



SUMY STATE UNIVERSITY
<http://jes.sumdu.edu.ua>

ISSN 2312–2498

ЖУРНАЛ ИНЖЕНЕРНИХ НАУК

**JOURNAL
of ENGINEERING
SCIENCES**

**ЖУРНАЛ
ИНЖЕНЕРНЫХ
НАУК**

**02
2014**

Міністерство освіти і науки України

The Ministry of Education and Science of Ukraine

Министерство образования и науки Украины

ЖУРНАЛ ІНЖЕНЕРНИХ НАУК

JOURNAL OF ENGINEERING SCIENCES

ЖУРНАЛ ИНЖЕНЕРНЫХ НАУК

Науковий журнал

Scientific Journal

Научный журнал

Том 1, № 2 (2014)

Заснований у 1994 році

Founded in 1994

Основан в 1994 году

Сумський державний університет

Sumy State University

Сумский государственный университет

Журнал публікує статті, що висвітлюють актуальні питання сучасного високотехнологічного виробництва, розвитку нових наукових течій у техніці та розроблення технологій майбутнього, підготовлені професорсько-викладацьким складом, аспірантами та фахівцями університету та інших ВНЗ, а також вченими і спеціалістами інших наукових установ. Для викладачів ВНЗ, наукових працівників, аспірантів, конструкторів та виробників.

ISSN 2312-2498

Рекомендовано до друку
вченою радою Сумського державного університету,
(протокол № 6 від 18.12.2014 року)

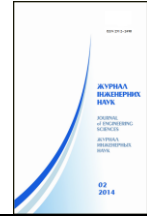
Публікується за підтримки:

факультету технічних систем та енергоефективних технологій
Сумського державного університету:
<http://teset.sumdu.edu.ua/>

ТОВ «Сумитеплоенерго»:
<http://teplo.sumy.ua/>

Адреса редакційної колегії:	вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007
Телефони:	(+38 0542) 68-78-52, (+38 0542) 33-41-09
Електронна адреса:	jes.sumdu@gmail.com
Web-site:	http://jes.sumdu.edu.ua/

Свідоцтво про Державну
реєстрацію друкованого засобу масової інформації
КВ № 20499-10299 ПР від 11.12.2013

**РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ****ГОЛОВНИЙ РЕДАКТОР**

Криворучко Д. В., д-р техн. наук, доцент (Сумський державний університет, м. Суми, Україна).

РЕДАКТОР-КОНСУЛЬТАНТ

Марцінковський В. А., д-р техн. наук, професор (Сумський державний університет, м. Суми, Україна).

ЗАСТУПНИКИ ГОЛОВНОГО РЕДАКТОРА

Залого В. О., д-р техн. наук, професор (Сумський державний університет, м. Суми, Україна);
Ковальов І. А., канд. техн. наук, професор (Сумський державний університет, м. Суми, Україна);
Склябінський В. І., д-р техн. наук, професор (Сумський державний університет, м. Суми, Україна);
Гусак О. Г., канд. техн. наук, доцент (Сумський державний університет, м. Суми, Україна).

ВІДПОВІДАЛЬНИЙ РЕДАКТОР

Івченко О. В., канд. техн. наук, доцент (Сумський державний університет, м. Суми, Україна).

ЧЛЕНИ РЕДАКЦІЙНОЇ КОЛЕГІЇ

Пляцук Л. Д., д-р техн. наук, професор (Сумський державний університет, м. Суми, Україна);
Симоновський В. І., д-р техн. наук, професор (Сумський державний університет, м. Суми, Україна);
Дядюра К. О., д-р техн. наук, доцент (Сумський державний університет, м. Суми, Україна);
Верещака С. М., д-р техн. наук, професор (Сумський державний університет, м. Суми, Україна);
Карінцев І. Б., канд. техн. наук, професор (Сумський державний університет, м. Суми, Україна);
Петраков Ю. В., д-р техн. наук, професор (Національний технічний університет України «КПІ», м. Київ, Україна);
Федорович В. А., д-р техн. наук, професор (Харківський національний технічний університет «ХПІ», м. Харків, Україна);

EDITORIAL BOARD**EDITOR – IN – CHIEF**

Kryvoruchko D. V., Doctor of Engineering Sciences, A. P. (Sumy State University, Sumy, Ukraine).

ADVISORY EDITOR

Martsinkovskiy V. A., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Sumy State University, Sumy, Ukraine).

DUPUTY CHIEF EDITORS

Zaloga V. O., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Sumy State University, Sumy, Ukraine);
Kovalev I. O., Candidate of Sciences (Engineering), Professor (Sumy State University, Sumy, Ukraine);
Sklabinskiy V. I., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Sumy State University, Sumy, Ukraine);
Gusak O. G., Candidate of Sciences (Engineering), A. P. (Sumy State University, Sumy, Ukraine).

ASSOCIATE EDITOR

Ivchenko O. V., Candidate of Sciences (Engineering), A. P. (Sumy State University, Sumy, Ukraine).

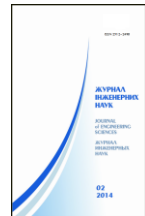
MEMBERS OF EDITORIAL BOARD

Plyatsuk L. D., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Sumy State University, Sumy, Ukraine);
Simonovskiy V. I., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Sumy State University, Sumy, Ukraine);
Dyadyura K. O., Doctor of Engineering Sciences, A. P. (Sumy State University, Sumy, Ukraine);
Vereshchaka S. M., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Sumy State University, Sumy, Ukraine);
Karintsev I. B., Candidate of Sciences (Engineering), Professor (Sumy State University, Sumy, Ukraine);
Petraikov Yu. V., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Ukrainian National Technical University "KPI", Kiev, Ukraine);
Fedorovich V. A., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Kharkov National Technical University "KhPI", Kharkov, Ukraine);

- Мазур Н. П., д-р техн. наук, професор (Хмельницький національний університет, м. Хмельницький, Україна);
- Сторчак М. Г., д-р техн. наук, професор (Інститут верстатів Університету Штутгарта, м. Штутгарт, Німеччина);
- Кушнер В. С., д-р техн. наук, професор (Омський державний технічний університет, м. Омськ, Росія);
- Верешчака А. С., д-р техн. наук, професор (Московський державний технічний університет «Станкін», м. Москва, Росія);
- Клименко С. А., д-р техн. наук, професор (Інститут надтвердих матеріалів ім. В. Н. Бакуля Національної академії наук України, м. Київ, Україна);
- Трищ Р. М., д-р техн. наук, професор (Українська інженерно-педагогічна академія, м. Харків, Україна);
- Віткін Л. М., д-р техн. наук, професор (старший радник Адміністрації Президента України, Навчально-науковий інститут магістерської підготовки та післядипломної освіти Університету «КРОК», м. Київ, Україна);
- Івахненко О. Г., д-р техн. наук, професор (Південно-Західний державний університет, м. Курськ, Росія);
- Отаманюк В. М., д-р техн. наук, професор (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна);
- Шапорев В. П., д-р техн. наук, професор (Національний технічний університет «ХПІ», м. Харків, Україна);
- Роман Петрус, д-р техн. наук, професор (Жешувська політехніка, м. Жешув, Польща);
- Камбург В. Г., д-р техн. наук, професор (Пензенський державний університет архітектури та будівництва, м. Пенза, Росія);
- Франчишек Похіпі, д-р техн. наук, професор (Технічний університет Брно, м. Брно, Чехія);
- Міхал Вархола, д-р техн. наук, професор (Словацький технологічний університет у Братиславі, м. Братислава, Словаччина);
- Жарковський А. А., д-р техн. наук, професор (Петербурзький державний політехнічний університет, м. Санкт-Петербург, Росія);
- Соложенцев Е. Д., д-р техн. наук, професор (Санкт-Петербурзький державний університет аерокосмічного приладобудування, м. Санкт-Петербург, Росія);
- Караханьян В. К., д-р техн. наук, професор, (Російська асоціація виробників насосів, м. Москва, Росія);
- Свідерський В. А., д-р техн. наук, професор (Національний технічний університет України «КПІ», м. Київ, Україна);
- Сіренко Г. А., д-р техн. наук, професор (Прикарпатський національний університет ім. Василя Стефаника, м. Івано-Франківськ, Україна);
- Захаренко А. В., д-р техн. наук, професор (ЗАТ «БАРРЕНС», м. Санкт-Петербург, Росія);
- Mazur N. P., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Khmeinitzkiy National University, Khmeinitzsk, Ukraine);
- Storchak M. G., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Machine Institute of Stuttgart University, Stuttgart, Germany);
- Kushner V. S., Doctor of Engineering Sciences, Professor (State Technical University, Omsk, Russia);
- Vereshchaka A. S., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Moskov State Technical University “Stankin”, Moskov, Russia);
- Klimenko S. A., Doctor of Engineering Sciences, Professor (V. N. Bakul Institute of super hard materials of the National Academy of sciences of Ukraine, Kiev, Ukraine);
- Trishch R. M., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Ukrainian engineering and pedagogical Academy, Kharkov, Ukraine);
- Vitkin L. M., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Senior Advisor of the Administration of the President of Ukraine, Educational and scientific Institute of Master’s Programmes and Post-Graduate Education of the “KROK” University, Kiev, Ukraine);
- Ivachnenko A. G., Doctor of Engineering Sciences, Professor (South-west State University, Kursk, Russia);
- Otamanyuk V. M., Doctor of Engineering Sciences, Professor, National University “Lvov Polytechnics”, Lvov, Ukraine);
- Shaporev V. P., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Kharkov National Technical University “KhPI”, Kharkov, Ukraine);
- Roman Petrus, Doctor of Engineering Sciences, Professor (Zheshuv Polytechnics, Zheshuv, Poland);
- Kamburg V. G., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Penza State University of Architecture and Construction, Penza, Russia);
- Franchischek Pokhipy, Doctor of Engineering Sciences, Professor (Brno Technical University, Brno, Czech);
- Mikhal Varkhola, Doctor of Engineering Sciences, Professor (Slovak Technological University in Bratislava, Bratislava, Slovakia);
- Zharkovskiy A. A., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Sankt-Petersburg State Polytechnic University, Sankt-Petersburg, Russia);
- Solozhentsev E. D., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Sankt-Petersburg State University of Aerospace Tool-Making, Sankt-Petersburg, Russia);
- Karakhanyan V. K., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Russian Federation of Pump Producers, Moscow, Russia);
- Sviderskiy V. A., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Ukrainian National Technical University “KPI”, Kiev, Ukraine);
- Sirenko G. A., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Vasiliy Stefanik Ciscarpathian National University, Ivano-Frankovsk, Ukraine);
- Zacharenko A. V., Doctor of Engineering Sciences, Professor, (Closed Joint- Stock Company “BARRENS”, Sankt-Petersburg, Russia);

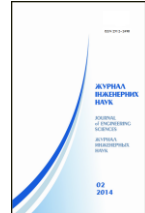
Павленко В. І., д-р техн. наук, професор (Белгородський державний технологічний університет ім. В. Г. Шухова, м. Белгород, Росія);
Шаповалов М. А., д-р техн. наук, професор (Белгородський державний технологічний університет ім. В. Г. Шухова, м. Белгород, Росія);
Колесніков В. І., д-р техн. наук, професор (Ростовський державний університет шляхів сполучення, м. Ростов, Росія);
Йімінг Кевін Ронг, д-р техн. наук, професор (Вустерський політехнічний інститут, м. Вустер, США);
Мацевитий Ю. М., д-р техн. наук, професор (Інститут проблем машинобудування Національної академії наук України, м. Харків, Україна);
Чеслав Кундера, д-р техн. наук, професор (Політехніка Свентокжиська, м. Кельце, Польща);
Філімоніхін Г. Б., д-р техн. наук, професор (Кіровоградський технічний університет, м. Кіровоград, Україна);
Львов Г. І., д-р техн. наук, професор (Харківський національний технічний університет «ХПІ», м. Харків, Україна);
Дзюба А. П., д-р фіз.-мат. наук, професор (Дніпропетровський національний університет, м. Дніпропетровськ, Україна);
Шубенко А. Л., д-р техн. наук, професор (Інститут проблем машинобудування Національної академії наук України, м. Харків, Україна);
Гадяка В. Г., канд. техн. наук (Публічне акціонерне товариство «Сумське машинобудівне науково-виробниче об'єднання ім. М. В. Фрунзе», м. Суми, Україна);
Йожеф Заець, д-р техн. наук, професор (Технічний університет, м. Кошице, Словаччина);
Карпусь В. Е., д-р техн. наук, професор (Академія внутрішніх військ МВС України, м. Харків, Україна).

Pavlenko V. I., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Shukhov Belgorod State Technological University, Belgorod, Russia);
Shapovalov M. A., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Shukhov Belgorod State Technological University, Belgorod, Russia);
Kolesnikov V. I., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Rostov State University of Communications, Rostov, Russia);
Yiming Kevin Wrong, Doctor of Engineering Sciences, Professor (Worcester Polytechnic University, Worcester, USA);
Matsevityi Yu. M., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Institute of Machine- Building Problems of The National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkov, Ukraine);
Cheslav Kundera, Doctor of Engineering Sciences, Professor (Polytechnica Sventokzhiska, Keltse, Poland);
Filimonikhin G. B., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Kirovograd Technical University, Kirovograd, Ukraine);
Lvov G. I., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Kharkov National Technical University "KhPI", Kharkov, Ukraine);
Dzyuba A. P., Doctor of Physico-Mathematical Sciences (Dnepropetrovsk State University, Dnepropetrovsk, Ukraine);
Shubenko A. L., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Institute of Machine- Building Problems of The National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkov, Ukraine);
Gadyaka V. G., Candidate of Sciences (Engineering) (Public joint-stock company "Frunze Sumy Machine-Building Scientific and Production Incorporation");
Yozhef Zayats, Doctor of Engineering Sciences, Professor (Koshitse Technological Institute, Koshitse, Slovakia);
Karpus V. E., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Academy of Internal Military Forces of the Ministry of Home Affairs of Ukraine, Kharkov, Ukraine).



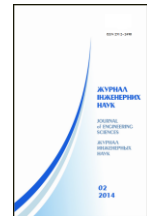
СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ, СТАНКИ И ИНСТРУМЕНТЫ	● ○ ○ ○ ○ ○	A
В. Л. Доброскок, Ю. Б. Витязев, А. В. Погарский Компенсирющие деформации триангуляционных моделей промышленных изделий на этапе технологической подготовки		A 1–A 7
В. А. Недобой, Ю. Н. Кузнецов, Герра Жоаким Аугушто Хамуйела Экспериментальные исследования влияния конструкций хвостовика инструмента на характеристики зажимного патрона		A 8–A 12
И. Е. Ткачук Экспериментальное исследование температуры резания при точении порошковых спеченных материалов		A 13–A 18
И. О. Осадчий, Д. В. Криворучко, И. С. Родин Интегрированная технология изготовления зубчатых колес из волокнистых полимерных композиционных материалов		A 19–A 24
А. А. Штегин Метод построения диаграмм устойчивости при фрезеровании наклонных поверхностей сферическими концевыми фрезами. Часть 1. Выходные данные		A 25–A 31
ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В МАШИНАХ И АППАРАТАХ	○ ● ○ ○ ○ ○	B
С. П. Денисюк, Д. Г. Деревянко, К. Ю. Щербань Особенности анализа влияния помех от разнородных типов источников распределенной генерации на процессы в нагрузках		B 1–B 7
Б. В. Ништа, Д. В. Криворучко, А. В. Бурняшев Компьютерный анализ напряженно-деформированного состояния рабочего колеса центробежного компрессора		B 8–B 13
ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ. ГЕРМОМЕХАНИКА	○ ○ ● ○ ○ ○	C
В. И. Симоновский, В. А. Василевский Особенности колебаний роторов турбокомпрессоров в неустойчивой области частот вращения		C 1–C 7
ТЕХНИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ И МЕТРОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ	○ ○ ○ ○ ● ○	E
О. Д. Дынный, В. А. Залого, А. В. Ивченко, Ю. А. Денисенко, Н. В. Суценок Оценка удовлетворенности заинтересованных сторон. Часть 2. Разработка шкалы оценивания		E 1–E 11
ПИТАНИЯ МАТЕРИАЛОЗНАВСТВА	○ ○ ○ ○ ○ ●	F
Д. В. Ткач Влияние структуры на демпфирующую способность технически чистого титана BT1-0		F 1–F 5



ЗМІСТ

ТЕХНОЛОГІЯ МАШИНОБУДУВАННЯ, ВЕРСТАТИ ТА ІНСТРУМЕНТИ	● ○ ○ ○ ○ ○	A
В. Л. Доброскок, Ю. Б. Вітязов, А. В. Погарський Компенсуючі деформації триангуляційних моделей промислових виробів на етапі технологічної підготовки		A 1–A 7
В. А. Недобой, Ю. М. Кузнецов, Гера Жоаким Аугушто Хамуйела Експериментальні дослідження впливу конструкції хвостовика інструменту на характеристики затискного патрона		A 8–A 12
І. Є. Ткачук Експериментальне дослідження температури різання при точінні порошкових спечених матеріалів		A 13–A 18
І. О. Осадчий, Д. В. Криворучко, І. С. Родін Інтегрована технологія виготовлення зубчатих коліс із волокнистих полімерних композиційних матеріалів		A 19–A 24
О. О. Штегін Метод побудови діаграм сталості при фрезеруванні похилих поверхонь сферичними кінцевими фрезами. Частина 1. Вихідні дані		A 25–A 31
ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ У МАШИНАХ ТА АПАРАТАХ	○ ● ○ ○ ○ ○	B
С. П. Денисюк, Д. Г. Дерев'янюк, К. Ю. Щербань Особливості аналізу впливу завад від різномірних типів джерел розосередженої генерації на процеси в навантаженнях		B 1–B 7
Б. В. Нішта, Д. В. Криворучко, А. В. Бурняшев Комп'ютерний аналіз напружено-деформованого стану робочого колеса відцентрового компресора		B 8–B 13
ДИНАМІКИ ТА МПЦІНІСТЬ. ГЕРМОМЕХАНІКА	○ ○ ● ○ ○ ○	C
В. І. Симоновський, В. О. Василювський Особливості коливань роторів турбокомпресорів у нестійкій області		C 1–C 7
ТЕХНІЧНЕ РЕГУЛЮВАННЯ ТА МЕТРОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ	○ ○ ○ ○ ● ○	E
О. Д. Динник, В. О. Залога, О. В. Івченко, Ю. О. Денисенко, Н. В. Сущенко Оцінка задоволеності зацікавлених сторін. Частина 2. Розроблення шкали оцінювання		E 1–E 11
ТЕХНІЧНЕ РЕГУЛЮВАННЯ ТА МЕТРОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ	○ ○ ○ ○ ○ ●	F
Д. В. Ткач Вплив структури на демпфувальну здатність технічно чистого титану BT1-0		F 1–F 5



CONTENTS

ENGINEERING, MACHINES AND TOOLS	● ○ ○ ○ ○ ○	A
V. L. Dobroskok, U. B. Vityazev, A. V. Pogarsky Compensation of deformation of industrial products at the stage of technological preparation of their triangulation models		A 1–A 7
V. A. Nedoboi, Yu. N. Kuznetsov, Guerra Hamuyela Experimental study of the effect of the tool shank on the chuck structural characteristics		A 8–A 12
I. Y. Tkachuk Experimental investigation of cutting temperature in turning of sintered powder materials		A 13–A 18
I. O. Osadchiy, D. V. Kryvoruchko, I. S. Rodin Integrated technology of wheel gear manufacture		A 19–A 24
O. O. Shtehin A method of stability lobes prediction in ball end milling of inclined surfaces. Part 1. Source data		A 25–A 31
INVESTIGATION OF WORK PROCESSES IN MACHINES AND DEVICES	○ ● ○ ○ ○ ○	B
S. P. Denysyuk, D. G. Derevianko, K. Y. Shcherban Features analysis of the impact of noise from diverse types of sources of distributed generation on the processes in consumers		B 1–B 7
B. V. Nishta, D. V. Kryvoruchko, A. V. Burnyashev Structural analysis of impeller of a centrifugal compressor		B 8–B 13
DYNAMICS AND STRENGTH. SEALING MECHANICS	○ ○ ● ○ ○ ○	C
V. I. Symonovskyy, V. O. Vasylevskyy Features of the turbocharger's rotor vibration in unstable region		C 1–C 7
TECHNICAL REGULATION AND METROLOGICAL SUPPORT	○ ○ ○ ○ ● ○	E
O. D. Dynnik, V. O. Zaloga, O. V. Ivchenko, Y. O. Denysenko, N. V. Suschenko Assessment of stakeholder satisfaction. Part 2. Development of the scale of evaluation		E 1–E 11
PROBLEMS OF MATERIALS SCIENCE	○ ○ ○ ○ ○ ●	F
D. V. Tkach Influence of structure on the damping capacity of commercially pure titanium BT1-0		F 1–F 5



УДК 621.7

Компенсирющие деформации триангуляционных моделей промышленных изделий на этапе технологической подготовки

В. Л. Доброскок¹⁾, Ю. Б. Витязев²⁾, А. В. Погарский³⁾

^{1), 2), 3)} *Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина, 61002*

Article info:

Paper received:

The final version of the paper received:

Paper accepted online:

24 November 2014

29 November 2014

08 January 2015

Correspondent Author's Address:

¹⁾ vldob@narod.ru

²⁾ vitub@rambler.ru

³⁾ avpog.box@ya.ru

Рассмотрены вопросы технологической подготовки триангуляционных моделей промышленных изделий для построения на установках селективного лазерного спекания. Обоснована необходимость выполнения компенсирующих деформаций на этапе технологической подготовки. Показано, что использование технологических компенсирующих деформаций создает предпосылки повышения точности построения изделий на установках селективного лазерного спекания.

Ключові слова: селективное лазерное спекание, остаточная деформация, 3D-модель, триангуляция, технологическая подготовка, цветовая визуализация.

1. ВВЕДЕНИЕ

Селективное лазерное спекание (SLS) при материализации 3D моделей осуществляется путем избирательного соединения частиц исходного порошкового материала. Одной из особенностей технологии SLS является возникновение остаточных деформаций изделий.

В результате изменения агрегатного состояния порошкового материала при построении изделий возникает объемная усадка. Усадка вызывает внутренние напряжения, приводящие к остаточным деформациям изгиба. Деформации изгиба характеризуются изменением и / или возникновением кривизны поверхностей изделий [1]. Остаточные деформации приводят к отклонениям от правильной геометрической формы изделий, что может негативно влиять на функциональность и собираемость.

Так как в настоящее время отсутствуют методы достоверного прогнозирования деформаций изделий, построенных на установках SLS, стрела прогиба и характер остаточной деформации определяются по типовым изделиям. Точность формы изделий определяется по базовым плоским поверхностям. Важной задачей повышения точности при построении изделий является снижение погрешности формы базовых (установочных) поверхностей и разъемов.

На этапе, предшествующем материализации, производится триангуляция CAD-модели с последующей технологической подготовкой (рис. 1).

При изготовлении изделий на установках послойного построения используются триангуляционные STL-модели, содержащие координаты вершин треугольников – $V1 (Vx,1; Vy,1; Vz,1)$, $V2 (Vx,2; Vy,2; Vz,2)$, $V3 (Vx,3; Vy,3; Vz,3)$ и направляющие косинусы векторов нормалей – Nx, Ny, Nz . Под триангуляцией

понимается аппроксимация поверхности CAD-модели связанными треугольниками с заданной точностью [2].

Основными технологическими задачами подготовки 3D-моделей к материализации являются обратимая структурная декомпозиция, рациональная пространственная ориентация, компенсирующая усадку, трансформация и оптимальное размещение изделий в рабочем пространстве установки [3]. Для снижения отклонений от правильной геометрической формы предложено проводить технологическую компенсирующую деформацию триангуляционных моделей на этапе подготовки к материализации.

Цель статьи – предложить подход к повышению точности построения изделий на установках SLS путем применения технологических компенсирующих деформаций исходных триангуляционных моделей.

2. ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Под деформацией δ_i триангуляционной модели (в геометрическом смысле) понимается изменение координат вершин z_i по направлению построения (ось Z) в соответствии с заданным законом в зависимости от текущих значений координат x_i, y_i в плоскости построения (оси $X - Y$): $z_i = z_i^* \pm \delta_i$; $\delta_i = f(x_i, y_i) \neq \text{const}$, где z_i, z_i^* – соответственно деформационные и исходные значения координат вершин; $f(x_i, y_i)$ – деформационная функция.

Для реализации предложенного подхода разработана специальная программная подсистема деформаций / трансформаций STL-моделей на базе системы морфологического анализа (рис. 2).

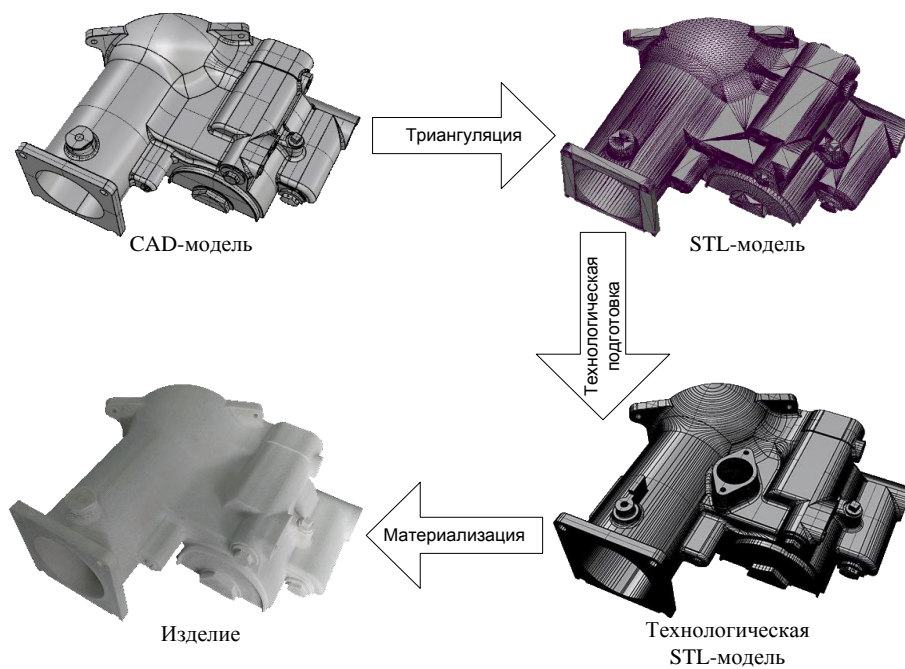


Рис. 1. Схема технологических этапов перехода от CAD-модели к изделию

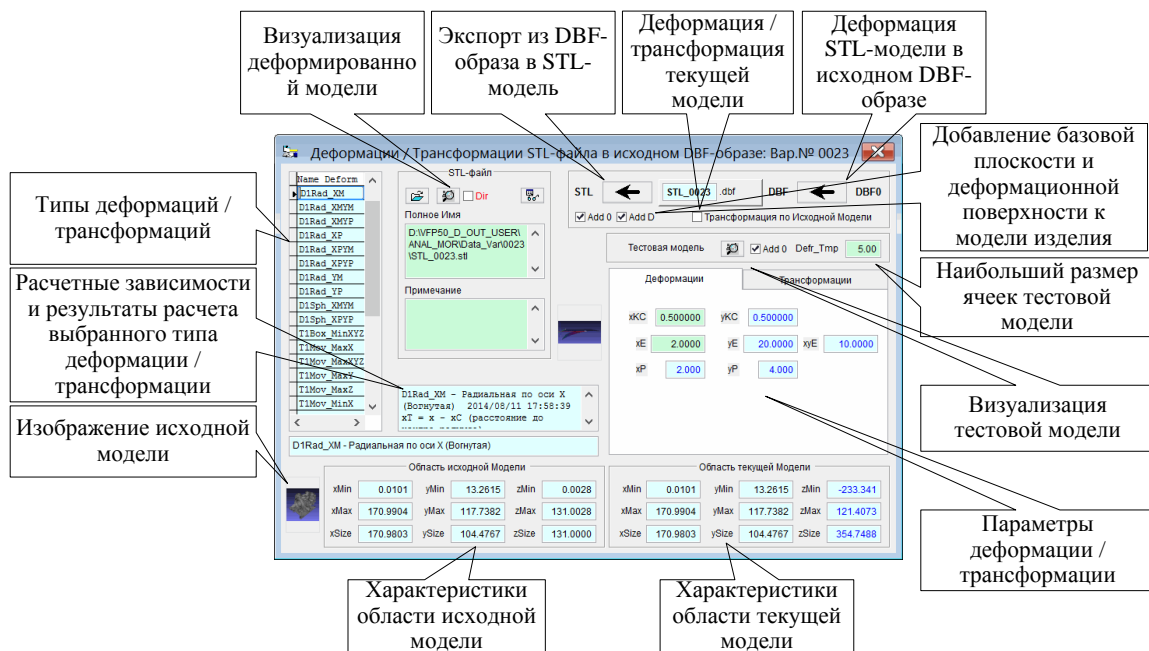


Рис. 2. Экранная форма подсистемы деформаций / трансформаций STL-моделей

Технологическая компенсирующая деформация должна соответствовать закону изменения прогнозируемой (ожидаемой) остаточной деформации изделия и быть обратной ей по знаку. Закон изменения и его параметры выбираются в соответствии с результатами производственных испытаний. Основными параметрами компенсирующей деформации являются стрела прогиба δ и относительное смещение центра кривизны деформации k_c .

Компенсирующая технологическая деформация может быть положительной или отрицательной (рис. 3). Знак приращения кривизны соответствует знаку деформации: плюс – выпуклая (XP , YP), минус – вогнутая (XM , YM). Под выпуклой компенсирующей деформацией триангуляционной модели понимается изменение координат вершин треугольников

в положительную сторону от прилегающей (нулевой) плоскости до краев модели по осям X и / или Y и в отрицательную – при вогнутой деформации.

В подсистеме возможно выполнение трех типов деформаций триангуляционных моделей: радиальной, сферической и степенной. Каждый тип деформации отличается законом изменения координат вершин модели. Тип компенсирующей деформации выбирается исходя из геометрических особенностей изделия (соотношения размеров и формы).

Особенностью радиальной компенсирующей деформации является возможность независимого задания радиальных (дуговых) профилей сечений с заданным расположением центров кривизны по осям X , Y (рис. 4).

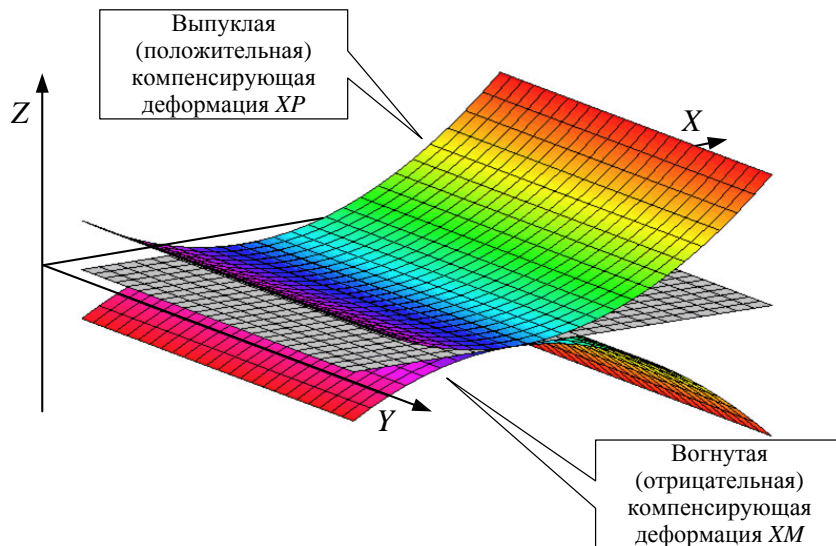


Рис. 3. Выпуклая и вогнутая деформация поверхности по оси X

Радиальная компенсирующая деформация

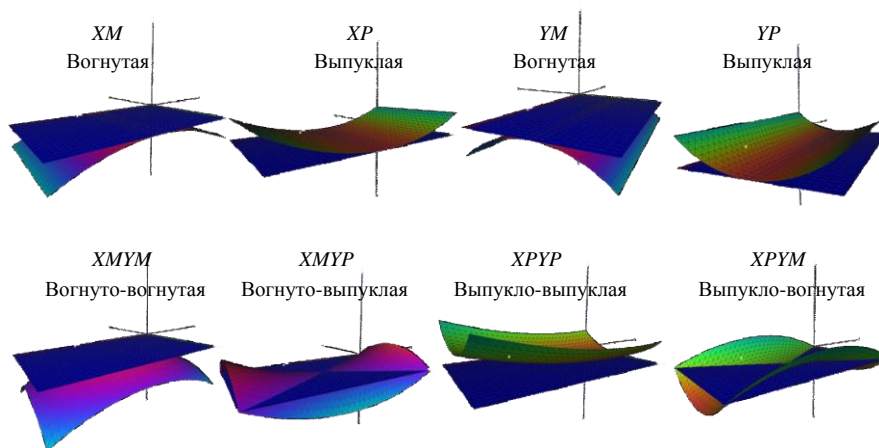


Рис. 4. Пример радиальных компенсирующих деформаций на тестовых триангуляционных моделях

Основными параметрами радиальной компенсирующей деформации являются: стрела прогиба по осям X и / или Y – δ_X, δ_Y ; относительное смещение центра кривизны деформации по осям X и / или Y – k_{cX}, k_{cY} (рис. 5). Деформационная функция

$$\delta_i = \pm \left(R_X - \sqrt{R_X^2 - x_T^2} \right) \pm \left(R_Y - \sqrt{R_Y^2 - y_T^2} \right), \quad (1)$$

где x_T, y_T, R_X, R_Y – параметры деформационной функции:

– радиусы кривизны деформации (оси X, Y) \Rightarrow

$$R_X = (\delta_X + x_{c\max}^2 / \delta_X) / 2, \quad R_Y = (\delta_Y + y_{c\max}^2 / \delta_Y) / 2,$$

где δ_X, δ_Y – заданная стрела прогиба по осям X, Y ; $x_{c\max}, y_{c\max}$ – наибольшая хорда по осям X, Y ;

– расстояние от рассматриваемой вершины до центра кривизны деформации \Rightarrow

$$x_T = x_i - x_c, \quad y_T = y_i - y_c;$$

– расстояние до центра кривизны деформации по осям $X, Y \Rightarrow$

$$x_c = x_{min} + k_{cX} l_{Xsize}, \quad y_c = y_{min} + k_{cY} l_{Ysize},$$

где x_{min}, y_{min} – минимальные значения координат по осям X, Y ; l_{Xsize}, l_{Ysize} – размеры модели по осям деформации X, Y .

