, показывает, что распределение осевых остаточных напряжений σ_z по толщине a поверхностного слоя наименьшего сечения корсетных образцов для всех рассмотренных вариантов состояния упрочнённой поверхности практически совпадает с аналогичным распределением для гладких образцов и отличие от исходной эпюры для гладкого образца не превышает 3%. Из полученных в исследовании результатов следует, что с достаточной точностью критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ можно определять по экспериментальной эпюре остаточных напряжений гладкого образца.

В таблице 2 приведены результаты определения среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$, коэффициента влияния $\bar{\psi}_\sigma$ и результаты испытаний на

усталость корсетных образцов (база | испытаний – 3·10⁶ циклов нагружения).

Таблица 2. Результаты испытаний на усталость и определения остаточных напряжений

Материал	Вариант	Режимы обработки	σ_{-1} , МПа	$\bar{\sigma}_{ост}$, МПа	$\bar{\psi}_{\sigma}$
ВКС-5	1	исходное состояние: закалка 900 °С; отпуск 600 °С – 1 час	760	-136	–
	2	ионная цементация 950 °С – 1 час; отпуск 650 °С – 3 час	900	-389	0,553
	3	цементация 940 °С – 6 час; отпуск 650 °С – 3 час; закалка 900 °С; обработка холодом: -70 °С	1040	-672	0,522
ВНС-17	1	исходное состояние: закалка 860 °С; отпуск 580 °С – 10 час	640	-372	–
	2	закалка 860 °С; отпуск 580 °С – 10 час; азотирование 560 °С – 36 час	760	-606	0,513

Приведённые в таблице 2 результаты расчёта и испытаний на усталость корсетных образцов показывают, что химико-термическая обработка значительно повышает предел выносливости. Вычисленное с использованием формулы (2) расчётное значение коэффициента влияния $\bar{\psi}_{\sigma} = 0,528$ достаточно хорошо согласуется со средними значениями $\bar{\psi}_{\sigma}$ по результатам испытаний для различных видов химико-термической обработки, которые изменяются в пределах от 0,513 до 0,553. Это означает, что расчёт приращения предела выносливости за счёт упрочнения поверхности, выполняемый по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений по формуле (1), справедлив и для корсетных образцов, которые относятся к деталям с малой концентрацией напряжений.

Таким образом, полученные результаты расчётов и их сравнение с экспериментальными результатами свидетельствуют о том, что для оценки эффективности ХТО поверхности деталей с точки зрения повышения сопротивления усталости, наиболее целесообразно использовать образцы двух типов: гладкие для определения зависимости остаточных напряжений по толщине упрочнённого слоя

и корсетные для испытаний на усталость. Следует также добавить, что для определения экспериментальных эпюр остаточных напряжений гладкий образец сплошного сечения заменяется втулкой с толщиной стенки, равной половине диаметра сплошного цилиндра [10]. В этом случае упрощается изготовление колец и полосок для экспериментального определения эпюр остаточных напряжений по толщине упрочнённого слоя [6].

Необходимо также отметить экономическую сторону предложенного метода решения задачи об оценке эффективности ХТО поверхности деталей, которая заключается в том, что значительно сокращаются объём и время проведения испытаний на усталость. Правильность выбора режимов технологической операции подтверждается испытанием лишь двух партий корсетных образцов и сходимостью их результатов с расчётным определением предела выносливости.

4 Заключение

1. На основании проведённых исследований установлено, что экспериментальное определение остаточных напряжений в поверхностном слое корсетных образцов после ХТО

целесообразно проводить на гладких образцах-свидетелях.

2. Расчёт критерия среднеинтегральных остаточных напряжений для вычисления приращения предела выносливости деталей после ХТО допускается проводить по результатам определения остаточных напряжений в поверхностном слое гладких образцов-свидетелей.

3. Оптимальными будут те режимы ХТО деталей, при которых критерий среднеинтегральных остаточных напряжений будет наибольшим.

4. Предложенный в исследовании метод оценки эффективности цементации и азотирования поверхности деталей, выполняемого с целью повышения их сопротивления усталости, может быть рекомендован и для других видов химико-термической обработки с проведением соответствующих экспериментов и расчётов на соответствующих образцах-свидетелях и самой детали.

Список использованных источников

[1] Павлов В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений // Известия вузов. Машиностроение. 1986. №8. С. 29-32.

[2] Павлов В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение I. Сплошные детали // Известия вузов. Машиностроение. 1988. №8. С. 22-26.

[3] Павлов В.Ф., Кирпичёв В.А., Вакулук В.С. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей по остаточным напряжениям. Самара: Издательство СНЦ РАН, 2012. 125 с.

[4] Петерсон Р.Е. Коэффициенты концентрации напряжений. М.: Мир, 1977. 304 с.

[5] Сазанов В.П., Кирпичёв В.А., Вакулук В.С., Павлов В.Ф. Определение первоначальных деформаций в упрочнённом слое цилиндрической детали методом конечно-элементного моделирования с использованием расчётного комплекса PATRAN/NASTRAN // Вестник УГАТУ. 2015. Т. 19. №2 (68). С. 35-40.

[6] Сазанов В.П., Чирков А.В., Семёнова О.Ю., Иванова А.В. Моделирование остаточного напряжённого состояния детали в условиях концентрации напряжений с использованием программного комплекса PATRAN/ NASTRAN // Вестник СамГТУ. Сер.: Технич. науки. 2012. №1 (33). С. 106-114.

[7] Павлов В.Ф., Кирпичёв В.А., Вакулук В.С., Сазанов В.П. Влияние поверхностного упрочнения на предел выносливости цилиндрических деталей различного диаметра // Известия вузов. Авиационная техника. 2014. №3. С. 324-326.

[8] Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. М.: Наука, 1979. 341 с.

[9] Иванов С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом колец и полосок. Остаточные напряжения // Куйбышев: КуАИ. 1971. Вып. 53. С. 32-42.

[10] Сазанов В.П., Семёнова О.Ю., Кирпичёв В.А., Вакулук В.С. Математическое моделирование первоначальных деформаций в поверхностно упрочнённых деталях при выборе образца-свидетеля // Вестник УГАТУ. 2016. Т. 20. №3 (73). С. 31-37.

AN EVALUATION OF PARTS' FATIGUE RESISTANCE AFTER SURFACE THERMO CHEMICAL MACHINING

In order to raise a fatigue resistance the calculation-experimental method of parts' surface thermo chemical machining efficiency has been carried out. The employment of two types of reference specimens in experiments has been substantiated. The employment of smooth reference specimens for a determination of residual stresses in a surface layer and of corset reference specimens for fatigue tests has been recommended. The results of experimental study of two types of thermo chemical machining (cementation and nitriding) influence on a fatigue resistance of corset specimens made of high-strength alloys BKC-5 and BHC-17 have been used in the work. The calculations of the study have been carried out by the Finite Elements Modeling method using the calculation complexes ANSYS and PATRAN/NASTRAN. The residual strained state modeling is carried out by thermo elasticity method. On grounds of conducted calculation it's been stated that an axial residual stresses distribution in a dangerous (smallest) section of a corset specimen doesn't practically differ from a similar distribution in smooth specimens. An endurance limit increment due to corset specimens hardening was determined with use of the average integral residual stresses criterion. Carried out results let also maintain that the optimal regimes of thermo chemical machining are the regimes under which average integral residual stresses are maximum.

Key words: *surface hardening; thermo-chemical machining; residual stresses; initial deformations; finite element modeling; corset specimen; endurance limit*

**Vyacheslav P. Sazanov,
Vladimir S. Vakulyuk,
Ol'ga Yu. Semenova,
Valentin V. Lunin
Andrej V. Pismarov**

Samara National Research University
34, Moskovskoe shosse, Samara,
443086, Russian Federation

pavlov.vf@ssau.ru

References

- [1] Pavlov, V.F., (1986) O svyazi ostatochnyh napryazhenij i predela vynoslivosti pri izgibe v usloviyah koncentracii napryazhenij [On connection between residual stresses and endurance limit under bending in stresses concentration conditions]. Izvestiya vusov. Mashinostroeniye [Universities News. Mechanical Engineering], no. 8, pp. 29-32. (in Russian).
- [2] Pavlov, V.F., (1988) Vliyanie na predel vynoslivosti velichiny i raspredeleniya ostatochnyh napryazhenij v poverhnostnom sloe detali s koncentratorom. Soobshchenie I. Sploshnye detali [The influence of residual stresses in a part with a concentrator surface layer value and distribution on the endurance limit. Report 1. Solid parts]. Izvestiya vusov. Mashinostroeniye [Universities News. Mechanical Engineering], no. 8, pp. 22-26. (in Russian).
- [3] Pavlov, V.F., Kirpichev, V.A., Vakulyuk, V.S., (2012) Prognozirovaniye soprotivleniya ustalosti poverhnostno uprochnyonnyh detalej po ostatochnym napryazheniyam [The prediction of surface hardened parts fatigue resistance by residual stresses]. Samara: Izdatel'stvo SNC RAN [Samara: Samara scientific centre Publishing House of the Russian Academy of Sciences], 125 pp. (in Russian).
- [4] Peterson, R.E., (1977) Koeffitsienty koncentracii napryazhenij [Stresses concentration coefficients]. M.: Mir [M.: Publishing House «MIR»], 304 pp. (in Russian).
- [5] Sazanov, V.P., Kirpichev, V. A., Vakulyuk, V.S., Pavlov, V.F., (2015) Opredelenie pervonachal'nyh deformacij v uprochnyonnom sloe cilindricheskoj detali metodom konechno-ehlementnogo modelirovaniya s ispol'zovaniem raschyotnogo kompleksa PATRAN/NASTRAN [The determination of initial deformations in the surface layer of a cylindrical part by the finite elements modeling method with use of the calculation program complex PATRAN/NASTRAN]. Vestnik UGATU [Ufa State Aviation Technical University bulletin], vol. 19, no. 2 (68), pp. 35-40. (in Russian).
- [6] Sazanov, V.P., Chirkov, A.V., Semenova, O.Yu., Ivanova, A.V., (2012) Modelirovaniye ostatochnogo napryazhyonnogo sostoyaniya detali v usloviyah koncentracii napryazhenij s ispol'zovaniem programmno kompleksa PATRAN/ NASTRAN [The residual strain state of parts modeling under stress concentration conditions using the calculation program complex NASTRAN/PATRAN]. Vestnik SamGTU [Samara State Technical University bulletin. Part: technical sciences], no. 1 (33), pp. 106-114. (in Russian).
- [7] Pavlov, V.F., Kirpichev, V. A., Vakulyuk, V.S., Sazanov, V.P., (2014) Vliyanie poverhnostnogo uprochneniya na predel vynoslivosti cilindricheskih detalej razlichnogo diametra [The influence of surface hardening on the endurance limit of cylindrical parts of various diameter]. Izvestiya vusov [Universities News. Aviation technique], no. 3, pp. 324-326. (in Russian).

[8] Timoshenko, S.P., Goodier G., (1979) Teoriya uprugosti [Elastic theory]. Moscow: Science, 341 pp. (in Russian).

[9] Ivanov, S.I., (1971) K opredeleniyu ostatochnyh napryazhenij v cilindre metodom kolec i polosok. Ostatochnye napryazheniya [On determination of residual stresses in cylinder by rings-and-stripes method. Residual stresses]. Kuibyshev: KuAI [Kuibyshev Aviation Institute], issue 53. pp. 32-42. (in Russian).

[10] Sazanov, V.P., Semenova, O.Yu., Kirpichev, V. A., Vakulyuk, V.S. Matematicheskoe modelirovaniye pervonachal'nyh deformatsij v poverhnostno uprochnyonyh detalyah pri vybore obraztza- svidetelya. [Mathematic modeling of initial deformations in surface hardened parts under the choice of a reference specimen]. Vestnik UGATU. 2016 [Ufa State Aviation Technical University bulletin]. Vol. 20, No. 3 (73), pp. 31-37. (in Russian).

СПОСОБ ПОДАЧИ ТОПЛИВА В ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**В. А. Шишков**

ООО «Палладио»

Тольятти, Российская Федерация

Vladimir-shishkov@yandex.ru

Цель работы: повышение точности дозирования топлива при цикловой подаче в двигатель внутреннего сгорания, снижение токсичных выбросов отработавших газов в атмосферу из двигателя внутреннего сгорания. Способ относится к энергетическому и транспортному машиностроению в частности к способам подачи газового топлива в двигатель внутреннего сгорания и предназначен для энергетических установок наземного базирования и транспортных средств. Способ заключается в цикловой подаче топлива через форсунки, при этом измеряют давление топлива на её входе при проведении калибровочных работ электронной системы управления двигателем внутреннего сгорания, по измерениям давления топлива перед каждой форсункой определяют интегральную величину его падения в период открытого состояния клапана каждой форсунки в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки на двигатель внутреннего сгорания и записывают её в энергонезависимую память электронного блока управления двигателем внутреннего сгорания, а при его эксплуатации перед началом открытия клапана каждой форсунки повышают давление топлива на её входе на соответствующую интегральную величину его падения в период открытого состояния клапана форсунки, записанной в энергонезависимой памяти электронного блока управления. За счёт коррекции давления топлива перед форсункой и коррекции цикловой подачи топлива каждой в отдельности форсунки повышена точность его дозирования, что снижает токсичность отработавших газов двигателя внутреннего сгорания.

Ключевые слова: *двигатель внутреннего сгорания; электромагнитная форсунка; топливная рампа; цикловая подача топлива; регулятор давления топлива; электронная система управления двигателем*

1 Введение

Способ подачи топлива в двигатель внутреннего сгорания относится к энергетическому и транспортному машиностроению и предназначен для энергетических установок наземного базирования и транспортных средств.