Сферическая компенсирующая деформация характеризуется общим радиусом кривизны по осям X и Y (рис. 6). Основными параметрами сферической компенсирующей деформации являются: стрела прогиба по осям X и Y – δ_{XY} ; относительное смещение центра кривизны деформации по осям X и Y – k_{cX}, k_{cY} . Деформационная функция

$$\delta_i = R_{XY} \pm \sqrt{R_{XY}^2 - x_T^2 - y_T^2}. \quad (2)$$

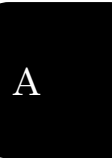
Для сферической компенсирующей деформации радиус кривизны

$$R_{XY} = (\delta_{XY} + c_{xy\max} / \delta_{XY}) / 2,$$

где $c_{xy\max}$ – наибольшая диагональная хорда по осям $X - Y \Rightarrow$

$$c_{xy\max} = \sqrt{x_{c\max}^2 + y_{c\max}^2}.$$

Компенсирующая деформация может быть задана степенной функцией, где показатель степени p , определяющий характер кривизны, выбирается в пределах 1–9 (рис. 7).



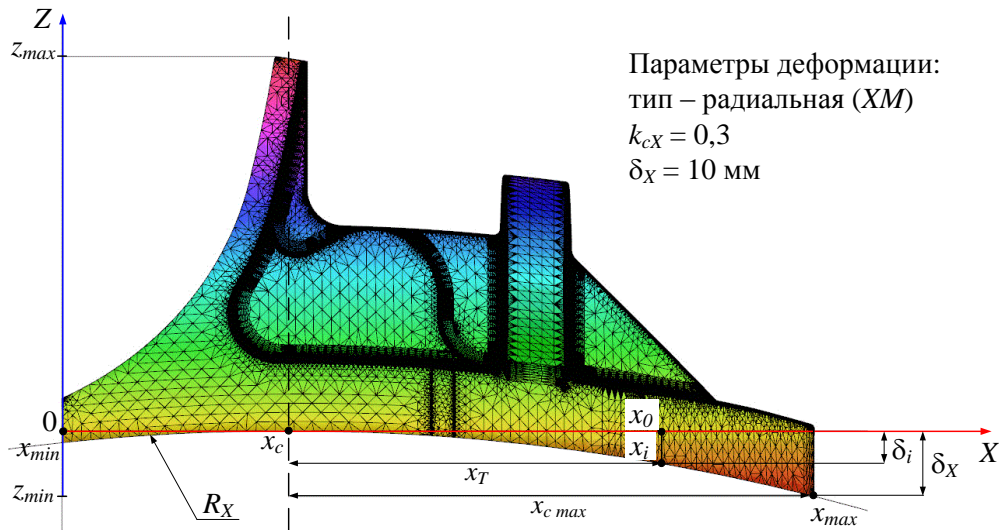


Рис. 5. Пример радиальной вогнутой (XM) компенсирующей деформации триангуляционной модели

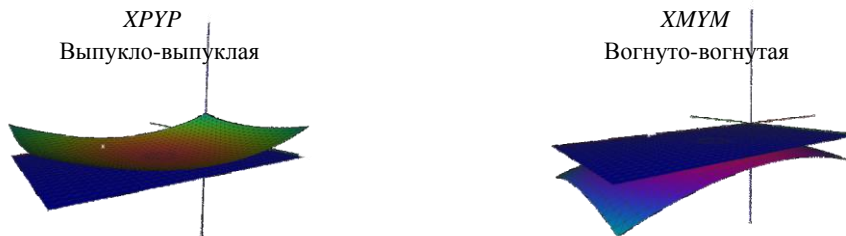


Рис. 6. Пример сферических компенсирующих деформаций на тестовых триангуляционных моделях

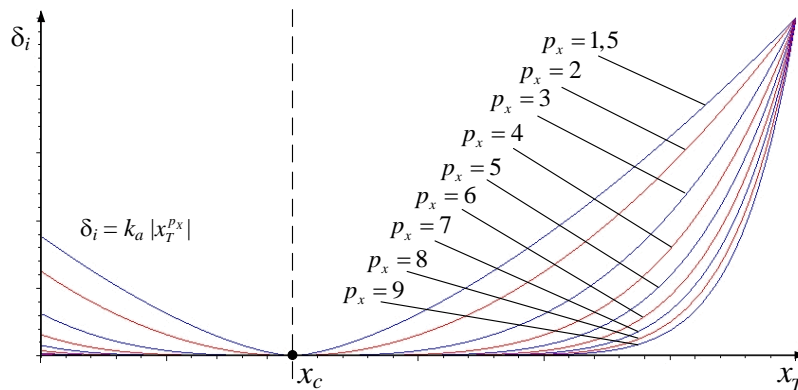


Рис. 7. Пример сферических компенсирующих деформаций на тестовых триангуляционных моделях

Основными параметрами степенной деформации (рис. 8) являются: стрела прогиба по оси X и /или Y – δ_X , δ_Y ; относительное смещение центра кривизны деформации по оси X и /или Y – k_{cX} , k_{cY} . Деформационная функция по оси X и Y :

$$\delta_i = k_{aX} |x_T^{p_X}|, \delta_i = k_{aY} |y_T^{p_Y}|,$$

где k_{aX} , k_{aY} – выравнивающий коэффициент по осям X , Y , обеспечивающий заданную стрелу прогиба \Rightarrow

$$k_{aX} = \delta_X / |x_{cmax}^{p_X}|, k_{aY} = \delta_Y / |y_{cmax}^{p_Y}|.$$

Проведенные эксперименты показали, что при длине изделия 150–200 мм величина стрелы прогиба Δ обычно составляет не более 1,5 мм. Для компенсации остаточных деформаций к модели применена компенсирующая деформация по осям X и Y (рис. 9).

Тип компенсирующей деформации выбран по ре-

зультатам измерений распределения остаточных деформаций по длине изделия (каждые 10 мм).

По оси X $l_{Xsize} = 265$ мм применена вогнутая радиальная деформация со стрелой прогиба $\delta_X = 0,8$ мм, по оси Y $l_{Ysize} = 128$ мм применена степенная деформация $\delta_Y = 0,4$ с относительным смещением центра кривизны деформации $k_{cX} = 0,5$ и степенью $p = 5$.

Как видно по графикам распределения остаточных деформаций (рис. 10), изделие, построенное по модели с компенсирующей деформацией, имеет более правильную форму по сравнению с изделием, построенным по исходной триангуляционной модели.

Стрела прогиба Δ изделия по осям X и Y по исходной триангуляционной модели составила $\Delta X = 1,7$ мм и $\Delta Y = 0,5$ мм, по модели с компенсирующей деформацией $\Delta X = 0,7$ мм и $\Delta Y = 0,25$ мм.

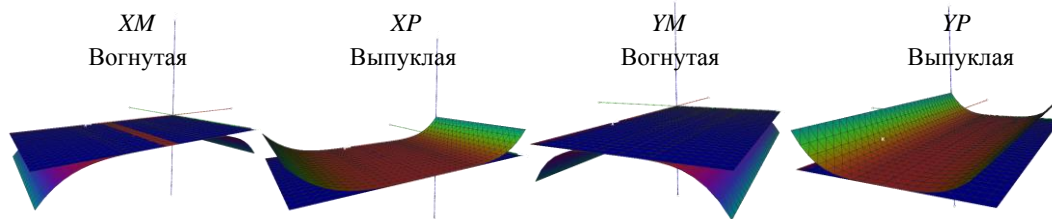


Рис. 8. Пример степенных компенсирующих деформаций на тестовых триангуляционных моделях

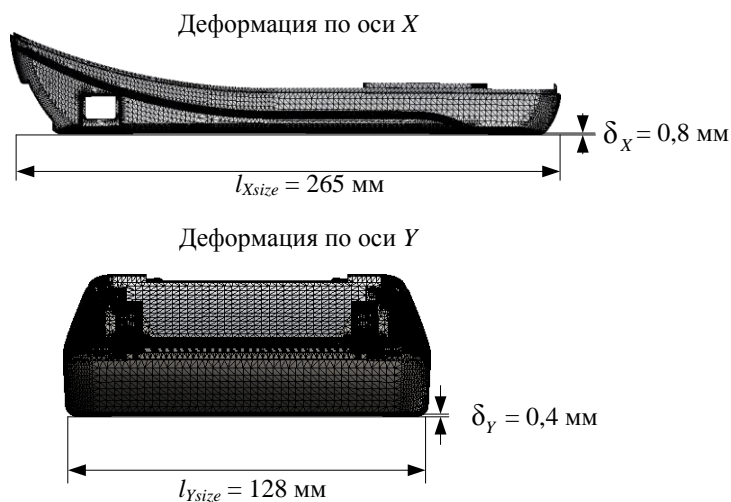
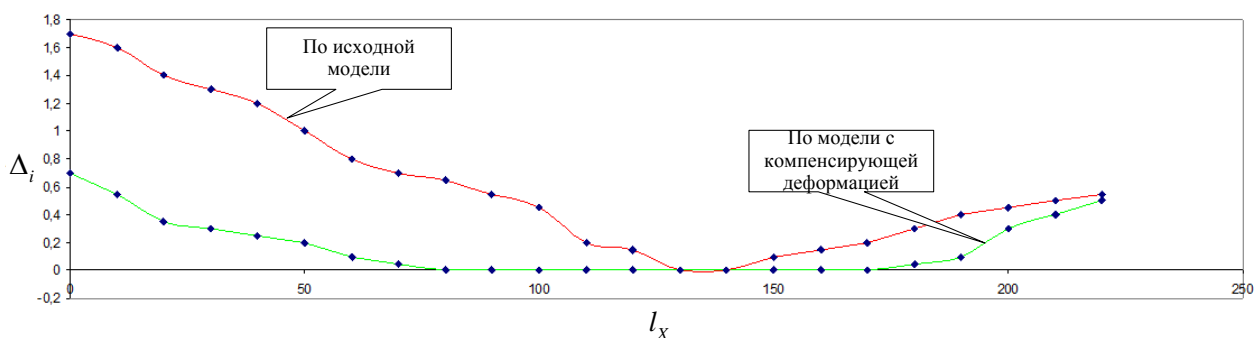


Рис. 9. Триангуляционная модель с компенсирующей деформацией по осям X и Y

Распределение остаточных деформаций изделия по оси X



Распределение остаточных деформаций изделия по оси Y

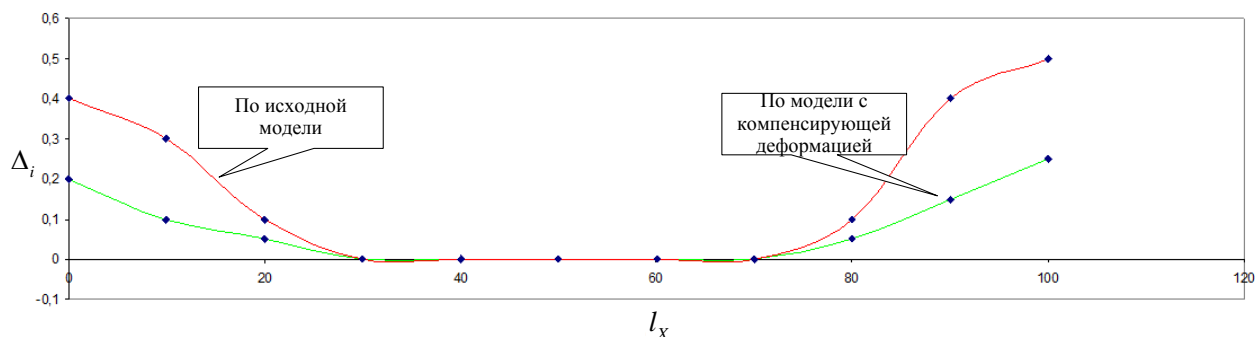


Рис. 10. Распределения остаточных деформаций изделий по осям X и Y

Радиальная компенсирующая деформация применяется при постепенно возрастающих отклонениях. Сферическую компенсирующую деформацию целесообразно применять на моделях с одинаковой

длиной и симметричной конструкцией по осям X и Y. Степенную деформацию рекомендуется применять в тех случаях, когда загibaются края изделий.



Для визуальной оценки характера компенсирующей деформации в подсистеме создается тестовая модель в формате OBJ, поддерживающем цветовую визуализацию вершин треугольников. Тестовая модель может содержать нулевую плоскость ($z=0$) и деформационную поверхность (рис. 11).

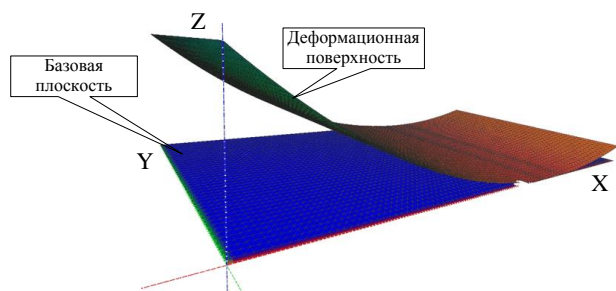


Рис. 11. Цветовая визуализация тестовой модели

Визуализация осей X , Y на нулевой плоскости осуществляется градиентной окраской граней треугольников в соответствии с цветом вершин: красный – ось X , зеленый – ось Y .

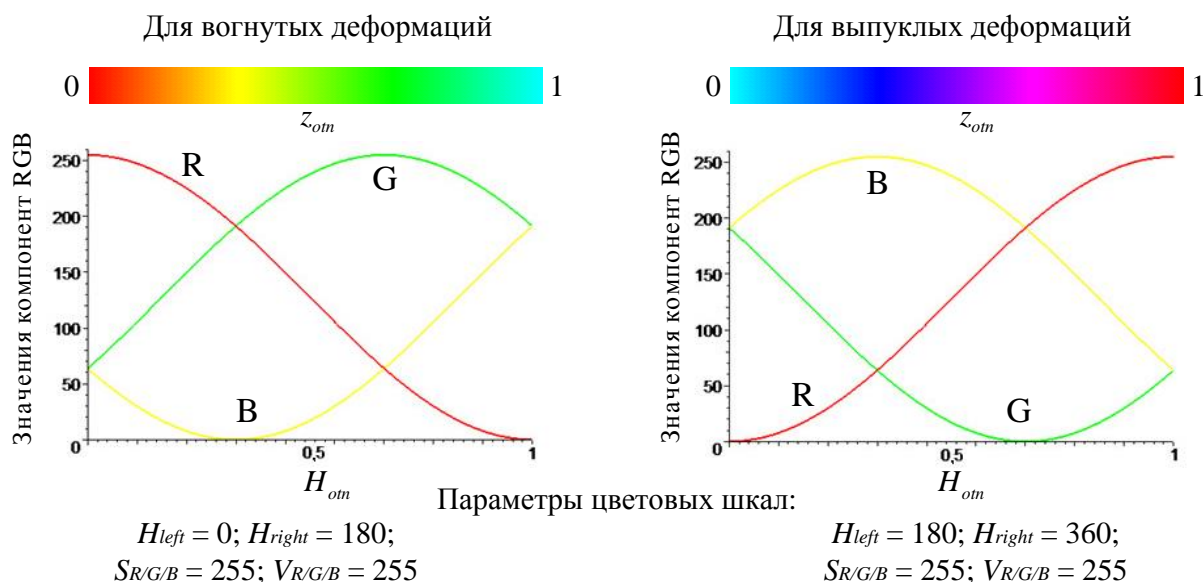


Рис. 12. Построение специальных цветовых шкал

Поскольку максимальные значения компенсирующих деформаций достаточно малы (обычно до 1% от длины модели), возникает сложность их визуального восприятия. Для решения этой проблемы было предложено выполнять цветовую визуализацию по относительному значению координат вершин в направлении построения. Визуализация производится с использованием цветовой шкалы на базе HSV-модели с заданными начальными H_{Left} и конечными H_{Right} цветовыми тонами. Цветовой тон – одна из основных характеристик цвета, определяющая его оттенок (варьируется в пределах 0–360°), для вогнутой деформации $H_{Left} = 0^\circ$, $H_{Right} = 180^\circ$; для выпуклой $H_{Left} = 180^\circ$, $H_{Right} = 360^\circ$.

Цветовые шкалы строятся на базе предложенной полигармонической цветовой модели HSV [4], одним из преимуществ которой является возможность изменения начального $H = H_{Left}$ и конечного $H = H_{Right}$ значения цветового тона, в диапазоне ко-

торых размещаются оттенки шкалы (рис. 12).

Значения цветового тона H_i рассчитываются по относительному значению координат вершин треугольников по оси Z (при $H_{Left} < H_{Right}$):

$$H_i = z_{om_i} (H_{max} - H_{min}) + H_{min}, \quad (3)$$

где z_{om_i} – визуализируемые (цветом) координаты вершин треугольников по оси Z в относительных единицах; H_{max} , H_{min} – наибольшее и наименьшее значения цветового тона.

Плавный переход цветов (оттенков) осуществляется путем сопоставления относительных пропорций $z_{om_i} = H_{om_i}$ координат вершин треугольников по оси Z и цветового тона:

$$z_{om_i} = H_{om_i} = (z_i - z_{min}) / (z_{max} - z_{min}) = (H_i - H_{min}) / (H_{max} - H_{min}), \quad (4)$$

где z_i – визуализируемые координаты вершин треугольников по оси Z ; H_i – возвращаемое значение

цветового тона.

Для аппаратной реализации цветовой шкалы выполняется переход к цветовой модели RGB:

$$R_i / G_i / B_i = Y_{mean \ R/G/B} + A_{R/G/B} \cos (H_i - P_{R/G/B}), \quad (5)$$

где $P_{R/G/B}$ – сдвиг гармонических компонент ($P_R = 0^\circ$, $P_G = 120^\circ$, $P_B = 240^\circ$); $Y_{mean \ R/G/B}$, $A_{R/G/B}$ – вспомогательные переменные:

– среднее значение компонент R/G/B

$$Y_{mean \ R/G/B} = (Y_{max \ R/G/B} + Y_{min \ R/G/B}) / 2; \quad (6)$$

– амплитуда компонент R/G/B

$$A_{R/G/B} = (Y_{max \ R/G/B} - Y_{min \ R/G/B}) / 2 = V_{R/G/B} S_{R/G/B} / 510, \quad (7)$$

где $Y_{max \ R/G/B} = V_{R/G/B}$,

$Y_{min R/G/B} = V_{R/G/B} (1 - S_{R/G/B} / 255)$ – максимальное и минимальное значения компонент R/G/B.

Просмотр тестовых моделей с цветовой визуализацией выполнялся с использованием программы MeshLab.

3. ВЫВОДЫ

Верификация предложенного подхода в производственных условиях совместно с учебно-научно-производственным объединением «Высокие технологии в машиностроении» показала, что технологические компенсирующие деформации триангуляционных моделей на этапе технологической подготовки позволяют существенно снизить погрешности формы изделий, построенных на установках селективного лазерного спекания.

Compensation of deformation of industrial products at the stage of technological preparation of their triangulation models

V. L Dobroskok¹⁾, U. B. Vityazev²⁾, A. V. Pogarsky³⁾

^{1), 2), 3)} National technical university «Kharkiv polytechnic institute», 21 Frunze Str., Kharkiv, Ukraine, 61002

Technological preparation of triangulation models for SLS of industrial products is considered in this paper. The need to implement compensating deformations on the triangulation models is justified. It is shown that the use of technology compensating deformation creates preconditions to improve the accuracy of SLS manufactured products.

Key words: selective laser sintering, residual deformation, 3D model, triangulation, technological preparation, color visualization.

Компенсуючі деформації триангуляційних моделей промислових виробів на етапі технологічної підготовки

В. Л. Доброскок¹⁾, Ю. Б. Вітязев²⁾, А. В. Погарський³⁾

^{1), 2), 3)} Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», вул. Фрунзе, 21, м. Харків, Україна, 61002

Розглянуто питання технологічної підготовки триангуляційних моделей промислових виробів для побудови на установках селективного лазерного спікання. Обґрунтовано необхідність виконання компенсуючих деформацій на етапі технологічної підготовки. Показано, що використання технологічних компенсуючих деформацій створює передумови підвищення точності побудови виробів на установках селективного лазерного спікання.

Ключові слова: селективне лазерне спікання, залишкова деформація, 3D-модель, триангуляція, технологічна підготовка, колірна візуалізація.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

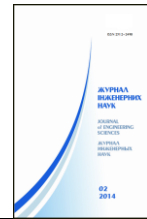
1. Ишлинский А. Ю. Математическая теория пластичности / А. Ю. Ишлинский, Д. Д. Ивлев. – М. : Физматлит, 2001. – 704 с.
2. Скворцов А. В. Триангуляция Делоне и ее применение / А. В. Скворцов. – Томск: Изд-во Том. ун-та, 2002. – 128 с.
3. Доброскок В. Л. Рациональная ориентация изделий при их послойном формообразовании на базе исходной триангуляционной 3D-модели / В. Л. Доброскок, Л. Н. Абдурайимов, С. И. Чернышов // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – Симферополь : НИЦ КИПУ, 2010. – Вып. 24. – С. 13–21.

REFERENCES

1. Ishlinskiy A. U., Ivlev D. D. (2002). Matematicheskaya teoriya plastichnosti. Moscow: Fizmatlit, 704 p. [in Russian].
2. Skvortsov A. V. (2002). Triangulyatsiya Delone i ee primeneniye. Tomsk: Tom. University, 128 p. [in Russian].
3. Dobroskok V. L., Abdurayimov L. N., Chernyishov S. I. (2010). Uchenyie zapiski Krymskogo inzhenerno-

4. Доброскок В. Л. Совершенствование цветовой модели HSV для решения технологических задач / В. Л. Доброскок, А. В. Погарский // Вісник Кременчуцького національного університету ім. Михайла Остроградського. – Кременчук : КрНУ, 2014. – Вип. 2 (85). – С. 85–90.

- pedagogicheskogo universiteta. Tehnicheskie nauki. Simferopol, Vol. 24, pp. 13–21 [in Russian].
4. Dobroskok V.L., Pogarskiy A.V. (2014). Visnik Kremenchutskogo natsionalnogo unversitetu Imeni Mihayla Ostrogradskogo. Kremenchuk, Vol. 2 (85), 85–90 [in Russian].



УДК 621.941.2

Експериментальні дослідження впливу конструкції хвостовика інструмента на характеристики затискного патрона

В. А. Недобой¹⁾, Ю. М. Кузнецов²⁾, Гера Жоаким Аугушто Хамуйела³⁾

^{1), 2)} Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут», просп. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056

³⁾ University Agostinho Neto, Avenida 4 de Fevereiro 7, Luanda, Angola, 3350

Article info:

Paper received:

11 November 2014

The final version of the paper received:

14 December 2014

Paper accepted online:

08 January 2015

Correspondent Author's Address:

¹⁾ vadim_kpi@mail.ru

²⁾ info@z mok.kiev.ua

³⁾ avpog.box@ya.ru

Розглянуто вплив конструкції хвостовика інструмента й відхилення діаметра на характеристики інструментального затискного патрона залежно від тиску затиску та коефіцієнта зчеплення. Проведено огляд робіт інших авторів, з яких встановлено, що проблема або не розглядалася, або вирішена не повністю. Проведений експеримент у статиці на визначення сили проштовхування та моменту прокручування оправок, затиснутих в інструментальному затискному патроні з різними параметрами хвостовика: оправки номінального діаметра з відхиленнями; оправки з отворами в хвостовику різного діаметра. Обчислені коефіцієнти підсилення патрона для обох випадків та побудовані графіки залежності. Установлено залежність характеристик інструментального затискного патрона від величини діаметра з відхиленнями та товщини стінки хвостовика оправок.

Ключові слова: інструментальний затискний патрон, оправка, тиск, коефіцієнт підсилення, момент прокручування, сила проштовхування.

1. ВСТУП

Точність та надійність затискання інструмента в інструментальному затискному патроні (ІЗП) є одним із головних вимог для дотримання точності обробки на верстаті. Тому доцільним є дослідження впливу конструкції хвостовика інструмента (оправки) на характеристики ІЗП.

У раніше проведених дослідженнях автори висвітлюють, зокрема, проблеми, пов'язані з пружно-напруженим станом ІЗП [1], дослідженням жорсткості патронів [2, 5] методами синтезу та принципами створення патронів [3], або ж проблемами, пов'язаними з конструкцією [4]. В роботі [6] було проведено однофакторний експеримент із дослідженням силових характеристик патрона, з використанням оправки одного діаметра (12 мм), що є недостатнім для отримання усіх характеристик патрона.

2. МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Забезпечення потрібної сили затиску ІЗП для високошвидкісної обробки для різної конструкції хвостовика інструмента.

Метою роботи є дослідження залежності характеристик високошвидкісного ІЗП із затиском у вигляді конічної пружної втулки від відхилень діаметра і зміни конструкції хвостовика інструмента.

Щоб дослідити вплив конструкції хвостовика інструмента на силові характеристики, потрібно провести експерименти в статиці на визначення моменту прокручування і сили проштовхування.

3. ОСНОВНА ЧАСТИНА

Проведено експеримент у статиці з визначення моменту прокручування M_{np} та сили проштовхування P_{np} оправок в ІЗП.

Тиск затиску p_3 створювався насосом (рис. 1) і становив 40, 50 та 60 МПа. Усі експерименти повторювали три рази для отримання більш точних даних. Для експерименту використовували оправки з номінальними діаметрами $d_n = 8, 10$ та 12 мм з відхиленнями $\Delta = 0; -0,02$ та $-0,04$. Оправки діаметром 8 та 10 мм затискалися з використанням 4-пелюсткової циліндричної цанги.

Визначення моменту прокручування M_{np} відбувалося на токарному верстаті з використанням динамометричної рукоятки та оправок із квадратом на кінці [6].

Для моменту прокручування обчислили коефіцієнт підсилення патрона K'_n за формулою [6]:

$$K'_n = \frac{2 \cdot M_{np}}{\mu_1 \cdot d \cdot p_3 \cdot F}, \quad (1)$$

де μ_1 – коефіцієнт зчеплення (тертя) (0,1; 0,15 та 0,2); F – площа гідроциліндра; d – діаметр оправок; p_3 – тиск затиску оправки.

Установлено, що M_{np} , а отже, і K'_n насамперед залежать від тиску затиску (сили затиску) оправки в

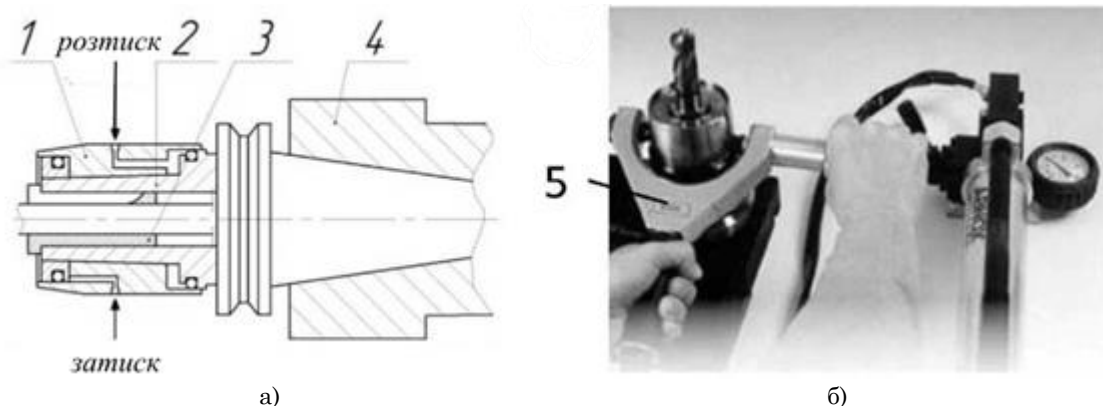


Рис. 1. Розріз (а) і фото (б) інструментального затискового патрона типу CoroGrip у комплекті зі скобою і насосом високого тиску: 1 – рухома конусна втулка; 2 – нерухома упорна конусна втулка; 3 – змінна циліндрична цанга; 4 – шпиндель; 5 – скоба підведення рідини під тиском

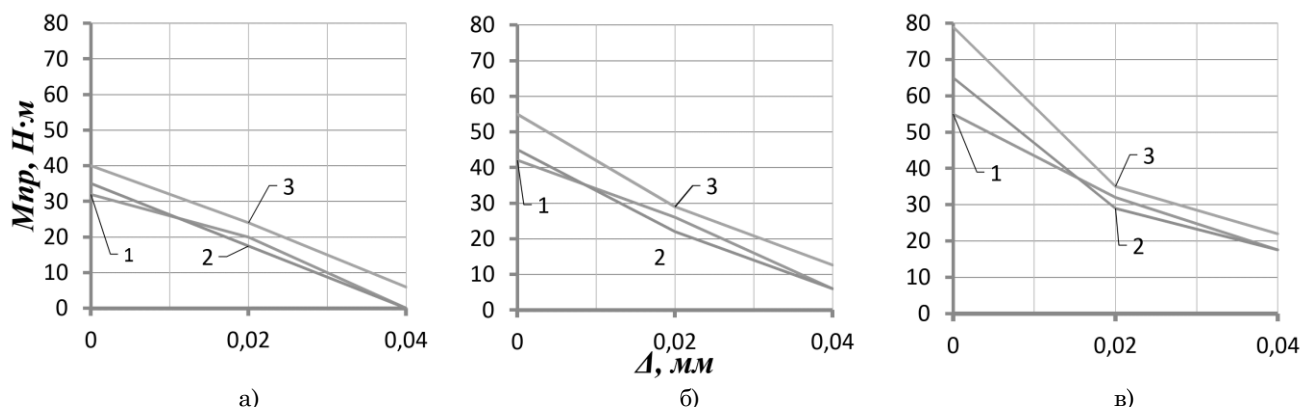


Рис. 2. Вплив зазору між затисковим елементом і хвостовиком інструмента на момент прокручування $M_{пр}$ при затисканні оправок діаметром d_n : 1 – 8 мм; 2 – 10 мм; 3 – 12 мм з відхиленнями $\Delta = 0; -0,02$ та $-0,04$ для тисків p_z : а) – 40 МПа; б) – 50 МПа; в) – 60 МПа

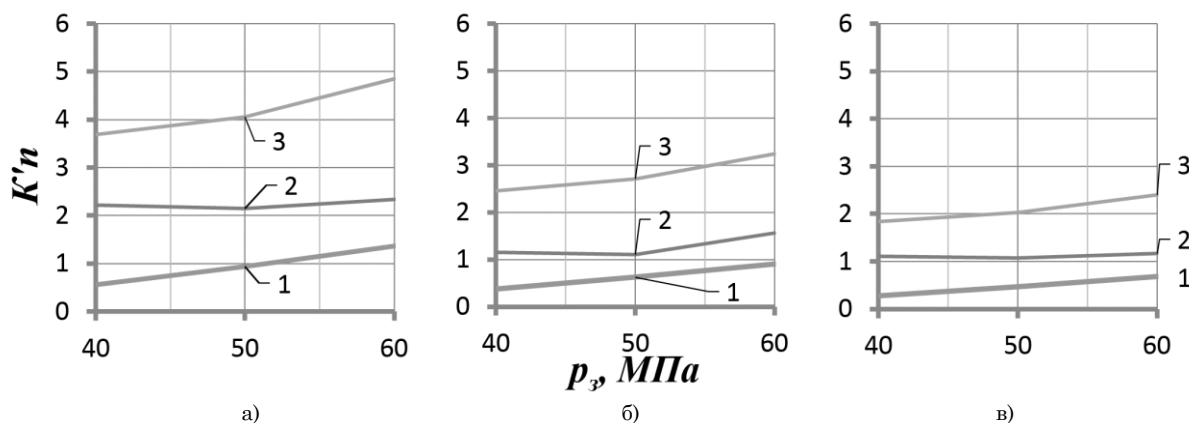


Рис. 3. Вплив тиску затиску на коефіцієнт підсилення $K'_{п}$ оправки номінального діаметрів $d_n = 12$ мм з відхиленнями: 1 – $\Delta = -0,04$ мм; 2 – $\Delta = -0,02$ мм; 3 – $\Delta = 0$ для $M_{пр}$ при різних тисках затиску та коефіцієнтах зчеплення $\mu_1 = 0,1$ (а); $0,15$ (б) та $0,2$ (в)

патроні (рис. 2, 3), але й істотний вплив чинить конструкція хвостовика оправки – величина відхилення, адже чим більше значення відхилення, тим важче вибрати зазор та створити натяг між хвостовиком оправки та конічною втулкою патрона [6]. Також зазначимо, що найбільшу силу затиску має оправка без використання 4-пелюсткової циліндричної цанги, тобто – $\varnothing 12$ мм.

Вимірювання сили проштовхування проводилося на токарному верстаті при навантаженні осью силою за допомогою переміщення пінолі задньої бабки через динамометр стиску [6].