Известен способ для систем без рециркуляции топлива стр. 141 [1], заключающийся в поддержании давления топлива на постоянном уровне по отношению к атмосферному давлению, при этом разница между давлением в топливной рампе и давлением во впускном трубопроводе не является постоянным и учитывается при расчёте продолжительности впрыскиваемого

топлива. Недостатки способа в том, что, для точного дозирования топлива, во первых, не учитывается падение давления топлива перед клапаном форсунки в период цикловой подачи топлива, во вторых, не учитывается разность провалов давления топлива перед клапанами форсунок, расположенных на разном расстоянии от входа топлива в топливную рампу в период цикловой подачи топлива для форсунок разных цилиндров двигателя внутреннего сгорания на любом режиме его работы.

Известен способ для систем с рециркуляцией топлива стр. 141 [1], заключающийся в том, что влияние давления топлива компенсируют тем, что регулятор давления поддерживает постоянную разницу между давлением топлива и давлением во впускном трубопроводе, при этом регулятор

давления отводит в топливный бак как раз столько топлива, чтобы сохранить постоянный перепад давления на форсунках. Недостаток способа заключается в том, что не учитывается разность провалов давления топлива перед клапанами каждой из форсунок в период цикловой подачи топлива для форсунок разных цилиндров двигателя внутреннего сгорания на любом режиме его работы.

Известен способ [2] управления двигателем внутреннего сгорания, работающим на основном и альтернативном топливе, включающий измерение параметров режимов работы двигателя с помощью множества датчиков, передачу сигналов датчиков в микропроцессорный контроллер (управляющий модуль), формирование на их основе сигналов управления расходом топлива, селектирование (выбор) сигналов управления в зависимости от вида топлива, подачу сигналов управления на исполнительный орган дозирования соответствующего топлива в двигатель, при этом формирование сигналов управления расходом основного и альтернативного топлива производят в одном микропроцессорном контроллере автономно для каждого вида топлива, при этом сигналы управления селектируют и подают либо на основной, либо на альтернативный исполнительный орган в зависимости от сигнала вида топлива, при этом дополнительными датчиками измеряют давление и температуру топлива на входе в исполнительные органы дозирования топлива, проверяют исправность дополнительных датчиков сравнением их показаний со значениями, записанными в микропроцессорном контроллере, если дополнительные датчики исправны, то по показаниям дополнительных датчиков в микропроцессорном контроллере вычисляют корректирующий коэффициент, с помощью которого изменяют сигнал управления для увеличения или уменьшения расхода топлива через исполнительные органы дозирования топлива. Недостаток способа

заключаются в том, что не учитывается разность провалов давления топлива перед клапанами форсунок в период цикловой подачи топлива для форсунок разных цилиндров двигателя внутреннего сгорания на любом режиме его работы.

Цель работы: повышение точности дозирования топлива при цикловой подаче в двигатель внутреннего сгорания, снижение токсичных выбросов отработавших газов в атмосферу из двигателя внутреннего сгорания.

2 Предпосылка

На рисунке 1 [3] представлен пример осциллограммы изменения давления топлива в топливной рампе 5 (рисунок 3) или 15 (рисунок 4) соответственно перед форсунками 4 (рисунок 3) или 14 (рисунок 4) в период цикловой подачи топлива, где: l_{kl} – высота (линия 1) подъёма клапана форсунки; p_{gr} – давление топлива в топливной рампе перед входом в форсунку; $\Delta p_{gr,m}$ – интегральная величина падения давления топлива перед форсункой, определённая при проведении калибровочных работ электронной системы управления двигателем внутреннего сгорания; $p_{gr,open} = p_{gr} + \Delta p_{gr,m}$ – давление топлива в топливной рампе увеличенное на интегральную величину его падения; t_{00} – время начала увеличения давления топлива в топливной рампе перед форсункой; t_0 – время начала подъёма клапана форсунки; t_{open} – время окончания посадки клапана форсунки на упор открытого состояния; t_3 – время начала движения клапана форсунки в положение закрыто; t_1 – время окончания посадки клапана форсунки в седло в закрытом состоянии; $\Delta t_{cp} = t_1 - t_0$ – период цикловой подачи топлива через форсунку. Изменение давления $dp_{gr,m}$ топлива перед каждой из форсунок 4 (рисунок 3) или каждой из форсунок 14 (рисунок 4) зависит и от нагрузки на двигатель внутреннего сгорания или от расхода воздуха через него, при этом пропорционально изменяется и расход топлива. При увеличении режима

работы и нагрузки на двигатель внутреннего сгорания или расхода воздуха через двигатель внутреннего сгорания

увеличивают расхода топлива, а это приводит к увеличению падения давления топлива в период его цикловой подачи.

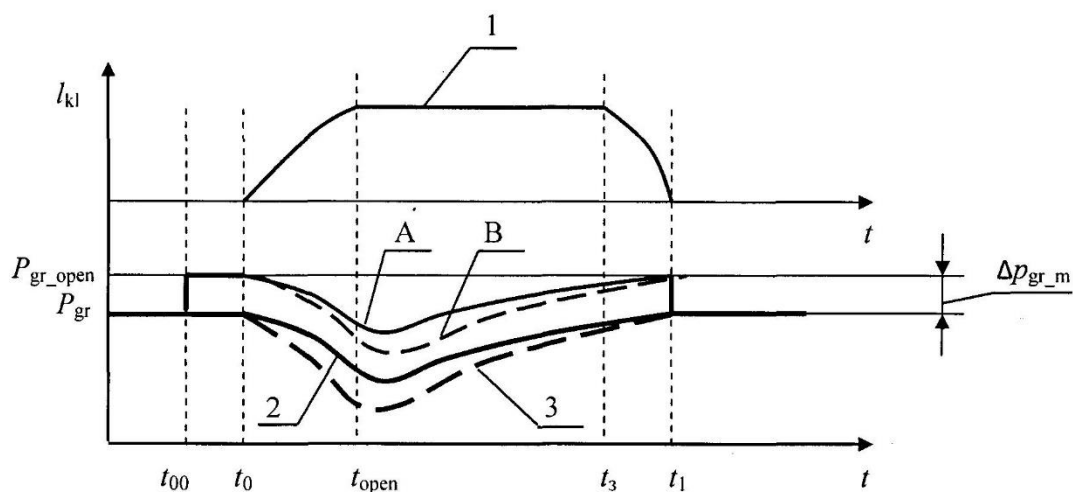


Рисунок 1. Схемы осциллограммы изменения давления топлива в топливной рампе перед форсункой в период цикло-вой подачи топлива

Например, на малом режиме была линия 2, а при увеличении режима работы стала линия 3 (рисунок 1) для уровня давления p_{gr} или линия А и линия В (рисунок 1) для уровня давления p_{gr_open} перед каждой из форсунок 4 (рисунок 3) или каждой из форсунок 14 (рисунок 4). Чем больше нагрузка на двигатель внутреннего сгорания или чем больше расход воздуха через двигатель внутреннего сгорания, тем больше провал давления линия 3 или линия В (рисунок 1) топлива перед каждой из форсунок 4 (рисунок 3) или каждой из форсунок 14 (рисунок 4). Повышение давления топлива до $p_{gr_open} = p_{gr} + \Delta p_{gr_m}$ на её входе на соответствующую интегральную величину Δp_{gr_m} его падения в период Δt_{cp} цикловой подачи топлива через каждую из форсунок 4 или каждую из форсунок 14 не устраняет факта падения давления топлива перед форсунками при любом периоде цикловой подачи и при любом уровне

давления топлива перед форсунками в топливной рампе, линии А и В (рисунок 1).

На рисунке 2 представлена зависимость разности расхода dG топлива при перепаде давления 380 кПа на клапане форсунки по 4-м форсункам, установленным в одной топливной рампе в зависимости от частоты n вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания, при этом подвод топлива осуществляли по центру топливной ramпы по её длине, где: dG_1 – разность расхода топлива между форсунками для топливной ramпы с внутренним диаметром 16 мм и длиной 400 мм; dG_2 – разность расхода топлива между форсунками для топливной ramпы с внутренним диаметром 12 мм и длиной 360 мм. По результатам проведённых испытаний топливных ramп форсунок на безмоторном стенде максимальная разность расходов dG_2 и dG_1 через форсунки для топливных ramп различной конструкции составила от 2 до 10%.

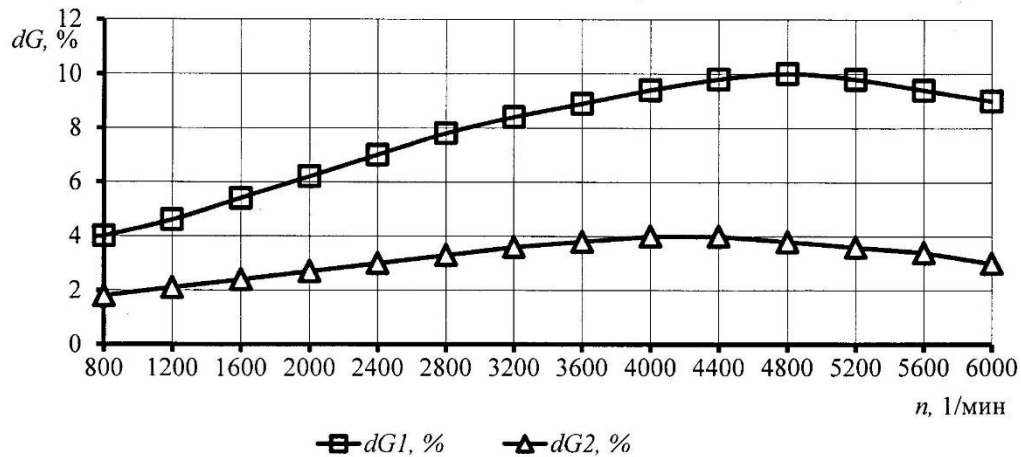


Рисунок 2. Зависимость максимальной разности расхода топлива при максимальном перепаде давления 380 кПа между внутренней полостью топливной рампы и впускным воздушным трубопроводом по 4-м форсункам, установленным на одной топливной рампе в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания

3 Описание способа

Система (рисунок 3) для осуществления способа для топлив в жидкой фазе содержит форсунки 4 (число форсунок равно числу цилиндров двигателя внутреннего сгорания) для топлива в жидкой фазе, установленные на топливной рампе 5, а её вход, расположенный по центру топливной рампы 5, соединён с выходом из регулятора 6 давления топлива, который содержит седло 7 с клапаном 8 и пружиной 9, которая воздействует на клапан 8 в направлении 10.

Расстояние от входа в форсунки 4 до выхода из регулятора 6 давления топлива составляет L_1 , при этом оно разное до входа в каждую из форсунок 4 или групп форсунок 4, установленных на топливной рампе 5 двигателя внутреннего сгорания. Слив топлива из регулятора 6 осуществляют по трубопроводу 11 в топливный бак 12, в котором установлен топливный насос 13, подающий топливо на вход регулятора 6 давления топлива. На клапан 8, для его частичного прикрытия воздействуют пружиной 9 с силой в направлении 10.

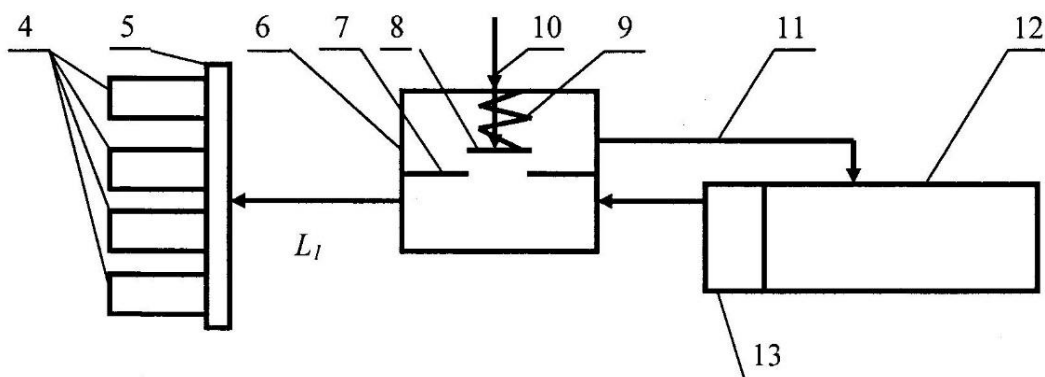


Рисунок 3. Схема системы для подачи топлива в жидкой фазе в двигатель внутреннего сгорания

Дополнительную воздействующую силу на клапан 8 в направлении 10 создают или с помощью пневматического или гидравлического толкателя или с помощью

шагового электродвигателя или с помощью электромагнитной катушки, при этом клапан 8 или его часть выполнены из магнитной стали. Подвод топлива к топливной рампе 5 обычно осуществляют или с торца

топливной рампы 5 или в её центральной части (рисунок 3). При подводе топлива с торца топливной рампы 5 увеличивается расстояние до входа в форсунку 4 расположенную на противоположном конце топливной рампы 5. При этом разность расхода dG топлива на стационарном режиме между форсункой 4, расположенной ближе к подводу топлива и, например, форсункой 4 на противоположном конце топливной рампы 5 (для 4-х цилиндрового двигателя) составляет от 4 до 12%. Это ухудшает точность дозирования топлива и соответственно увеличивает количество вредных выбросов на выходе из камеры сгорания в такте выпуска. При подводе топлива в центральной части топливной рампы 5 (рисунок 3), например, для 4-х цилиндрового двигателя внутреннего сгорания, разность расходов dG_1 и dG_2 (рисунок 2) топлива на стационарном режиме между форсунками, расположенными ближе к входу топлива в топливную рампу 5 и форсунками, расположенными по краям топливной рампы 5 (рисунок 3), составляет от 2 до 10% (рисунок 2), что ниже, чем при торцевом подводе топлива к топливной рампе, но и это затрудняет получение минимальных количеств выбросов загрязняющих веществ

на выходе из камеры сгорания при работе двигателя внутреннего сгорания.