Експеримент показав, що сила проштовхування $P_{пр}$ більша для оправки максимального діаметра без використання змінної циліндричної цанги (рис. 4). Отже, патрон краще працює без перехідних

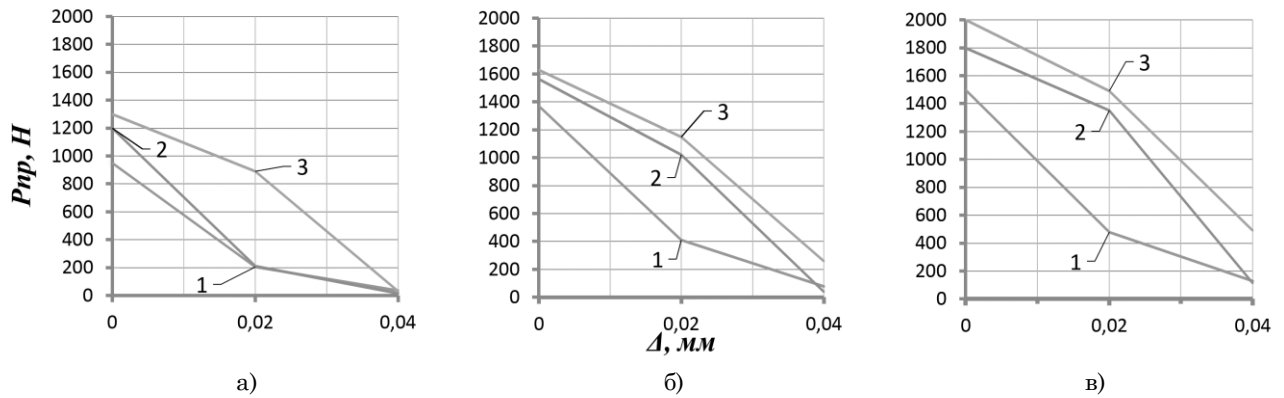


Рис. 4. Вплив зазору між затискним елементом і хвостовиком інструмента на силу прошовування $P_{пр}$ при затисканні оправок діаметром d_n : 1 – 8 мм; 2 – 10 мм; 3 – 12 мм з відхиленнями $\Delta = 0; -0,02$ та $-0,04$ для тисків p_3 : а) – 40 МПа; б) – 50 МПа; в) – 60 МПа

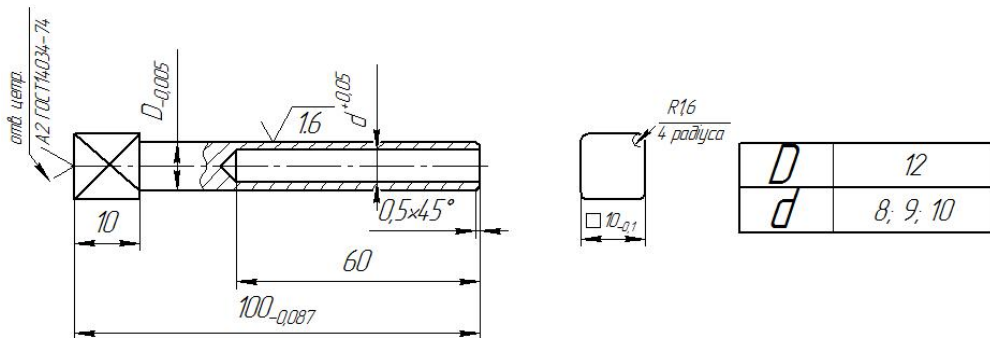


Рис. 5. Оправки з отворами відповідно до таблиці

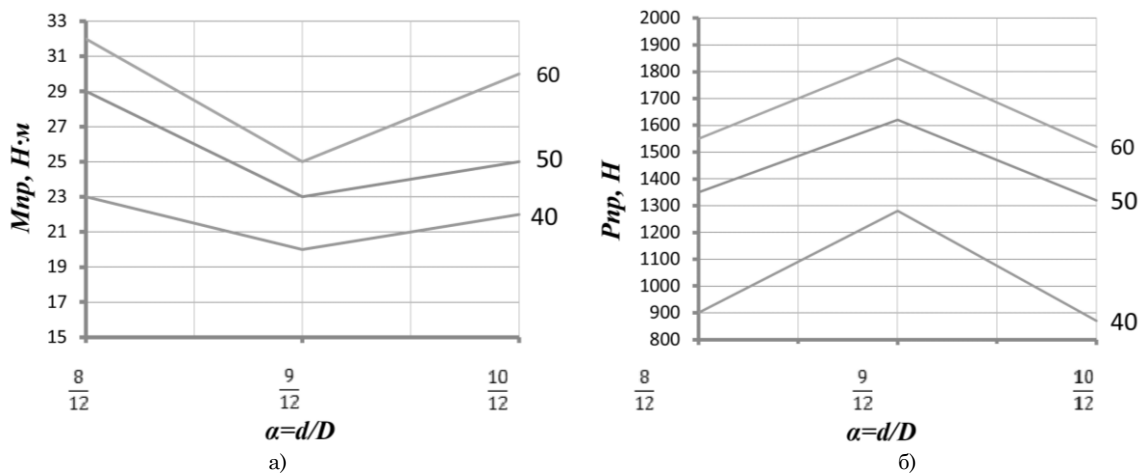


Рис. 6. Вплив співвідношення $\alpha = d/D$ на $M_{пр}$ (а) і $P_{пр}$ (б) при різних тисках затиску

елементів (цанг), а цанги використовують лише для збільшення номенклатури інструмента або ж універсальності патрона.

Визначення моменту прокручування та сили прошовування з використанням тонкостінних оправок (рис. 5).

Коефіцієнт підсилення K'_{H_0} розраховується за виведеною для цього випадку формулою (1), K''_{H_0} – за формулою (2) [6]:

$$K''_{H_0} = \frac{P_{пр}}{\mu_2 \cdot p_3 \cdot F}, \quad (2)$$

де μ_2 – коефіцієнт зчеплення (тертя) (0,1; 0,15 та 0,2);

F – площа гідроциліндра; d – діаметр оправок; p_3 – тиск затиску оправки.

З експерименту бачимо, що коефіцієнт підсилення вищий при прокручуванні для оправки з отвором $d_{отв} = 8$ мм (рис. 7, $M_{пр}$), тобто там, де стінка хвостовика має більшу товщину. Це є прийнятним варіантом для інструментів, які сприймають торцеве навантаження (торцевий інструмент – фрези торцеві). А при прошовуванні коефіцієнт підсилення вищий для оправки з отвором $d_{отв} = 10$ мм (рис. 7, $P_{пр}$), тобто з меншою товщиною стінки. Таке конструктивне рішення оправки є прийнятним для сприйняття осьових навантажень, тобто інструмента типу свердло.

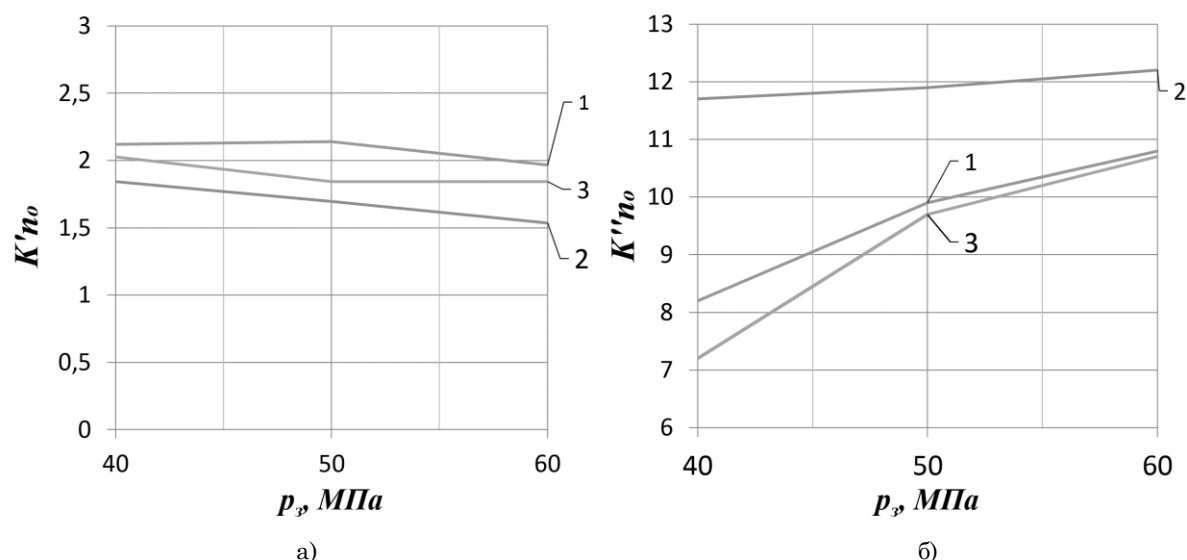


Рис. 7. Вплив тиску затиску p_z на коефіцієнти підсилення K'_{n0} та K''_{n0} оправки $d = 12$ мм з отворами 8 (1), 9 (2) та 10 (3) мм для M_{np} (а) і P_{np} (б) при $\mu_2 = 0,2$

4. ВИСНОВКИ

У роботі вперше подані результати багатofакторного експерименту з дослідження силових характеристик ІЗП, з використанням оправок із різними параметрами хвостовика. З експерименту бачимо, що при збільшенні зазору між конічною втулкою та хвостовиком інструмента складніше вибрати зазор між ними та створити натяг, а отже, необхідно задавати більший тиск на вході у патрон, а також при використанні оправки 12 мм, без цанги, вона має

більшу силу затиску при однакових тисках p_z , ніж оправки 8 та 10 мм із використанням цанг. Також з експерименту з тонкостінними оправками можна зробити висновок про доцільність використання інструментів з такою самою конструкцією хвостовика, але для цього потрібно правильно вибрати співвідношення між діаметром оправки та параметрами отвору й операції, на яких вони будуть використовуватися. Результати цих досліджень упровадженні в навчальний процес НТУУ «КПІ».

Experimental study of the effect of the tool shank on the chuck structural characteristics

V. A. Nedoboi¹⁾, Yu. N. Kuznetsov²⁾, Guerra Hamuyela³⁾

^{1), 2)} National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», 37, Peremogy ave., Kyiv, Ukraine, 03056

³⁾ University Agostinho Neto, Avenida 4 de Fevereiro 7, Luanda, Angola, 3350

The article considers the influence of the parameters of the tool on the characteristics of the tool chuck, depending on the clamp pressure and friction. The objective of this research is to study the effect of diameter deviations and shank stiffness on characteristics of high-speed tool chuck with tapered elastic sleeve clamping system. It was found that the problem was not resolved completely and are not considered at all for some cases. The experiments to determine the pushing force and scrolling torque for shanks with nominal diameters and deviated. The chuck gain factor for both cases are calculated. The effect of gap between the clamping element and the tool shank for shank various diameters at various clamping pressures on scrolling torque and pushing force are described.

Key words: tool clamping chuck, mandrel, pressure, gain, scrolling torque, pushing force.

Экспериментальные исследования влияния конструкций хвостовика инструмента на характеристики зажимного патрона

В. А. Недобой¹⁾, Ю. Н. Кузнецов²⁾, Герра Жоахим Аугушто Хамуйела³⁾

^{1), 2)} *Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут», просп. Перемоги, 37, г. Київ, Україна, 03056*

³⁾ *University Agostinho Neto, Avenida 4 de Fevereiro 7, Luanda, Angola, 3350*

Рассмотрено влияние конструкции хвостовика инструмента и отклонения диаметра на характеристики инструментального зажимного патрона в зависимости от давления зажима и коэффициента сцепления. Проведен обзор работ других авторов, из которых установлено, что проблема или не рассматривалась, или решена не полностью. Проведенный эксперимент в статике на определение силы проталкивания и момента прокручивания оправок, зажатых в инструментальном зажимном патроне с различными параметрами хвостовика: оправки номинального диаметра с отклонениями; оправки с отверстиями в хвостовике различного диаметра. Вычисленные коэффициенты усиления патрона для обоих случаев и построены графики зависимости. Установлена зависимость характеристик инструментального зажимного патрона от величины диаметра с отклонениями и толщины стенки хвостовика оправок.

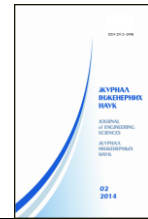
Ключевые слова: инструментальный патрон, оправка, давление, коэффициент усиления, момент прокручивания, сила проталкивания.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Фіранський В. Б. Пружно-напружений стан інструментально затискних патронів нової конструкції / В. Б. Фіранський // Збірник наукових праць «Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія Машинобудування. – 2010. – Вип. 59. – С. 19–23.
2. Hasan Al Dabbas. A Study of Efficiency Eccentric Drilling-Milling Chuck / Hasan Al Dabbas // International Journal of Materials, Mechanics and Manufacturing. – Vol. 3. – Issue 1. – P. 5–8.
3. Принципи створення інструментальних прецизійних затискних патронів для високошвидкісної обробки / Ю. М. Кузнецов, О. А. Гуменюк, А. М. Рудковський, Хасан Аль-Дабас // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. – 2006. – Вип. 17. – С. 134–141.
4. Кузнецов Ю. М. Системно-морфологический подход при синтезе высокоскоростных зажимных патронов / Ю. М. Кузнецов, Аль-Дахаби Фарук // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного ун-ту. – 2004. – № 15. – С. 388–398.
5. Експериментальні дослідження високошвидкісного інструментального затискного патрону з пружним елементом затиску / Ю. М. Кузнецов, В. Б. Фіранський, О. В. Грисюк, В. Н. Волошин // Вісник ХНТУСГ. – 2008. – № 45. – С. 294–299.
6. Кузнецов Ю. Н. Расчет и экспериментальные исследования силовых характеристик высокоскоростного инструментального зажимного патрона / Ю. Н. Кузнецов, В. А. Недобой, Герра Ж. А. Хамуйела // International Scientific Conference «UNITECH '13». – Gabrovo, UNITECH-2013.

REFERENCES

1. Firanskij V. B. (2010). Zbirnik naukovix prac «Visnik nacionalnogo texnichnogo universitetu ukraini «Kijvskij politexnichnij institut», Seriya mashinobuduvannya. Vol. 59, pp. 19–23. [in Ukrainian].
2. Hasan Al Dabbas. International Journal of Materials, Mechanics and Manufacturing. – Vol. 3. – Issue 1. – pp. 5–8.
3. Kuznecov Yu. M., Gumenyuk O. A., Rudkovskij A. M., Hasan Al Dabbas (2006). Zbirnik naukovix prac Kirovogradskogo nacionalnogo texnichnogo universitetu. Vol. 17, pp. 134–141. [in Ukrainian].
4. Kuznecov Yu. M., Hasan Al Dabbas (2004). Zbirnik naukovix prac Kirovogradskogo nacionalnogo texnichnogo un-tu. Vol. 15, pp. 388–398. [in Ukrainian].
5. Kuznecov Yu. M., Firanskij V. B., Grisyuk O. V., Voloshin V. N. (2008). Visnik XNTUSG. Vol. 45, pp. 294 – 299. [in Ukrainian].
6. Kuznecov Yu. N., Nedoboj V. A., Hasan Al Dabbas (2013). International scientific conference «Unitech '13». – Gabrovo, UNITECH-2013. [in Bulgarian].



УДК 621.762

Експериментальне дослідження температури різання при точінні порошкових спечених матеріалів

І. Є. Ткачук¹⁾¹⁾ Луцький національний технічний університет, вул. Львівська, 75, м. Луцьк, Україна, 43018**Article info:**

Paper received:

24 November 2014

The final version of the paper received:

19 December 2014

Paper accepted online:

08 January 2015

Correspondent Author's Address:¹⁾ tkachuk.igor.1975@ukr.net

Як матеріали для вузлів тертя в сучасному машинобудуванні широкого застосування набувають порошкові антифрикційні матеріали. Головною особливістю спечених порошкових матеріалів є наявність пористої структури, що забезпечує самозмащування при роботі вузлів тертя.

У процесі різання спечених матеріалів важливу роль відіграють теплові явища. Саме вони визначають температуру в зоні різання, що впливає на характер створення мікроструктури поверхневого шару.

У цій роботі наведено методику проведення експериментальних досліджень температури різання при механічній обробці пористих спечених матеріалів. На підставі отриманих результатів розроблена математична модель для визначення температури різання з урахуванням факторів, що на неї впливають: режимів різання та пористості оброблюваного матеріалу.

Ключові слова: порошкові антифрикційні матеріали, механічна обробка, температура різання.

1. ВСТУП

Проблема підвищення ефективності та якості виробництва виробів із пористих спечених матеріалів стала актуальною, коли технології порошкової металургії вийшли за межі експериментальних досліджень. Останніми роками проведені дослідження процесів механічної обробки пористих спечених матеріалів, спрямовані на вибір матеріалів і геометрію різального інструменту, параметрів різання, вплив режимів механічної обробки на чистоту поверхні, температуру різання, структуру поверхневого шару, внутрішні напруження в ньому й антифрикційні властивості оброблених поверхонь.

Теплові явища, що супроводжують процес різання, істотно впливають на якість оброблених поверхонь. Теплофізичним аспектам процесу різання присвячена значна кількість праць вітчизняних і зарубіжних дослідників. У цих працях розглядаються різноманітні моделі теплових джерел і їх поєднання, застосовуються різні методи вирішення завдань.

На практиці прагнуть, щоб процес точіння не викликав значних структурно-фазових змін матеріалу поверхневого шару заготовки внаслідок її нагрівання. Для призначення науково обґрунтованих режимів різання необхідно мати уявлення про температуру різання. Проте існуючі математичні моделі прогнозування температури не враховують впливу пористості матеріалу на температуру різання.

Метою роботи є дослідження впливу режимів різання та пористості оброблюваного матеріалу на температуру різання при точінні пористих спечених матеріалів; на підставі отриманих результатів

експерименту – розроблення математичної моделі, а також підтвердження адекватності отриманої математичної моделі.

2. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ

Механічна обробка проводилася на токарно-гвинторізному верстаті 1А616. Застосовувався спроектований та виготовлений прохідний відігнутий різець, до якого кріпилася твёрдосплавна пластинка SNUM-120404, згідно з рекомендаціями [1] був використаний твердий сплав марки Т15К6. При вимірюванні температури застосовувався метод штучної термопари. Термопара кріпилася під різальною твёрдосплавною пластиною (рис. 1).

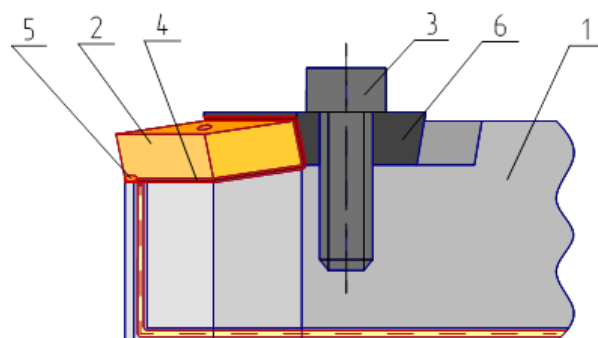


Рис. 1. Схема кріплення термопари до різця зі змінною пластиною: 1 – тіло різця; 2 – твёрдосплавна пластинка; 3 – фіксуєчий болт; 4 – діелектрична пластинка; 5 – термопара; 6 – упорна пластинка

A

Використовувалася термопара К-типу, діапазон вимірювання від $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+1372\text{ }^{\circ}\text{C}$ (від $-328\text{ }^{\circ}\text{F}$ до $+2501\text{ }^{\circ}\text{F}$), під час механічної обробки термопара передавала сигнал на цифровий термометр UNI-T UT325. Похибка вимірювання цією термопарою становить $0,2\% \pm 0,6\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для зменшення тепловіддачі від змінної пластини в різець між твердосплавною пластиною та різцем була закріплена діелектрична термостійка пластинка, а саме листовий мітаніт марки ГФС-ТТ.

З метою збільшення тепловіддачі від різальної кромки твердосплавної пластини до термопари пластинка була шліфувана до максимально можливої товщини. Після проведеної механічної обробки товщина змінилася з $4,16$ на $3,00$ мм.

Отримані результати під час проведених експериментів від цифрового термометра передавалися за допомогою USB-кабеля до ПК, де фіксувалися кожну секунду програмним комплексом UT320 V3.01 (рис. 2).

Проведені дослідження виконувалися на зразках, які були виготовлені методом ізостатичного формування, із порошків заліза марки ПЖР-3.315 ГОСТ 9849-86. На відміну від інших виробів порошковим пористим матеріалам властива об'ємно розподілена пористість, яка є чи не найважливішою технічною характеристикою, що визначає можливість застосування таких матеріалів у різних галузях техніки.

3. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ

Основні фактори, що впливають на температуру при механічній обробці пористих спечених матеріалів, залежать від швидкості різання V , м/хв.; подачі S , мм/об; глибини різання t , мм, та пористості θ , %.

Враховуючи рекомендації [1], та враховуючи можливості обладнання й граничні режими обробки, було вибрано такі режими різання: $V=11 - 27,5$ м/хв, $S=0,13 - 0,26$ мм/об; $t=0,5 - 1,0$ мм. Пористість оброблених зразків була в межах $26,5$ та $29,1$ %. Відповідно інтервали варіювання, за допомогою яких задається перехід від натуральних змінних V , S , t , θ до кодів змінних x_1 , x_2 , x_3 , x_4 , наведено в табл. 1.

Експерименти проводили, використовуючи методику повного факторного експерименту та дроблення реплік до нього [2].

Враховуючи те, що метою цієї роботи є визначення впливу пористості оброблюваного матеріалу на температуру різання, було прийняте рішення скористатися півреплікою типу 2⁴-1 із генеруючим співвідношенням

$$x_4 = x_1 \cdot x_2 \cdot x_3.$$

Визначальною константою для цієї репліки буде співвідношення

$$I = x_1 \cdot x_2 \cdot x_3.$$

Сумісні оцінки тут будуть визначатися співвідношеннями

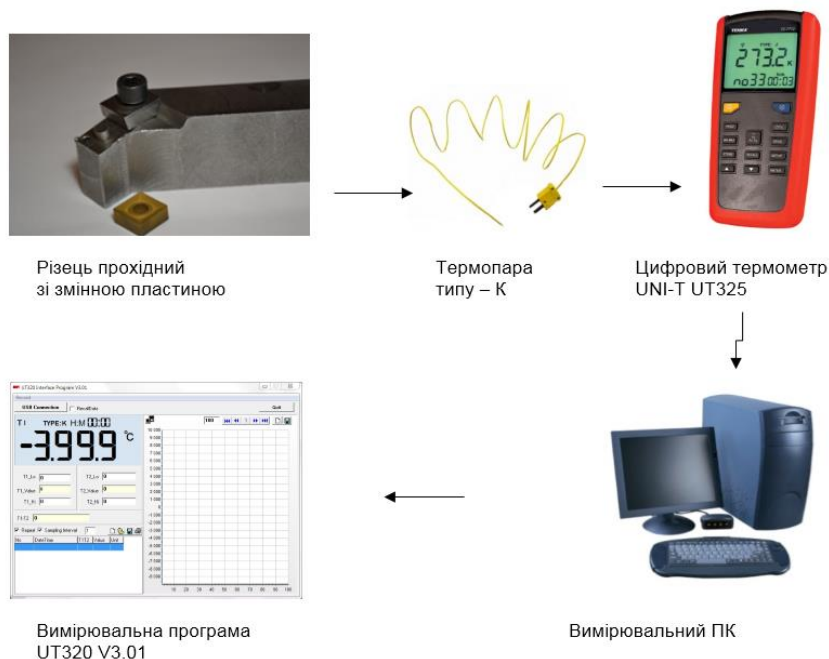


Рис. 2. Піктограма вимірювальної схеми температури різання

Таблиця 1 – Інтервали варіювання незалежних змінних

Змінні фактори	Кодові позначення	Основний рівень ($x_i = 0$)	Інтервал варіювання	Рівні варіювання	
				нижній рівень ($x_i = -1$)	верхній рівень ($x_i = +1$)
Швидкість різання V , м/хв	x_1	19,25	8,25	11	27,5
Подача S , мм/об	x_2	0,195	0,065	0,13	0,26
Глибина різання t , мм	x_3	0,75	0,25	0,5	1,0
Пористість θ , %	x_4	27,8	1,3	26,5	29,1

$$x_1 = x_2 \cdot x_3 \cdot x_4; \quad x_2 = x_1 \cdot x_3 \cdot x_4;$$

$$x_3 = x_1 \cdot x_2 \cdot x_4; \quad x_4 = x_1 \cdot x_2 \cdot x_3;$$

$$x_1 \cdot x_2 = x_3 \cdot x_4; \quad x_1 \cdot x_3 = x_2 \cdot x_4;$$

$$x_1 \cdot x_4 = x_2 \cdot x_3.$$

У табл. 2 наведені матриця планування та результати розрахунків. Із таблиці 2 бачимо велику роль ефектів взаємодії $x_1 \cdot x_3$, тобто підтверджується припущення про значну роль впливу швидкості різання та глибини на температуру різання під час обробки пористих спечених матеріалів.

Таблиця 2 – Матриця планування експерименту

Ном. Досл.	Кодові позначення								Температура, Т (°C)			S
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	$x_1 \cdot x_2$	$x_1 \cdot x_3$	$x_1 \cdot x_4$	y_1	y_2	\bar{y}	
1	+	-	-	+	+	+	-	-	126,4	125,8	126,1	0,18
2	+	-	+	-	+	-	+	-	101,8	102,6	102,2	0,32
3	+	+	-	-	+	-	-	+	130,3	131,3	130,8	0,5
4	+	+	+	+	+	+	+	+	170,2	169,4	169,8	0,32
5	+	-	-	-	-	+	+	+	100,9	101,7	101,3	0,32
6	+	-	+	+	-	-	-	+	129,6	130,2	129,9	0,18
7	+	+	-	+	-	-	+	-	165,3	164,3	164,8	0,5
8	+	+	+	-	-	+	-	-	133,9	134,7	134,3	0,32
b_i	132,4	17,525	1,65	15,25	-0,175	0,475	2,125	0,55				

Знаходимо коефіцієнти регресії для побудови математичної моделі процесу. Модель шукаємо у вигляді простого лінійного полінома. Результати розрахунків зведено в табл. 2.

$$b_i = \frac{1}{8} \sum_{i=1}^8 x_i y_i.$$

Таким чином, математичною моделлю процесу, що досліджується, є рівняння

$$T = 132,4 + 17,525x_1 + 1,65x_2 +$$

$$+ 15,25x_3 - 0,175x_4 + 0,475x_1x_2 +$$

$$+ 2,125x_1x_3 + 0,55x_1x_4.$$

Переходячи від кодованих змінних до натуральних, отримаємо:

$$x_1 = \frac{V - 19,24}{8,25} = 0,1212V - 2,3333;$$

$$x_2 = \frac{S - 0,195}{0,065} = 15,3846S - 3;$$

$$x_3 = \frac{t - 0,75}{0,25} = 4t - 3;$$

$$x_4 = \frac{\theta - 27,8}{1,3} = 0,7692\theta - 21,3846.$$

Таким чином, математичною моделлю процесу, що досліджується, є таке інтерполяційне рівняння:

$$T = 90,186 - 0,25V + 8,338S +$$

$$+ 41,168t - 1,122\theta + 0,877VS +$$

$$+ 1,028Vt + 0,051V\theta.$$

4. АНАЛІЗ АДЕКВАТНОСТІ МОДЕЛІ

Щоб перевірити правильність отриманої формули, необхідно провести оцінку адекватності моделі за критерієм Фішера, а також оцінку значущості коефіцієнтів за критерієм Стюдента, а також довести

однорідність дисперсії у кожному досліді.

Перевіримо відтворюваність дослідів, тобто переконаємося, що і поєднання рівнів факторів забезпечує отримання близьких результатів. Для цього було проведено два паралельні досліді, отримавши значення y_1 та y_2 . Для кожної серії паралельних дослідів обчислено середнє арифметичне \bar{y} .

Дисперсію кожної серії паралельних дослідів обчислено за формулою:

$$S_i^2 = \frac{1}{K-1} \sum_{i=1}^K (y_i - \bar{y})^2.$$

де i – номер серії паралельних дослідів; K – число паралельних дослідів.

Досліді вважаються відтворюваними, а оцінки дисперсії однорідними, якщо критерій Кохрана менше від його допустимого табличного значення G :

$$G = \frac{S_j^2 \max}{\sum_{j=1}^N S_j^2} = \frac{0,5}{2,64} = 0,189 < G_{\text{табл}} = 0,515.$$

Для заданих умов значення $G = 0,189$, табличне значення $G_{\text{табл}} = 0,515$ [4]. Відповідно гіпотеза про однорідність дисперсій задовільна.

Перевірка значущості коефіцієнтів визначається за допомогою критерію Стюдента за умови

$$S_{b^k} t_k < |b_i|.$$

Величина t_k визначається для $P=0,05$ і кількості ступенів вільності [4]:

$$f = N(K - 1) = 8(2 - 1) = 8.$$

Відповідно до додатка 2 [4] для $f = 8$ $t_k = 2,306$.

Величина помилки визначення коефіцієнтів регресії

$$S_b = \frac{1}{N} \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^N S_j^2}{K}} = \frac{1}{8} \sqrt{\frac{2,64}{2}} = 0,143.$$

Тоді умови значущості для кожного коефіцієнта:

$$S_{b,t_k} = 0,143 \cdot 2,306 = 0,33;$$

$$0,33 < b_0 = 132,4; \quad 0,33 < b_1 = 17,525;$$

$$0,33 < b_2 = 1,65; \quad 0,33 < b_3 = 15,25;$$

$$0,33 > b_4 = -0,175; \quad 0,33 < b_5 = 0,475;$$

$$0,33 < b_6 = 2,125; \quad 0,33 < b_7 = 0,55.$$

Таким чином, усі коефіцієнти регресії значущі, крім b_4 .

Щоб впевнитися у правильності проведених розрахунків, в отримане рівняння підставимо дані режимів різання, при яких оброблялися зразки, та порівняємо розрахункові результати з експериментальними, див. табл. 3.

Отримавши рівняння процесу, перевіримо здатність досить точно описати процес, тобто ми визначимо, наскільки розрахункові значення параметра оптимізації близькі до дійсних значень, отриманих при проведенні експерименту.

Таблиця 3 – Результати теоретичних та експериментальних досліджень

	Досл.1	Досл.2	Досл.3	Досл.4	Досл.5	Досл.6	Досл.7	Досл.8
v, м/хв	11	11	27,5	27,5	11	11	27,5	27,5
s, мм/об	0,13	0,26	0,13	0,26	0,13	0,26	0,13	0,26
t, мм	1,0	0,5	0,5	1,0	0,5	1,0	1,0	0,5
θ, %	29,1	29,1	29,1	29,1	26,5	26,5	26,5	26,5
Тексп, °С	126,1	102,2	130,8	169,8	101,3	129,9	164,8	134,3
Трозр, °С	125,9	102	130,4	169,3	101,1	129,7	164,4	133,9
Тексп-Трозр, °С	0,2	0,2	0,4	0,5	0,2	0,2	0,4	0,4
Похибка, %	0,16	0,19	0,3	0,29	0,2	0,15	0,24	0,3

Перевірка здійснюється за допомогою критерію Фішера F :

$$F = \frac{\max(S_{ad}^2 \cdot S_{\bar{y}}^2)}{\min(S_{ad}^2 \cdot S_{\bar{y}}^2)}.$$

Обчислимо S_{ad}^2 – дисперсію адекватності за формулою:

$$S_{ad}^2 = \frac{1}{N - B} \sum_{j=1}^N (y_j^0 - y_j^p)^2 = 0,89,$$

де N – число дослідів; B – число коефіцієнтів регресії, включаючи і вільний член; y^0, y^p – експериментальне і розрахункове значення функції \bar{y} .

Враховуючи, що

$$S_{\bar{y}}^2 = \sum_{j=1}^N S_j / N = 0,229, .$$

отримаємо

$$F = 0,228 / 0,89 = 0,25 .$$

Із таблиці [4] $F_{кр} = 5,32$.

Враховуючи, що

$$F = 0,25 < F_{кр} = 5,32,$$

отримана модель процесу задовольняє умову адекватності і може бути застосована для опису процесу визначення температури:

$$T = 90,186 - 0,251V + 8,338S + 41,168t -$$

$$-1,122\theta + 0,877VS + 1,028Vt + 0,051V\theta.$$

Для візуалізації отриманих результатів у програмному комплексі Origin Pro 9 побудовано графік залежності температури від режимів різання та пористості оброблюваного матеріалу (рис. 3). При розрахунку бралися середні параметри, і кожний параметр варіювався від меншого до більшого.

Аналізуючи отримані результати, можна передбачити, що на температуру різання при обробці пористих спечених матеріалів в основному впливають швидкість та глибина різання. Оскільки дані фактори, швидкість та глибина різання є основними чинниками, що впливають на температуру різання при обробці порошкових спечених сплавів, у програмному комплексі STATISTICA 10 побудовано поверхневий графік залежності T від режимів різання (рис. 4), що дозволить спрогнозувати температуру при заданих режимах роботи.

5. ВИСНОВКИ

Основними чинниками, що впливають на температуру різання при точінні порошкових спечених матеріалів, є швидкість та глибина різання. Так, при збільшенні швидкості різання підвищується температура – це сприяє розм'якшенню поверхні заготовки, полегшує відносне ковзання, що сприяє зменшенню сили різання. Зі збільшенням подачі температура різання суттєво не збільшується, це пояснюється тим, що значна частина тепла відводиться від поверхні тертя у стружку, при цьому спостерігається руйнування поверхневого шару оброблюваних зразків.

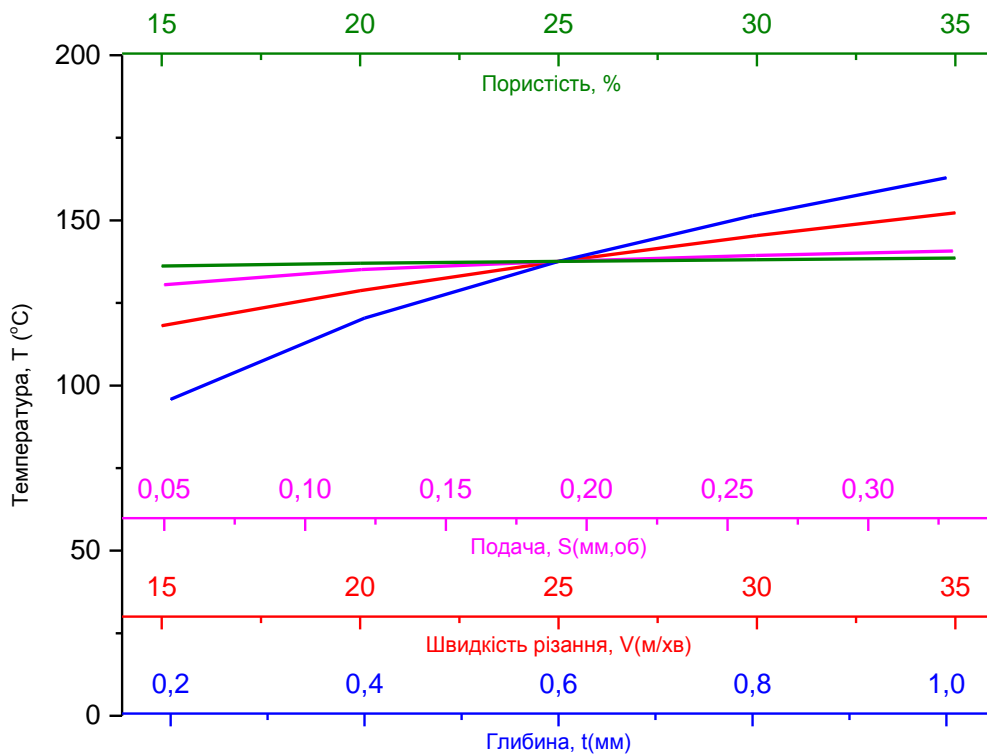


Рис. 3. Графік залежності температури T , °C, від режимів різання та пористості матеріалу

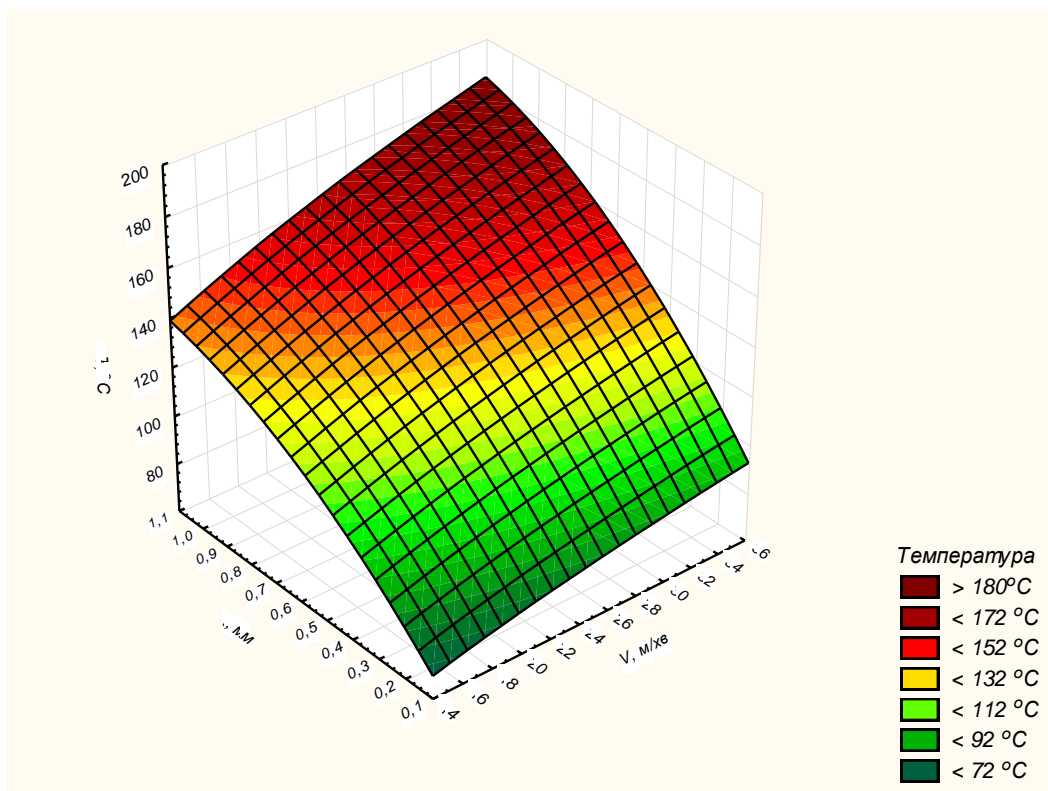


Рис. 4. Графік залежності температури T , С, від глибини t , мм та швидкості різання V , м/хв



Experimental investigation of cutting temperature in turning of sintered powder materials

I. Y. Tkachuk¹⁾

¹⁾ *Lutsk national technical university, 75, Lvivska, st., Lutsk, Ukraine, 43018*

In modern engineering powder antifriction materials are widely used in friction units. The main feature of sintered powder materials is the presence of the porous structure, which provides self-lubrication when using the friction units.

The thermal phenomena are important when machining of the sintered materials. They determine the temperature in the cutting zone, which influences the nature of the microstructure of the surface layer.

In this paper, the technique of experimental studies of cutting temperature in the machining of porous sintered materials is described. Based on these results, a mathematical model of effect cutting conditions and the porosity of the material on the cutting temperature is represented.

Key words: powder antifriction materials, machining, cutting temperature.

Экспериментальное исследование температуры резания при точении порошковых спеченных материалов

И. Е. Ткачук¹⁾

¹⁾ *Луцкий национальный технический университет, ул. Львовская, 75, г. Луцк, Украина, 43018*

В качестве материалов для узлов трения в современном машиностроении широкое применение находят порошковые антифрикционные материалы. Главной особенностью спеченных порошковых материалов является наличие пористой структуры, что обеспечивает самосмазывание при работе узлов трения.

В процессе резания спеченных материалов важную роль играют тепловые явления. Именно они определяют температуру в зоне резания, которая влияет на характер формирования микроструктуры поверхностного слоя.

В данной работе приведена методика проведения экспериментальных исследований температуры резания при механической обработке пористых спеченных материалов. На основании полученных результатов разработана математическая модель для определения температуры резания с учетом влияющих на нее факторов: режимов резания и пористости обрабатываемого материала.

Ключевые слова: порошковые антифрикционные материалы, механическая обработка, температура резания.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Федорченко И. М. Композиционные спеченные антифрикционные материалы / И. М. Федорченко, Л. И. Пугина. – Киев: Наукова думка, 1980. – 404 с.
2. Налимов В. В. Статические методы планирования экстремальных экспериментов / В. В. Налимов, Н. А. Чернова. – Москва: Наука, 1965. – 340 с.
3. Николаев В. А. Тонкое точение спеченных материалов / В. А. Николаев. – Москва: Машиностроение, 1976. – 64 с.
4. Рудь В. Д. Методологія наукових досліджень: методичні вказівки до практичних занять / В. Д. Рудь. – Луцьк: Луцький НТУ, 2012. – 36 с.

REFERENCES

1. Fedorchenko I. M., Pugina L. I. (1980). Kompozitsionnyie spechennyie antifriktsionnyie materialy. Kiev. Naukova dumka. 404 p. [in Russian].
2. Nalimov V. V., Chernova N. A. (1965). Staticheskie metody planirovaniya ekstremalnyih eksperimentov. Moskva. Nauka. 340 p. [in Russian].
3. Nikolaev V. A. (1976). Tonkoe tochenie spechennyih materialov. Moskva. Mashinostroenie, 64 p. [in Russian].
4. Rud V. D. (2012). Metodologiya naukovih doslidzhen. Metodichni vkazivki do praktichnih zanyat. Lutsk. Lutskiy NTU. 36 p. [in Ukrainian].



Интегрированная технология изготовления зубчатых колес из волокнистых полимерных композиционных материалов

И. О. Осадчий¹⁾, Д. В. Криворучко²⁾, И. С. Родин³⁾

^{1), 2), 3)} Сумский государственный университет, ул. Римского-Корсакова, 2, г. Сумы, Украина, 40007

Article info:

Paper received:

09 December 2014

The final version of the paper received:

26 December 2014

Paper accepted online:

08 January 2015

Correspondent Author's Address:

¹⁾ osadchiy-igor@yandex.ru

²⁾ dmytro.kryvoruchko@gmail.com

³⁾ rodin-illia@yandex.ru

Зубчатые передачи являются неотъемлемой частью многих механизмов и машин. Появление новых композиционных материалов дает толчок увеличению нагрузочной способности зубчатых передач и снижению их массы. Целью настоящей работы является разработка интегрированной технологии изготовления зубчатых колес (ЗК) с применением волокнистых полимерных композиционных материалов (ВПКМ). Анализ литературы выявил только отдельные разрозненные исследования в этой области, посвященные разработке способов повышения работоспособности ЗК. Технологическая наследственность при изготовлении зубчатых колес из ВПКМ значительно сильнее, и поэтому влияние этапов технологического процесса должно быть обязательно принято во внимание при его проектировании. Это позволит при оптимизации схемы укладки армирующих волокон учесть не только необходимость обеспечения их ориентации в направлении наибольших нагрузок, но и минимизировать их повреждения при последующей обработке резанием в случае получения колес высокой степени точности. В работе показано, что нагрузочная способность ЗК, выполненных из углепластика, находится на уровне нагрузочной способности ЗК из других неметаллических материалов, однако только у углепластиковых ЗК есть большой резерв повышения нагрузочной способности за счет оптимизации схем укладки волокон и технологии изготовления, который еще не исчерпан.

Ключевые слова: интегрированная технология, волокнистый полимерный композиционный материал, механическая обработка, зубчатое колесо, волокно.

1. ВВЕДЕНИЕ

Зубчатые передачи являются неотъемлемой частью многих механизмов и машин. Они входят в конструкции большинства металлообрабатывающих станков, прессового оборудования, транспортных машин, энергетических установок, приборов и многих других изделий.

Снижение массы механизмов является одним из приоритетных направлений развития современного машиностроения. Новые конструктивные материалы позволяют повысить энергоэффективность машин и механизмов. Уменьшение массы узлов без потери прочности и надежности может быть достигнуто за счет применения современных волокнистых полимерных композиционных материалов (ВПКМ). Применение таких материалов в механических передачах позволяет снизить динамические эффекты и нагрузки на подшипники при их работе. ВПКМ имеют большую удельную прочность по сравнению со сталью и другими неметаллическими материалами. Поэтому использование этих материалов в механизмах, которые должны перемещаться с высокой скоростью и ускорением, и обеспечивать быстрый разгон и торможение, является чрезвычайно актуальным [1].

ВПКМ являются анизотропным материалом, включающим в себя высокопрочные волокна и полимерную матрицу. Поэтому работоспособность изделий

зависит от схемы армирования, технологии изготовления и доводки изделий. Методики конструирования и технологии изготовления корпусных деталей из ВПКМ уже вполне глубоко разработаны, в то время как применительно к зубчатым колесам механических передач такие подходы практически отсутствуют. Из-за этого потенциал прочности ВПКМ в зубчатых колесах (ЗК) не используется в полной мере. Исследованию этой проблемы посвящены лишь отдельные исследования. Так, М. Kurokawa, К. Мао исследовали работоспособность зубчатых колес и предложили выполнять армирование ВПКМ волокнами стекла и углеровинга для повышения стойкости колеса [2]. S. Senthilvelan, R. Gnanamoorthy изучили неравномерность распределения волокон в теле зуба и влияние несогласованности волокон в теле зуба на деформацию шестерни после формовки [3]. Они показали, что направленная укладка волокон в зубьях колеса позволяет повысить геометрическую точность и снизить деформацию колеса после формовки. М. Kurokawa, Y. Uchiyama включили в технологический процесс изготовления зубчатых колес из ВПКМ операцию нанесения покрытия на поверхность зуба, что способствует снижению сил трения и повышению максимального передаваемого момента. Наибольший эффект показал политетрафторэтилен [4].

Таким образом, работоспособность зубчатых колес из ВПКМ механических передач зависит не только от их геометрической конструкции, но от «конструкции» ВПКМ в конкретном изделии, технологии его изготовления и доводки. Поэтому **целью настоящей работы** является разработка интегрированной технологии изготовления зубчатых колес механических передач малой массы с применением волокнистых полимерных композиционных материалов.

Концепция интегрированной технологии включает в себя не только термическую и механическую обработку зубчатых колес из ВПКМ, но и весь комплекс работ по проектированию свойств ВПКМ, включая, но не ограничиваясь, компьютерным проектированием расположения волокон в детали, оптимизацией несущей способности конструкции ЗК и программирования свойств конечного продукта.

2. МАТЕРИАЛЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Традиционными материалами зубчатых колес являются металлы. Наиболее часто используются стали за-за своей высокой прочности и твердости. Последнее время находят применение различные пластики, имеющие значительно меньшую плотность по сравнению с металлами при достаточно высокой прочности. Так удельная массовая прочность полиамида достигает величины этого показателя для закаленной стали 45 (табл. 1). Дополнительное армирование пластиков высокопрочными волокнами потенциально позволяет еще больше повысить прочность неметаллического материала. В связи с этим находят применение ВПКМ на основе углеродных волокон. Потенциально удельная прочность ВПКМ более чем в 5 раз превышает прочность закаленной стали 45 (табл. 1), однако из-за анизотропии свойств этот потенциал редко используется в полной мере. Высокий модуль упругости ВПКМ дает дополнительные преимущества этому материалу по сравнению с другими пластиками, обеспечивая возможность создания жестких колес с повышенной твердостью поверхности (табл. 1).

Низкая тепло- и химическая стойкость матрицы ВПКМ ограничивает применение этих материалов в особых условиях. Так для эпоксидных смол типа D.E.R. 317 и K-115 характерна теплостойкость на

уровне 150–200°С [5], что в несколько раз меньше теплостойкости стали. Достаточно высокий коэффициент трения скольжения – 0,35 – 0,4 [6, 7] в соединениях ВПКМ – ВПКМ приводит к достаточно большому силе трения и износу поверхности скольжения. Однако возможность модификации матрицы ВПКМ различными антифрикционными добавками позволяет существенно уменьшить коэффициент трения без применения смазочных материалов [7].

3. ИНТЕГРИРОВАННАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Качество ЗК напрямую зависит от тесноты связей и интеграции технологических операций при их изготовлении. Опыт показывает, что технологическая наследственность при изготовлении ЗК из ВПКМ значительно сильнее влияет на качество готового изделия, чем при изготовлении ЗК из металлов.

Действительно, если нагрузочная способность металлического ЗК в большей степени определяется химическим составом исходного материала, финишными операциями формирования геометрии и свойств поверхности зубьев, то работоспособность ЗК из ВПКМ дополнительно напрямую зависит от укладки волокон, их ориентации, плотности расположения и их адгезии с матрицей. Поэтому технологический процесс изготовления ЗК из ВПКМ должен включать дополнительные этапы, интегрируя между собой «программирование» свойств материала заготовки и механическую обработку поверхностей зубьев для обеспечения высокой геометрической точности (рис. 1). Этап «программирования» свойств ВПКМ предполагает выбор таких параметров укладки волокон, которые в конкретных условиях работы ЗК обеспечат его наибольшую нагрузочную способность и долговечность. Этот этап должен базироваться на предварительном конечно-элементном расчете зубчатых колес передачи, целью которого является определение мест концентрации напряжений и направлений главных напряжений в этих местах (рис. 2). Для эвольвентных ЗК наиболее опасными местами будут являться основание ножки зуба и боковая поверхность зуба. Но если у основания ножки зуба материал должен сопротивляться изгибу, то на боковой поверхности – изгибу и смятию. Вместе с тем оче-

Таблица 1 – Сравнение удельной массовой прочности

Материал		E, ГПа	σ_b , МПа	ρ , кг/м ³	Удельная массовая прочность, МПа/(кг/м ³)	
Сталь	Сталь 45, 180 НВ	205	540	7850	0,068	
	Сталь 45, 400 НВ		1200		0,15	
Волокнистый полимерный композиционный материал	Смола Lorit 285	50	85	1250	0,068	
	Углеволокно ЛУ-П-01 (однонаправленное)	250–270	2000	1500	1,33	
	Углеродистый	При растяжении вдоль волокон	115–140	1250	1400	0,89
		При сжатии вдоль волокон		600		0,42
		При сжатии перпендикулярно направлению волокон	8–10	150		0,11
При растяжении перпендикулярно направлению волокон		35		0,025		
Пластик	Полюксиметилен (ПОМ)	2,6	140	1000	0,14	
	Флубон 20	1,2	26	2000	0,013	
	Полиамид 612	8,0-9,5	160	1020	0,16	



Рис. 1. Технологический процесс изготовления зубчатых колес из металлов (а) и ВПКМ (б)

видная ориентация волокон в зубе, как будет показано далее, не обеспечивает полного использования потенциала прочности ВПКМ, и, следовательно, требуются дальнейшие исследования в этом направлении.

На следующем этапе технологического процесса, используя информацию о необходимой схеме укладки волокон, выполняется формовка зубчатых колес. Результатом этого этапа являются уже готовые ЗК 8–9 степени точности. Получению более точных колес мешают усадка, коробления и поводки заготовки, возникающие в процессе формовки и термической термообработки. Поэтому для повышения точности ЗК из ВПКМ, также как и металлические ЗК, должны быть подвергнуты обработке резанием на зубообрабатывающем оборудовании. В результате возможно получение ЗК 5-6-й степеней точности. Вместе с тем выполнение этих технологических операций осложняется низкой стойкостью режущего зуборезного инструмента из-за высокой интенсивности абразивного износа при срезании высокопрочных армирующих волокон ВПКМ.

В силу того что для получения заготовки ЗК из ВПКМ необходимы достаточно низкие температуры, энергетические затраты на изготовление ЗК из ВПКМ меньше, чем из металлов.

К сожалению, в существующей технологии изготовления ЗК из ВПКМ этап «программирования» свойств ВПКМ не предполагает связи с последующими операциями обработки резанием, в результате чего важные слои армирующих волокон часто оказываются срезанными и уменьшают нагрузочную способность ЗК. Это можно видеть из следующего эксперимента.

4. НАГРУЗОЧНАЯ СПОСОБНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ИЗ РАЗЛИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

В эксперименте были проведены испытания зубчатых колес из полиамида 612, ПОМа, флубона 20 и углепластика, а также стали 45 (180 НВ) (см. табл. 1).

Зубчатые колеса в эксперименте были выполнены с одинаковой геометрией для всех материалов: модуль – 2 мм, число зубьев – 30, ширина венца – 10 мм, степень точности – 8.

Заготовки из углепластика были получены методом вакуумной формовки. После укладки углеволокна в форму она помещалась в вакуумный мешок, откачивался воздух, и форма заполнялась эпоксидной смолой. Термическая обработка также выполнялась под вакуумом.

Шестерни из углепластика были получены двумя различными способами. Первый образец из углепластика формовался в виде заготовки типа диск и подвергался обработке точением и зубодолблению. Вторым образцом был получен после формовки уже в виде готового зубчатого колеса, по форме соответствующего чертежу. В отличие от первого образца, волокна углеволокна в зубьях второго образца оказались неповрежденными резанием.

Зубчатые колеса из полиамида, ПОМа, флубона 20 и стали 45 были получены методом механической обработки.

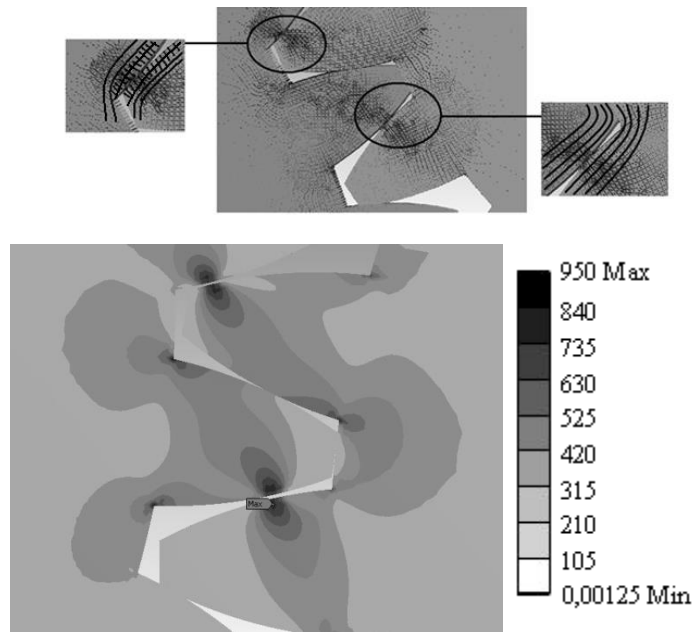


Рис. 2. Поле максимальных главных напряжений в зубьях колес прямозубой цилиндрической передачи и предлагаемая схема укладки волокон

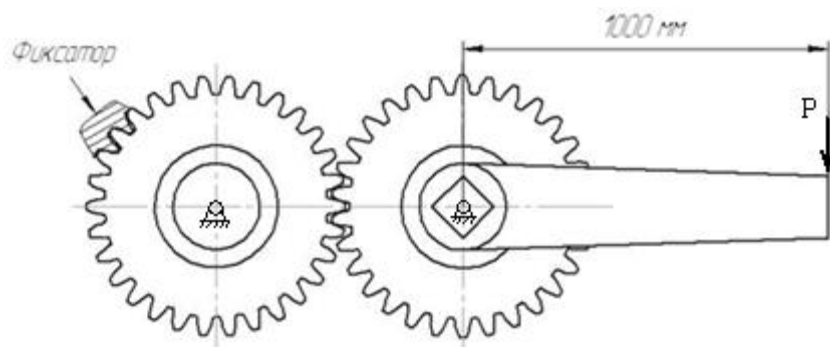


Рис. 3. Схема нагружения зубчатых колес



Рис. 4. Разрушающий крутящий момент для зубчатых колес из различных материалов: 1 – флубон; 2 – обработанный углепластик; 3 – углепластик без обработки; 4 – ПОМ; 5 – полиамид; 6 – сталь 45 (180 НВ)

Испытания проводились методом ступенчатого статического нагружения крутящим моментом. Испытательная установка представляет собой одноступенчатый редуктор (рис. 3). Валы редуктора были установлены в подшипниках. На ведущем валу были закреплены стальная шестерня и рычаг, к которому посредством грузов прикладывался крутящий момент. На ведомом валу устанавливалось испытуемое зубчатое колесо, фиксировавшееся от поворота зубчатым сектором.

Нагружение выполнялось до момента разрушения зубьев путем постепенного добавления грузов.

Испытания показали (рис. 4), что наибольшая нагрузочная способность из всех неметаллических ЗК оказалась у колеса из ПОМ, однако все равно она была на уровне половины нагрузочной способности стального ЗК. Углепластиковые ЗК показали нагрузочную способность примерно на половину от нагрузочной способности ПОМ, однако в отличие от ПОМ не проявили значительной пластической деформации. По нагрузочной способности без пластических деформаций ПОМ полиамид и углепластик оказались практически на одном уровне – 100 Нм. В то же время нагрузочная способность стального ЗК составила 410 Нм, т. е. в 4 раза больше. При этом удельная массовая нагрузочная способность указанных неметаллических ЗК составила 0,071 Нм/(кг/м³), а стального только 0,051 Нм/(кг/м³), т. е. на 30 % меньше.

Интересным является то, что нагрузочная способность ЗК из углепластика без обработки оказалась на 10 % больше, чем обработанного углепластикового ЗК. Это указывает на необходимость «программирования» свойств ВПКМ с учетом последующей механической обработки. При этом потенциал прочности углепластика явно недоиспользован. Покажем это следующим расчетом.

Предположим, что разрушение зуба в эксперименте произошло при растяжении перпендикулярно направлению волокон – худший из вариантов расположения армирующих элементов в теле зуба. Тогда нагрузочная способность при оптимальной укладке волокон, когда все волокна будут воспринимать только растяжение, может достигнуть

$$T_{\max} = \frac{\sigma_{B(BB)}}{\sigma_{B(PB)}} \cdot T_{ЭК}, \quad (1)$$

где $T_{ЭК}$ – крутящий момент, полученный по результатам экспериментальных исследований;

$\sigma_{B(BB)}$ – предел прочности при растяжении вдоль волокон (табл. 1);

$\sigma_{B(PB)}$ – предел прочности при сжатии перпендикулярно направлению волокон (табл. 1).

Тогда

$$T_{\max} = (1250/150) \cdot 110 = 916 \text{ Нм.}$$

Возможность повышения максимального крутящего момента для материалов 2 и 3 показана тонкой линией на рис. 4. Видно, что потенциальная нагрузочная способность углепластиковых зубчатых колес почти в два раза выше, чем стальных, а удельная потенциальная нагрузочная способность – более чем в 10 раз больше. Ясно, что это теоретический предел, но вместе с тем очевидно, что у углепластиковых ЗК есть большой резерв повышения нагрузочной способности, который еще не исчерпан.

5. ВЫВОДЫ

В ходе исследований было показано, что технологическая наследственность при изготовлении зубчатых колес из ВПКМ значительно сильнее, чем у колес, изготовленных из металла. Поэтому технологический процесс изготовления зубчатых колес из ВПКМ должен учитывать влияние этапов как формовки заготовок, так и их механической обработки.

Это может быть достигнуто интегрируя между собой «программирование» свойств материала заготовки из ВПКМ и механическую обработку поверхностей зубьев для обеспечения высокой геометрической точности в единый технологический процесс. Это позволит при оптимизации схемы укладки армирующих волокон учесть не только необходимость обеспечения их ориентации в направлении наибольших нагрузок, но и минимизировать их повреждения при последующей обработке резанием в случае получения колес высокой степени точности.

Нагрузочная способность ЗК, выполненных из углепластика, находится на уровне нагрузочной способности ЗУ из других неметаллических материалов, однако только у углепластиковых ЗК есть большой резерв повышения нагрузочной способности за счет оптимизации схем укладки волокон и технологии изготовления, который еще не исчерпан.

Integrated technology of FRP gear manufacturing

I. O. Osadchiy¹⁾, D. V. Kryvoruchko²⁾, I. S. Rodin³⁾

^{1), 2), 3)} *Sumy State University, 2 Rimsky Korsakov Str., Sumy, Ukraine, 40007*

Gears are an integral part of many mechanisms and machines. The advent of new composite materials gives rise to an increase in load capacity of gears and in reduction their weight. The aim of this work is to develop an integrated manufacturing technology of gears using fiber reinforced plastic composite (FRP). Literature review identified only some scattered research in this area, dedicated to the development of ways to increase the load capacity of the gears. Technological heredity in the manufacture of FRP gears is much stronger and therefore the influence of manufacturing steps must necessarily be taken into account in design of manufacturing plan. This allows optimization of fiber reinforcement scheme including as orientation in the direction of the greatest loads as minimize damage during subsequent machining of high accuracy gears. It is shown that the load capacity of the carbon FRP gears is at the level of the load capaci-

ty of gears made from other non-metallic materials, but only for CFRP gears has a large reserve for increase of the load capacity by optimizing the schemes of fiber reinforcement and manufacturing technology, which has not yet been achieved.

Key words: integrated manufacturing technology, FRP, machining, gear, fiber.

Інтегрована технологія виготовлення зубчатих коліс із волокнистих полімерних композиційних матеріалів

І. О. Осадчий¹⁾, Д. В. Криворучко²⁾, І. С. Родін³⁾

1), 2), 3) Сумський державний університет, вул. Римського-Корсакова, 2, Суми, Україна, 40007

Зубчасті передачі є невід'ємною частиною багатьох механізмів і машин. Поява нових композиційних матеріалів дає поштовх збільшенню навантажувальної здатності зубчатих передач і зниженню їх маси. Метою цієї роботи є розроблення інтегрованої технології виготовлення зубчатих коліс (ЗК) із застосуванням волокнистих полімерних композиційних матеріалів (ВПКМ). Аналіз літератури виявив лише окремі розрізнені дослідження у цій сфері, присвячені розробленню способів підвищення працездатності ЗК. Технологічна спадковість при виготовленні зубчатих коліс із ВПКМ значно сильніша і тому вплив етапів технологічного процесу повинен бути обов'язково прийнятим до уваги під час його проектування. Це дозволить при оптимізації схеми укладанням армуючих волокон урахувати не лише необхідність забезпечення їх орієнтації в напрямку найбільших навантажень, а і мінімізувати їх пошкодження при подальшій обробці різанням у разі отримання коліс високого ступеня точності. У роботі показано, що навантажувальна здатність ЗК, виконаних із вуглепластика, перебуває на рівні навантажувальної здатності ЗК з інших неметалічних матеріалів, проте тільки у вуглепластикових ЗК є великий резерв підвищення навантажувальної здатності за рахунок оптимізації схеми укладання волокон і технології їх виготовлення, який ще не вичерпаний.

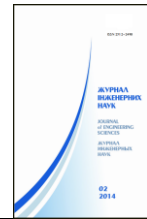
Ключові слова: інтегрована технологія, волокнистий полімерний композиційний матеріал, механічна обробка, зубчате колесо, волокно.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Любин Д. М. Справочник по композиционным материалам : в 2 т. / Д. М. Любин. – М. 0: Машиностроение, 1988. – Т. 2. – 584 с.
2. Mao K. A new approach for polymer composite gear design / K. Mao // *Wear*. – 2007. – Vol. 262. – P. 432–441.
3. Senthilvelan S. Damping characteristics of unreinforced, glass and carbon fiber reinforced nylon 6/6 spur gears / S. Senthilvelan, R. Gnanamoorthy // *Polymer Testing*. – 2006. – Vol. 25. – P. 56–62.
4. Kurokawa M. Performance of plastic gear made of carbon fiber reinforced poly-ether-ether-ketone / M. Kurokawa, Y. Uchiyama // *Tribology International*. – 1999. – Vol. 32. – P. 491–497.
5. Андреева А. В. Основы физикохимии и технологии композитов / А. В. Андреева. – М. : ИПРЖР, 2001. – 192 с.
6. Криворучко Д. В. Исследование свойств волокнистых полимерных композиционных материалов / Д. В. Криворучко, И. О. Осадчий, В. А. Колесник // *Современные технологии в машиностроении: сб. науч. работ* – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – Вып. 9. – С. 74–83 с
7. Zhoua X. H. Influences of carbon fabric/epoxy composites fabrication process on its friction and wear property / X. H. Zhoua, Y. S. Sunb, W. S. Wangc // *Journal of Materials Processing Technology*. – 2009. – Vol. 209, Issue 9. – P. 4553–4557.

REFERENCES

1. Lyubin D. M. (1988). *Spravochnik po kompozitsionnyim materialam*: vol. 2-h t. Moscow. Mashinostroenie. Vol. 2. 584 p. [in Russian].
2. Mao K. (2007). *Wear*. Vol. 262, pp. 432–441.
3. Senthilvelan S., Gnanamoorthy R. (2006). *Polymer Testing*. Vol. 25, pp. 56–62.
4. Kurokawa M., Uchiyama Y. (1999). *Tribology International*. Vol. 32, pp. 491–497.
5. Andreeva A. V. (2001). *Osnovy fizikohimi i tehnologii kompozitov*. Moscow. IPRZhR. 192 p. [in Russian].
6. Kryvoruchko, D. V. (2014). *Sovremennye tekhnologii v mashinostroenii*. Vol. 9, pp. 74–83 [in Russian].
7. Zhoua, X. H. (2009) *Journal of Materials Processing Technology*. Vol. 209, Issue 9, – pp. 4553–4557.



УДК 621.914

Метод побудови діаграм сталості при фрезеруванні похилих поверхонь сферичними кінцевими фрезами. Частина 1. Вихідні дані

О. О. Штегін¹⁾

¹⁾ Житомирський державний технологічний університет, вул. Черняхівського, 103, м. Житомир, Україна, 10005

Article info:

Paper received:

11 November 2014

The final version of the paper received:

13 December 2014

Paper accepted online:

08 January 2015

Correspondent Author's Address:¹⁾ shtegin@gmail.com

У роботі запропоновано метод побудови діаграм сталості для обробки похилих поверхонь сферичними кінцевими фрезами. У першій частині визначаються вихідні дані, необхідні для побудови діаграм сталості. Вони включають у себе питомі складові сили різання та кути врізання та виходу. Для визначення останніх запропоновані оригінальні рівняння, що описують зміну значень кутів для різних варіацій радіальної глибини різання, величини перекриття та кута випередження. Для аналізу сталості процесу обробки сферичними фрезами похилих поверхонь запропоновано розглядати сили різання, прикладені по нормалі до шару, що зрізається. Зроблено апріорне припущення, що для малих значень кутів випередження процес обробки буде більш стійким при низхідному фрезеруванні, ніж при висхідному, і навпаки, при значеннях кута випередження, близьких до 90°, процес обробки буде більш стійким по висхідному фрезеруванні. Підтвердження цієї гіпотези буде розглянуто при аналізі діаграм сталості та експериментальних досліджень у другій частині роботи.

Ключові слова: вібрації при різанні, динамічна сталість, діаграми сталості, сферичні фрези, верстати із ЧПК, кінцеве фрезерування.

1. ВСТУП

Механічні коливання є невід'ємною складовою роботи будь-яких механічних систем, у тому числі і систем ВПД (верстат-пристрій-інструмент-деталь) при обробці деталей різанням. Вібрації при різанні мають однозначно негативний вплив на кінцеву якість обробленої поверхні та стійкість різального інструменту, а також на продуктивність обробки. Тому запобігання їхньому виникненню є однією із нагальних завдань технології обробки різанням. У фундаментальних працях таких вчених, як Н. А. Дроздов [1], А. І. Каширин [2], А. П. Соколовський [3], В. С. Штейнберг [4], викладено сучасне розуміння першопричин виникнення вібрацій при різанні. У зазначених працях доведено [1,2,3], що головною складовою вібрацій при різанні є автоколивання динамічної системи.

Дослідження умов виникнення вібрацій здійснюється із використанням теорії динамічної сталості руху (теорії діаграм сталості – англ. *stability lobes theory*). Фундамент теорії був закладений О. М. Ляпуновим, який у загальному випадку описав [5] умови сталості динамічної системи. Можливості застосування теорії діаграм сталості для дослідження вібрацій при різанні були показані у роботах таких вчених, як М. К. Das [6,7], S. A. Tobias [8,9], J. Tlustý [10,11], Y. Altıntaş [12], E. Budak [13,14] та ін. Серед українських вчених, які займаються теорією динамічної стійкості, необхідно згадати Ю. М. Внукова, В. О. Залогоу, Д. В. Криворучка,

С. С. Ємельяненко. Так, С. С. Ємельяненко першим запропонував [20] урахувати запізнювання зміни сили різання як одного з головних збудників автоколивань у системі. Сьогодні теорія діаграм сталості успішно використовується для прогнозування, зокрема кінцевого фрезерування сферичними фрезами [15,16,17,18]. Через постійне підвищення вимог до якості обробки деталей складної геометричної форми, використання нових важкообробних сплавів і т. ін. прогнозування умов сталого різання сферичними фрезами просторово-складних поверхонь є вкрай актуальним питанням. Ця робота присвячена методу побудови діаграм сталості для обробки сферичними кінцевими фрезами похилих поверхонь при різних кутах їхнього нахилу (при різних кутах випередження).

Метою роботи є отримання методу побудови діаграм сталості при фрезеруванні похилих поверхонь сферичними кінцевими фрезами для різних кутів нахилу поверхонь, що обробляються (кутів випередження). У першій частині наведені вихідні дані, необхідні для побудови діаграм, а саме кути врізання та виходу і питомі складові сили різання.

Діаграма сталості, яку прийнято використовувати при аналізі динамічної сталості процесу різання, являє собою графік у декартовій системі координат, на осі абсцис якого розташована швидкість обертання шпинделя, а на осі ординат – глибина різання. Крива графіка відображає граничні умови сталого

процесу різання, при яких не розвиватимуться автоколивання динамічної системи. Нижче криві показані умови сталого різання, а вище – відповідно несталого. Детальніше про послідовність побудови діаграм сталості йтиметься у другій частині даної роботи. У першій частині увага приділяється вихідним даним, необхідним для побудови діаграм.

Розглянемо динамічну систему, що складається зі сферичної кінцевої фрези та заготовки. Припустимо, що жорсткість фрези є значно меншою за жорсткість заготовки. Таке припущення є актуальним для обробки деталей, що не мають тонкостінних елементів, сферичними фрезами, які мають велике співвідношення довжини вильоту l до діаметра d ($l \geq 5d$). При цьому осьова жорсткість фрези буде суттєво перевищувати її радіальну жорсткість, тому припустимим є твердження, що динамічна система матиме два ступені вільності (див. рис.1).

Рівняння руху такої системи матиме такий запис:

$$\begin{aligned} [M] \left\{ \ddot{Q}(t) \right\} + [C] \left\{ \dot{Q}(t) \right\} + [K] \left\{ Q(t) \right\} = \\ = a_p [H(t)] (Q(t-\tau) - Q(t)). \end{aligned} \quad (1)$$

Це рівняння є диференціальним рівнянням з елементом, що запізнюється. У цьому рівнянні $[M]$, $[C]$ та $[K]$ – відповідно матриці маси, демпфірування та жорсткості; $\{Q(t)\}$ – вектор переміщень по осях x та y ; a_p – осьова глибина різання; $[H(t)]$ – матриця зміни питомої сили різання; τ – різниця у часі між проходженням j -го та $(j-1)$ -го зубів фрези.