Система (рисунок 4) для осуществления способа для топлив в газообразной фазе содержит форсунки 14 (число форсунок равно числу цилиндров двигателя внутреннего сгорания) для подачи газообразного топлива в двигатель внутреннего сгорания, которые установлены на топливной рампе 15, вход которой соединён с выходом из газового редуктора 16, содержащего клапан 21 с пружиной 22 и седло 18 клапана 21. Вход газового редуктора 16 соединён трубопроводом 19 с газовым баллоном 20. На клапан 21, для его открытия воздействуют дополнительной силой в направлении 17. Дополнительную силу создают или с помощью пневматического или гидравлического толкателя или с помощью шагового электродвигателя или с помощью электромагнитной катушки, при этом клапан 21 или его часть выполнены из магнитной стали. Расстояние от входа в форсунки 14 до выхода из газового редуктора 16 составляет L_2 , при этом оно разное до каждой из форсунок 14 или групп форсунок 14, установленных на топливной рампе 15 двигателя внутреннего сгорания.

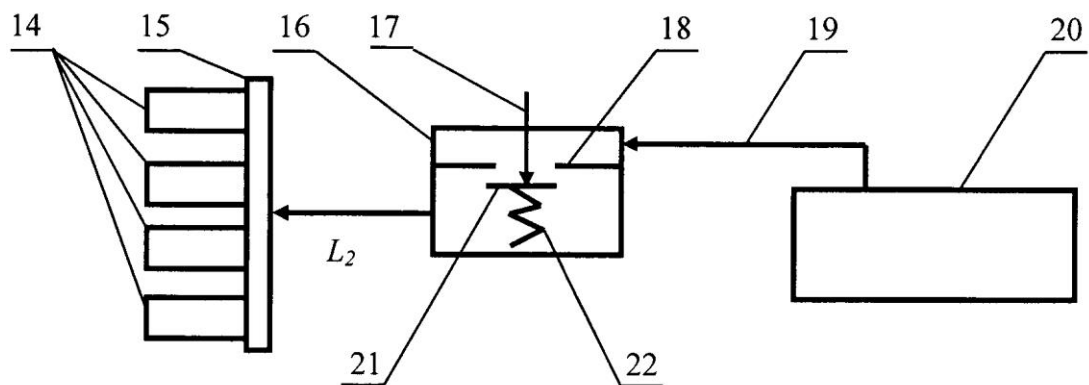


Рисунок 4. Схема системы для подачи газообразного топлива в двигатель внутреннего сгорания

При проведении калибровочных работ электронной системы управления двигателем внутреннего сгорания при цикловой подаче топлива в жидкой фазе

через форсунки 4 (рисунок 3) или газообразного топлива через форсунки 14 (рисунок 4) измеряют давление топлива на их входе. По измерениям давления топлива перед каждой из форсунок 4 или каждой из

форсунок 14 определяют интегральную величину его падения

$$\Delta p_{gr_m} = \int_{t_0}^{t_1} dp_{gr}$$

в период $\Delta t_{ци}$ цикловой подачи топлива каждой из форсунок 4 или каждой из форсунок 14 в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки на двигатель внутреннего сгорания и записывают её в энергонезависимую память электронного блока управления двигателем внутреннего сгорания, а при его эксплуатации перед цикловой подачей топлива каждой из форсунок 4 или каждой из форсунок 14 повышают давление топлива до $p_{gr_open} = p_{gr} + \Delta p_{gr_m}$ на её входе на соответствующую интегральную величину Δp_{gr_m} его падения в период Δt_{cp} цикловой подачи топлива через каждую из форсунок 4 или каждую из форсунок 14, записанной в энергонезависимой памяти электронного блока управления, где p_{gr} – давление топлива перед каждой из форсунок 4 или форсунок 14 перед началом открытия их клапана во время t_0 (рисунок 1). Повышение давления топлива до $p_{gr_open} = p_{gr} + \Delta p_{gr_m}$ на её входе на соответствующую интегральную величину Δp_{gr_m} его падения в период Δt_{cp} цикловой подачи топлива через каждую из форсунок 4 или каждую из форсунок 14 не устраняет факта падения давления топлива перед форсунками в период цикловой подачи, линии А и В (рисунок 1), но компенсирует снижение цикловой подачи топлива в каждый цилиндр двигателя внутреннего сгорания. Изменение давления dp_{gr_m} топлива перед каждой из форсунок 4 или каждой из форсунок 14 зависит и от нагрузки на двигатель внутреннего сгорания, при этом пропорционально изменяется и расход топлива, что приводит к различному падению давлению топлива линия 2 и линия 3 (рисунок 1) перед каждой из форсунок 4 или каждой из форсунок 14 на различных режимах работы двигателя внутреннего сгорания. Чем больше нагрузка на двигатель внутреннего сгорания, тем больше провал давления линия 3 (рисунок 1)

топлива перед каждой из форсунок 4 или каждой из форсунок 14. На расход топлива через форсунки 4 (рисунок 3) или форсунки 14 (рисунок 4) влияют соответственно: внутренний объём топливной рампы 5 (рисунок 3) или топливной рампы 15 (рисунок 4); длина и гидравлическое сопротивление топливных трубопроводов от регулятора 6 (рисунок 3) давления топлива до форсунки 4 для топлив в жидкой фазе и между редуктором 16 (рисунок 4) и форсунками 14 для газообразных топлив, а также ответная реакция регулятора 6 (рисунок 3) давления топлива или редуктора 16 (рисунок 4) на изменение давления топлива на их выходе. Чем больше длина трубопроводов и чем больше их сопротивление, тем больше провал давления топлива на входе в форсунки 4 (рисунок 3) или форсунки 14 (рисунок 4) в период цикловой подачи топлива, т.к. реакция регулятора давления 6 (рисунок 3) или редуктора 16 (рисунок 4) на изменение выходного давления топлива происходит с опозданием на время движения волны вынужденного возмущения в обратном и прямом направлениях (соответственно от топливной рампы 5 (рисунок 3) или топливной рампы 15 (рисунок 4) к выходу из регулятора 6 (рисунок 3) давления для топлив в жидкой фазе или к выходу из редуктора 16 (рисунок 4) для газообразных топлив и обратно). Провал давления топлива на входе в форсунки 4 (рисунок 3) или форсунки 14 (рисунок 4) ухудшает точность циклового дозирования топлива через них. Провал давления на входе в каждую из форсунок 4 (рисунок 3) или в каждую из форсунок 14 (рисунок 4) в период её цикловой подачи и его интегральное значение определяют по записи осциллограммы давления (например, линия 2 (рисунок 1) для форсунок 4 (рисунок 3) или форсунок 14 (рисунок 4), расположенных ближе к центру топливной рампы 5 (рисунок 3) или топливной рампы 15 (рисунок 4), а линия 3 для форсунок 4 (рисунок 3) или форсунок 14 (рисунок 4), соответственно расположенных по краям

топливной рампы 5 (рисунок 3) или топливной рампы 15 (рисунок 4), при подводе топлива в середине топливной рампы 5 или топливной рампы 15 по её длине) в топливной рампе 5 или топливной рампе 15 в стендовых условиях при различных временах впрыска топлива и при сохранении комплектации топливных элементов и геометрических характеристик топливных трубопроводов в соответствии с конкретным транспортным средством. При проведении калибровочных работ электронной системы управления двигателем внутреннего сгорания при цикловой подаче топлива измеряют отклонения расходов dG (рисунок 2) через каждую из форсунок 4 (рисунок 3) для топлива в жидкой фазе и каждой из форсунок 13 (рисунок 4) для газообразного топлива в каждый цилиндр в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки на двигатель внутреннего сгорания, записывают их в энергонезависимую память электронного блока управления двигателем внутреннего сгорания, а при эксплуатации двигателя внутреннего сгорания корректируют цикловую подачу топлива $G_{cp} = G_c \pm dG$, где G_c – средний цикловой расход топлива для конкретного режима работы двигателя внутреннего сгорания, в каждый цилиндр на соответствующую записанную величину отклонения расхода dG через каждую из форсунок 4 (рисунок 3) для топлива в жидкой фазе и каждую из форсунок 14 (рисунок 4) для газообразного топлива в каждый цилиндр в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки на двигатель внутреннего сгорания. Корректировка расхода топлива через каждую форсунку на величину разности расходов между форсунками, установленными на топливной рампе, на каждом стационарном и переходном режимах работы двигателя внутреннего сгорания повышает точность дозирования топлива в каждый его цилиндр, устраняет неравномерность работы цилиндров, снижает вибрацию двигателя внутреннего

сгорания и снижает токсичность отработавших газов, что позволяет увеличить эффективность и продолжительность работы каталитического нейтрализатора. Повышение давления топлива на входе в форсунки, установленные на топливной рампе, на интегральную величину его падения в период цикловой подачи топлива через форсунки позволяет повысить точности его дозирования при работе двигателя внутреннего сгорания.

В качестве параметра нагрузки используют расход воздуха через двигатель внутреннего сгорания.

Для топлив в жидкой фазе для компенсации интегральной величины падения давления Δp_{gr_m} топлива перед форсунками 4 (рисунок 3) для топлива в жидкой фазе в период Δt_{cp} их цикловой подачи, за время $\Delta t_1 = t_{open} - t_{00} = L_1 / W_1$ (рисунок 1) до начала открытия клапана каждой из форсунок 4 (рисунок 3), где L_1 – длина топливного трубопровода от выхода из регулятора 6 давления до входа в каждую из форсунок 4, W_1 – скорость движения волны повышения давления топлива от выхода из регулятора давления 6 до входа в каждую из форсунок 4, и в период Δt_{cp} цикловой подачи топлива увеличивают силу на закрытие в направлении 10 сливного клапана 8 регулятора давления 6 в зависимости от интегральной величины падения давления Δp_{gr_m} топлива перед каждой из форсунок 4 в период Δt_{cp} их цикловой подачи, а при окончании цикловой подачи топлива через каждую из форсунок 4 снижают силу в направлении 10. Например, расстояние от входа в одну из форсунок 4 до выхода из регулятора 6 давления топлива составляет 5 м, а скорость движения волны снижения или повышения давления топлива равна скорости звука 1000 м/с, тогда $\Delta t_1 = 5/1000 = 0,005$ с. Т.е. за 5 мс до начала t_0 открытия клапана этой одной из форсунок 4 (рисунок 3) увеличивают давление p_{gr} на интегральную величину его падения Δp_{gr_m} (рисунок 1) до окончания периода Δt_{cp} цикловой подачи топлива. Повышение

давления в топливной рампе до начала цикловой подачи через форсунки позволяет устранить снижение расхода топлива через них в период его цикловой подачи.

Для газообразных топлив, для компенсации интегральной величины падения давления Δp_{gr_m} (рисунок 1) топлива перед каждой из форсунок 14 (рисунок 4) в период Δt_{cp} их цикловой подачи, за время $\Delta t_2 = t_{open} - t_{00} = L_2 / W_2$ до начала цикловой подачи топлива каждой из форсунок 14, где L_2 – длина топливного трубопровода от выхода из редуктора 16 давления до входа в каждую форсунку 14, W_2 – скорость движения волны повышения давления топлива от выхода из редуктора 16 давления до входа в каждую из форсунок 14, и в период Δt_{cp} цикловой подачи топлива увеличивают проходное сечение открытия клапана 21 редуктора 16 давления силой в направлении 17 в зависимости от интегральной величины падения давления Δp_{gr_m} топлива перед каждой из форсунок 14 в период Δt_{cp} их цикловой подачи, а при окончании цикловой подачи топлива через каждую из форсунок 14 уменьшают проходное сечение открытия клапана 21 редуктора 16 давления. Например, расстояние от входа в одну из форсунок 14 до выхода из редуктора 16 давления топлива составляет 1 м, а скорость движения волны снижения давления топлива равна скорости звука 430 м/с (для газообразного метана), тогда $\Delta t_1 = 1/430 = 0,0023$ с. Т.е. за 2,3 мс до начала t_0 открытия клапана этой одной из форсунок 14 рисунок 4 увеличивают давление p_{gr} на интегральную величину его падения Δp_{gr_m} (рисунок 1) до окончания периода Δt_{cp} цикловой подачи топлива. Повышение давления в топливной рампе до начала цикловой подачи через форсунки позволяет устранить снижение расхода топлива через них в период его цикловой подачи.

Для топлив в жидкой фазе, в целях увеличения давления p_{gr} (рисунок 1) на выходе регулятора 6 (рисунок 3) давления топлива, на сливной клапан 8 с пружиной 9 регулятора 6 давления воздействуют силой

магнитного поля в направлении 10 к седлу 7 клапана 8 регулятора 6 давления, при этом силу в направлении 10 магнитного поля изменяют в зависимости от периода Δt_{cp} цикловой подачи топлива в двигатель внутреннего сгорания, при увеличении периода Δt_{cp} цикловой подачи силу магнитного поля увеличивают, а при уменьшении периода Δt_{cp} цикловой подачи снижают. Использование магнитного поля для воздействия на сливной клапан регулятора давления топлива позволяет управлять и регулировать изменением давления в топливной рампе в период цикловой подачи топлива в зависимости от режима работы двигателя внутреннего сгорания.

Для газообразных топлив, в целях увеличения давления p_{gr} (рисунок 1) на выходе редуктора 16 (рисунок 4) давления газообразного топлива, на клапан 21 с пружиной 22 редуктора 16 давления газообразного топлива воздействуют силой магнитного поля в направлении 17 от седла 18, при этом силу магнитного поля изменяют в зависимости от периода Δt_{cp} цикловой подачи топлива в двигатель внутреннего сгорания, при увеличении периода Δt_{cp} цикловой подачи силу магнитного поля увеличивают, а при уменьшении периода Δt_{cp} цикловой подачи снижают. Использование магнитного поля для воздействия на клапан редуктора позволяет управлять и регулировать изменением давления в топливной рампе в период цикловой подачи топлива в зависимости от режима работы двигателя внутреннего сгорания.