Матриця зміни питомої сили різання складається з чотирьох елементів:

$$[H(t)] = \begin{bmatrix} H_{11}(t) & H_{12}(t) \\ H_{21}(t) & H_{22}(t) \end{bmatrix}. \quad (2)$$

У рівняннях (3) $\phi_j(t)$ – кутове положення j -го зуба фрези у момент часу t ; K_t [Н/мм²] та K_r [Н/мм²] – питомі сили для визначення відповідно тангенціальної та радіальної складових сили різання; $g(\phi_j(t))$ – так звана функція перемикавання, яка враховує, чи різє у момент часу t j -й зуб фрези.

$$\begin{aligned} H_{11}(t) &= \sum_{j=1}^N g(\phi_j(t)) (K_t \cos(\phi_j(t)) + K_r \sin(\phi_j(t))) \sin(\phi_j(t)); \\ H_{12}(t) &= \sum_{j=1}^N g(\phi_j(t)) (K_t \cos(\phi_j(t)) + K_r \sin(\phi_j(t))) \cos(\phi_j(t)); \\ H_{21}(t) &= \sum_{j=1}^N g(\phi_j(t)) (-K_t \sin(\phi_j(t)) + K_r \cos(\phi_j(t))) \sin(\phi_j(t)); \\ H_{22}(t) &= \sum_{j=1}^N g(\phi_j(t)) (-K_t \sin(\phi_j(t)) + K_r \cos(\phi_j(t))) \cos(\phi_j(t)). \end{aligned} \quad (3)$$

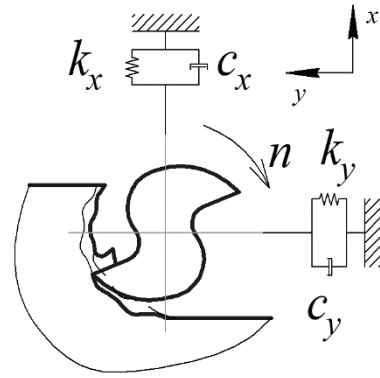


Рис. 1. Коливання кінцевої фрези як системи із двома ступенями вільності

$$\begin{cases} \phi_{st} \leq \phi_j(t) \leq \phi_{ex} \Rightarrow g(\phi_j(t)) = 1, \\ \phi_j(t) \leq \phi_{st} \vee \phi_j(t) \geq \phi_{ex} \Rightarrow g(\phi_j(t)) = 0. \end{cases} \quad (4)$$

2. ГЕОМЕТРІЯ ШАРУ, ЩО ЗРІЗАЄТЬСЯ, ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПИТОМИХ СКЛАДОВИХ СИЛ РІЗАННЯ

При обробці сферичними кінцевими фрезами нахилених поверхонь виникає досить складна геометрія шару, що зрізається. Правильна оцінка зони прикладення сил різання при аналізі сферичного кінцевого фрезерування є необхідною умовою для точного прогнозування умов сталого різання.

На рис.2 зображено шар, що зрізається, із подачею на зуб f_z , та виникаючі при цьому сили різання (радіальна складова F_r , осьова складова F_a , їхня векторна сума F_{ra} , тангенціальна складова F_t розміщена перпендикулярно до площини рисунка) відповідно для висхідного (рис. 2 а) та низхідного фрезерування (рис. 2 б).

У роботі запропоновано розглядати сили, що проводять до виникнення коливань фрези не в напрямку нормалі до поверхні заготовки, а по нормалі безпосередньо до шару, що зрізається. Такий підхід виявляється виправданим при порівнянні висхідного фрезерування (додатний кут випередження φ) та низхідного фрезерування (від'ємний кут випередження φ). Вектори нормалі до поверхні заготовки в обох випадках збігається, проте принципово відрізняються напрямки векторів нормалей до шару, що зрізається. Вектори сили різання також мають різні напрямки і різні за модулем складові. Так, для низхідного фрезерування при невеликих

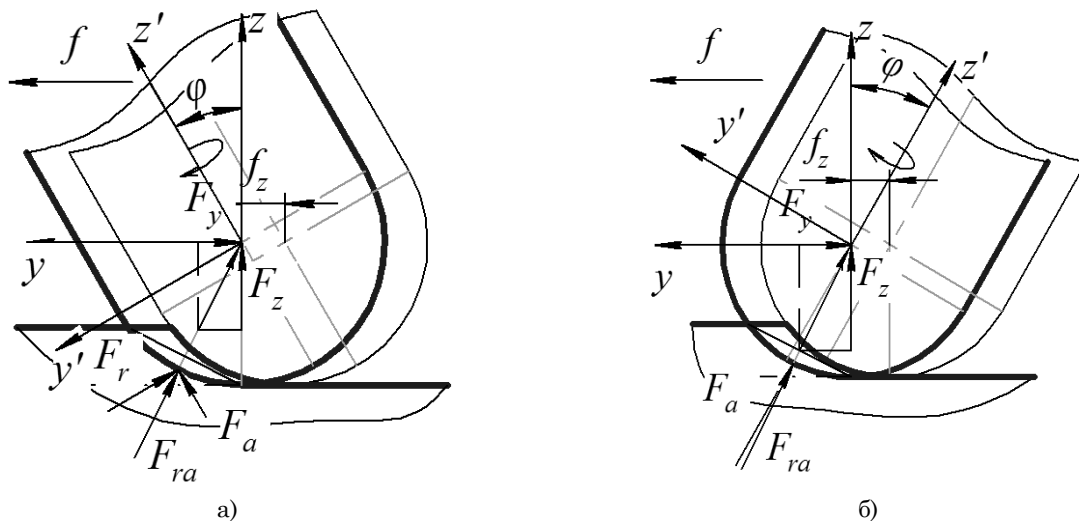


Рис. 2. Схема шару, що зрізується, при фрезеруванні сферичними фрезами

значеннях кута випередження φ основною складовою є осьова складова сили різання, у той час як при висхідному фрезеруванні основною складовою є радіальна складова сили різання. При значеннях кута випередження φ , близьких до 90° , має місце зворотний ефект.

Можна зробити апіорне припущення, що при малих значеннях кута випередження висхідне фрезерування буде менш сталим за низхідне при однакових значеннях радіальної глибини різання, і навпаки, при великих значеннях кута висхідне фрезерування буде більш сталим за низхідне.

Якщо при проведенні досліджень робочі органи верстата переміщуються по осях y' та z' (рис. 2) і вимірюються складові сили різання у відповідних напрямках, то тангенціальна F_t , радіальна F_r та осьова F_a складові сили різання при кутовому положенні фрези $\phi_j(t)$ визначатимуться як

$$\begin{Bmatrix} F_t \\ F_r \\ F_a \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{Bmatrix} \begin{vmatrix} -\cos\psi_{hl}\sin\phi_j(t) & -\cos\phi_j(t) & -\sin\psi_{hl} \\ \cos\phi_j(t) & -\sin\phi_j(t) & 0 \\ \sin\psi_{hl} & 0 & \cos\psi_{hl} \end{vmatrix} \quad (5)$$

У цьому матричному рівнянні ψ_{hl} – кут нахилу спіралі зуба для монолітних фрез або нахил пластини щодо осі фрези для фрез зі змінними пластинами. Як бачимо із рівняння (5), осьова складова сили різання має місце при ненульових значеннях ψ_{hl} . Утім, для оцінки сталості руху динамічної системи допустимо застосовувати систему з двома ступенями вільності.

Визначивши тангенціальну та радіальну складові сили різання, можна отримати відповідні коефіцієнти складових сили різання K_t та K_r . Оскільки вони є емпіричними та характеризують питому силу різання при перетворенні у стружку 1 мм^2 припуску, визначатимуться вони за формулами:

$$K_t = \frac{F_t(t)}{s(t)}, \quad (6)$$

$$K_r = \frac{F_r(t)}{s(t)}. \quad (7)$$

У цих рівняннях доцільно проводити розрахунки для максимального значення миттєвої площі шару, що зрізується, $s(t)$. Знаючи значення кута врізання та швидкості обертання фрези, не є проблемою визначити значення складових сили різання в конкретний момент часу t . Згідно з рис. 3, для кута повороту фрези $\phi_j(t) = \pi/2$ миттєву площу шару, що зрізується, можна визначити як

$$s(t) = f_z a_p \cos\psi_{hl}. \quad (8)$$

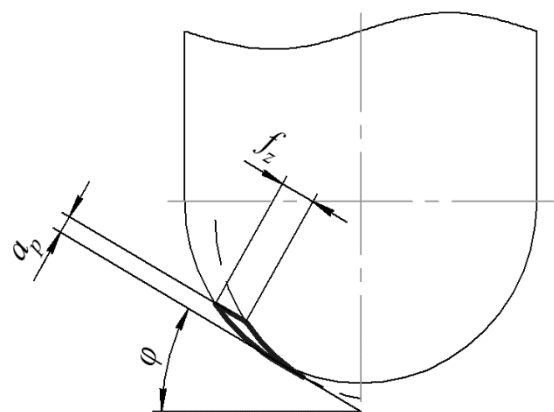
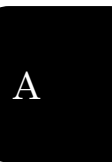


Рис. 3. Миттєва площа шару, що зрізується



3. КУТИ ВРІЗАННЯ ТА ВИХОДУ

При аналізі динаміки процесу обробки сферичними фрезами прийнято користуватися поняттям *плями контакту* для опису геометрії шару, що зрізається. Пляма контакту характеризується кутами врізання зуба фрези в тіло заготовки ϕ_{st} та кута виходу зуба фрези з тіла заготовки ϕ_{ex} (див. рис. 4).

Точне визначення значень цих кутів є необхідною умовою для прогнозування умов сталості процесу обробки. Визначати кути ϕ_{st} та ϕ_{ex} можна аналітично або шляхом комп'ютерного моделювання процесу різання.

У цій роботі запропоновано використовувати оригінальні формули для визначення кутів врізання та виходу як функцій від радіуса фрези r , кута випередження φ , радіального припуску на обробку a_p та величини перекриття рядків a_e [19].

У рівняннях (9а), (9б), (9в) та (9г) величина $K=1-a_p/r$ (див. табл. 1).

На рис. 5 а та рис. 5 б графічно продемонстровано зміну відповідно кутів врізання та виходу для різних варіацій радіальної глибини різання та кута випередження при зустрічному фрезеруванні.

Симуляція проводилась для фрези радіусом 5 мм.

4. ВИСНОВКИ

В першій частині роботи визначаються вихідні дані, необхідні для побудови діаграм сталості процесу фрезерування похилих поверхонь сферичними кінцевими фрезами. Для визначення питомих складових сили різання запропоновано розглядати силу різання вздовж нормалі до шару, що зрізується.

Також наведені оригінальні формули для визначення кутів врізання та виходу як функцій, що залежать від кута випередження φ , радіальної глибини різання a_p та величини перекриття рядків a_e ; графічно продемонстровано зміну значень цих кутів для різних варіацій радіальної глибини різання та кута випередження при зустрічному фрезеруванні.

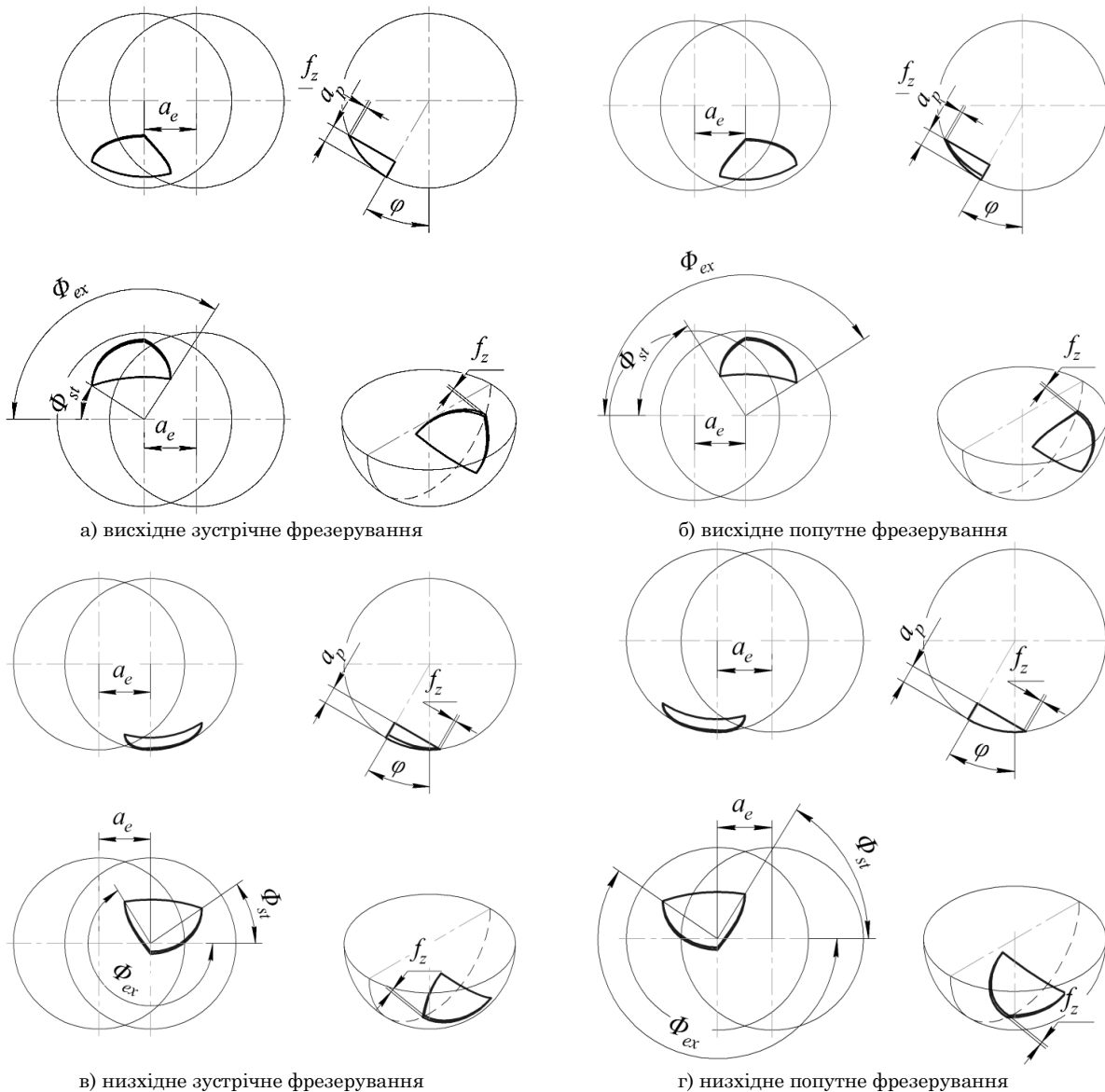
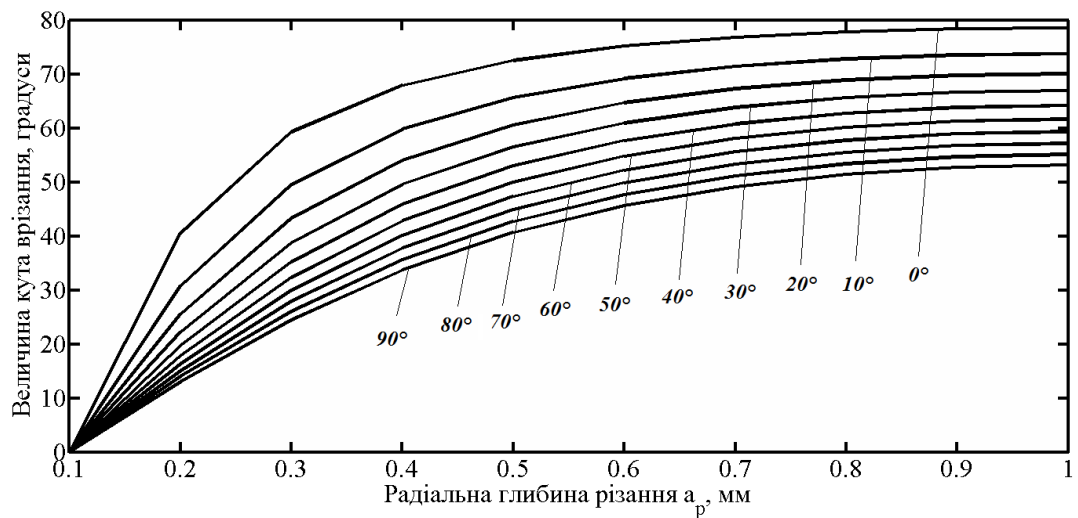


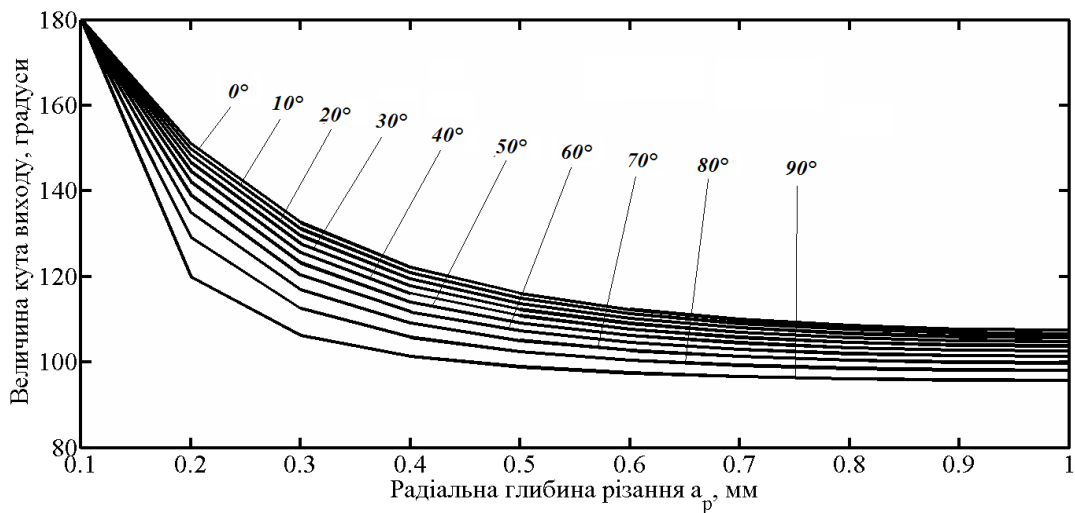
Рис. 4. Схеми для визначення кутів врізання та виходу

Таблиця 1 – Математичні залежності визначення характеристик плям контакту у процесі обробки сферичними фрезами

Напрямок	Схема різання	
	Зустрічна	Попугна
Висхідна	$\phi_{st} = \frac{\pi}{2} - \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{1-K^2}}{K \sin \varphi}$	$\phi_{st} = \frac{\pi}{2} - \operatorname{arctg} \left(\frac{a_e}{r \sin \varphi \sqrt{4 - \frac{a_e^2}{r^2}}} \right)$
	$\phi_{ex} = \frac{\pi}{2} + \operatorname{arctg} \left(\frac{a_e}{r \sin \varphi \sqrt{4 - \frac{a_e^2}{r^2}}} \right)$	
Низхідна	$\phi_{st} = -\frac{\pi}{2} + \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{1-K^2}}{K \sin \varphi}$	$\phi_{st} = -\frac{\pi}{2} + \operatorname{arctg} \left(\frac{a_e}{r \sin \varphi \sqrt{4 - \frac{a_e^2}{r^2}}} \right)$
	$\phi_{ex} = \frac{3\pi}{2} - \operatorname{arctg} \left(\frac{a_e}{r \sin \varphi \sqrt{4 - \frac{a_e^2}{r^2}}} \right)$	



а)



б)

Рис. 5. Зміна кутів врізання (а) та виходу (б) при зміні a_p та φ для висхідного зустрічного фрезерування

A method of stability lobes prediction in ball end milling of inclined surfaces.

Part 1. Source data

O. O. Shtehin¹⁾

¹⁾ *Zhytomyr state technological university, 103, Chernyakhovsky str., Zhytomyr, Ukraine, 10005*

In this paper a method for prediction of stability lobes for the milling of inclined surfaces with spherical end mills is developed. The first part of the paper describes the source data of calculation procedure. They are specific cutting force components, values of insertion and exit angles. To determine the latter values the original equation describing the variation of angles for various the radial depths of cut, the amount of overlap and lead angle is proposed. To analyze the stability of the spherical end milling of inclined surfaces it is proposed to take into account the cutting force acting normal to a cut-off layer. Made a priori assumption that for small lead angle the process will be more stable in a down milling than when ascending, and vice versa, with the lead angle close to 90°, the process will be more stable to the upward milling. Confirmation of this hypothesis will be considered in the analysis of stability lobes and experimental studies in the second part of the paper.

Key words: chatter vibration, stability lobes diagram, ball end milling, CNC machining, end mill.

Метод построения диаграмм устойчивости при фрезеровании наклонных поверхностей сферическими концевыми фрезами. Часть 1. Выходные данные

А. А. Штегин¹⁾

¹⁾ *Житомирский государственный технологический университет, ул. Черняховского, 103, г. Житомир, Украина, 10005*

В работе предложен метод построения диаграмм устойчивости для обработки наклонных поверхностей сферическими концевыми фрезами. В первой части работы описываются исходные данные, необходимые для построения диаграмм устойчивости. Они включают в себя удельные составляющие силы резания, углы врезания и выхода. Для определения последних предложены оригинальные уравнения, описывающие изменение значений углов для различных вариаций радиальной глубины резания, величины перекрытия и угла опережения. Для анализа устойчивости процесса обработки сферическими фрезами наклонных поверхностей предложено учитывать силы резания, действующие по нормали к срезаемому слою. Сделано априорное предположение, что для малых значений углов опережения процесс обработки будет более устойчивым при нисходящем фрезеровании, чем при восходящем, и наоборот, при значениях угла опережения, близких к 90°, процесс обработки будет более устойчивым по восходящем фрезеровании. Подтверждение этой гипотезы будет рассмотрено при анализе диаграмм устойчивости и экспериментальных исследований во второй части работы.

Ключевые слова: вибрации при резании, динамическая устойчивость, диаграммы устойчивости, сферические фрезы, станки с ЧПУ, конечное фрезерование.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Дроздов Н. А. К вопросу о вибрациях при токарной обработке / Н. А. Дроздов // Станки и инструмент. – 1937. – № 22. – С. 10–17.
2. Каширин А. И. Исследование вибраций при резании металла / А. И. Каширин. – М.–Л.: Изд-во АН СССР, 1944. – 133 с.
3. Соколовский А. П. Вибрации при работе на металлорежущих станках / А. П. Соколовский // Исслед. колебаний металлорежущих станков при резании металлов: сб. тр. – М.: Mashgiz, 1958. – 120 с.
4. Штейнберг В. С. Исследование вибраций при токарной обработке металлов / В. С. Штейнберг // Вестник металлопромышленности. – 1936. – № 12–13. – С. 83–87.
5. Ляпунов А. М. Общая задача об устойчивости движения (диссертация и статьи) / А. М. Ляпунов, Х. Н. Мюнтц, В. Стеклов – ОНТИ, Главная редакция общетехнической литературы, 1935.
6. Das M.K. The Relation Between the Static and the Dynamic Cutting Forces of Metals / M. K. Das, S. A. Tobias // International Journal of Machine Tool Design and Research, 1967. – Vol. 7, P. 63–89.
7. Das M. K. Machine tool chatter / M. K. Das // Chartered Mechanical Engineer. – 1981. – Vol. 28. – Issue 8. – pp. 22–27.
8. Tobias S. A. Theory of regenerative machine tool chatter / S. A. Tobias, W. Fishwick // The engineer. – 1958. – Vol. 205. – Issue 7. – P. 199–203.
9. Tobias S. A. The chatter of lathe tools under orthogonal cutting conditions / S. A. Tobias, W. Fishwick // Trans. ASME. – 1958. – Vol. 80. – Issue 2. – P. 1079–1088.
10. Тлусты И. Автоколебания в металлорежущих станках. пер. с чеш / И. Тлусты. – М.: Mashgiz, 1956. – 121 с.
11. Tlusty J. A Method of Analysis of Machine Tool Stability / J. Tlusty // Proc. of the 6th MTDR Conference, Manchester 1965, Pergamon Press.
12. Altintas Y. Analytical prediction of stability lobes in milling / Y. Altintas, E. Budak // CIRP Annals-Manufacturing Technology. – 1995. – Vol. 44. – Issue 1. – P. 357–362.
13. Budak E., Altintas Y. Analytical prediction of chatter stability in milling – part I: general formulation / E. Budak, Y. Altintas // Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. – 1998. – Vol. 120. – Issue 1. – P. 22–30.
14. Budak E. Analytical prediction of chatter stability in milling – part II: application of the general formulation to common milling systems / E. Budak, Y. Altintas // Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. – 1998. – Vol. 120. – Issue. 1. – P. 31–36.
15. Altintas Y. Analytical prediction of stability lobes in ball end milling / Y. Altintas // Journal of manufacturing science and engineering. – 1999. – Vol. 121. – Issue. 4. – P. 586–592.
16. Ozturk E. Investigation of lead and tilt angle effects in 5-axis ball-end milling processes / E. Ozturk, L. T. Tunc, E. Budak // International Journal of Machine Tools and

Manufacture. – 2009. – Vol. 49. – Issue 14. – P. 1053–1062.

17. Mousseigne M. Predicting the dynamic behaviour of torus milling tools when climb milling using the stability lobes theory / M. Mousseigne // *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. – 2013. – Vol. 65. – P. 47–57.

18. Kim S. J. Prediction of chatter in NC machining based on a dynamic cutting force model for ball end milling / Kim S. J., Lee H. U., Cho D. W. // *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. – 2007. – Vol. 47. – Issue 12. – P. 1827–1838.

REFERENCES

1. Drozdov N. A. (1937). *Stanki i instrument – Machines and tools*. Vol. 22. pp. 10-17 [in Russian]
2. Kashirin A. I. (1944). *Issledovaniye vibratsiy pri rezanii metalla*. Leningrad: AS USSR [in Russian]
3. Sokolovsky A. P. (1958). *Vibratsii pri rabote na metallozhushchikh stankakh*. Moscow.: Mashgiz, 15-18 [in Russian]
4. Shteinberg V. S. (1936). *Vestnik metallopromyshlennosti*. Vol. 12-13. pp. 83-87 [in Russian]
5. Lyapunov A. M., Myuntts, H. N., Steklov, V. (1935). *Obshchaya zadacha ob ustoychivosti dvizheniya (dissertatsiya i stati)*. ONTI, Glavnaya redaktsiya obshchetekhnicheskoy literatury [in Russian].
6. Das M. K., & Tobias S. A. (1967). *International Journal of Machine Tool Design and Research*, 7(2), pp. 63-89.
- Das M. K. (1981). *CHARTERED MECH. ENG.*, 28(9), 22-27.
7. Tobias S. A., & Fishwick W. (1958). *The engineer*, 205(7), 199-203.
8. Tobias S. A., & Fishwick W. (1958). *Trans. ASME*, 80(2), 1079-1088.
9. Tlustý J. (1956). *Avtokolebaniya v metallozhushchikh stankakh* (Trans. from the Czech). [in Russian]
10. Tlustý J. (1965, September). In *Proceeding MTDR* (pp. 5-14).
11. Altıntaş Y., & Budak E. (1995). *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, 44(1), 357-362.

19. Штегін О. О. Визначення кутів врізання та виходу при обробці похилих поверхонь сферичними кінцевими фрезами / О. О. Штегін // *Вісник Житомирського державного технологічного університету*. Серія: Технічні науки. – 2014. – №. 3 (70).

20. Ємельяненко С. С. Підвищення ефективності процесу кінцевого фрезерування шляхом забезпечення динамічної стійкості технологічної системи: дис. канд. техн. наук: 05.03.01 / С. С. Ємельяненко. – Х., 2008. – 204 с.

12. Budak E., & Altintas Y. (1998). *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 120(1), 22-30.

13. Budak E., & Altintas Y. (1998). *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 120(1), 31-36.

14. Altintas Y., Shamoto E., Lee P., & Budak E. (1999). *Journal of manufacturing science and engineering*, 121(4), 586-592.

15. Ozturk E., Tunc L. T., & Budak E. (2009). *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 49(14), 1053-1062.

16. Mousseigne M., Landon Y., Seguy S., Dessein G., & Redonnet J. M. (2013). *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 65, 47-57.

17. Kim S. J., Lee H. U., & Cho D. W. (2007). *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 47(12), 1827-1838.

18. Shtehin O. O. (2014). *Visnyk ZHDTU*, 3(70). [in Ukrainian].

19. Yemelyanenko S. S. (2008) *Pidvyshchennya efektyvnosti protsesa kintsevoho frezeruvannya shlyakhom zabezpechennya dinamichnoyi stiykosti tekhnolohichnoyi systemy* [Increasing of finish milling process effectiveness by using dynamic stability providing of technological system]. Candidate's thesis. Kharkiv [in Ukrainian].

Міжнародний грантовий проект
**МОДЕРНІЗАЦІЯ ВИЩОЇ ІНЖЕНЕРНОЇ ОСВІТИ В
ГРУЗІЇ, УКРАЇНІ ТА УЗБЕКИСТАНІ
ВІДПОВІДНО ДО ТЕХНОЛОГІЧНИХ ВИКЛИКІВ**

(530158-TEMPUS-1-2012-1-SE-TEMPUS-SMHES)

Коротка назва проекту: «ENGITEC»

Офіційний сайт: www.engi-tec.net

Тривалість проекту: 15 жовтня 2012 – 14 жовтня 2015

Координатор проекту: Королівський технологічний інститут (Стокгольм, Швеція)

Консорціум проекту:

- Королівський технологічний інститут, Швеція
- Туринська політехніка, Італія
- Університет м. Лідс, Великобританія
- Державний університет ім. Акакія Церетелі, Грузія
- Грузинський технічний університет, Грузія
- Державний університет ім. Шота Руставелі, Грузія
- Сумський державний університет, Україна
- Луцький національний технічний університет, Україна
- Національна металургійна академія України, Україна
- Запорізький національний технічний університет, Україна
- Бухарський інженерно-технічний інститут високих технологій, Узбекистан
- Джизакський політехнічний інститут, Узбекистан
- Ташкентський автомобільно-дорожній інститут, Узбекистан



Мета та завдання проекту:

- Розвинути потенціал 3 грузинських, 4 українських та 3 узбецьких інженерних університетів щодо впровадження сучасних європейських методик навчання.
- Модернізувати програми навчання магістрів і аспірантів інженерних спеціальностей шляхом впровадження нових міждисциплінарних навчальних модулів.
- Розробити нову платформу для діалогу між університетами та промисловістю задля забезпечення відповідності вищої інженерної освіти сучасним технологічним викликам.

Очікувані результати:

- I. Аналіз сучасних європейських концепцій вищої інженерної освіти, порівняльний аналіз навчальних програм в університетах з ЄС та країн-партнерів, концепція реформи вищої інженерної освіти, план дій задля сталого діалогу між університетами та промисловістю.
- II. Міждисциплінарні модулі та відповідні навчальні матеріали, що втілені в магістерських та аспірантських програмах навчання за 7 інженерними напрямками, що викладаються в 3 грузинських, 4 українських та 3 узбецьких університетах.
- III. Міжкафедральні конструкторсько-технологічні лабораторії та спільні методичні комісії, засновані в 10 університетах з країн-партнерів.



Координатори проекту від Сумського державного університету:

Кириченко Костянтин Іванович

начальник відділу міжнародного співробітництва

тел./ факс: +38 (0542) 33-10-81

E-mail: info@dir.sumdu.edu.ua

Іванов Віталій Олександрович

канд. техн. наук, доцент кафедри технології машинобудування, верстатів та інструментів,

заст. декана факультету технічних систем та енергоефективних технологій

з міжнародного співробітництва

телефон: +38(0542) 33-10-24

E-mail: ivanov@tmvi.sumdu.edu.ua





Особливості аналізу впливу завад від різномірних типів джерел розосередженої генерації на процеси в навантаженнях

С. П. Денисюк¹⁾, Д. Г. Дерев'янко²⁾, К. Ю. Щербань³⁾

^{1), 2)} Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут», п-т. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056

Article info:

Paper received:

14 November 2014

The final version of the paper received:

04 December 2014

Paper accepted online:

08 January 2015

Correspondent Author's Address:

^{1), 2), 3)} ekaterinascherban@mail.ru

Електроенергія є найбільш універсальним і широко використовуваною формою енергії, світовий попит на яку постійно зростає. Електроенергетична система живлення є одним із найбільш ефективних компонентів інфраструктури, від якої залежить сучасне суспільство. Щоб задовольнити зростаючий попит на електроенергію та необхідність скорочення викидів вуглекислого газу, має бути розроблена нова модель електроенергетичної системи, яка повинна мати риси системи сталого розвитку, бути надійною, а її архітектура та режими роботи – економічно обґрунтованими. Сучасна електроенергетична система повинна зазнати значних змін. У статті розглянуто інтеграцію джерел розосередженої генерації в Smart Grid-системах, що дозволяє підвищити енергоефективність та зменшити викиди в енергосистемі, джерела розосередженої генерації та всі види завад, які притаманні тому чи іншому типу джерел. За допомогою програмного забезпечення MatLab було промодельовані всі розглянуті варіанти електричних схем та отримані осцилограми та показники THD для всіх джерел електричної енергії.

Ключові слова: джерела розосередженої генерації, розосереджена генерація, імпульсні завади, вищі гармоніки.

1. ВСТУП

Електроенергія є найбільш універсальним і широко використовуваною формою енергії, світовий попит на яку постійно зростає. Генерація електричної енергії, однак, на сьогодні є найбільшим джерелом викидів парникових газів, що робить значний внесок у зміни клімату. Для пом'якшення наслідків зміни клімату існуюча електроенергетична система повинна зазнати значних змін. Електроенергетична система живлення є одним із найбільш ефективних компонентів інфраструктури, від якої залежить сучасне суспільство. Щоб задовольнити зростаючий попит на електроенергію та необхідність скорочення викидів вуглекислого газу, повинна мати розроблена нова модель електроенергетичної системи, яка повинна мати риси системи сталого розвитку, бути надійною, а її архітектура та режими роботи – економічно обґрунтованими.

Smart Grid є новим поняттям енергосистеми. Ця технологія базується на спостереженні за станом енергосистеми і дозволяє «розумно» приймати рішення, швидко усувати несправності, відновлювати роботу системи за наявності аварій і контролювати попит, щоб зберегти стійкість і продуктивність енергосистеми, на тому самому рівні, на якому вони були закладені на стадії проектування.