4 Заключение

Усовершенствован способ подачи топлива в двигатель внутреннего сгорания для повышения точности его дозирования в зависимости от давления на входе в исполнительные органы дозирования (форсунки), путём коррекции давления на входе в форсунку в период цикловой подачи или коррекции расходов топлива различных

форсунок установленных на топливной рампе на каждом режиме работы двигателя внутреннего сгорания, что, в свою очередь, снижает токсичность отработавших газов и повышает ресурс работы каталитического нейтрализатора.

Список использованных источников

- [1] Системы управления бензиновыми двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание. – М: ООО «Книжное издательство «За рулём», 2005. – 432 с.
- [2] Патент RU 2708491, опубл. 9.12.2019, бюл. №34.
- [3] Способ подачи топлива в двигатель внутреннего сгорания: патент на изобретение Рос. Федерация № 2732186: МПК F02 D 41/14 (2006.1), F02D 41/32 (2006.1), F02M 65/00 (2006.1) / Шишков В.А.; заявитель Шишков В.А. – №2020105599/12(008547); заявл. 05.02.2020, опубл. 14.09.2020. Бюл.№ 26. –11 с.

METHOD OF SUPPLYING FUEL TO AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Purpose of work: the purpose of the work is to improve the accuracy of fuel dosing during cyclic supply and reduce toxic emissions of exhaust gases into the atmosphere of an internal combustion engine. The method relates to power and transport engineering and is intended for ground-based power plants and vehicles. The method consists in cyclic fuel supply through the injectors, while measuring the fuel pressure at its inlet during the calibration work of the internal combustion engine electronic control system, by measuring the fuel pressure in front of each injector, the integral value of its drop during the open state of the valve of each injector is determined, depending on crankshaft speed and load on the internal combustion engine and record it in the non-volatile memory of the electronic control unit of the internal combustion engine, and during its operation, before opening the valve of each injector, the fuel pressure at its inlet is increased by the corresponding integral value of its drop during the valve open period injector recorded in the non-volatile memory of the electronic control unit. Due to the correction of the fuel pressure in front of the injector and the correction of the cyclic fuel supply of each individual injector, the accuracy of its dosing is increased, which reduces the toxicity of the exhaust gases of the internal combustion engine.

Keywords: *internal combustion engine; electromagnetic injector; fuel rail; cyclic fuel supply; pressure regulator; reducer; electronic engine control system*

V.A. Shishkov

Palladio LLC, Tolyatti,

Russian Federation

Vladimir-shishkov@yandex.ru

References

- [1] Control systems for gasoline engines. Translation from German. First Russian edition. - M: OOO "Book Publishing House" Behind the wheel ", 2005. - 432 pp.
- [2] Patent RU 2708491, publ. 9.12.2019, bul. No. 34. (In Russian)
- [3] The method of supplying fuel to an internal combustion engine: a patent for an invention RU No. 2732186: IPC F02 D 41/14 (2006.1), F02D 41/32 (2006.1), F02M 65/00 (2006.1) / Shishkov V.A.; applicant Shishkov V.A. – No. 2020105599/12(008547); dec. 02/05/2020, publ. 09/14/2020. Bull. No. 26. - 11 pp. (In Russian)

КОНТРОЛЬ ОСНАСТКИ ДЛЯ ИНКРЕМЕНТАЛЬНОГО ФОРМООБРАЗОВАНИЯ С ПОМОЩЬЮ ЛАЗЕРНОГО ТРЕКЕРА

Контроль геометрии технологического оборудования оказывает значительное влияние на общее качество и производительность продукта во многих производственных процессах, таких как многопозиционная сборка и штамповка, а также на производительность и производственные затраты. Одним из наиболее перспективных средств контроля геометрии технологического оборудования в условиях цифровой экономики является лазерный трекер. Роботизированный процесс инкрементного формования листов обеспечивает необходимую гибкость и экономичность благодаря очень гибкой цепочке инструментов. В этом случае траектория универсального инструмента задается с помощью программы обработки, определяемой геометрией изделия. Контроль геометрии технологического оборудования роботизированного комплекса для поэтапной листовой штамповки осуществлялся в 2 этапа. На первом этапе измерения проводились вручную в режиме системы измерения абсолютного диапазона. На втором этапе динамическое измерение смещения плоскости заготовки осуществлялось автоматически в режиме интерферометра в процессе формования. Было показано, что наибольшее отклонение стапеля более 1 мм и оно происходит в направлении основного приложения силы, т.е. в глубину изготовления изделия. Это значение может оказать серьезное влияние на точность геометрии деталей. Исходя из результатов измерений, можно сделать вывод, что необходимо увеличить жесткость каркаса либо за счет добавления дополнительных крепежных элементов, либо за счет использования более жестких материалов его конструкции.

**Н.А. Сазонникова
В.Н. Илюхин
С.В. Сурудин
Д.А. Мезенцев**

Самарский Университет
34, Московское шоссе,
Самара, 443086,
Российская Федерация
nasazonnikova@yandex.ru

Ключевые слова: лазерный трекер; инкрементная штамповка; стапель; промышленный робот; измерение; роботизированная обработка

1 Введение

Контроль размеров технологических приспособлений во многих производственных процессах, таких как многопозиционная сборка и штамповка оказывает значительное влияние на общее качество и производительность изделия, а также на производительность и производственные затраты. Например, две трети несоответствий в автомобильной и аэрокосмической промышленности вызваны размерными ошибками, а около двух третей размерных ошибок вызваны неисправностями приспособлений [1]. Дефекты размеров, связанные с приспособлениями, на различных этапах

производства нового продукта составляют до 40 % всех дефектов размеров на этапе подготовки производства, до 70 % на этапе запуска и от 70 до 100 % в течение одной и двух смен производства, соответственно.

Требования к точности изготовления и условия контролю становятся специфическими в условиях цифровой экономики. [2]. Проведение контроля технологической оснастки с использованием современных измерительных средств позволяет снизить затраты на конечный продукт, повысить целостность и эффективность процесса, оптимизировать метрологические процессы, уменьшить избыточность инструментов и повысить качество продукции и соответствие спецификации, проводить контроль с учетом

специфики технологического процесса и влияния окружающей среды.

Общая важность измерения размеров оснастки в производственных процессах отражена в обширных исследованиях, направленных на ускорение ввода в эксплуатацию и запуск новых продуктов за счет диагностики первопричин ошибок несоответствия размеров [3, 4, 5].

В ряде производственных процессов установка инструментов, калибровка и техническое обслуживание приспособлений обеспечивают высокую точность выполнения технологических операций и играют важную роль в обеспечении общего качества продукции. Для оценки геометрических параметров и калибровки приспособлений все более широкое распространение в мире и в России получают лазерные трекары, которые позволяют повысить точность измерений и сократить время проведения измерений. Они пришли на смену теодолитным измерительным системам, которые ранее использовались для контроля сборочной оснастки при сборке летательных аппаратов и в ряде других производств [3].

Применение лазерного трекара для контроля оснастки позволяет не только в 8 раз (с 8 до 1 часа) сократить длительность контроля по сравнению с традиционными методами, но и повысить точность контроля, а также автоматизировать процесс. Обработку результатов измерений целесообразно осуществлять с помощью Spatial Analyzer [5].

Состояние технологической оснастки накладывает ограничения на совершенствование конструкции и качества продукции из-за отсутствия методик и средств контроля. Применение автоматизированного контроля и методик оценки качества технологической оснастки позволяет оценить быстро и с высокой точностью оценить геометрические параметры оснастки и наметить мероприятия по ее совершенствованию и повышению качества продукции [6].

Производство деталей из листового металла в настоящее время сталкивается с новыми проблемами. Гибкое и экономичное изготовление деталей небольшими партиями позволяет справиться с возрастающей сложностью деталей в сочетании с уменьшением размеров партии. Это особенно относится к области прототипирования, мелкосерийного производства, где характерны более короткие сроки выхода на рынок. Роботизированный процесс инкрементального формообразования предполагает необходимую гибкость и рентабельность благодаря очень гибкой цепочке инструментов [7]. При использовании данного метода отпадает необходимость изготовления специальных инструментов, зависящих от конечной детали, а траектория перемещения универсального инструмента задается с помощью программы обработки, определяемой геометрией изделия.

В ходе выполнения технологической операции возникают различные неблагоприятные воздействия, требующие компенсации, чтобы гарантировать оптимальные результаты формования. Эти неблагоприятные эффекты можно разделить на две группы: эффекты, возникающие в результате пластических деформаций в процессе формования и те, которые являются результатом неточностей в роботизированной системе и выбора траектории [8]. Стратегия формообразования и ее параметры относятся ко второй группе эффектов. В данной работе будет рассмотрено их влияние на геометрическую точность результата формовки, поскольку геометрическая точность является одним из основных показателей результатов обработки, и их увеличение означает значительное улучшение инкрементального формообразования.

2 Условия технологического процесса

Использование робота с несколькими степенями свободы позволяет упростить технологический процесс инкрементального формообразования, т.к. пуансон, прикрепленный к последнему звену робота, имеет почти неограниченную свободу перемещения, поэтому становится возможным воздействие на деталь в любой плоскости, что позволяет не изменять положение заготовки и уменьшает время штамповки детали (рисунок 1). Также для робота-манипулятора почти не важен размер заготовки, в то время как станок с ЧПУ способен обрабатывать деталь, размер которой не превышает размеров стола станка [9, 10].

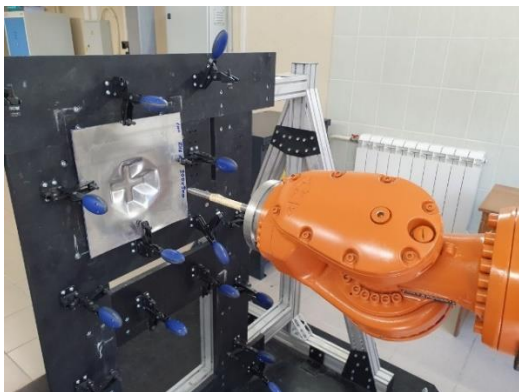


Рисунок 1. Установка для инкрементального формообразования

Современные роботы-манипуляторы характеризуются высокой повторяемостью перемещений, однако их точность недостаточна для многих технологических операций. Для повышения точности их перемещений применяются калибровка с помощью лазерного трекера, а также корректировка в процессе выполнения технологической операции также с применением лазерного трекера [10, 11].

В данной работе рассматривались следующие условия технологического процесса инкрементального формообразования:

1) Изготавливаемая деталь – заготовка для имплантата свода черепа (рисунок 2). Требуемая точность $\pm 0,1$ мм.

2) Имплантат: диаметр 112 мм, высота 27 мм из алюминиевого сплава АМгб.

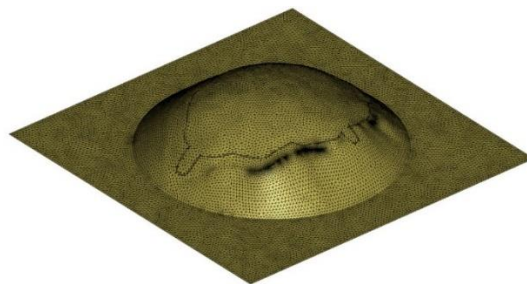


Рисунок 2. Общий вид изготавливаемой детали

Точность изготовления детали зависит от жесткости и стабильности положения оснастки (стапеля).

Лазерный трекер представляет собой следящую триангуляционную измерительную систему, работающую в реальном масштабе времени [12, 13]. Для обеспечения требуемой точности измерения необходимо выбрать схему измерений, отвечающую условиям данного технологического процесса и определить влияние параметров измерительной системы на результаты оценки перемещений робота.

Лазерный трекер представляет собой следящую измерительную систему, позволяющую проводить оценку пространственного положения заданной точки в полярной системе координат (рисунок 3).



Рисунок 3. Лазерный трекер API Radian и сферический отражатель

Так как измерения проводятся в полярной системе координат (рисунок 4), то результаты измерений состоят из значения расстояния (S), вертикального угла (V) горизонтального угла (Hz). Эти три значения

являются сферическими координатами измеренной точки. Декартовы координаты точки i затем вычисляются с использованием уравнений (1) – (3) [14, 15].

$$X = S * \cos V * \cos H_z \quad (1)$$

$$Y = S * \cos V * \sin H_z \quad (2)$$

$$Z = S * \sin V \quad (3)$$

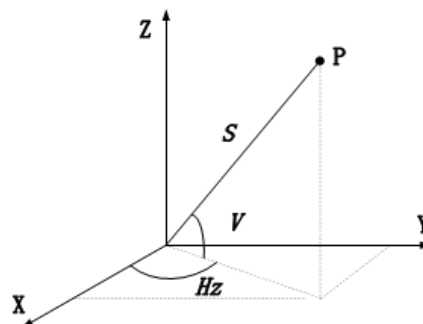


Рисунок 4. Полярная система измерений лазерного трекера, P – контролируемая точка, S – дальность, H_z – угол в горизонтальной плоскости, V – вертикальный угол

Ошибки определения координат определяются выражениями [16]:

$$m_x = \sqrt{(\cos V \cos H_z)^2 m_s^2 + (S \sin V \cos H_z)^2 m_v^2 + (S \cos V \sin H_z)^2 m_{H_z}^2} \quad (4)$$

$$m_y = \sqrt{(\cos V \sin H_z)^2 m_s^2 + (S \sin V \sin H_z)^2 m_v^2 + (S \cos V \cos H_z)^2 m_{H_z}^2} \quad (5)$$

$$m_z = \sqrt{\sin^2 V m_s^2 + (S \cos V)^2 m_v^2} \quad (6)$$

где m_x , m_y и m_z – погрешности определения координат X, Y и Z, m_s – погрешность определения дальности S, мкм, m_v и m_{H_z} – погрешности определения углов, выраженные в мкм.

Замеры проводились в 2 этапа. Режим измерений выбирается оператором в зависимости от сложности измерений и необходимой точности. На первом этапе измерения проводились оператором вручную в режиме ADM (абсолютного дальномера). В данном случае препятствия между трекером и отражателем, ограниченные возможности лазерного трекера и человеческий фактор неизбежно приводят к прерыванию луча в режиме IFM и трекер автоматически переключается в режим ADM. В режиме ADM была измерена поверхность пластины, посредством последовательного касания отражателем объекта измерения и записи координат цели в программное обеспечение SpatialAnalyzer (SA). На рисунках 5 и 6 показаны результаты контроля плоскости пластины до проведения обработки (рисунок 5) и после обработки (рисунок 6).

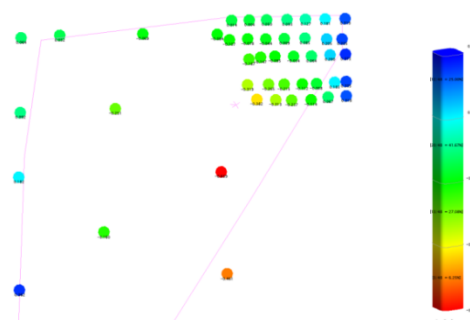


Рисунок 5. Контроль геометрии плоскости пластины до проведения обработки

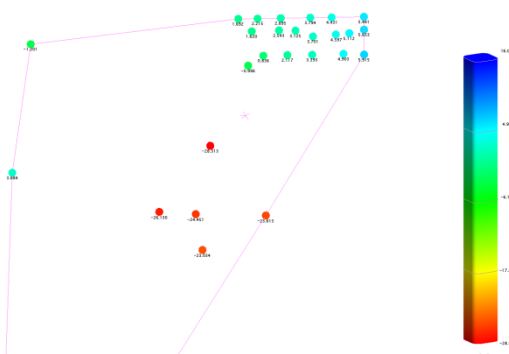


Рисунок 6. Контроль геометрии плоскости пластины после проведения обработки

После замера 48-и точек поверхности пластины необходимо провести анализ на наличие промахов в замере. Для выполнения данной операции в ПО Spatial Analyzer необходимо построить плоскость: Создать – Плоскость – По точкам – выделить нужные точки – «Enter». На основе параметра плоскостность делается вывод о наличии промахов в замере.

Отклонение от плоскостности определяется разностью наибольшего и наименьшего значений и составляет:

$$0,450 - (-0,619) = 1069 \text{ мкм}$$

Согласно свидетельству об утверждении типа, предел допускаемой погрешности объемных (3D) статических измерений абсолютным дальномером ADM, 2σ, составляет ±15 мкм.

Далее приведены формулы расчета абсолютной доверительной погрешности среднего значения измеряемой величины – плоскостности, определяемой по 10 циклам замеров в соответствии с [9, 10].

A - измеряемая величина;

\bar{A} - среднее значение измеряемой величины;

ε - случайная погрешность измеряемой величины;

n - количество выполненных циклов измерений.

Среднее значение угловых величин вычисляется по формуле:

$$\bar{A} = \frac{\sum_{i=1}^n A_i}{n} \quad (7)$$

Среднеквадратическое отклонение вычисляется по формуле:

$$S = \frac{\sum_{i=1}^n (A_i - \bar{A})^2}{n - 1} \quad (8)$$

Среднеквадратическое отклонение среднего арифметического (оценки измеряемой величины) вычисляется по формуле:

$$S_{\bar{x}} = \frac{S}{\sqrt{n}} \quad (9)$$

Доверительные границы случайной погрешности ε вычисляются по формуле:

$$\varepsilon = t_{p,n-1} S_{\bar{x}} \quad (10)$$

где n – количество выполненных циклов измерений;

$t_{p,n-1}$ – коэффициент Стьюдента, зависящий от доверительной вероятности (P=0,95) и числа выполненных циклов измерений (n).

Распределение Стьюдента используется при проведении экспериментов и испытаний для оценки того, насколько вероятно, что истинное значение величины при данном количестве измерений находится в заданном диапазоне, определяемым коэффициентом Стьюдента.

Истинное значение измеряемой величины «A» с доверительной вероятностью «P» лежит в интервале значений от ($\bar{A} - \varepsilon$) до ($\bar{A} + \varepsilon$).

Погрешность центровки отражателя следует исключить путем установки отражателя в одном и том же положении относительно измерительной головки трекера.

Границу неисключенной систематической погрешности (далее НСП) Θ_{Σ} вычисляются по формуле:

$$\Theta_{\Sigma} = \Theta_x \quad (11)$$

где Θ_x – инструментальная погрешность измерений.

Другие составляющие систематической погрешности пренебрежительно малы по сравнению с инструментальной погрешностью.

Расчет суммарной доверительной погрешности измеряемой величины.

Границы доверительной погрешности оценки измеряемой величины вычисляются по формуле:

$$\Delta = K S_{\Sigma} \quad (12)$$

где K – коэффициент, зависящий от соотношения случайной составляющей погрешности и НСП.

Суммарное среднее квадратическое отклонение S_{Σ} оценки измеряемой величины вычисляются по формуле:

$$S_{\Sigma} = \sqrt{S_x^2 + S_{\Theta}^2} \quad (13)$$

где S_{Θ} - среднее квадратическое отклонение НСП, которое оценивают по формуле:

$$S_{\Theta} = \frac{\Theta_{\Sigma}}{\sqrt{3}} \quad (14)$$

где Θ_{Σ} – границы НСП.

Коэффициент K , зависящий от соотношения случайной составляющей погрешности и НСП вычисляются по формуле:

$$K = \frac{\varepsilon + \Theta_{\Sigma}}{S_{\Theta} + S_{\bar{x}}} \quad (15)$$

Суммарная доверительная погрешность результатов измерений вычисляется по формуле:

$$\Delta \bar{X} = \Delta + \Theta_x + \Theta_{отр} \quad (16)$$

где Θ_x – инструментальная погрешность измерений;

$\Theta_{отр}$ – погрешность центровки отражателя.

Погрешность центровки отражателя следует исключить путём установки отражателя в одном и том же положении относительно измерительной головки трекера.

Таким образом, суммарная погрешность принимает вид:

$$\Delta \bar{X} = \Delta + \Theta_x \quad (14)$$

В результате расчета $\Delta=17,3627$ мкм $\Delta \bar{X}=32,3627$ мкм.

На втором этапе был проведён динамический замер смещения пластины во время проведения операции выдавливания (рисунок 7, 8). Измерения проводились в автоматическом режиме IFM (режим интерферометра). Отражатель был неподвижно закреплён и не подвергался воздействию внешних факторов, способствующих прерыванию луча в режиме IFM.

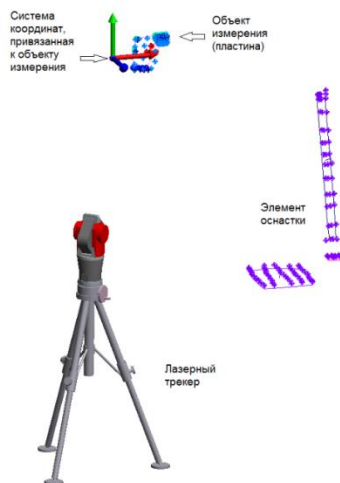


Рисунок 7. Расположение лазерного трекера в процессе проведения измерений

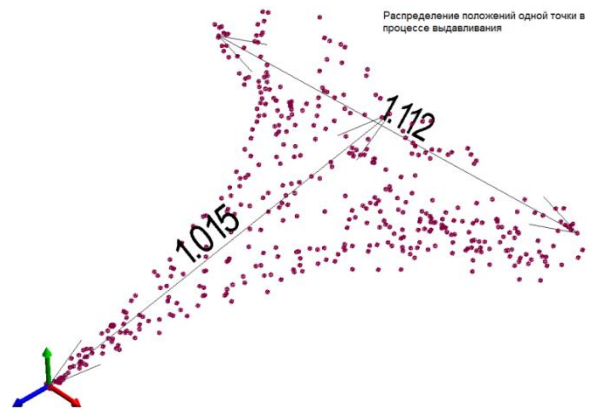


Рисунок 8. Полученное облако точек

Замер проводился с частотой 1Hz (1точка в секунду). Продолжительность замера – 511 секунд, соответственно, было измерено 511 точек. Отражатель был закреплён на оснастке специальным магнитным адаптером. Лазерный трекер работал в режиме сканирования (слежение и запись координат отражателя с заданной частотой).

Трекер располагался на едином основании с оснасткой на расстоянии ~1м от объекта измерения. Единое стабильное основание и малая дистанция минимизируют влияние внешних факторов (вибрация, ветер) на точность измерения. При измерениях использовались уголковые отражатели в сферической оболочке диаметром 0,5 дюйма и 1,5 дюйма, а также магнитные адаптеры для установки отражателей. -На первом этапе был использован отражатель диаметром 1,5 дюйма (1 шт.). Такие отражатели удобны в использовании при замерах в ручном режиме. На втором этапе был использован отражатель диаметром 0,5 (1 шт.). Такие отражатели удобны для замеров в автоматическом режиме, они имеют меньший вес, размеры и оказывают наименьшее механическое воздействие на объект измерений.

Результаты измерений обрабатывались в специальном программном обеспечении, используемом для управления координатно-измерительными системами и обработки информации – Spatial Analyzer (SA).

По результатам измерений, проведенных на первом этапе, был проведен анализ координат облака точек, а именно, в SA построена средняя плоскость и от нее определены максимальные отклонения до и после деформации.

По результатам измерений, проведенных на втором этапе, было получено облако координат перемещения одной точки в процессе выдавливания (рисунок 9).

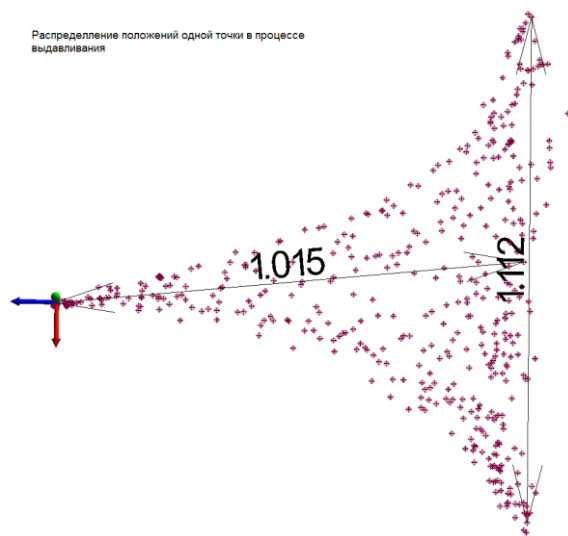


Рисунок 9. Облако точек, полученное в результате динамических измерений

Далее эти трехмерные координаты были импортированы из SA в Excel, где были построены графики перемещения данной точки по каждой из трех осей (рисунок 10).

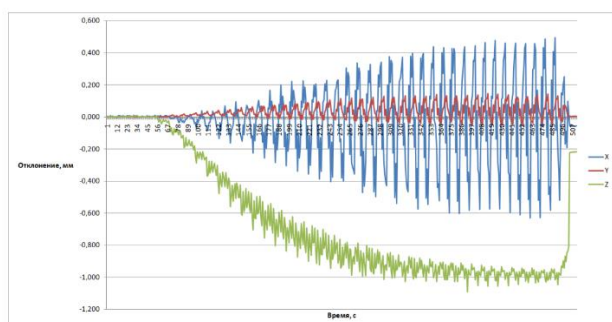


Рисунок 10. Значения перемещения стапеля в трех плоскостях, x – перемещение стапеля вверх-вниз; y – перемещение стапеля влево-вправо; z – перемещение стапеля в глубину изготовления изделия

Из рисунка 10 видно, что наибольшее отклонение стапеля происходит в направлении основного приложения усилия

– в глубину изготовления изделия и составляет значение более 1 мм. Данное значение может оказывать серьезное влияние на точность изготовления деталей. Максимально перемещение стапеля влево-вправо составляет 1 мм, что также может являться критическим значением при изготовлении изделий методом инкрементального формования. Перемещение стапеля вверх-вниз составляет 0,2 мм, что является неудовлетворительным значением.

По результатам измерений можно сделать выводы о том, что необходимо увеличивать жесткость рамы, либо за счет добавления дополнительных креплений, либо за счет применения более жестких материалов ее конструкции.

Желательно использовать трекер при первом пробном изготовлении новой детали методом инкрементального формования для контроля жесткости стапеля.

3 Заключение

В данной работе рассмотрена методика оценки отклонения положения стапеля от начального положения в процессе инкрементального формообразования. Использование автоматизированной измерительной системы на основе лазерного трекера в сочетании с программным пакетом Spatial Analyzer позволяет быстро и достаточно высокой точностью (до 33 мкм) провести оценку состояния технологической оснастки в процессе инкрементального формообразования и определить мероприятия совершенствованию конструкции стапеля с целью повышения точности изготовления изделий.