Політика щодо впровадження концепції Smart Grid організована в Європі, як Європейська технологічна платформа Smart Grid. Політика в США в цьому напрямку описана в 42 USC гл. 152, subch.

IX § 17381.

Інтеграція джерел розосередженої генерації в Smart Grid-системах дозволяє підвищити енергоефективність та зменшити викиди в енергосистемі. Збільшення кількості таких відновлювальних джерел енергії в мережі впливає на якість електричної енергії в розподільчих мережах середньої та низької напруги.

До пристроїв розосередженої генерації відносять установки малої потужності (до 10 МВт), що розташовані безпосередньо поблизу споживача, та можуть буди під'єднані до енергосистеми. До джерел розосередженої генерації належать: фотоелектричні елементи, вітрові установки, малі ГЕС, дизель-генератори.

Більшість джерел розосередженої генерації під'єднані до мережі за допомогою перетворювачів суму (рис. 1). При ввімкненні ці перетворювачі повинні зберігати якість електричної енергії. Однак, висока частота перемикання перетворювачів може вводити додаткові гармоніки в системах, та знижувати якість електричної енергії, якщо вони ввімкнені неналежним чином. У протяжних мережах складної структури процеси на вищих гармоніках носять складний характер, що визначається конфігурацією мережі, складом і параметрами її елементів, хвиловими властивостями мережі [7]. Тому на цей час актуальним є розгляд різних варіантів ввімкнення джерел електричного струму для зменшення впливу сигналів завад.

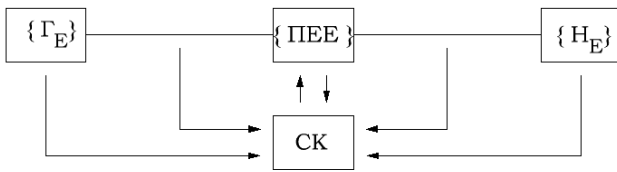


Рис. 1. Узагальнений вигляд еквівалентної моделі

Підключення джерел розосередженої генерації (РГ) до розподільної мережі має позитивний вплив на її властивості, але поряд із цим створює нові проблеми, з якими доводиться стикатися як при самому підключенні, так і при керуванні режимами роботи системи електропостачання з РГ. Розподільна електрична мережа буває нерівномірно завантаженою, отже, потребує коригування поточкорозподілу, який можна провести шляхом відповідної реконфігурації мережі. Установки РГ можуть інтегруватися на різних рівнях системи енергопостачання, але з метою забезпечення найкращого ефекту вони повинні бути розміщені оптимально. При правильному розташуванні установок РГ втрати потужності можуть знизитися [6].

Системна інтеграція в інженерії – це поєднання компонентів підсистем в єдину систему та забезпечення роботи окремих підсистем як єдиного цілого з перспективою та можливістю об'єднання і спільної ефективної роботи кількох підсистем. Системна інтеграція нових елементів у систему полягає у розробленні комплексних рішень, призначених для досягнення максимальної ефективності функціонування системи шляхом налагодження ефективної взаємодії її підсистем з новими інтегрованими елементами.

Ураховуючи сучасний стан енергетики та напрям її подальшого розвитку, визначений світовим співтовариством, а також особливості виробництва електроенергії, стає очевидним, що системна інтеграція в енергетиці повинна поєднувати як самі джерела розосередженої генерації, так і автоматизовані системи та інформаційні технології. Рівень автоматизації енергетики дуже високий, а от упровадження інформатизованих технологій почалося відносно недавно, і є дуже перспективним та володіє значним потенціалом, створюючи нові можливості.

Що стосується інтеграції джерел розосередженої генерації в систему електропостачання (особливо нетрадиційних та відновлювальних джерел енергії), то дуже важливим питанням є ефективне використання енергетичного потенціалу таких джерел. Кожне із джерел, що виробляє електроенергію, через певні особливості своєї роботи, має проблеми сумісної роботи, внаслідок чого постає проблема оптимального відбору електроенергії від цих джерел та проблема оптимального споживання виробленої електроенергії електроустановками споживачів.

Для оптимізації енергетичних процесів у системах з джерелами розосередженої генерації необхідно сформулювати відповідні закони регулювання. Формування законів регулювання можливе за умови вибору та систематизації певних критеріїв [1].

Відповідно до вибраної множини критеріїв процес оптимізації може проводитися за такими напрямками:

- оптимізація електромагнітних чи енергетичних процесів у перетинах виділених систем;

- оптимізація параметрів елементів системи;
- оптимізація структури системи.

Вибір окремих критеріїв визначається типом гармонічних спектрів сигналів напруги та струму, необхідністю врахування заданої сукупності особливостей функціонування конкретних типів системи.

У цій роботі проводиться аналіз схем з різними джерелами розосередженої генерації, що мають різні сигнали завод. Розгляду підлягають фотоелектричні елементи, вітрові установки, малі ГЕС, дизель-генератори та безпосередньо мережа електроживлення.

2. ОСНОВНА ЧАСТИНА

Сонячні фотоелектричні станції (СЕС) – один із різновидів електростанцій, що генерують електричний струм шляхом безпосереднього перетворення енергії сонячного випромінювання в електроенергію. Сонячні електростанції використовують фотоелектричний ефект та базуються на фотоелектричних модулях наземного застосування. Конструкція фотоелектричних панелей забезпечує високу надійність і захищеність сонячних електростанцій у цілому. До складу мережевої фотоелектричної системи, крім сонячних модулів, також входять: мережеві інвертори, що перетворюють постійний струм (DC), що генерується сонячними панелями, у змінний (AC); система моніторингу, що дозволяє відстежувати параметри роботи сонячної електростанції; лічильники, призначені для моніторингу продуктивності системи та продажу електроенергії за «зеленим» тарифом; підтримувальні металоконструкції для розміщення сонячних батарей на земельній ділянці, даху будівлі; централізована лінія електропередач, до якої приєднана електростанція; власні споживачі електроенергії (промислові чи побутові електроприлади).

Довгострокова експлуатація мереж, до яких підключені сонячні фотоелектричні системи, показує значне зменшення ефективності у зв'язку з порушенням стійкості джерела та збоями в роботі інвертора. Силові перетворювачі в цих системах разом з нелінійними навантаженими є джерелом вищих гармонік. Для того щоб визначити види завод, що виникають під час роботи сонячних панелей розглядають інвертори. Найбільш поширене застосування мережевого інвертора GWV, мережевий інвертор європейського виробництва DELTA, тому заводи мають синусоїдальну форму сигналу.

Також в енергетиці України велику увагу приділяють вітроенергетичним установкам. Малі вітроенергетичні установки (ВЕУ) (потужністю до 100 кВт) знаходять широке застосування для автономного живлення споживачів. До основних компонентів системи, без яких робота ВЕУ неможлива, відносять такі елементи:

- генератор – потрібний для заряду акумуляторних батарей. Від його потужності залежить, як швидко заряджатимуться ваші акумулятори. Генератор потрібний для вироблення змінного струму. Сила струму і напруга генератора залежать від швидкості і стабільності вітру;

- контролер – керує багатьма процесами вітроустановки, такими як поворот лопатей, заряд акумуляторів, захисні функції та ін. Він перетворює змінний струм, що виробляється генератором у постійний

для заряду акумуляторних батарей;

– акумуляторні батареї – накопичують електроенергію для використання в безвітряні години. Також вони вирівнюють і стабілізують напругу, що виходить з генератора. Завдяки ним ви отримуєте стабільну напругу без перебоїв навіть при поривчастому вітрі. Живлення вашого об'єкта йде від акумуляторних батарей;

– АВР – автоматичний перемикач джерела живлення. Робить автоматичне перемикання між декількома джерелами електроживлення за проміжок в 0,5 секунд при зникненні основного джерела. Дозволяє об'єднати вітроустановку, громадську електромережу, дизель-генератор та інші джерела живлення в єдину автоматизовану систему;

– інвертор – перетворює струм із постійного, що накопичується в акумуляторних батареях, в змінний, який споживає більшість електроприладів.

Дизель-генераторна установка – це автономний пристрій, який виробляє електроенергію за допомогою спалювання дизельного палива. Як правило, ДГУ складається із двигуна внутрішнього згорання і електрогенератора, що виробляє змінний струм. Двигун та електрогенератор встановлені на загальній платформі й жорстко прикріплені до металевої рами. Допоміжне автоматичне обладнання забезпечує їх спільну роботу і здійснює контроль над процесом. Такі електростанції економічні, надійні в експлуатації і безпечні. При стисканні у двигуні дизельного палива відбувається його займання і перетворення в механічну енергію за допомогою кривошипно-шатунного механізму, що обертає ротор електрогенератора. Ротор створює електромагнітне поле, яке перетворює індукційний струм у змінний. Тому для визначення електромагнітних завад у дизель-генераторних установках потрібно розглядати технічні характеристики самої ДГУ, комплектуючі та умови експлуатації: тип навантаження і режим роботи. Найчастіше виникають сигнали синусоїдальної, прямокутної та пилкоподібної форм.

В Україні також використовуються малі ГЕС як джерела електричної енергії. Переважно в них використовують два різних типи генераторів: асинхронні трифазні генератори змінного струму та синхронні трифазні генератори змінного струму. Тому найчастіше в таких генераторах виникають прямокутні сигнали електромагнітних завад.

Проаналізувавши всі джерела розосередженої генерації та всі види завад, які можуть в них виникати, складаємо узагальнювальну таблицю видів сигналів завад електричних джерел (див. табл. 1) [2–4].

Для подальшого аналізу завад складаємо електричні схеми із джерелами енергії, що мають різні види завад. Основними джерелами обираємо сонячні електричні панелі, вітрову установку, малу гідроелектростанцію, дизель-генераторну підстанцію та мережу 220 В. Схеми для одного та двох джерел живлення наводимо в таб. 1. Загальна схема з багатьма джерелами живлення подана на рис. 2.

Для досліджень використано модель електроенергетичної системи, наведену на рис. 3, що була створена за допомогою пакета програм Matlab Simulink.

Далі наведемо опис основних переваг цього пакета програм.

Таблиця 1 – Види сигналів завад електричних джерел

Тип джерела	Сонячні панелі	Вітрові установки	МГЕС	Дизель-генератор	Мережа
Синусоїдальний	+	+		+	+
Прямокутний		+	+	+	+
Пилкоподібний				+	+
Випадковий					+
Декілька сигналів		+			+

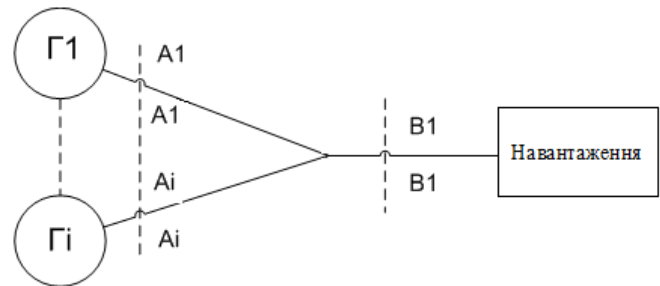


Рис. 2. Загальна схема із джерелами живлення: G1, Gi – генератор завад від ПГ; A1, Ai – переріз кабелів, що приєднують джерела живлення; B – переріз кабелю, що приєднує навантаження

У середовищі Matlab реалізовано модульний принцип побудови із широкими можливостями модифікації та розширення. Для зручності користування вся система Matlab поділена на розділи, оформлені у вигляді пакетів програм, найбільш загальні з яких утворили ядро. Інші пакети об'єднані або існують індивідуально у вигляді так званих Toolboxes.

Серед інших потрібно виділити пакет Simulink, призначений для моделювання лінійних і нелінійних динамічних систем. Пакет Simulink разом з пакетом розширення Simpowersystems (у більш ранніх версіях – Power Systems Blockset) є основою для вивчення та дослідження пристроїв силової електроніки й електромеханічних пристроїв.

При роботі з Simulink користувач має можливість модернізувати бібліотечні блоки, створити свої власні, а також створити нові бібліотеки блоків. При моделюванні користувач може вибирати метод розв'язання диференціальних рівнянь, а також спосіб зміни модельного часу (з фіксованим або змінним кроком). У ході моделювання є можливість стежити за процесами, що відбуваються в системі. Для цього використовуються спеціальні пристрої спостереження, що входять до складу бібліотеки Simulink. Результати моделювання можуть бути подані у вигляді графіків або таблиць.

Безперечна перевага Simulink і її складової Simpowersystems полягає в можливості побудови моделей складних електротехнічних систем на основі методів імітаційного й функціонального моделювання, а також те, що Simulink дає змогу поповнювати бібліотеки блоків за допомогою підпрограм, написаних як мовою MATLAB, так і мовами C++, Fortran і Ada. Саме ці переваги й стали причиною вибору цього програмного продукту під час проведення досліджень.



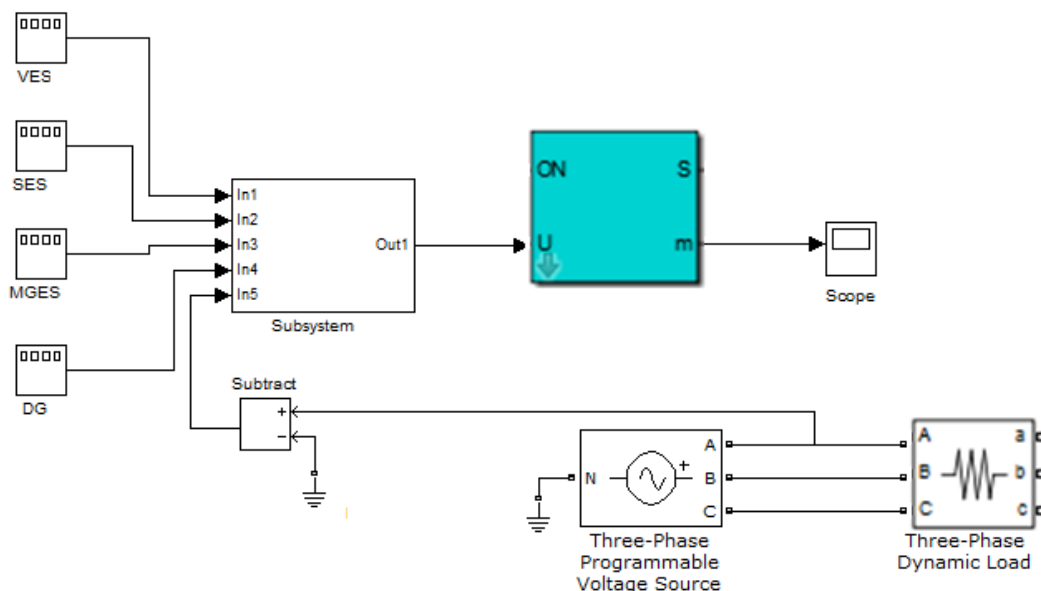


Рис. 3. Схема моделі електроенергетичної системи в пакеті програм Matlab Simulink

Ця модель – це трифазна електроенергетична система, що складається з генераторів напруги, які моделюють процеси мережі та трифазного навантаження. На одну з фаз паралельно підключено блоки, що моделюють параметри джерел РГ (параметри нормального режиму, вищі гармоніки), а саме сонячної електростанції, дизель-генератора, вітроелектростанції та малої гідроелектростанції. До виходу генераторів підключено вимірвальну підсистему, що дозволяє оцінити вищі гармоніки в системі, які генеруються різними джерелами.

Блок «Programmable voltage source» формує сигнал джерела синусоїдальної напруги. Блок «Load» – навантаження. Блоки «DG» (дизель-генератор), «VES» (вітроелектростанція), «SES» (сонячна електростанція), «MGES» (мала ГЕС) моделюють завади, що генерують альтернативні джерела електричної енергії. Сигнали завад наведених вище блоків подані в табл. 3.

Таблиця 3 – Амплітудне значення рівня завад

Тип джерела:	1-ша гармоніка (50 Гц), В	3-тя гармоніка (150 Гц), В	5-та гармоніка (250 Гц), В
СЕС	220	3,96 (1,8 %)	2,2 (1 %)
МГЕС	220	11 (5 %)	5,06 (2,3 %)
ДГ	220	15,4 (7 %)	6,6 (3 %)
ВЕС	220	13,2 (6 %)	8,8 (4 %)

Блок «Programmable voltage source» генерує ідеальну синусоїду і живить навантаження «Load». Вольтметр проводить вимірювання напруги, а в блоці Subsystem отриманий сигнал складається із завад, що задаються блоками «DG», «VES», «SES», «MGES», після чого сумарний сигнал аналізується в блоці Digital Flickermeter. Із флікерметра отримані дані виводяться на осцилографи.

Після моделювання всіх можливих варіантів комбінацій схем були отримані осцилограми. Як приклад наведено графіки для по одиночних джерел живлення на рис. 4.

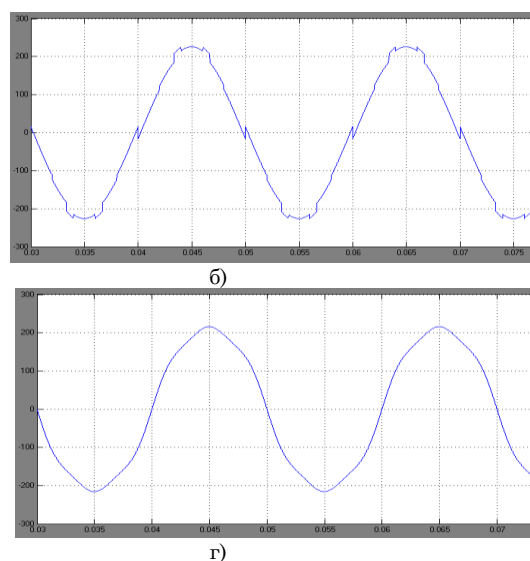
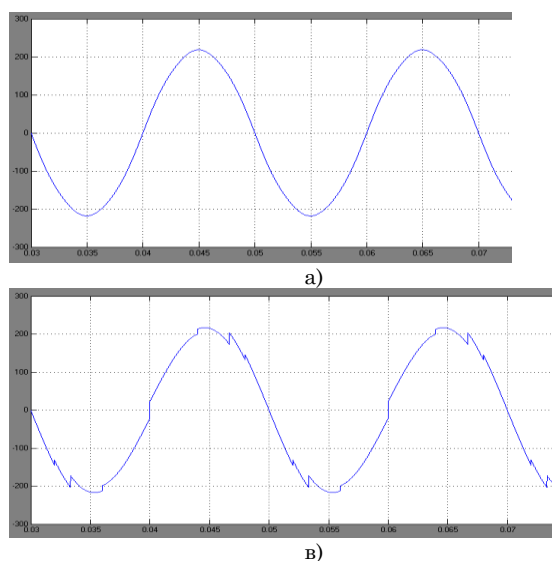


Рис. 4. Осцилограми завад, притаманних для одиночних різномірних джерел енергії: а) – осцилограма для СЕС; б) – осцилограма для малої гідроелектростанції; в) – осцилограма для дизельного двигуна; г) – осцилограма для вітрової установки

В усіх схемах джерела електричної енергії мають різні види сигналів. Так, сонячні панелі мають синусоїдальну форму сигналу та максимальний рівень завад 2,8 %, вітрові установки використовуються з рівнем завад 10 %, що з'єднані через електропривід та 2,8 % через інвертор із прямокутною та синусоїдальною формою сигналу. Мала гідроелектростанція має прямокутну форму сигналу та 7,3 % рівень завад. У роботі використовується дизель-генератор з пилкоподібним сигналом та рівнем завад 10 % та мережа з відхиленням напруги 10 % та випадковими сигналами. Усі рівні завад наведені в табл. 3.

Моделювання проводиться за третьою (150 Гц) та п'ятою (250 Гц) гармонікою при напрузі джерела живлення 220 В.

Промодельовавши отримані схеми з електричними джерелами за допомогою програмного забезпечення MatLab Simulink, були отримані показники THD для кожної схеми при впливі першої, третьої та п'ятої гармонік. Усі отримані коефіцієнти були зведені в табл. 4. Для кращого сприйняття отриманих результатів наведемо гістограму та розраховане значення THD для малої гідроелектростанції (рис. 5) та комбінації всіх чотирьох джерел електричної енергії (СЕС, ВЕС, МГЕС, ДГ) (рис. 6) при впливі першої, третьої та п'ятої гармонік, оскільки ці значення THD мають найбільше значення з наведених схем.

Таблиця 4 – Значення THD для різних схем та гармонік

	Схема	Гармоніки	THD	№	Схема	Гармоніки	THD
1	МГЕС	1+3+5	7,98	24	МГЕС+ДГ	1+3	3,56
2	ВЕС+СЕС+МГЕС+ДГ	1+3+5	7,88	25	ВЕС+СЕС+ДГ	1+3	3,53
3	ВЕС	1+3+5	7,21	26	СЕС+МГЕС+ДГ	1+3+5	3,4
4	МГЕС	1+3	7,07	27	ВЕС+СЕС+МГЕС	1+5	3,3
5	ВЕС+ДГ	1+3+5	6,65	28	МГЕС	1+5	3,25
6	ВЕС+СЕС+МГЕС+ДГ	1+3	6,61	29	СЕС+МГЕС+ДГ	1+3	3,01
7	ДГ	1+3+5	6,37	30	ВЕС+СЕС	1+3	2,98
8	ВЕС+ДГ	1+3	6,16	31	ВЕС+СЕС+ДГ	1+5	2,94
9	ВЕС	1+3	6	32	СЕС+МГЕС	1+3+5	2,52
10	ДГ	1+3	5,72	33	ДГ	1+5	2,45
11	ВЕС+СЕС+МГЕС	1+3+5	5,44	34	СЕС+МГЕС	1+3	2,27
12	ВЕС+СЕС+ДГ	1+3+5	4,82	35	ВЕС+СЕС	1+5	2,16
13	ВЕС+МГЕС+ДГ	1+3+5	4,75	36	ВЕС+ДГ	1+5	2,16
14	ВЕС+МГЕС	1+3+5	4,19	37	ВЕС+МГЕС+ДГ	1+5	2,09
15	ВЕС+СЕС+МГЕС+ДГ	1+5	4,19	38	СЕС	1+3+5	2,06
16	СЕС+ДГ	1+3+5	4,08	39	СЕС	1+3	1,8
17	МГЕС+ДГ	1+3+5	4,03	40	ВЕС+МГЕС	1+5	1,69
18	ВЕС	1+5	4	41	МГЕС+ДГ	1+5	1,67
19	ВЕС+СЕС+МГЕС	1+3	3,98	42	СЕС+ДГ	1+5	1,41
20	ВЕС+МГЕС+ДГ	1+3	3,91	43	СЕС+МГЕС+ДГ	1+5	1,32
21	ВЕС+СЕС	1+3+5	3,79	44	СЕС	1+5	1
22	ВЕС+МГЕС	1+3	3,74	45	СЕС+МГЕС	1+5	0,96
23	СЕС+ДГ	1+3	3,73				

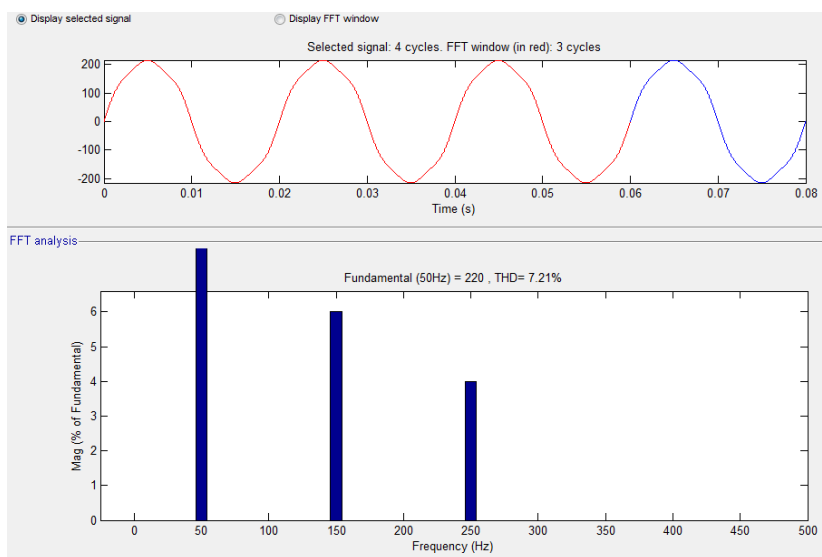


Рис. 5. Гістограма для малої гідроелектростанції



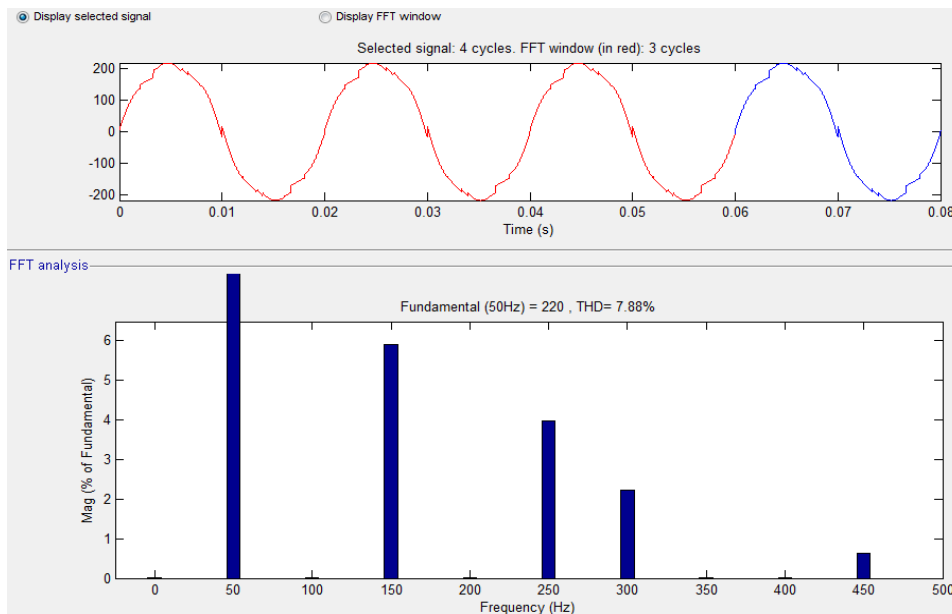


Рис. 6. Гістограма для комбінації чотирьох джерел електричної енергії (СЕС, ВЕС, МГЕС, ДГ)

3. ВИСНОВКИ

Отримані результати свідчать про те, що при певній комбінації завод на однойменних та різнойменних гармонічних складових енергетичних процесів різномірних типів генераторів (джерел ПГ) може

виникати взаємокомпенсація або взаємопідсилення тієї чи іншої гармонічної складової в навантаженнях. Для більш детального аналізу необхідно проводити аналіз чутливості вихідних параметрів на навантаженнях до зміни параметрів генераторів.

Features analysis of the impact of noise from diverse types of sources of distributed generation on the processes in consumers

S. P. Denysyuk¹⁾, D. G. Derevianko²⁾, K. Y. Shcherban³⁾

^{1), 2), 3)} National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», 37, Peremogy ave., Kyiv, Ukraine, 03056

The electric power is most universal and widely used form of energy, which world demand grows constantly. Electric power supply system is one of the most effective components of the infrastructure on which modern society depends. To meet the growing demand for electricity and the need to reduce carbon emissions, the new model of the electric power system, which must have the features of sustainable development to be reliable, and its architecture and operating conditions economically justified should be developed. Modern power system must undergo significant changes. The paper deals with the integration of distributed generation sources in the Smart Grid-systems, improving energy efficiency and reduce emissions in the energy, power generation and dispersed all kinds of noise inherent in a particular type of sources. By using the MatLab software all options considered electrical circuits were modeled and waveform and THD performance for all sources of electricity were obtained.

Key words: sources of distributed generation, dispersed generation, impulse noise, harmonics.

Особенности анализа влияния помех от разнородных типов источников распределенной генерации на процессы в нагрузках

С. П. Денисюк¹⁾, Д. Г. Деревянко²⁾, К. Ю. Щербань³⁾

^{1), 2), 3)} Национальный технический университет «Киевский политехнический институт», пр-т. Победы, 37, г. Киев, Украина, 03056

Электроэнергия является наиболее универсальным и широко используемой формой энергии, мировой спрос на которую постоянно растет. Электроэнергетическая система питания представляет собой одним из наиболее эффективных компонентов инфраструктуры, от которой зависит современное общество. Чтобы удовлетворить растущий спрос на электроэнергию и необходимость сокращения выбросов углекислого газа, должна быть разработана новая модель электроэнергетической системы, которая должна иметь черты системы устойчивого развития, быть надежной, а ее архитектура и режимы работы - экономически обоснованными. Современная электроэнергетическая система должна претерпеть значительные изменения. В статье рассмотрена интеграция источников распределенной ге-

нерации в Smart Grid-системах, позволяющая повысить энергоэффективность и снизить выбросы в энергосистеме, источники рассредоточенной генерации и все виды помех, присущие тому или иному типу источников. С помощью программного обеспечения MatLab были промоделированы все рассмотренные варианты электрических схем и полученные осциллограммы и показатели THD для всех источников электрической энергии.

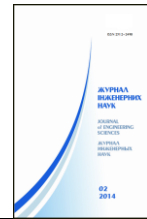
Ключевые слова: источники рассредоточенной генерации, рассредоточенная генерация, импульсные помехи, высшие гармоники.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Денисюк С. П. Оптимізація режимів електропостачання в локальних системах з розосередженою генерацією / С. П. Денисюк, Д. Г. Дерев'янку, П. С. Колесник // Пр. Ін-ту електродинаміки НАН України: зб. наук. пр. Спец. випуск. Ч. 2. – К.: ІЕД НАНУ, 2011. – С. 30–36.
2. Дерев'янку Д. Г. Аналіз особливостей забезпечення стійкості та надійності систем з інтеграцією джерел розосередженої генерації / Д. Г. Дерев'янку, К. Ю. Суменко, В. Г. Процько // Сталій розвиток енергетики. – 2013. – С. 433–439.
3. Як працює вітрогенератор і комплектуючі до вітряків? [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://ecost.lviv.ua/ua/pr_work.html
4. Портал проектів в області енергоефективності і возобновляемых источников энергии [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://encon.in.ua/>
5. Обухов С. Г. Методика выбора ветроэнергетических установок малой мощности / С. Г. Обухов, М. А. Сурков, З. П. Хошнау // Электро. Электротехника, электроэнергетика, электротехническая промышленность. – 2011 – № 2. – С. 21–26.
6. Праховник А. В. Ефективне використання енергетичних ресурсів та концентрація потоку енергії низькопотенціальних джерел / А. В. Праховник, Т. М. Базюк // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2013. – № 1. – С. 41–48.
7. Смирнов С. С. Вклад потребителя в уровни напряжения высших гармоник в узлах электрической сети / С. С. Смирнов, Л. И. Коверникова // Электричество. – 1996. – № 1. – С. 58–64.

REFERENCES

1. Denysyuk S. P., Kolesnyk P. S., Derevyanko D. G. (2011). Pr. In-tu elektrodynamiky NAN Ukrayiny: Zb. nauk. pr. Specz. vypusk. Ch. 2. K.: IED NANU. pp. 30–36. [in Ukrainian].
2. Derevyanko D. G., Sumenko K. Yu., Proczko V. G. (2013). Stalyj rozvytok enerhetyky. pp. 433–439. [in Ukrainian].
3. Yak pracyuye vitrogenerator i komplektuyuchi do vitryakiv? http://ecost.lviv.ua/ua/pr_work.html [in Ukrainian].
4. Portal projektov v oblasti energoeffektivnosti y vozobnovlyaemux ystochnykov energy. <http://encon.in.ua/> [in Russian].
5. Obukhov S. G., Surkov M. A., Xoshnau Z. P. (2011). Elektro. elektrotexnyka, elektroenerhetyka, elektrotexnycheskaya promushlennost. Vol. 2. pp. 21–26. [in Russian].
6. Praxovnyk A. V., Bazyuk T. M. (2013). Enerhetyka: ekonomika, texnologiyi, ekologiya. Vol. 1. pp. 41–48. [in Ukrainian].
7. Smyrnov S. S., Kovernikova L. Y. (1996). Elektrychestvo. Vol. 1. pp. 58–64. [in Russian].



УДК 621.515-253:531.351:539.4

Комп'ютерний аналіз напружено-деформованого стану робочого колеса відцентрового компресора

Б. В. Нішта¹⁾, Д. В. Криворучко²⁾, А. В. Бурняшев³⁾^{1), 2)} Сумський державний університет, вул. Римського-Корсакова, 2, Суми, Україна, 40007³⁾ ПАТ «Турбогаз», пров. Дубового, 6/4, м. Харків, Україна, 61003**Article info:**

Paper received:

15 November 2014

The final version of the paper received:

18 December 2014

Paper accepted online:

08 January 2015

Correspondent Author's Address:¹⁾ quasar_nbv@mail.ru²⁾ dmytro.kryvoruchko@gmail.com³⁾ turbogaz@ukr.net

Робочі колеса являють собою вісьосиметричні деталі, іноді досить складної форми, навантажені головним чином відцентровими силами. Колеса є високонавантаженими деталями, які часто працюють тривалий час, сумарні напруження в них можуть бути настільки великими, що при аналізі умов їх міцності необхідно враховувати повзучість. Разом з цим колеса - це найбільш відповідальні деталі машин і збереження їх міцності має бути гарантованим з високою надійністю. Сказаним і визначаються особливі труднощі і відповідальність розрахунків на міцність робочих коліс компресорів.

У даній роботі розглядається робоче колесо відцентрового компресора. Метою роботи є чисельна оцінка впливу потоку газу і дії відцентрових сил на напружено-деформований стан колеса відцентрового компресора. Моделювання виконувалося в програмному комплексі ANSYS.

Розв'язана задача про течію газу в проточній частині колеса компресора, розраховане напружено-деформований стан колеса враховуючи натяги, дію відцентрових сил і потік газу. У роботі представлені результати досліджень впливу потоку газу і дії відцентрових сил на напружено-деформований стан колеса відцентрового компресора.

Результати дослідження показують, що врахування вказаних факторів призводить до суттєвого збільшення напружень в концентраторах, іноді, вище допустимих меж.

Ключові слова: робоче колесо компресора, течія газу, відцентрові сили, напружено-деформований стан, метод скінченних елементів.

1. ВСТУП

Створення нових конкурентоспроможних машин і обладнання неможливе без відповідних глибоких знань у сфері динаміки і міцності.

Сучасні роторні машини (насоси, компресори, турбіни і т. п.), робочі параметри яких постійно зростають і обчислюються десятками тисяч обертів за хвилину і тиском до 50 МПа, відчувають цілий ряд значних статичних і динамічних навантажень, які можуть викликати не лише поломку окремих вузлів машини, а і призвести до виходу із ладу всього агрегату, тобто до аварії. Тим часом роторні машини можуть перекачувати агресивні, вибухопожежонебезпечні, токсичні рідини та гази, і вихід із ладу, наприклад, робочого колеса такої машини може негативно позначитися на безпеці життєдіяльності людей.