Список использованных источников

- [1] Чегларек Д. и Ши Дж., 1995, “Уменьшение вариаций размеров для сборки автомобильных кузовов”, *Manuf. Rev.*, 82, стр. 139-154.
- [2] Эндрю Фрэнсис, Пол Маропулос, Глен Маллинье, Патрик Киф. Дизайн для проверки. Процедура CIRP 56 (2016) стр. 61-66.
- [3] Чжэнью Конг, Вэньчжэнь Хуан, Дариуш Чегларек. Анализ видимости для Калибровки монтажного

- приспособления С использованием Преобразования пространства экрана. *Journal of Manufacturing Science and Engineering ABГУСТ* 2005, Том 127 / р/ 622-634.
- [4] Дин Ю., Чегларек Д. и Ши Дж., 2002, “Диагностика неисправностей многоступенчатых производственных процессов с использованием подхода пространства состояний”, *ASME J. Manuf. Sci. Eng.*, 1242, стр. 313-322.
- [5] Р. Флинн, К. Кристенсен, Р. Райан. Автоматизированное Метрологическое Решение Для Сокращения Времени Простоя и Переаттестации Инструмента Без Квалификации. *SAE Int. J. Aerosp.*, 5(1): 2012.
- [6] Г. Ф. Барбоза и Дж. Карвалью, “Аналитическая модель проектирования самолетов на основе концепций Design for Excellence (DFX) и использования композитных материалов, ориентированных на автоматизированные процессы”, *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, том 69, № 9-12, стр. 2333-2342, август 2013 г.
- [7] Р. Правин, Р. Лингам, Н.В. Редди., Система проектирования траектории движения инструмента для повышения точности при двустороннем инкрементном формовании: аналитическая модель для прогнозирования компенсаций для мелких / крупных деталей. *J. Manuf. Процесс.* 2020, 58, с.510-523.
- [8] Н. А. Сазонникова, В.Н. Илюхин, С.В. Сурудин, Н.Н. Свиначев. Повышение точности движения промышленного робота в процессе инкрементного формования. 2020 Международная конференция по динамике и виброакустике машин, *DVM 2020*. — 2020: 146.
- [9] А. Нубиола, А. Бонев. “Абсолютная калибровка робота ABB IRB1600 с использованием лазерного трекера”. *Робототехника и компьютерно-интегрированное производство*, № 29 (1), февраль 2013 г., стр.236-245.
- [10] Л. Ли, К. Чжао, К. Ли, С. Цинь. ”Определение конечного положения промышленных роботов на основе лазерного трекера”. *Instrumentation Measure Métrologie*, Том 18, № 5, октябрь 2019 г., стр. 459-464
- [11] К. Камали, А. Жубайр, А. Бонев, П. Биграс. “Упругогеометрическая калибровка промышленного робота при разнонаправленных внешних нагрузках с использованием лазерного трекера”. *IEEE Trans Robotics*, Канада, 2016 год.
- [12] Б. Мураликришнан, С. Филлипс и Д. Соьер. Лазерные трекеры для крупномасштабной размерной метрологии: Обзор. *Точное машиностроение*, 44 (2016), стр. 13-28.
- [13] С. Агуадо, Д. Сампер, Дж. Сантолария и Дж. Дж. Агилар, “Стратегия идентификации параметра ошибки при компенсации объемных ошибок станка на основе измерений лазерного трекера”, *Международный журнал станкостроения и производства*, том 53, № 1, стр.160–169.
- [14] Дж.Э. Мюланер, З. Ванг, П. С. Кеог, Дж. Браунелл и Д. Фишер. Неопределенность измерений для верификации крупногабаритных изделий: оценка данных больших авиационных газотурбинных двигателей // *Наука и техника в области измерений*, 27 (2016) 115003 -12pp.
- [15] Дж.Э. Мюланер, О. Мартин, П. Г. Маропулос. Усовершенствованная метрологическая оснастка для аэрокосмической промышленности (МЕТА): Стратегии повышения точности конструкций, изготовленных с помощью кондуктора // *SAE Aerotech measurement Meas. Sci. Технол.* 22 045103 (Тулус: SAE International).
- [16] Петров В. В., Медяников В. О., Краев Е. В. Применение лазерного трекера для контроля положения клиньев статора крупных гидрогенераторов *Гидротехника*, 2012, № 5, с. 58-63.
- [17] ГОСТ Р 8.736-2011. Прямые множественные измерения. Методы обработки результатов измерений. Основные положения [Текст]. - Введение. 2013-01-01. - М.: Стандартинформ, 2019. [4] Haibo Tian, Aimin Li, Farong Kou1 (2012), Том 192, “Workspace Analysis and Calculation for the Manipulator of a Explosive-handling Robot in Mine”, *Trans Tech Publications*, Switzerland, pp 211-216.

CONTROL OF EQUIPMENT FOR INCREMENTAL FORMING USING A LASER TRACKER

**Ilyukhin V.N.
Surudin S.V.
Mezentsev D.A.**

Samara University
34, Moskovskoe shosse,
Samara, 443086,
Russian Federation

nasazonnikova@yandex.ru

The technological equipment geometry control has a significant impact on the overall quality and performance of the product in many manufacturing processes such as multi-position assembly and stamping as well as on productivity and production costs. One of the most promising means of technology equipment geometry control in the digital economy condition is a laser tracker. The robotic incremental sheet forming process assumes the necessary flexibility and profitability due to a very flexible tool chain. In this case, the trajectory of the universal tool is set using a processing program determined by the product geometry. The technological equipment geometry control of the robotic complex for incremental sheet forming was carried out in 2 stages. At the first stage, the measurements were carried out manually in the absolute range measuring system mode. At the second stage, a dynamic measurement of the blank plane displacement was carried out automatically in the interferometer mode during forming process. It was shown that the largest slipway deviation more than 1 mm and it occurs in the direction of the main application of force, i.e. in the product manufacture depth. This value can have a serious impact on the of manufacturing parts geometry accuracy. Based on the measurement results, it can be concluded that it is necessary to increase the rigidity of the frame, either by adding additional fasteners, or by using more rigid materials of its construction.

Keywords: laser tracker; incremental forming; slipway; industrial robot; measurement; robotic machining

References

- [1] Ceglarek, D., and Shi, J., 1995, "Dimensional Variation Reduction for Automotive Body Assembly," *Manuf. Rev.*, 82, pp. 139–154.
- [2] Andrew Francis, Paul Maropoulos, Glen Mullineux, Patrick Keogh. Design for Verification. *Procedia CIRP* 56 (2016) pp. 61 – 66.
- [3] Zhenyu Kong, Wenzhen Huang, DariuszCeglarek. Visibility Analysis for Assembly Fixture Calibration Using Screen Space Transformation. *Journal of Manufacturing Science and Engineering* AUGUST 2005, Vol. 127 / p/ 622-634.
- [4] Ding, Y., Ceglarek, D., and Shi, J., 2002, "Fault Diagnosis of Multistage Manufacturing Processes by Using State Space Approach," *ASME J. Manuf. Sci. Eng.*, 1242, pp. 313–322.
- [5] R. Flynn, K. Christensen, R. Ryan. Automated Metrology Solution To Reduce Downtime and De-Skill Tooling Recertification. *SAE Int. J. Aerosp.*, 5(1):2012.
- [6] G. F. Barbosa and J. Carvalho, "Analytical model for aircraft design based on Design for Excellence (DFX) concepts and use of composite material oriented to automated processes," *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 69, no. 9–12, pp. 2333–2342, Aug. 2013.
- [7] R. Praveen, R. Lingam, N.V Reddy,. Tool path design system to enhance accuracy during double sided incremental forming: An analytical model to predict compensations for small/large components. *J. Manuf.Process.* 2020, 58, pp.510–523.
- [8] N. A. Sazonnikova, V.N. Ilyukhin, S.V. Surudin, N.N. Svinaryov. Increasing of the Industrial Robot Movement Accuracy at the Incremental Forming Process. 2020 International Conference on Dynamics and Vibroacoustics of Machines, DVM 2020. — 2020: 146.
- [9] Nubiola, A. Bonev. "Absolute calibration of an ABB IRB1600 robot using a laser tracker." *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, No. 29(1), February 2013, pp.236-245.
- [10] L. Li, C. Zhao, C. Li, S. Qin. "End Position Detection of Industrial Robots Based on Laser Tracker." *Instrumentation MeasureMétrologie*, Vol. 18, No. 5, October, 2019, pp. 459-464.
- [11] K. Kamali, A. Joubair, A. Bonev, P. Bigras. "Elasto-geometrical Calibration of an Industrial Robot under Multidirectional External Loads Using a Laser Tracker." *IEEE Trans Robotics*, Canada, 2016.
- [12] B. Muralikrishnan, S. Phillips, and D. Sawyer. Laser Trackers for Large Scale Dimensional Metrology: A Review. *Precision Engineering*, 44 (2016), pp. 13–28.

- [13] S. Aguado, D. Samper, J. Santolaria, and J. J. Aguilar, "Identification strategy of error parameter in volumetric error compensation of machine tool based on laser tracker measurements," *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol.53, no.1, pp.160–169.
- [14] J E Muelaner , Z Wang , P S Keogh , J Brownell and D Fisher. Uncertainty of measurement for large product verification: evaluation of large aero gas turbine engine datums// *Measurement Science and Technology*, 27 (2016) 115003 -12pp.
- [15] J E Muelaner, O Martin, P G Maropoulos. Metrology Enhanced Tooling for Aerospace (META): Strategies for Improved Accuracy of Jig Built Structures// *SAE Aerotech measurement Meas. Sci. Technol.* 22 045103(Toulous: SAE International).
- [16] Petrov V. V., Medyanikov V. O., Kraev E. V. The use of a laser tracker to control the position of the stator wedges of large hydrogenerators *Hydraulic Engineering*, 2012, No. 5, pp. 58-63.
- [17] GOST R 8.736-2011. Direct multiple measurements. Methods of processing measurement results. The main provisions [Text]. - Introduction. 2013-01-01. - Moscow:Standartinform, 2019.[4] Haibo Tian, Aimin Li, Farong Kou1 (2012), Volume 192, "Analysis and calculation of the workspace for the manipulator robot manipulator in the mine", *Trans Tech Publications* Switzerland, pp. 211-216.

СИСТЕМА МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ УПРАВЛЕНИЯ АДАПТИВНОГО ТОРМОЖЕНИЯ

А.А. Солятов
В.С. Сидоренко

Донской государственный
технический университет

Площадь Гагарина 1,
г.Ростов-на-Дону,
Российская Федерация
344003

artyom.solyatov@yandex.ru

Целью работы является повышение стабильности процесса движения и торможения, а также повышение износостойкости оборудования локомотива и рельсового пути, путем разработки и совершенствования адаптивных систем, поддерживающих оптимальное сцепление колеса с рабочей поверхностью рельса.

Полученные теоретические выводы и результаты модельных исследований показывают эффективность предлагаемого метода адаптивного управления для адаптивных систем и возможность построения простой микропроцессорной системы управления тормозом и подачей песка, дополняющей штатную систему локомотива, направленную на устранение потери сцепления.

Ключевые слова: *повышение эффективности тормозов; пневматическая тормозная система; зарядка магистрали; время подготовки к действию; торможение локомотива; регулируемое торможение*

1 Введение

Проблемы вызываемые ухудшением сцепления между рельсом и колёсными парами локомотива, вызывающие нежелательные процессы юза и боксования на сегодняшний день являются до сих пор недостаточно решёнными. Эти процессы влекут за собой негативные последствия, которые непосредственно связаны с безопасностью движения состава, повышенным износом оборудования локомотива, нарушением целостности колёсных пар и железнодорожного полотна, так же нарушением требуемого режима на этапах разгона и торможения локомотива. Решение этих проблем весьма актуально в широтах нашей страны когда средняя и северная полоса страны находится под снежным покровом треть года, а в отдельных районах даже больше. Так же особенно важным решением проблемы будет для Восточно-Сибирской железной дороги, где имеют место быть участки на горных перевалах с крутыми спусками и подъёмами.

На данный момент используется и предложены системы защиты от юза и

боксования, которые имеют ряд недостатков. Рассмотрим некоторые из них являющиеся важными в рамках данной работы. Одними из основных решений предотвращения юза и боксования является автоматическое управление тормозом для урегулирования момента торможения с моментом сцепления и пескоподачей локомотива для повышения локального коэффициента сцепления под колёсными парами.

Однако их реализация далека от необходимого эффекта, так в подавляющем большинстве случаев это не регулируемые релейные системы без обратной связи и не связанные между собой, такие решения решают проблему лишь на малоэффективном уровне. Так например названных случаях релейная система управления тормозами локомотива может при предотвращении прокручивания колесной пары передать ей тормозное усилие свыше требуемого и перевести их в заклинивание, то есть в юз, так же появляется вероятность слишком частого срабатывания тормозов, это может отрицательно сказаться на уровне износа колодок и тормозных рычагов.

Выполненная в релейном исполнении система пескоподачи приводит к сбросу момента тяги в результате пропущенного начала боксования и излишнему расходу песка, несмотря на имеющийся ручной режим регулировки интенсивности подачи песка, ведь машинист локомотива не в состоянии быстро отреагировать на изменения движения локомотива и непрерывно регулировать данный параметр. Это особенно нежелательно на подъеме, поскольку может привести к остановке поезда, что связано с проблемами трогания тяжелого грузового состава в этих условиях, а также повышению затрат электроэнергии при управлении поездом [1].

Вышеуказанное ухудшает безопасность и эффективность движения состава, так же снижает экономическую эффективность от использования локомотивов, так как экипировка и подготовка песка является длинным технологическим процессом, включающим в себя добычу, транспортировку, просев, сушку и калибровку, а износ колёсной пары и колодок, влечёт за собой их замену, во время которой локомотив простаивает и так же требует капиталовложений.

Учитывая всё выше указанное, становится видна высокая актуальность создания автоматических адаптивных систем управления торможения и поддержания качения на локомотивах, обеспечивающих высоко эффективное предотвращение и устранение явлений юза и боксования колёсных пар учитывающих энергоресурсосбережение.

Явным решением данных проблем является применение дифференциально регулирующих мехатронных модулей осуществляющих автоматическое адаптивное поддержание оптимального режима качения.

Дальнейшее рассмотрение решения обозначенной проблемы будет построено именно с использованием мехатронных модулей.

2 Описание конструкций и принципов работы мехатронных модулей

Систему мехатронных модулей условно можно поделить на три подсистемы:

1. Управляющая подсистема
2. Информационная подсистема
3. Механическая подсистема

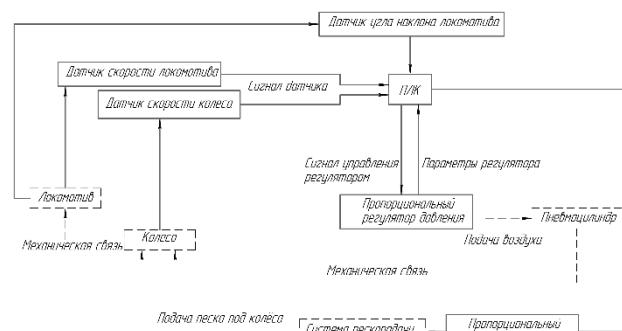


Рисунок 1. Обобщённая структурная схема связей систем

К механической подсистеме относятся сам локомотив, колёсная пара и тормозной пневматический цилиндр.