Для проектування надійних машин необхідні надійні методи розрахунку.

У роботі [1] описано метод та наведено результати розрахунків відкритих і закритих відцентрових коліс у пружній і пружно-пластичній областях під дією відцентрових сил. Напружений стан робочого колеса передбачався осесиметричним, що виправдано для коліс із кількістю лопаток більше 12. Колесо умовно розбивалося на дискову і маточинні частини.

Моделлю дисків з лопатками була кругла тришарова пластина або полого оболонка з пружним заповнювачем. При цьому для деформацій несучих шарів справедлива гіпотеза Кірхгофа–Лява, а для середнього шару (лопаток) – гіпотеза про рівномірний по ширині розподілі деформацій зсуву. Моделлю маточинної частини колеса було кільце або ізотропний диск. Основні рівняння отримані варіаційним методом, розв'язання яких зводиться до розв'язання інтегральних рівнянь.

Недоліки наведеного методу розв'язання очевидні. Це використання двох моделей для опису поведінки колеса під дією відцентрових сил. Крім того, використання тришарових пластин і пологих оболонок для дискової частини колеса потребує ретельного обґрунтування. Від цих недоліків вільний метод кінцевих елементів. Колесо моделюється набором кінцевих елементів, не потрібне припущення про осесиметричність його напруженого стану. Легко прикладаються навантаження від відцентрових сил, температурного поля і додаткові. Розв'язання задачі про напружено-деформований стан зводиться до розв'язання системи алгебраїчних рівнянь з розрядженими матрицями.

2. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження було чисельно оцінити вплив потоку газу і дію відцентрових сил на напружено-деформований стан колеса відцентрового компресора для удосконалення існуючих методів розрахунку.

За об'єкт дослідження було обрано колесо відцентрового компресора.



Рис. 1. Тривимірний модель колеса компресора

Для конкретизації чисельного розрахунку вибрані такі параметри компресора: надлишковий тиск газу на вході в компресор—10–12 МПа; робоча частота—13000–18000 об/хв.

3. РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧІ

Розрахунки здійснювалися за допомогою програмного комплексу ANSYS.

Алгоритм розв'язання задачі про течію газу в проточній частині колеса компресора передбачав такі етапи: визначення основних припущень (вибір типу аналізу, вибір моделі турбулентності), препроцесінг (створення геометричної моделі, генерація сітки, задання властивостей матеріалу, задання початкових та граничних умов, вибір розрахункових параметрів), розрахунок, постпроцесінг (перегляд результатів, перевірка достовірності розв'язання).

Потрібно зауважити, що до моделі було додано дві області (вхідну і вихідну) для того, щоб потік перед входом у колесо і на виході з колеса встиг сформуватися.

Початкові й граничні умови задавалися за допомогою режиму **Turbo Mode** в **CFX-Pre** (рис. 2). В якості початкових умов для колеса компресора задавалися повний тиск на вході в компресор, а також обертання рухомого демена з робочою швидкістю.

Було обрано k-Epsilon-модель турбулентності. Задача розв'язувалася для газу – метан CH_4 (реальний газ, модель Пенга–Робінсона, молярна маса – 0,016 кг/моль, критична температура – 191°K, критичний тиск – 4,6 МПа). Температура газу на вході в колесо – 310°K.

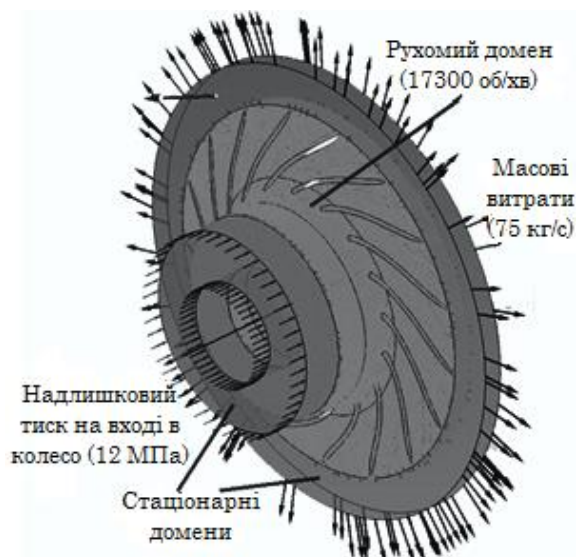


Рис. 2. Рухомий і стаціонарні домени для колеса компресора

Розрахункова модель для колеса компресора складалася з колеса компресора, маточини, частини вала, 10 штифтів.

Фізико-механічні характеристики матеріалу (титановий сплав) робочого колеса компресора – границя текучості—834 МПа, модуль пружності—96000 МПа, густина—4430 кг/м³, коефіцієнт Пуасона – 0,36.

На першому етапі розв'язання враховувалися лише натяги, що задавалися при налаштуванні контактів.

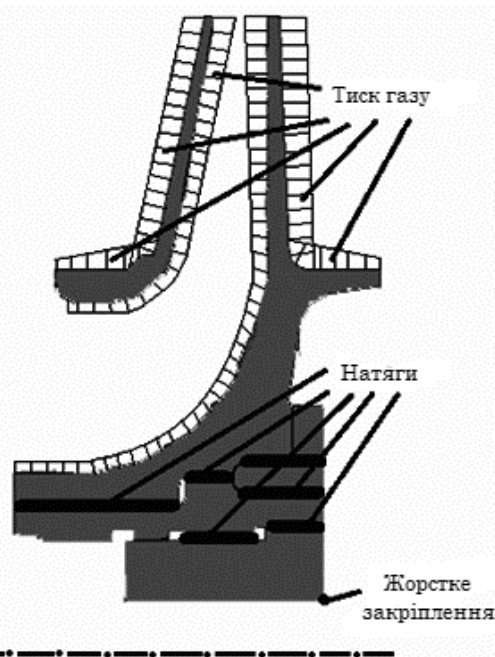


Рис. 3. Граничні умови для колеса компресора

На другому етапі додавалася дія відцентрових сил за допомогою функції **Rotational Velocity** і задавалася швидкість обертання.

На третьому етапі додатково імпортувалося поле тисків, яке попередньо було отримане, розв'язавши задачу про течію газу. На зовнішні сторони основного і покривного дисків колеса компресора прикладався робочий тиск, а також на поверхнях, де повинні

розміщуватися лабіринтні ущільнення, прикладався тиск, що змінювався лінійно від мінімального до максимального. Конструкція закріплювалася таким чином:

- жорстке закріплення на кінці частини валу;
- обмеження руху вздовж осі x для колеса компресора.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Результати обчислення показали, що найбільш небезпечними є два місця, де лопатки кріпляться до покривного диска (рис. 4).

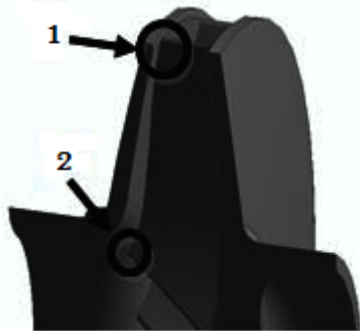


Рис. 4. Потенційно небезпечні місця колеса компресора

Використовуючи програмний комплекс ANSYS, було визначено напружено-деформований стан колеса компресора.

Розрахунок показав, що максимальні еквівалентні напруження для моделі з урахуванням натягів, дії відцентрових сил і тиску потоку газу для колеса компресора становлять 510 МПа (рис. 5). Порівнюючи рис. 5 та 6, бачимо, що тиск газу призводить до збільшення еквівалентних напружень у колесі на 85 МПа (20 %) за інших рівних умов. Ці напруження квадратично залежать від частоти обертання (рис. 7).

Істотне збільшення напружень на кромці лопатки на вході в колесо компресора (в небезпечній точці 1) можна пояснити тим, що при врахуванні течії газу газ створює тиск на основний диск, покривний диск і лопатки. Таким чином, виникають додатково напруження, які додаються до напружень, що виникають при врахуванні дії відцентрових сил.

Істотне збільшення напружень на кромці лопатки на виході з колеса компресора (в небезпечній точці 2) можна пояснити тим, що при врахуванні течії газу покривний диск зазнає більшої деформації згину (рис. 8), і в місцях, де лопатка кріпиться до покривного диска, виникають додатково згинальні напруження.

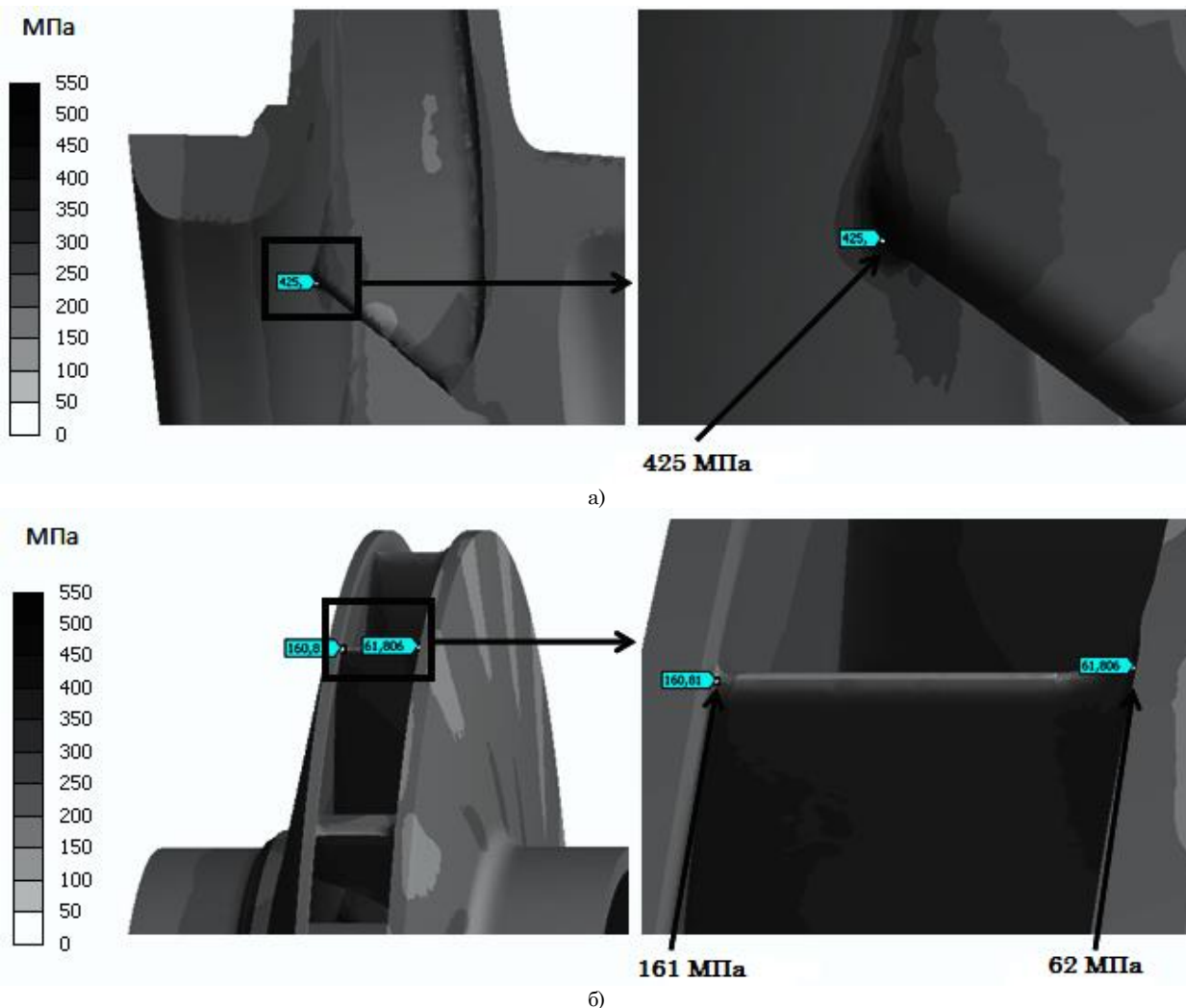


Рис. 5. Еквівалентні напруження з урахуванням натягів і дії відцентрових сил для колеса компресора в небезпечних місцях

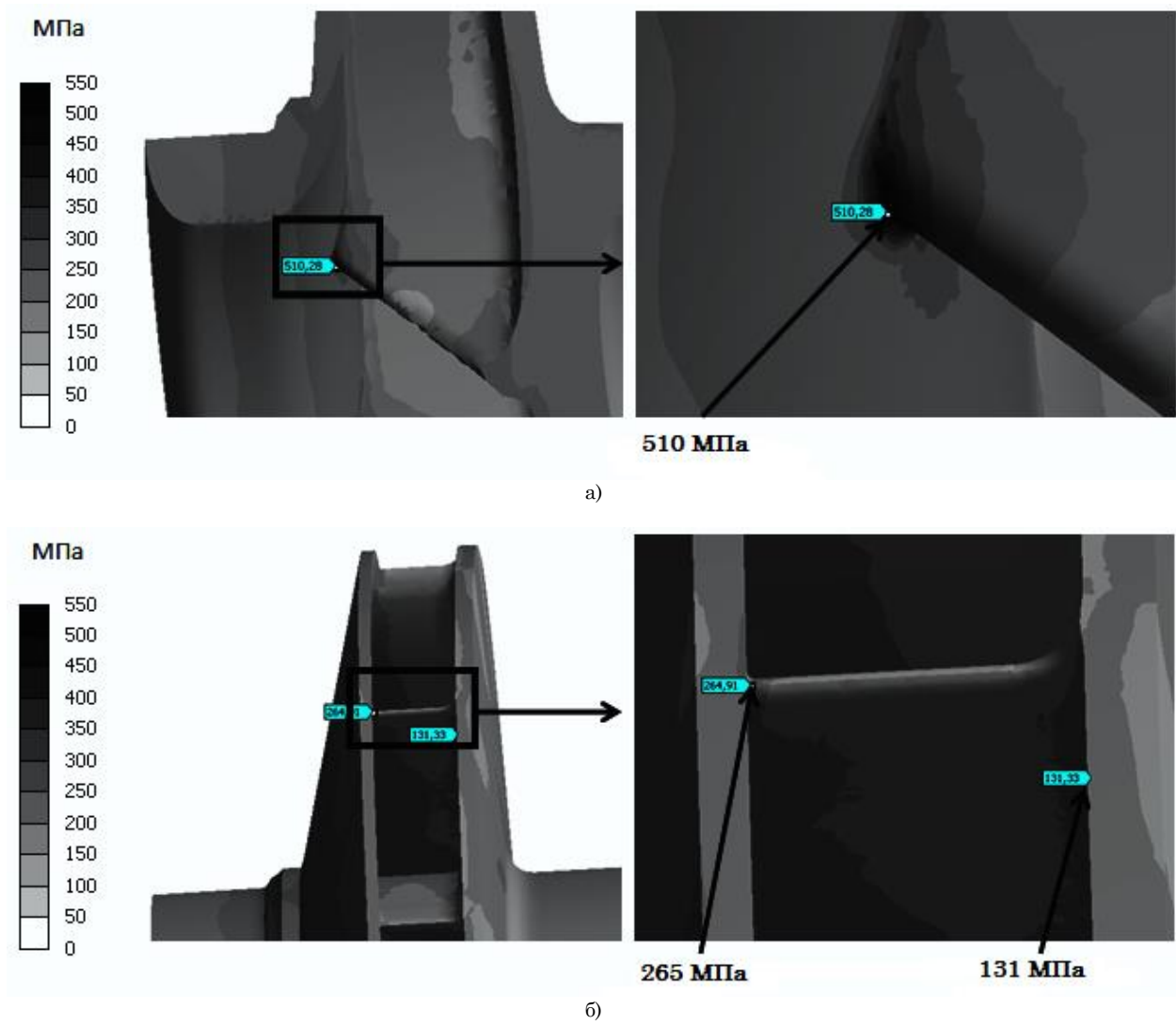


Рис. 6. Еквівалентні напруження з урахуванням натягів, дії відцентрових сил і тиску потоку газу для колеса компресора в небезпечних місцях

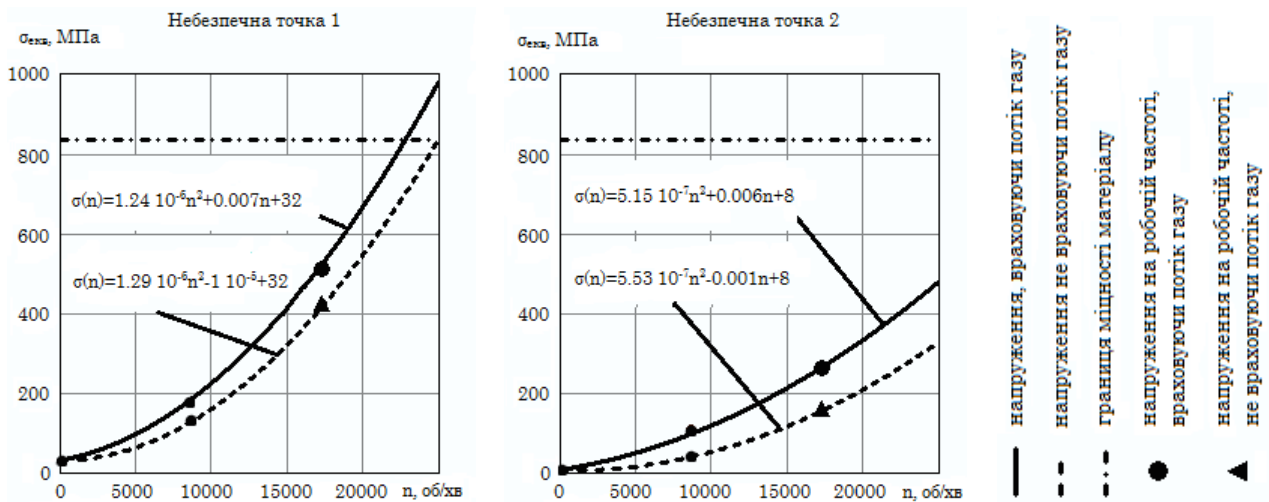


Рис. 7. Вплив частоти обертання колеса компресора на максимальні еквівалентні напруження у небезпечних місцях колеса



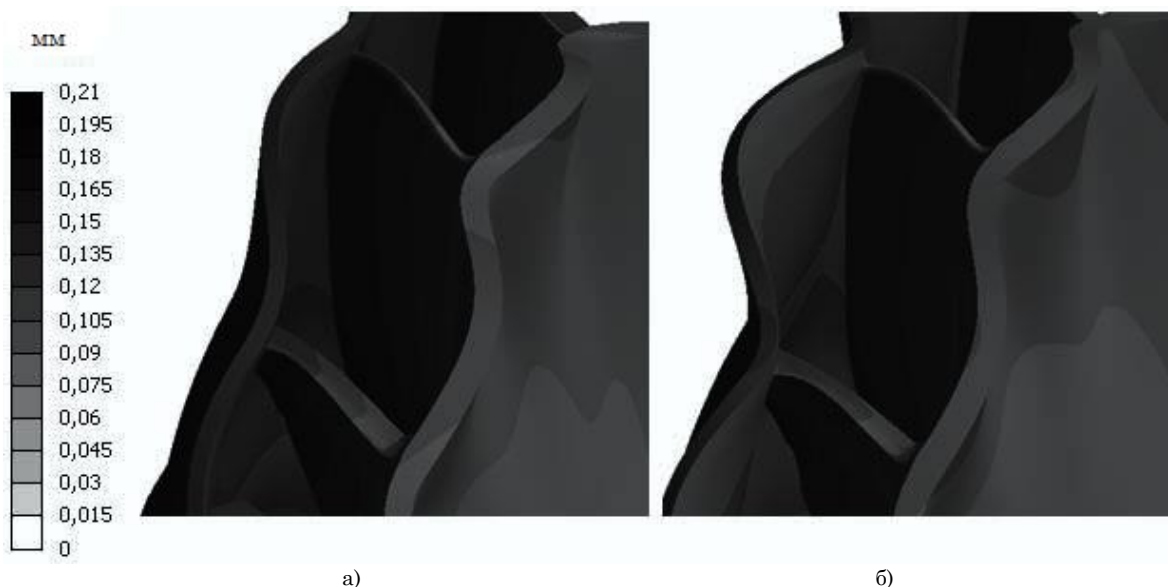


Рис. 8. Деформації колеса з урахуванням натягів та дії відцентрових сил (а) та додатково тиску газу (б) для колеса компресора. Масштаб деформації 300:1

5. ВИСНОВОК

За результатами розрахунку напружено-деформованого стану колеса компресора як абсолютно пружного тіла максимальне напруження становить 510 МПа (умова міцності виконується, $\sigma_T = 834$ МПа) у моделі, що враховує потік газу, і 425 МПа в моделі, яка наявності газу не враховує. Наявність потоку газу збільшує максимальні напруження у небезпечному місці (спряжені лопатки з покривним диском) на 20 %.

Отже, врахування потоку газу та тисків, що він створює на стінки лопаток та дисків, призводить до істотного підвищення розрахункових напружень порівняно з результатами розрахунків за традиційно вживаними методиками. Це свідчить про потенційну небезпечність руйнування та показує необхідність більш детального подальшого теоретичного та експериментального вивчення розподілу напружень та запасів міцності в колесі компресора в умовах складного навантаження.

Structural analysis of impeller of a centrifugal compressor

B. V. Nishta¹⁾, D. V. Kryvoruchko²⁾, A. V. Burnyashev³⁾

^{1), 2)} *Sumy State University, 2, Rimsky Korsakov Str., Sumy, Ukraine, 40007*

³⁾ *«Turbogaz» PJSC, 6/4, Dubovogo lane, Kharkov, Ukraine, 61003*

Impellers are axisymmetrical parts. Sometimes they have complex forms. They are mainly loaded by centrifugal forces. The impellers are heavy duty parts, often working for long time and their total load could be very large that the analysis of the conditions of their strength is impossible without considering creep. At the same time, the impellers are the most critical parts of machines and their strength should be guaranteed with high reliability. This defines difficulties and responsibilities of the compressor and turbine impellers strength calculations.

In this paper the impeller of the centrifugal compressor is considered. The aim is to numerical evaluation of the impact of the gas flow and the effect of centrifugal force on the stress-strain state of the centrifugal compressor impeller. The simulation was performed in the ANSYS software package.

The problem of the gas flow in the flow area of the compressor impeller was solved. The stress-strain state of the wheel including pretension, action of the centrifugal forces and the gas flow was calculated. The results of the investigation of the gas flow influence and the action of centrifugal forces on the stress-strain state of the impeller are represented in this article.

The study shows that the consideration of mentioned factors leads to the significant stress increasing that could exceed permissible values.

Key words: compressor impeller, gas flow, centrifugal forces, stress-deformation state, finite element method.

Компьютерный анализ напряженно-деформированного состояния рабочего колеса центробежного компрессора

Б. В. Ништа¹⁾, Д. В. Криворучко²⁾, А. В. Бурняшев³⁾

^{1), 2)} Сумский государственный университет, ул. Римского-Корсакова, 2, Сумы, Украина, 40007

³⁾ ОАО «Турбогаз», пер. Дубового, 6/4, г. Харьков, Украина, 61003

Рабочие колеса представляют собой осесимметричные детали, иногда довольно сложной формы, нагруженные главным образом центробежными силами. Колеса являются высоконагруженными деталями, часто работают длительное время, суммарные напряжения в них могут быть настолько велики, что при анализе условий их прочности необходимо учитывать ползучесть. Вместе с этим колеса – это наиболее ответственные детали машины, и сохранение их прочности должно быть гарантированным с высокой надежностью. Сказанным и определяются особые трудности и ответственность расчетов на прочность рабочих колес компрессоров.

В данной работе рассматривается рабочее колесо центробежного компрессора. Целью работы является численная оценка влияния потока газа и действие центробежных сил на напряженно-деформированное состояние колеса центробежного компрессора. Моделирование выполнялось в программном комплексе ANSYS.

Решена задача о течение газа в проточной части колеса компрессора, рассчитано напряженно-деформированное состояние колеса учитывая натяжения, действие центробежных сил и поток газа. В работе представлены результаты исследований влияния потока газа и действия центробежных сил на напряженно-деформированное состояние колеса центробежного компрессора.

Результаты исследования показывают, что учет указанных факторов приводит к существенному увеличению напряжений в концентраторах, иногда, выше допустимых пределов.

Ключевые слова: рабочее колесо компрессора, течение газа, центробежные силы, напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

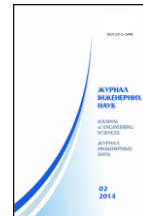
1. Демьянушко И. В. Расчет на прочность вращающихся дисков / И. В. Демьянушко, И. А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 247 с.
2. Батурин О. В. Конспекты лекций по учебной дисциплине «Теория и расчет лопаточных машин»: учеб. пособие / О. В. Батурин. – Самара: СГАУ, 2011. – 241 с.

3. Загорулько А. В. Програмный комплекс ANSYS в инженерных задачах: Навчальний посібник / А. В. Загорулько. – Суми: Вид-во СумДУ, 2008. – 201 с.

REFERENCES

1. Demyanushko I. V., Birger I. A. (1978). Raschet na prochnost vraschayuschihsy diskov. M. Mashinostroenie. 247 p. [in Russian].
2. Baturin O. V. (2011). Konspektyi lektsiy po uchebnoy distsip-line «Teoriya i raschet lopatochnyih mashin»: Ucheb. Posobie. Samara. SGAU. 241 p. [in Russian].

3. Zagorulko A. V. (2008). Programnyj kompleks ANSYS v inzhenernykh zadachax: Navchalnyj posibnyk. Sumy Vyd-vo SumDU. 201 p. [in Ukrainian].



Информационное письмо

Уважаемые коллеги рады сообщить, что с 2015 года «Журнал инженерных наук» открывает новый раздел: «Инженерная экология».

Редакция журнала принимает статьи, заметки, рецензии, размышления, информационные материалы на данную тему и надеется на дальнейшее эффективное сотрудничество.

С уважением,
главный редактор журнала,
д-р техн. наук
Дмитрий Криворучко!



Раздел «Инженерная экология» посвящен исследованию взаимодействия промышленного производства с окружающей природной средой, принципов рационального функционирования природно-промышленных систем, разработке малоотходных технологий, анализу соответствия технологических процессов современным экологическим требованиям с целью построения рациональной системы «человек-техника-среда».



Особенности колебаний роторов турбокомпрессоров в неустойчивой области частот вращения

В. И. Симоновский¹⁾, В. А. Василевский²⁾

^{1), 2)} Сумский государственный университет, ул. Римского-Корсакова, 2, г. Сумы, Украина, 40007

Article info:

Paper received:

19 November 2014

The final version of the paper received:

11 December 2014

Paper accepted online:

08 January 2015

Correspondent Author's Address:

¹⁾ prsima@mail.ru

²⁾ Zacaga12@gmail.com

Разработана упрощенная двухмассовая модель роторной системы, учитывающая нелинейные реакции жидкостного слоя подшипников скольжения. Для этой модели ротор предварительно приводится к дискретной системе, в которой эквивалентные массы оцениваются по данным расчёта собственных частот и форм МКЭ-модели ротора. Путем численного интегрирования системы дифференциальных уравнений и последующего спектрального анализа закона движения выявлены закономерности влияния подшипников на устойчивость и развитие амплитуд субгармонических составляющих по мере увеличения частоты вращения. Показано, что потеря устойчивости происходит при частотах вращения, превышающих утроенную первую критическую частоту. Установлено, что сопротивление подшипников в реальных пределах его изменения в процессе эксплуатации мало влияет на область устойчивости. Развитие амплитуды субгармонической составляющей до недопустимых величин происходит в сравнительно небольшом диапазоне частот вращения в неустойчивой области частот вращения. Для рассмотренного модельного ротора этот диапазон находится в пределах примерно с 13450 до 13900 об/мин.

Ключевые слова: ротор, турбокомпрессор, дискретная модель, подшипник скольжения, субгармоническая составляющая.

1. ВВЕДЕНИЕ

Экспериментальные исследования колебаний роторов турбокомпрессоров [1,2] показали, что в некоторых случаях наряду с синхронной прецессией появляются несинхронные составляющие колебаний ротора, в частности субгармоническая составляющая, с частотой, равной первой критической частоте. Эта составляющая возникает при потере устойчивости вращения ротора [3]. Однако в некоторой зоне частот вращения, превосходящих граничную по устойчивости, амплитуды субгармоники сравнительно невелики и практически находятся в допустимых пределах. Поэтому сам факт потери устойчивости в ряде случаев еще не означает аварийного состояния, но может служить диагностическим предупреждением о возможном нежелательном его развитии. Поэтому практический интерес представляет изучение закономерностей развития амплитуд субгармонической составляющей.

В области исследования нелинейной динамики роторных систем в подшипниках скольжения существенный вклад внесли М. Адамс, Е. Г. Голоскоков, В. А. Гробов, А. И. Гурин, Ф. М. Диментберг, И. Б. Каринцев, А. С. Кельзон, Я. Кисински, М. В. Коровчинский, М. Я. Кушуль, Э. Л. Позняк, В. И. Симоновский, А. Тондл, С. Шоу,

Н. Г. Шульженко. Вопросы динамики роторов центробежных насосов рассмотрены в трудах В. А. Марцинковского, где, в частности, изложены основы теории расчёта реакций уплотнений проточной части, которые являются при некоторых условиях основным фактором потери устойчивости в центробежных насосах. В турбокомпрессорах таким фактором являются реакции сегментных подшипников, влияние которых было изучено как теоретически, так и экспериментально с помощью стенда со специальным модельным ротором [1–5]. Устойчивость турбокомпрессоров высокого давления рассматривалась в [6], где наряду с подшипниками учитывалось влияние сотовых уплотнений.

Целью настоящей работы является изучение влияния динамических коэффициентов сегментных подшипников (коэффициентов сопротивления и циркуляционной силы) на устойчивость и субгармонические автоколебательные составляющие колебаний ротора турбокомпрессора в неустойчивой области частот вращения. Исследование выполнено с помощью двухмассовой модели, учитывающей нелинейные реакции смазочного слоя подшипников.

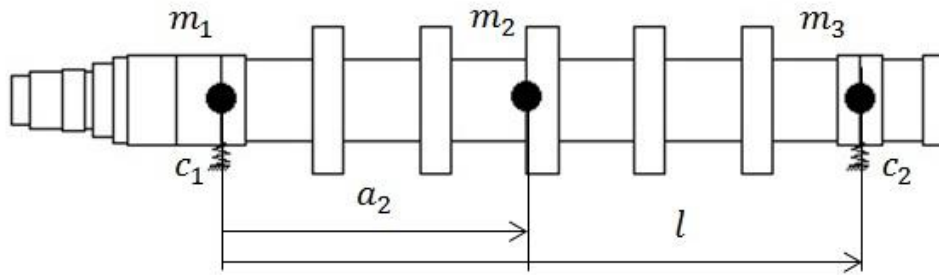


Рис. 1. Расчетная схема МКЭ-модели модельного ротора

2. ДИСКРЕТНАЯ ДВУХМАССОВАЯ МОДЕЛЬ РОТОРА

Рассматривался модельный ротор, который использовался при проведении экспериментов на экспериментальном стенде НПО им. Фрунзе [1]. Масса ротора 150 кг, диаметр опорных шеек 90 мм. На рисунке 1 приведена расчетная схема этого ротора.

Дискретная двухмассовая модель строилась в соответствии со схемой, приведенной на рисунке 2.

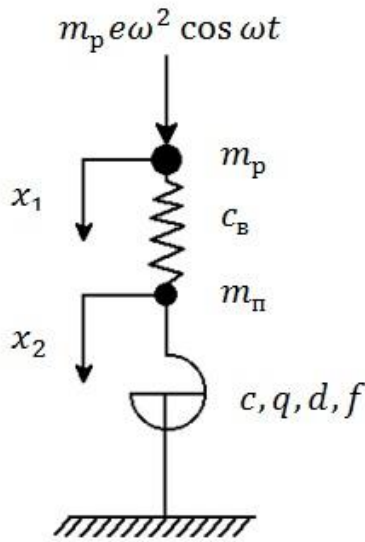


Рис. 2. Упрощенная двухмассовая схема модельного ротора

На рисунке обозначено: $m_p = m_2$ – эквивалентная масса ротора; $m_n = m_1 + m_3$ – эквивалентная масса подшипников; $q = 2\delta\omega d_n$ – эквивалентный коэффициент циркуляционной силы; $d = 2d_n$ – эквивалентный коэффициент сопротивления подшипников; $f = 2f_n$ – эквивалентный коэффициент нелинейной части реакции жидкостного слоя; $c = c_1 + c_2$ – эквивалентная жесткость подшипников; ω – частота вращения ротора. Диапазоны величин коэффициентов сопротивления d_n , коэффициентов циркуляционных сил δ , нелинейного коэффициента жесткости f_n , жесткостей подшипников c_1, c_2 варьировались при компьютерном исследовании в пределах значений, измеренных на экспериментальном стенде НПО им. Фрунзе [1] с помощью методов идентификации, изложенных в [4].

Коэффициенты m_1, m_2, m_3 определялись на основе метода расчета эквивалентных масс трехмассовой

модели по данным расчета собственных частот и форм МКЭ-модели роторной системы [5].

На рисунке показаны точки расположения подлежащих оцениванию масс m_1, m_2, m_3 . В результате оценивания было получено: $m_1 = 43,4$ кг, $m_2 = 66,9$ кг, $m_3 = 47,7$ кг. При этом погрешности расчета первых трех критических частот дискретной трехмассовой модели по сравнению с полученными по программе МКЭ-модели составили соответственно 1,3, 24,1 и 2,4 %.

В таблице 1 приведены значения первых трех критических частот, определенных КЭ-расчетом и с помощью дискретной трехмассовой модели.

Таблица 1 – Результаты расчета критических частот

Критическая частота	$\omega_1, 1/c$	$\omega_2, 1/c$	$\omega_3, 1/c$
МКЭ-модель	433	1150	1486
Трехмассовая модель	438	1427	1521

Предполагая приблизительно симметрию расположения масс на валу, принимаем эквивалентную схему, представленную выше на рис. 2. Следует заметить, что использование 3 и более массовых схем приводит к существенному усложнению математической модели, что влечёт за собой увеличение времени численного интегрирования (до 8–10 часов для просчёта одного варианта) и в ряде случаев к накоплению недопустимых погрешностей. В то же время, как показали сопоставительные расчёты, двухмассовая модель даёт практически те же результаты.