Информационная подсистема включает в себя набор датчиков считывающих скорость локомотива и колеса для их последующего сравнения, а так же угол наклона локомотива, информация с которых переходит на управляющую подсистему, а именно на программируемый логический контроллер (ПЛК), который в свою очередь обрабатывает полученную информацию и обеспечивает алгоритм пропорционального управления давлением системы в автономном режиме. Параметры и время управляющих воздействий обеспечивают автономные задатчики в виде пропорциональных регуляторов связанных с исполнительными механизмами предотвращения юза и боксования.[2]

Для управления формированием тормозного усилия и интенсивности расхода песка служит разработанный для этой проблемы алгоритм автоматического регулирования, основывающийся на обработке внешних данных собранными с помощью датчиков установленных на локомотив.

Типовая схема работы разработанного алгоритма будет приведена ниже на рисунке 2.

Так же как и систему алгоритм можно разделить на два основных рабочих процесса:

1. Адаптивное подтормаживание
2. Адаптивная подсыпка песка

Суть адаптивного подтормаживания состоит в том что следуя алгоритму ПЛК переводит угловую скорость колеса в линейную и сравнивает её с линейной скоростью локомотива, в следствии чего, он

предпринимает определённые необходимые действия(в зависимости от типа нарушения качения колеса), которые требуются на данный момент с требуемым усилием. Подробнее процесс работы адаптивного подтормаживания описан в [2].

Не зависимо от эффективности работы системы подтормаживания существуют участки где срабатывание тормозов не желательно, но в тоже время высок риск перехода качения колёсной пары в режим боксования, а именно на участках подъёма.

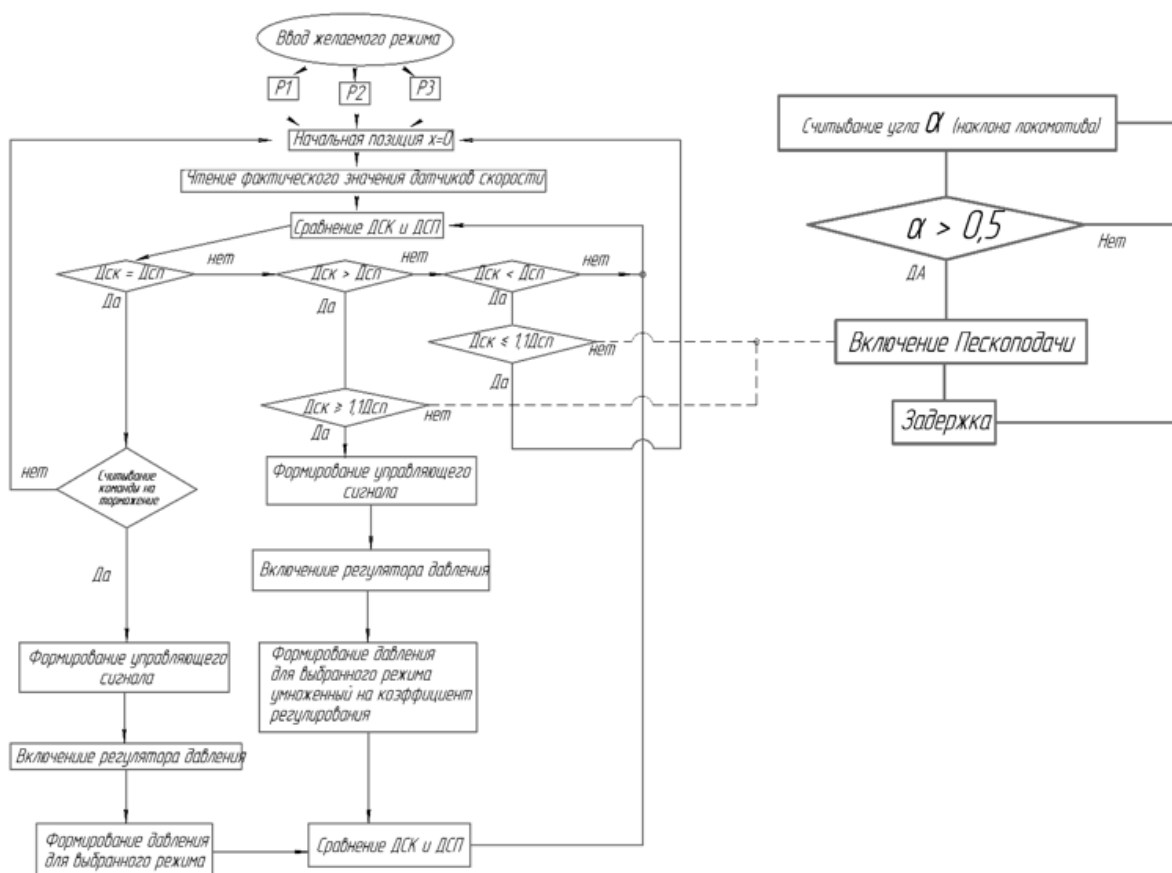


Рисунок 2. Алгоритм управления адаптивными мехатронными модулями

На этом отрезке дороги важно не терять тяги двигателя и в тоже время не перейти в боксование, в этих случаях в работу включается адаптивная пескоподача. Часть алгоритма отвечающая за адаптивную пескоподачу опирается на данные о угле наклона локомотива полученные с предустановленного датчика. Целесообразно применять датчики типа JD2110 с

использованием 3D гироскопа, 3D-датчика ускорения. 6-осевого IMU-сенсора, так как они устойчивы к внешнему шуму и имеют высокую степень защиты, что отлично подходит для их использования на локомотиве.

Таким образом во время подъёма, датчик угла наклона передаёт информацию на ПЛК, который в свою очередь обрабатывает

информацию и формирует управляющий сигнал для пропорционального регулятора расхода в системе пескоподачи, тем самым чем больше будет наклон, тем интенсивнее будет подаваться песок под колёсную пару. Так же алгоритм включает срабатывание пескоподачи при не интенсивном, либо кратковременном переходе колёсной пары в режим юза или боксования.

3 Математическое моделирование и вычислительный эксперимент

Для того что бы упростить рассуждение в работе будет рассматриваться упрощённое устройство локомотива с одной колёсной парой. Данный приём описать суть предлагаемого метода без потери общности. Так же принимается что поезд движется прямолинейно без поворотов. Динамическая математическая модель пневмомеханической адаптивной системы строилась полагаясь на основные принципы и правила построения математических моделей. В следствии предложена обобщённая математическая модель состоящая из нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих изменение параметров системы.

Дальнейшее пояснение математической модели будет рассматриваться на основе (рисунок 3), который демонстрирует упрощённый вид колёсной пары сбоку на рельсе с приложенной к ней массой локомотива.

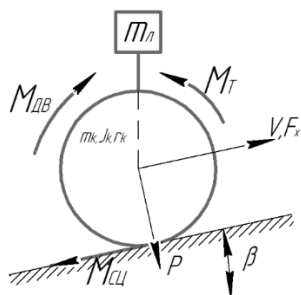


Рисунок 3. Расчётная схема колеса и сил приложенных к нему

На рисунке обозначено: m_k, J_k, r_k – масса, момент инерции колесной пары и радиус колеса соответственно; m_l – масса

локомотива отнесенная к одной колесной паре; β – угол наклона пути; $P = m_l \cdot g \cdot \cos\beta$ – сила давления колесной пары на рельсы; g – ускорение свободного падения; $M_{дв}$ – приводной момент, приложенный к колесной паре от тягового электродвигателя; M_t – тормозной момент; $M_{сц}$ – момент колеса с поверхностью рельса; V – линейная скорость центра колесной пары (линейная скорость поезда); F_x – Продольная сила тяги колеса.

Динамика качения тормозного колеса определяется по формуле:

$$J_k \frac{d\omega_k}{dt} = M_{дв} - M_{сц} - M_t \quad (1)$$

где J_k – момент инерции колеса (кг/м^2); $d\omega_k$ – угловая скорость колеса (рад/с); $M_{дв}$ – момент приводного двигателя (Нм); $M_{сц}$ – момент колеса с поверхностью рельса (Нм); M_t – тормозной момент (Нм). Момент инерции вычисляется по формуле:

$$J_k = \frac{1}{2} m \cdot R^2 \quad (2)$$

где m – масса колеса; R – наружный радиус колеса.

$$M_{дв} = M_{эд} \cdot U_{зп} \quad (3)$$

где $M_{эд}$ – момент электродвигателя (Нм); $U_{зп}$ – передаточное отношение зубчатой передачи от электродвигателя к колесу.

$$M_{сц} = \frac{F_x}{d_k} \quad (4)$$

$F_{тр}$ – сила сопротивления качению колеса о рельс; d_k – диаметр колеса.

Если сцепление определяется кривой $\psi(\varepsilon)$ (рисунок 4), то максимальная сила тяги F_x

$$F_{x \max} = \psi(\varepsilon) P \quad (5)$$

где ψ – коэффициент сцепления; ε – относительная скорость скольжения колесной пары, определяемая равенством:

$$\varepsilon = \frac{\omega r_k}{v} - 1 \quad (6)$$

Коэффициент сцепления зависит не только от скорости скольжения, но и от ряда факторов, например состояние дороги и наличия загрязнений на ней.

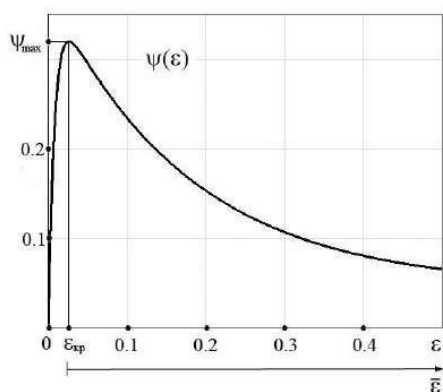


Рисунок 4. Зависимость коэффициента сцепления от проскальзывания

Типовая зависимость коэффициента сцепления от относительной скорости скольжения. Эта зависимость характеризуется следующими параметрами: $\epsilon_{кр} \approx 0,03$ – критическое значение относительной скорости скольжения, соответствующее $\psi_{max} \approx 0,32$ максимальному значению коэффициента сцепления. Приведенную зависимость можно аппроксимировать соотношением (с погрешностью не более нескольких процентов):

$$\psi(\epsilon) = [(1 - e^{-\epsilon/0,008}) \cdot (0,331e^{-5,64\epsilon} + 0,046)] \quad (7)$$

В рамках работы одним из способов повышения коэффициента сцепления является включение пескоподачи, из [3] известно что таким образом можно увеличить коэффициент до 1,4. Таким образом общее значение коэффициента сцепления будет определяться зависимостью:

$$\psi_{\Sigma}(\epsilon) = \psi(\epsilon) + \Delta\psi_{п} + \Delta\psi_{вн} \quad (8)$$

где $\Delta\psi_{п} \geq 0$ – повышение коэффициента сцепления путем подачи песка в область контакта колеса с рельсом; $\Delta\psi_{вн} \leq 0$ – снижение коэффициента сцепления из-за разнообразных внешних причин, природа которых уже была указана ранее.

Трение между колодкой и колесом, нагруженным нормальной силой. Когда тела не заблокированы, момент трения определяется по следующим уравнениям:

$$M_{т} = F_{тц} \cdot \mu \cdot r_k \cdot sign(\omega) + \tau_v \quad (9)$$

$$\tau_v = \mu_v \cdot \omega \quad (10)$$

где $F_{тц}$ – усилие нажатия колодки; μ – коэффициент трения; ω – относительная угловая скорость; τ_v – момент вязкого сопротивления; μ_v – коэффициент крутящего момента вязкого сопротивления.

Усилие нажатия колодки определяется силой, которая образуется на штоке тормозного пневмоцилиндра. Параметры пневматической системы описываются следующими уравнениями:

Уравнение движения привода:

$$\frac{dL}{dt} = V \quad (11)$$

$$M_{пр} \frac{dV}{dt} = p_1 S_1 - p_2 S_2 - F_{вт1} - F_{ст1} - \alpha F_{т3} \quad (12)$$

где $M_{пр}$ – масса подвижных частей привода, кг; S_1 и S_2 – эффективная площадь поршневой и штоковой полостей пневмоцилиндра соответственно, m^2 ; p_1 и p_2 – давление в поршневой и штоковой полостях пневмоцилиндра соответственно, Па; V – скорость перемещения штока, м/с; α – булев параметр: $\alpha=0$ при $L \leq L_{т3}$ и $\alpha=1$ при $L \geq L_{т3}$; $L_{т3}$ – заданная координата остановки, м; L – перемещение штока силового пневмоцилиндра; $F_{т3}$ – сила внешнего тормозного устройства, Н; $F_{вт1} F_{ст1}$ – сила динамического сухого, вязкого трения, Н:

$$F_{вт1} = k_{вт} \cdot V \quad (13)$$

$$F_{ст1} = F_{т01} \cdot sign(V) \quad (14)$$

где $k_{вт}$ – коэффициент вязкого трения, Н·с/м; $F_{т01}$ – сила сухого трения, Н. Поэтому уравнение можно написать в следующем виде:

$$m_{пр} \frac{d^2 L}{dt^2} = p_1 S_1 - p_2 S_2 - F_{т01} sign\left(\frac{dL}{dt}\right) - k_{вт} \frac{dL}{dt} - \alpha F_{т3} \quad (15)$$

В следующих моментах следует исходить от понятия и условия неразрывности потока газа уравнение баланса массовых расходов напорной линии пневмопривода:

$$G_{\text{рег.}} = G_{\text{ПЦ}} + G_{\text{УТ}} + G_{\text{СЖ}} \quad (16)$$

$$\mu f p_H \sqrt{\frac{2k}{RT_H(k-1)}} = \frac{W_{\text{ПЦ}} dp_{\text{ПЦ}}}{kRT_H} + k_{\text{П}}(p_H - p_1) \text{sign}(p_H - p_1) + \frac{W_H p_{\text{ПЦ}} dW_H}{E \cdot R \cdot T_H} \quad (21)$$

где $G_{\text{рег.}}$ – расход через регулятор расхода напорной линии; $G_{\text{ПЦ}}$ – расход в бесштоковой полости силового пневмоцилиндра; $G_{\text{УТ}}$ – расход, вызванный перетечками на поршне; $G_{\text{СЖ}}$ – расход на сжимаемость в напорной линии; $k_{\text{П}}$ – коэффициент перетечки; p_H и p_1 – давление в напорной линии и в поршневой полости; R – универсальная газовая постоянная

$$\frac{dp_{\text{ПЦ}}}{dt} = \frac{k \cdot \mu \cdot f \cdot K \cdot p_H \cdot \sqrt{R \cdot T_H} \cdot \varphi(\sigma)}{S_{\text{ПЦ}} \cdot (\gamma_{01} + \gamma)} - \frac{k \cdot p_{\text{ПЦ}}}{E \cdot (\gamma_{01} + \gamma)} \cdot \frac{d\gamma}{dt} - \frac{k \cdot R \cdot T_H}{S_{\text{ПЦ}} \cdot (\gamma_{01} + \gamma)} \cdot k_{\text{П}}(p_H - p_{\text{ПЦ}}) \text{sign}(p_H - p_{\text{ПЦ}}) \quad (22)$$

Движение локомотива определяется суммарным воздействием всех сил и моментов, действующих на него. Продольные силы в колёсах толкают локомотив вперед или назад. Масса mg локомотива действует через его центр тяжести (ЦТ). В зависимости от угла наклона, вес прижимает локомотив к земле и тянет его либо назад, либо вперед. Идет ли локомотив вперед или назад, аэродинамическое сопротивление замедляет его. Для простоты предполагается, что сопротивление действует через ЦТ.

$$m \frac{dv_x}{dt} = F_x - F_d - mg \cdot \sin\beta \quad (23)$$

где:

$$G_{\text{рег.}} = \mu \cdot f \cdot p_H \sqrt{\frac{2 \cdot k}{R \cdot T_H \cdot (k-1)}} \quad (17)$$

$$G_{\text{ПЦ}} = \frac{W_{\text{ПЦ}} \cdot dp_{\text{ПЦ}}}{k \cdot R \cdot T_H} \quad (18)$$

$$G_{\text{УТ}} = k_{\text{П}} \cdot (p_H - p_1) \cdot \text{sign}(p_H - p_1) \quad (19)$$

$$G_{\text{СЖ}} = \frac{W_H \cdot p_{\text{ПЦ}} \cdot dW_H}{E \cdot R \cdot T_H} \quad (20)$$

($R=287$ Дж/(кг·К)); k – показатель адиабаты (для воздуха $k=1,4$); E – модуль объемной упругости воздуха; $W_{\text{ПЦ}}$ – текущий объем в поршневой полости цилиндра; T_H – температура воздуха в нагнетательной магистрали.

После преобразования формул уравнение баланса расходов примет следующий вид:

$$F_x = n(F_{xf} + F_{xr}) \quad (24)$$

$$F_d = \frac{1}{2} C_d \rho A (V_x - V_w)^2 \cdot \text{sign}(V_x - V_w) \quad (25)$$

где V_x – продольная скорость локомотива; V_w – скорость встречного ветра; n – количество колес на каждой оси;

Полная математическая модель торможения локомотива получается соединением всех подсистем: система движения локомотива; система движения колеса; система подсыпки песка; система работы пневмопривода.

Из (1) (5) (8) (11) (12) (22) (23) получим математическую модель движения локомотива при торможении в виде нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dL}{dt} = V \\ M_{np} \cdot \frac{dV}{dt} = p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 - F_{BT1} - F_{CT1} - \alpha \cdot F_{T3} \\ \frac{dp_{ппц}}{dt} = \frac{k \cdot \mu \cdot f \cdot K \cdot p_H \cdot \sqrt{R \cdot T_H} \cdot \varphi(\sigma)}{S_{ппц} \cdot (y_{01} + y)} - \frac{k \cdot p_{ппц}}{E \cdot (y_{01} + y)} \cdot \frac{dy}{dt} - \\ \frac{k \cdot R \cdot T_H}{S_{ппц} \cdot (y_{01} + y)} \cdot k_{п} \cdot (p_H \cdot \alpha_2 - p_{ппц}) \cdot \text{sign}(p_H \cdot \alpha_2 - p_{ппц}) \\ J_k \frac{d\omega_k}{dt} = M_{дв} - M_{сц} - M_T \\ m \frac{dv_x}{dt} = F_X - F_d - mg \cdot \sin\beta, \\ F_{X \max} = \psi(\varepsilon)P \\ \varepsilon = \frac{\omega r_k}{V} - 1 \\ \psi_{\Sigma}(\varepsilon) = \psi(\varepsilon) + \Delta\psi_{п} + \Delta\psi_{вн} \end{array} \right. \quad (26)$$

Далее представлены осциллограммы описывающие поведение предлагаемой системы регулирования качения колёсной пары.

Сложив выведенные зависимости, можно представить систему уравнений, описывающая процесс движения локомотива. Система дифференциальных уравнений может решаться различными численными методами (Эйлера, Рунге-Кутта и т.п.) при заданных начальных условиях, параметрах привода и управляющих воздействиях [4].

Далее проведя вычислительный эксперимент были получены следующие осциллограммы приведённые на рисунке 5.

На рисунке 5б можно наблюдать как на железной дороге со временем изменяется

коэффициент сцепления колеса с дорогой (сплошной линией на рисунке обозначен подход с адаптивной подсыпкой песка, пунктирной без подсыпки песка).

Как влияет изменение коэффициента сцепления на различные режимы подтормаживания локомотива можно видеть на рисунке 5а. Представлено три режима подтормаживания:

- нижняя пунктирная линия выражает режим без работы адаптивных систем;
- средняя сплошная линия выражает режим с работой адаптивной пневматической тормозной системой;
- верхняя пунктирная линия выражает одновременную работу адаптивных систем пескоподачи и подтормаживания.

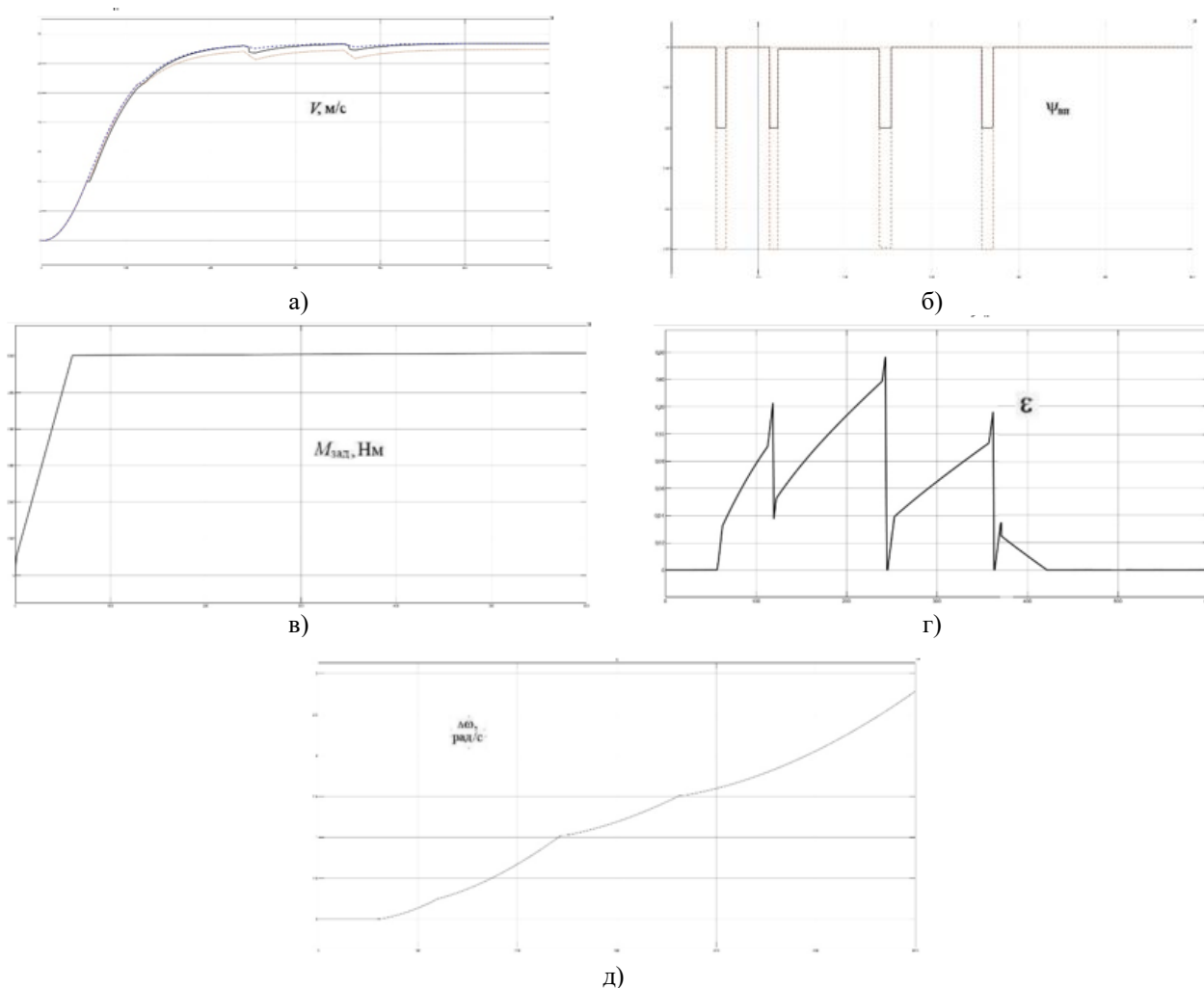


Рисунок 5. Графики полученные в ходе наблюдений в процессе вычислительного эксперимента
 а – скорость движения локомотива, б – показания коэффициента сцепления, в – заданный приводной момент двигателя, г – проскальзывание колёс, д – угловая скорость колёс.

4 Заключение

В результате выполненного исследования предложено техническое решение и разработана обобщённая математическая модель позволяющая наблюдать за поведением систем и выявить оптимальный режим управления сохранением сцепления колеса с дорогой. Выявленным в данной работе оптимальным режимом является режим с совместной работой систем адаптивных пескоподачи и подтормаживания, так как именно при совместной их работе потери в скорости являются минимальными, а изменение скорости самым плавным. Предварительные

экспериментальные исследования подтверждают адекватность модели.

Так же был разработан алгоритм совместной работы адаптивных модулей позволяющие совместить и дополнить работу систем. Полученные результаты подтверждают функциональные возможности предлагаемого привода и позволяют оценить процессы, протекающие при движении локомотива и работе проектируемого пневмомеханического привода. Полученная модель привода позволяет проводить вычислительный эксперимент при различных внешних условиях, то есть при различных коэффициентах сцепления колеса с рельсом.

Список использованных источников

- [1] Иванов П.Ю., Хамнаева А.А., Худоногов А.М. Снижение энергопотребления электровоза при управлении пневматическими тормозами грузового поезда. 2018. 143–151 с.
- [2] Солятов А.А., Сидоренко В.С. МЕХАТРОН-НЫЙ МОДУЛЬ УПРАВЛЕНИЯ АДАПТИВНЫМ ТОРМОЖЕНИЕМ ЭЛЕКТРОВОЗА. Научные труды VII Международной научной конференции “Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении”. 2021. С. 219-221 с.
- [3] Теория электрической тяги. В.Е. Розенфельд, И.П. Исаев, Н.Н. Сидоров и др. 1995. 294 с.
- [4] Сидоренко В.С. Синтез гидромеханических позиционирующих устройств металлообрабатывающего оборудования. 2001 152 с

Artyom A. Solyatov,
Valentin S. Sidorenko

Don State Technical University
Gagarin Square 1, Rostov-on-Don,
Russian Federation
344003

artyom.solyatov@yandex.ru

SYSTEM OF MECHATRONIC CONTROL MODULES FOR ADAPTIVE BRAKING

The purpose of the work is to increase the stability of the process of movement and braking, as well as to increase the wear resistance of the equipment of the locomotive and the rail track, by developing and improving adaptive systems that maintain optimal adhesion of the wheel to the working surface of the rail.

The theoretical conclusions obtained and the results of model studies show the effectiveness of the proposed adaptive control method for adaptive systems and the possibility of building a simple microprocessor control system for the brake and sand feeding, supplementing the regular system of the locomotive, aimed at eliminating the loss of adhesion.

Keywords: *electric locomotive; brake efficiency increase; pneumatic brake system; line charging; preparation time for action; locomotive braking; controlled braking*

References

- [1] Ivanov P.Yu., Khamnaeva A.A., Khudonogov A.M. Reduction of electric locomotive energy consumption when controlling pneumatic brakes of a freight train. 2018. 143–151 c.
- [2] Solatov A.A., Sidorenko V.S. MECHATRONIC CONTROL MODULE FOR ADAPTIVE ELECTRIC LOCOMOTIVE BRAKING. Scientific proceedings of the VII International Scientific Conference “Fundamental research and innovative technologies in machine building”. 2021. С. 219-221 p.
- [3] Theory of electric traction. V.E. Rosenfeld, I.P. Isaev, N.N. Sidorov and dr1995. 294 p.
- [4] Sidorenko V.S. Synthesis of hydromechanical positioning devices of metalworking equipment. 2001 152 c.