Уравнения динамики ротора, соответствующие схеме рис. 2, записываются в виде

$$\begin{cases} m_p \ddot{x}_1 + c_e (x_1 - x_2) = m_p e \omega^2 \cos \omega t, \\ m_p \ddot{y}_1 + c_e (y_1 - y_2) = m_p e \omega^2 \sin \omega t, \\ m_n \ddot{x}_1 + c_e (x_2 - x_1) + c x_2 + d \dot{x}_2 + q y_2 + f r^2 x_2 = 0, \\ m_n \ddot{y}_1 + c_e (y_2 - y_1) + c y_2 + d \dot{y}_2 - q x_2 + f r^2 y_2 = 0. \end{cases} \quad (1)$$

В (1) обозначено: x_1, y_1 – координаты центра масс ротора; x_2, y_2 – координаты центров сечений под подшипниками.

Для удобства вычислений целесообразно перейти к безразмерному времени согласно соотношениям:

$$\begin{aligned} \tau &= \omega_0 t, \\ x(t) &\rightarrow x(\tau(t)), \\ \frac{dx(\tau(t))}{dt} &= \frac{dx(\tau(t))}{d\tau} \cdot \frac{d\tau}{dt} = \omega_0 \frac{dx}{d\tau}, \\ \frac{d^2 x(\tau(t))}{dt^2} &= \omega_0^2 \frac{d^2 x}{d\tau^2}, \end{aligned} \quad (2)$$

где ω_0 – базовая частота вращения. В качестве базовой частоты ω_0 взята первая критическая частота дискретной модели.

С учетом этих соотношений система (1) примет вид

$$\begin{cases} m_p \omega_0 \ddot{x}_1 + c_6 (x_1 - x_2) = m_p e \omega_0^2 \bar{\omega}^2 \cos \bar{\omega} \tau, \\ m_p \omega_0 \ddot{y}_1 + c_6 (y_1 - y_2) = m_p e \omega_0^2 \bar{\omega}^2 \sin \bar{\omega} \tau, \\ m_n \omega_0 \ddot{x}_1 + c_6 (x_2 - x_1) + c x_2 + d \omega_0 \dot{x}_2 + q y_2 + f r^2 x_2 = 0, \\ m_n \omega_0 \ddot{y}_1 + c_6 (y_2 - y_1) + c y_2 + d \omega_0 \dot{y}_2 - q x_2 + f r^2 y_2 = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Здесь $\bar{\omega} = \omega / \omega_0$ – относительная частота; $c_6 = 1 / \delta_{22}$ – жесткость вала, где δ_{22} – податливость вала, которая численно равна прогибу в точке расположения массы m_2 от единичной силы, приложенной в той же точке.

Колебания ротора исследовались путём численного интегрирования уравнений (3) с последующим спектральным анализом в программном комплексе Maple.

3. АНАЛИЗ ДИНАМИКИ РОТОРА

При компьютерном исследовании варьировались частота вращения ротора ω , а также коэффициенты реакций смазочного слоя подшипника δ , d_n и f_n .

Как показали ранее проведенные исследования динамики роторов центробежных машин [3], после потери устойчивости возникают автоколебания с частотой, равной первой собственной частоте ротора, что также подтвердилось экспериментами с ротора-

ми на сегментных подшипниках [1,2]. Поэтому при непосредственном численном интегрировании потеря устойчивости фиксировалась по факту появления автоколебательной субгармонической составляющей.

В качестве примера на рисунке 3 приведен спектр колебаний точки m_2 ротора на границе устойчивости.

Как видно из рисунка, при $\bar{\omega} = 3,23$ имеет место зарождение автоколебательной субгармоники с частотой $\bar{\omega} = 1$: в этой точке виден небольшой пик. На рисунках 4 и 5 приведены соответственно установившиеся колебания ротора и их спектр при $\bar{\omega} = 3,31$ (в неустойчивой области частот вращения).

Рисунок показывает, что при превышении частотой вращения величины $3,31 \cdot \omega_1$, где ω_1 – первая критическая частота – амплитуда несинхронной составляющей сравнивается с амплитудой синхронной прецессии.

Данные, приведенные на рисунках 3, 4, 5, а также серия аналогичных результатов, полученных при варьировании коэффициентов d , δ и частоты вращения ω , позволили построить кривые границ устойчивости для частоты вращения в зависимости от коэффициента δ (рис. 6), а также кривые относительных амплитуд несинхронной составляющей в зависимости от частоты вращения (рис. 7).

Приведенные кривые показывают, что увеличение коэффициента сопротивления d_n (в пределах измерений реально возможных при работе турбокомпрессора) увеличивает область устойчивости, однако весьма незначительно. С ростом коэффициента циркуляционных сил δ область устойчивости увеличивается. Полученные результаты также свидетельствуют о том, что потеря устойчивости модельного ротора происходит при частотах вращения превышающих $3,2 \cdot \omega_1$, т.е. для частоты вращения примерно 1400 1/c (13450 об/мин).

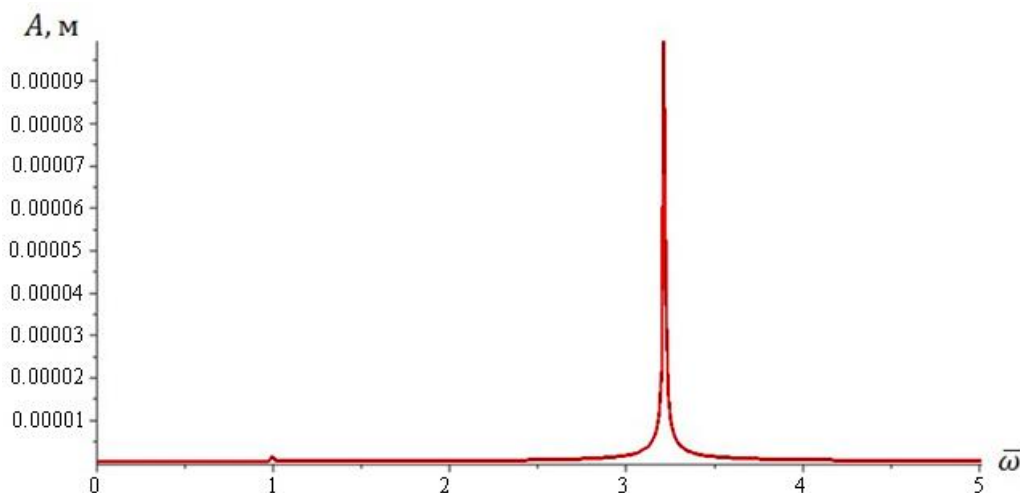


Рис. 3. Спектр колебаний ротора на границе устойчивости при $\delta = 0,3$, $d_n = 3,5 \cdot 10^4 \text{ кг/с}$, $f_n = 0,3 \cdot 10^6 \text{ кг/м}^2 \text{с}^2$, $\bar{\omega} = 3,23$ ($n = 13520 \text{ об/мин}$)

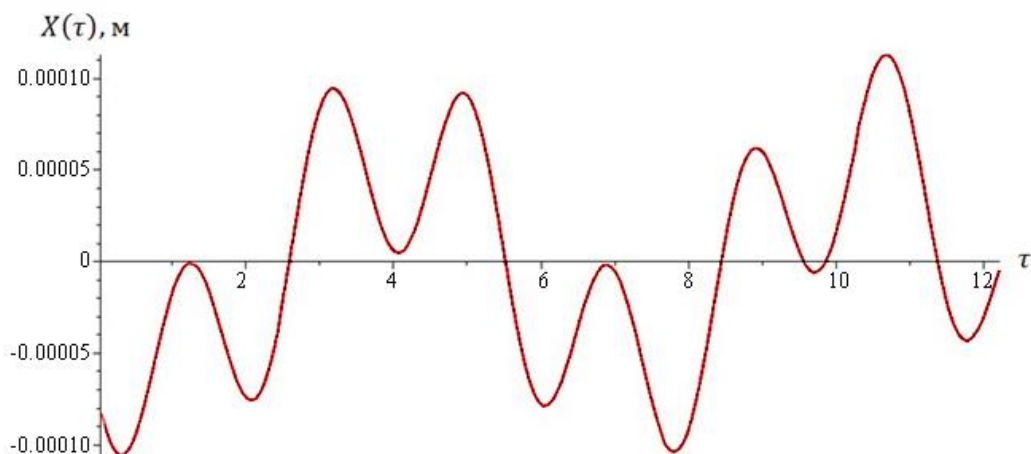


Рис. 4. Перемещения центра масс ротора в неустойчивой области частот вращения при $\delta = 0,3$, $d_n = 3,5 \cdot 10^4$ кг/с, $f_n = 0,3 \cdot 10^6$ кг/м²с², $\bar{\omega} = 3,31$ ($n = 13850$ об/мин)

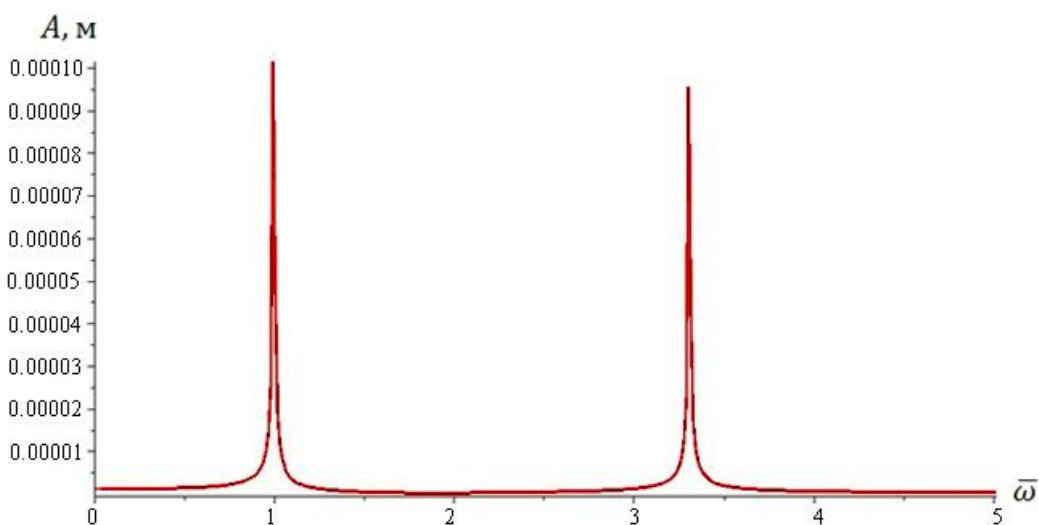


Рис. 5. Спектры колебаний ротора, приведенные на рисунке 4

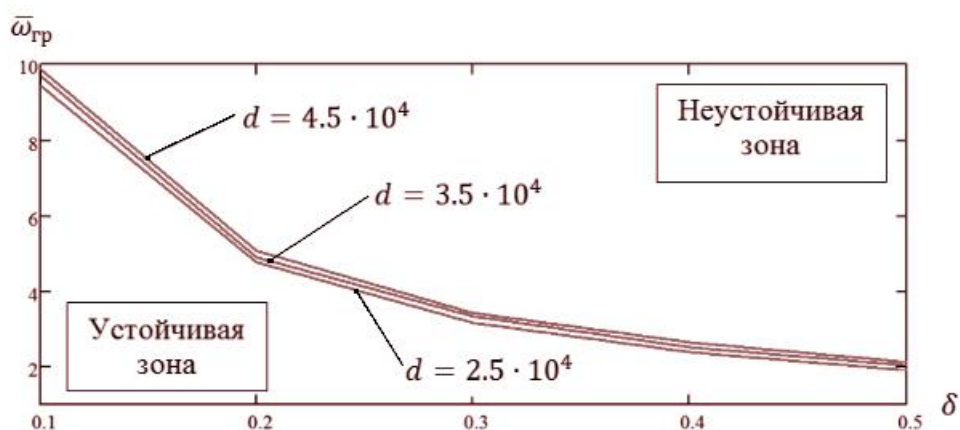


Рис. 6. Границы области устойчивости для разных значений коэффициента сопротивления подшипников (при $\delta = 0,3$)

При этом развитие амплитуды субгармонической составляющей до опасных величин (до сравнения с амплитудой синхронной составляющей) происходит при относительно небольшом увеличении частоты вращения: с 13450 до 13900 об/мин (см. рис. 7). Полученные результаты полностью согласуются с

экспериментальными данными, приведенными в [1,2]. Это объясняется тем, что величины коэффициентов реакций смазочного слоя подшипника δ, d_n и f_n приняты те же, что и в указанных работах.

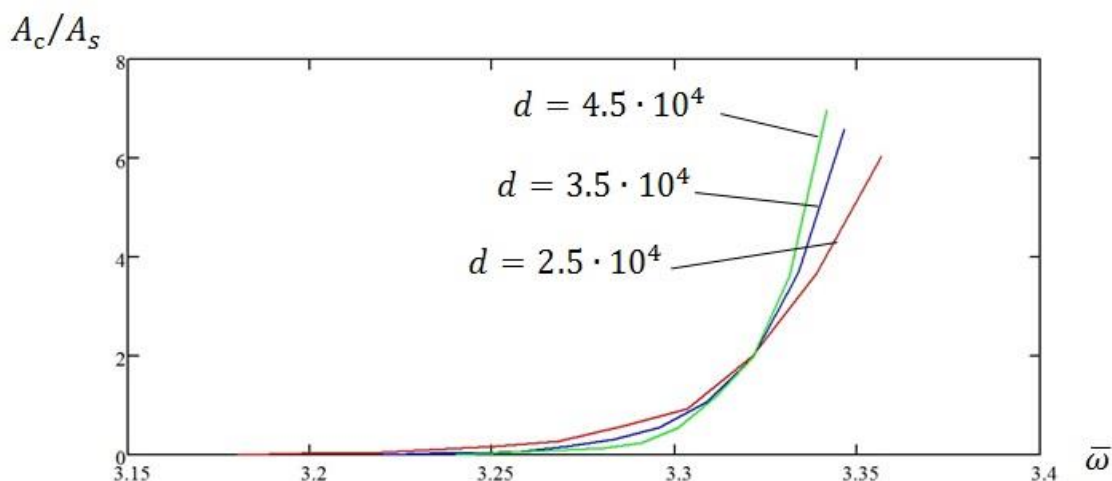


Рис. 7. Зависимость A_c/A_s от относительной частоты вращения $\bar{\omega}$ для разных значений коэффициента сопротивления подшипников: A_s – амплитуда синхронной прецессии; A_c – амплитуда несинхронной прецессии

В них они определены с помощью методов идентификации по экспериментальным данным, разработанным в [4].

В качестве примера приведём сравнение экспериментально полученных колебаний центра ротора и их спектра (рис. 8) [2] с соответствующими данными, вычисленными с помощью математической модели (рис. 9).

Спектры получены для модельного ротора на 5-клиновых подшипниках.

Как видно из рисунка, за границей потери устойчивости, равной 140 Гц, на частоте примерно 160 Гц амплитуда автоколебательной составляющей с ча-

стойкой 43 Гц (т.е. равной первой собственной) уже становится соизмеримой с амплитудой синхронной прецессии. Качественно картина полностью согласуется с данными, полученными на математической модели: субгармоника имеет частоту, равную первой собственной, амплитуда автоколебательной составляющей сравнительно быстро возрастает по мере превышения частоты вращения ротора. Граничная по устойчивости частота вращения несколько превышает утроенную первую собственную.

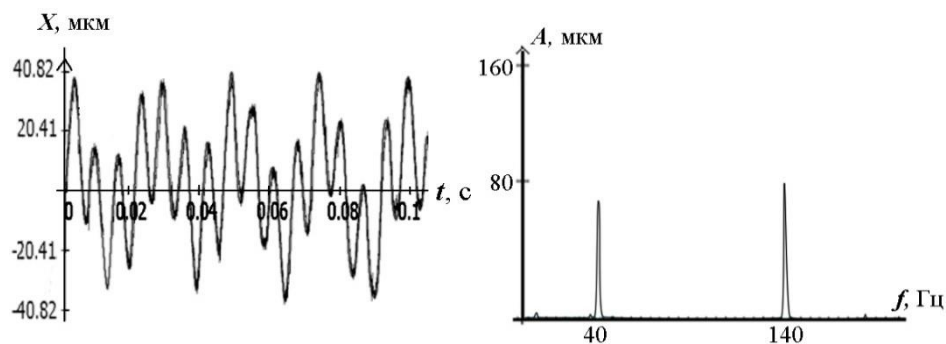


Рис. 8. Экспериментально полученные колебания центра ротора и их спектра

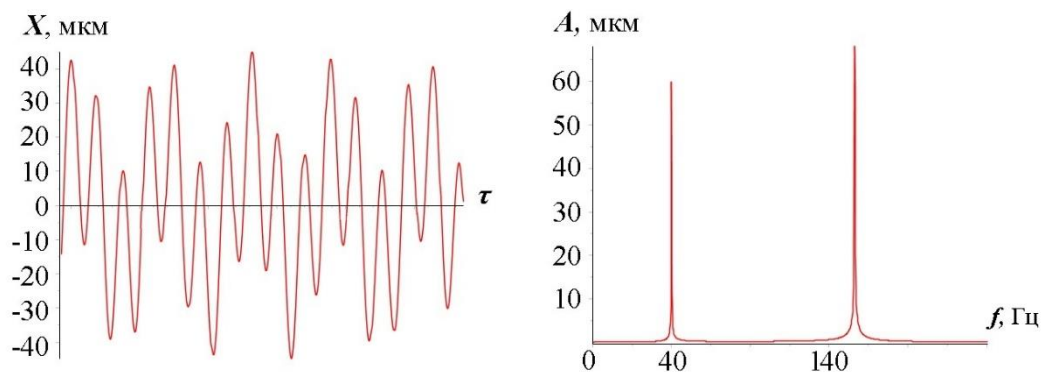


Рис. 9. Колебания центра ротора и их спектра, полученные с помощью математической модели

4. ВЫВОДЫ

Разработана упрощенная двухмассовая модель роторной системы, позволяющая исследовать влияние нелинейных реакций смазочного слоя подшипников на устойчивость и поведение ротора в неустойчивой области частот вращения. Показано, что потеря устойчивости происходит при частотах вращения, превышающих утроенную первую

собственную частоту. Сопротивление подшипников в реальных пределах изменения мало влияет на область устойчивости. Развитие амплитуды субгармонической составляющей до недопустимых величин происходит на сравнительно небольшом диапазоне частот вращения в неустойчивой области.

Features of the turbocharger's rotor vibration in unstable region

V. I. Symonovsky¹⁾, V. O. Vasylevskyi²⁾

^{1), 2)} Sumy State University, 2, Rimsky Korsakov Str., Sumy, Ukraine, 40007

Two-mass simplified model of a rotor system, which takes into account nonlinear reaction of liquid layer of plain bearings, is developed. The rotor is discretized to finite mass system where equivalent masses are calculated based on FE eigenvalue and eigenform estimation. Application of numerical integration of differential equations and spectral analysis helped to reveal the effect of bearings on the rotor stability and development of the amplitudes of the subharmonic component of rotor vibration under increasing of rotor speed. It is shown that the loss of stability occurs at speeds that exceed the critical eigenvalue three times. It is found that bearing damping (with possible fluctuations of temperature and operation time) has little effect on the stability region. The increase of the amplitude of the subharmonic component of rotor vibration to unacceptable values occurs on a relatively small speed range in the unstable region. For the considered rotor this range is from about 13450 rpm to 13900 rpm.

Keywords: rotor, turbocharger, discrete model, plain bearing, subharmonic component.

Особливості коливань роторів турбокомпресорів у нестійкій області

В. І. Симоновський¹⁾, В. О. Василевський²⁾

^{1), 2)} Сумський державний університет, вул. Римського-Корсакова, 2, Суми, Україна, 40007

Розроблена спрощена двомасова модель динаміки роторної системи, яка враховує нелінійні реакції рідинного шару підшипників ковзання. Для цієї моделі ротор попередньо зводиться до дискретної системи, в якій еквівалентні маси оцінюються за даними розрахунку власних частот та форм МСЕ-моделі ротора. На основі використання програм чисельного інтегрування систем диференціальних рівнянь та спектрального аналізу виявлені закономірності впливу підшипників на стійкість та розвиток амплітуд субгармонічних складових у міру зростання частоти обертання. Показано, що втрата стійкості відбувається при частотах обертання, які перевищують потрібну першу критичну. Встановлено, що опір підшипників у реальних межах зміни (при можливих коливаннях температури та часу експлуатації) мало впливає на область стійкості. Розвиток амплітуди субгармонічної складової до неприпустимих величин відбувається на порівняно невеликому діапазоні частот обертання в нестійкій зоні. Для розглядуваного модельного ротора цей діапазон знаходиться в межах приблизно з 13450 до 13900 об/хв.

Ключові слова: ротор, турбокомпресор, дискретна модель, підшипник ковзання, субгармонічна складова.

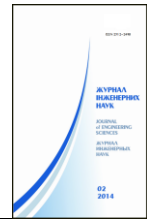
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Гадыка В. Г. Оценивание влияния нелинейных реакций сегментных подшипников на динамику и устойчивость роторов турбокомпрессоров / В. Г. Гадыка, Д. В. Лейких, В. И. Симоновский // Труды МНТК (Киев, 28–30 сентября 2010 г.). – К.: Ин-т проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины, 2011. – С. 17–24.
2. Гадыка В. Г. Экспериментальное исследование динамики ротора в неустойчивой области частот вращения / В. Г. Гадыка, Д. В. Лейких, В. И. Симоновский // Проблемы машиностроения. – 2009. – Т. 12, № 5. – С.81–85.
3. Симоновский В. И. Динамика роторов центробежных машин / В. И. Симоновский. – Сумы : Изд-во СумГУ, 2006. –126 с.

4. Симоновський В. І. Уточнення математичних моделей коливальних систем за експериментальними даними / В. І. Симоновський. – Суми : Вид-во СумДУ, 2010. – 92 с.
5. Гадыка В. Г. Математическая модель ротора турбокомпрессора для исследования несинхронных составляющих вибраций / В. Г. Гадыка, Д. В. Лейких, В. И. Симоновский // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2010. – № 2 (20). – С.48–50.
6. Memmot E. A. «Stability and Testing of a Train of Centrifugal Compressors», CMVA, 15th Machinery Dynamics Seminar, P.11- 20, Banff, Oct. 7–9.

REFERENCES

1. Gadyaka V. G., Leykih D. V., Simonovskiy V. I. (2011). Trudy Mezhdunarodnoy nauchno-tehnicheskoy konferentsii (Kiev, 28–30 sentyabrya 2010 g.). K.: In-t problem prochnosti im. G. S. Pisarenko NAN Ukrainyi. pp. 17–24. [in Russian].
 2. Gadyaka V. G., Leykih D. V., Simonovskiy V. I. (2009). Problemy mashinostroeniya. Vol. 12. Issue 5. pp.81–85. [in Russian].
 3. Simonovskiy V. I. (2006). Dinamika rotorov tsentrobezhnyh mashin. Sumyi. Izd-vo SumGU. 126 p. [in Russian].
 4. Simonovskiy V. I. (2010). Utochnennyya matematichnih modeley kolivaynykh sistem za eksperimentalnymi danimi. Sumi. Vid-vo SumDU. 92 p. [in Ukrainian].
 5. Gadyaka V. G., Leykih D. V., Simonovskiy V. I. (2010). Kompresornoe i energeticheskoe mashinostroenie. Vol. 2 (20). pp.48–50. [in Russian].
- Memmot E. A. «Stability and Testing of a Train of Centrifugal Compressors», CMVA, 15th Machinery Dynamics Seminar, pp.11-20, Banff, Oct. 7-9.



Інформаційний лист

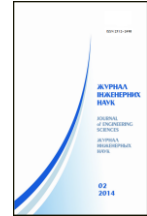
Шановні колеги раді повідомити, що з 2015 року «Журнал інженерних наук» відкриває нову рубрику: «Інженерна екологія».

Редакція журналу приймає статті, замітки, рецензії, роздуми, інформаційні матеріали на дану тему та сподівається на подальшу ефективну співпрацю.

З повагою,
головний редактор журналу,
д-р техн. наук
Дмитро Криворучко!



Рубрика «Інженерна екологія» присвячено дослідженню взаємодії промислового виробництва з навколишнім природним середовищем, принципів раціонального функціонування природно-промислових систем, розробці маловідходних технологій, аналізу відповідності технологічних процесів сучасним екологічним вимогам з метою побудови раціональної системи «людина-техніка-середовище».



Оценка удовлетворенности заинтересованных сторон. Часть 2. Разработка шкалы оценивания

О. Д. Дынник¹⁾, В. А. Залогова²⁾, А. В. Ивченко³⁾, Ю. А. Денисенко⁴⁾, Н. В. Сущенко⁵⁾

1), 2), 3), 4), 5) Сумский государственный университет, ул. Римского-Корсакова, 2, 40007, Сумы, Украина

Article info:

Paper received:

The final version of the paper received:

Paper accepted online:

10 November 2014

09 December 2014

08 January 2015

Correspondent Author's Address:

¹⁾ odkonotop@mail.ru

²⁾ zalogav@gmail.com

³⁾ ivchenkos@i.ua

⁴⁾ pogorz@rambler.ru

⁵⁾ rogdestvenskaja@mail.ru

В современных условиях производственной деятельности все больше предприятий проводят работы по разработке и внедрению процессно-ориентированных систем управления, соответствующих требованиям международных стандартов на системы управления. Основными целями внедрения таких систем является удовлетворенность требований различных заинтересованных сторон (ЗС), а показатель их удовлетворенности становится критерием совершенства (оптимальности) деятельности предприятия, поэтому актуальной является задача его количественной оценки.

Вместе с тем в настоящее время не существует единого подхода к определению обобщающего показателя удовлетворенности ЗС. В основном данный показатель вычисляется путем умножения единичных показателей удовлетворенности ЗС на соответствующие коэффициенты весомости. Значения данных показателей выражаются, как правило, в баллах.

В работе для определения обобщенного показателя на основе теории нечетких множеств разработана шкала значений лингвистической переменной «Удовлетворенность», в соответствии с которой значения обобщенного показателя выделены в группы удовлетворенности и находятся в пределах от 0 (абсолютно не удовлетворен) до 100 % (абсолютно удовлетворен).

Данная шкала позволяет оценить степень выполнения требований и ожиданий ЗС и представить ее в виде лингвистического значения для дальнейшего определения направлений улучшения качества процессов любой организации.

Ключевые слова: заинтересованная сторона, удовлетворенность, оценка, шкала, метод, стандарт, теория нечетких множеств, лингвистическая переменная.

1. ВВЕДЕНИЕ

В первой части данной работы [1] было установлено, что в современных условиях производственной деятельности все больше зарубежных и отечественных предприятий проводят работы по разработке и внедрению процессно-ориентированных систем управления, целью которых является удовлетворенность требований различных заинтересованных сторон (ЗС), а показатель их удовлетворенности становится критерием совершенства (оптимальности) деятельности предприятия, поэтому актуальной является задача его количественной оценки.

Вместе с тем в настоящее время не существует единого подхода к определению обобщающего показателя удовлетворенности ЗС. В основном данный показатель вычисляется путем умножения единичных показателей удовлетворенности ЗС на соответствующие коэффициенты весомости. Значения данных показателей выражаются, как правило, в баллах.

Для измерения удовлетворенности используется порядковая шкала или видоизмененная шкала Лейкерта. Единого четкого подхода к определению того, какой уровень удовлетворенности можно считать приемлемым, не выработано.

Практически во всех рассмотренных работах исследователи ограничиваются расчетом удовлетворенности потребителя в виде векторной или линейной характеристики, представляющей собой средневзвешенную арифметическую величину.

Поэтому целью данной работы является повышение уровня технико-экономических показателей предприятий путем разработки шкалы оценивания для учета степени удовлетворенности всех заинтересованных сторон при внедрении и поддержке процессно-ориентированных систем управления, базирующихся на требованиях международных стандартов (например ISO 9001, ISO 14001, OHSAS 18001 и т.д.).

2. ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Одной из главных проблем, связанной с оценкой удовлетворенности ЗС, является то, что сама удовлетворенность представляет собой нечеткое, размытое понятие, т. е. такое понятие, на значения которой сильное влияние оказывают суждения, восприятия и эмоции человека. В связи с этим наиболее целесообразным является использование при измерении удовлетворенности ЗС лингвистических переменных,

т. е. таких переменных, значениями которых являются не числа, а слова в естественном или формальном языке [2].

В нашем случае лингвистическая переменная имеет название «удовлетворенность». Значения лингвистической переменной для отличия их от самой переменной будем называть степенью удовлетворенности. В соответствии с этим можно записать уравнения назначения в виде

$$X = \text{название в } T(X).$$

Например, если терм в $T(X)$ принимает значение вполне удовлетворен, тогда можно написать

$$\text{Удовлетворенность} = \text{вполне удовлетворен}$$

где «вполне удовлетворен» – степень удовлетворенности, т.е. значение лингвистической переменной, имеющее название «вполне удовлетворен», принятое этой переменной и представляющее собой ограничение на значения базовой переменной u в универсальном множестве U вида

$$U = [0,1].$$

Как следует из этой формулы, базовая переменная u лингвистической переменной «удовлетворенность» представляет собой некоторую числовую переменную удовлетворенность, принимающую значения 0,1, 0,2, ..., 1,0, а множество и представляет собой, таким образом, некую базовую шкалу оценок, по которой производится измерение степени удовлетворенности.

Для проведения оценки удовлетворенности ЗС необходимо вначале определить лингвистические значения, которые может принимать лингвистическая переменная «удовлетворенность», и соответственно их названия, т. е. составить терм-множество $T(X)$, для чего необходимо сформулировать входящие в него термы в соответствии с определенным синтаксическим правилом.

Логично будет предположить, что создаваемое терм-множество должно содержать в себе термы – удовлетворен и не удовлетворен. При этом будем считать, что нечеткое подмножество $M(X_1)$, соответствующее значению лингвистической переменной с названием не удовлетворен, не является дополнением к нечеткому подмножеству $M(X_1)$, соответствующему значению лингвистической переменной с названием удовлетворен, т. е.:

$$M(\text{удовлетворен}) \neq \overline{M(\text{неудовлетворен})},$$

где знак « $\overline{\quad}$ » обозначает операцию дополнения к нечеткому подмножеству.

Таким образом, можем считать, что терм-множество переменной «удовлетворенность» содержит в себе следующие термы:

$T(\text{Удовлетворенность}) = \text{абсолютно не удовлетворен} + \text{не удовлетворен} + \text{большой частью не удовлетворен} + \text{значительно не удовлетворен} + \text{скорее не удовлетворен} + \text{частично удовлетворен} + \text{частично не удовлетворен} + \text{скорее удовлетворен} + \text{более или менее удовлетворен} + \text{большой частью удовлетворен} + \text{удовлетворен} + \text{абсолютно удовлетворен}.$

В данном выражении термы: более или менее удовлетворен, абсолютно удовлетворен, большей частью удовлетворен, скорее удовлетворен, скорее не удовлетворен, значительно не удовлетворен, большей частью не удовлетворен, абсолютно не удовлетворен, частично удовлетворен и частично не удовлетворен являются составными термами, т.е. состоят из атомарного термина удовлетворен (не удовлетворен) и различных подтермов.

Данное терм-множество соответствует критериям [2], учитывающим некоторые особенности восприятия человеком объектов реального мира и их описания:

- при использовании данного множества человек будет испытывать минимальную неопределенность при описании своей удовлетворенности по тем или иным критериям;

- при использовании данного множества значений в случае оценки удовлетворенности экспертным путем будет наблюдаться минимальная степень расхождения мнений экспертов.

Рассмотрим вариант синтаксического правила для составления термина абсолютно удовлетворен из терм-множества $T(\text{удовлетворенность})$.

Составной терм абсолютно удовлетворен может быть порожден грамматикой вида:

$$G = (V_T, V_N, T, P),$$

где V_T – множество терминальных символов (компоненты термов в T):

$$V_T = \text{удовлетворен} + \text{абсолютно} + \text{или}.$$

В данном случае знак $+$ обозначает операцию объединения терминальных символов.

V_N – множество нетерминальных символов (синтаксических категорий) $V_N = T + A + B$;

P – система подстановок вида:

$$T \rightarrow A,$$

$$T \rightarrow T \text{ или } A,$$

$$A \rightarrow B,$$

$$B \rightarrow \text{абсолютно } B,$$

$$B \rightarrow \text{удовлетворен}$$

Тогда цепочка подстановок для данного термина будет выглядеть так:

$$T \rightarrow A \rightarrow B \rightarrow \text{абсолютно } B \rightarrow \\ \rightarrow \text{абсолютно удовлетворен}$$

Аналогичным образом определяются цепочки подстановок для других термов из терм-множества $T(\text{удовлетворенность})$.

Функции принадлежности. Следующей не менее важной задачей является построение функций принадлежности для каждого нечеткого подмножества, характеризующего определенное значение лингвистической переменной. Для нашего случая вид функции принадлежности для каждого нечеткого подмножества определяется экспертным методом, а сами значения μ_i рассчитываются по формулам, соответствующим конкретному виду функции. Таким образом, получили следующие значения для нечетких подмножеств.

1. Функция принадлежности для нечеткого множества $M(\text{удовлетворен})$ описывается выражением (1).

$$\mu_{\gamma}(u, \alpha, \beta, \gamma) = \begin{cases} 0, & \text{если } u \leq \alpha; \\ \frac{2(u - \alpha)^2}{(\gamma - \alpha)^2}, & \text{если } \alpha \leq u \leq \beta; \\ 1 - \frac{2(u - \gamma)^2}{(\gamma - \alpha)^2}, & \text{если } \beta \leq u \leq \gamma; \\ 1, & \text{если } u \geq \gamma; \end{cases} \quad (1)$$

где $\beta = (\alpha + \gamma) / 2$ – точка перехода, т. е. такое значение $u \in U$, степень принадлежности которого множеству $M(X)$ равна 0,5.

Установив экспертным путем значения $\alpha = 0,6; \gamma = 0,9$, и, соответственно, $\beta = 0,75$, и, проведя расчеты по формулам (7), получим вид функции принадлежности для различных значений базовой переменной u , представленный на рис. 1.

2. Для установления вида функции принадлежности нечеткого множества $M(\text{абсолютно удовлетворен})$ было принято предположение, что модификатор абсолютно действует как оператор повышения «четкости» нечеткого подмножества $M(\text{удовлетворен})$ в виде тройного концентрирования (см. формулу 2).

Таким образом, можем записать: $\mu_{AV} = \mu_{\gamma}^8$.

Откуда получим функцию принадлежности, показанную на рис. 2.

3. Функция принадлежности для нечеткого множества $M(\text{не удовлетворен})$ описывается формулой вида

$$M(\text{абсолютно удовлетворен}) = \text{CON}(\text{CON}(\text{CON}(M(\text{удовлетворен})))) = (M(\text{удовлетворен}))^8 \quad (2)$$

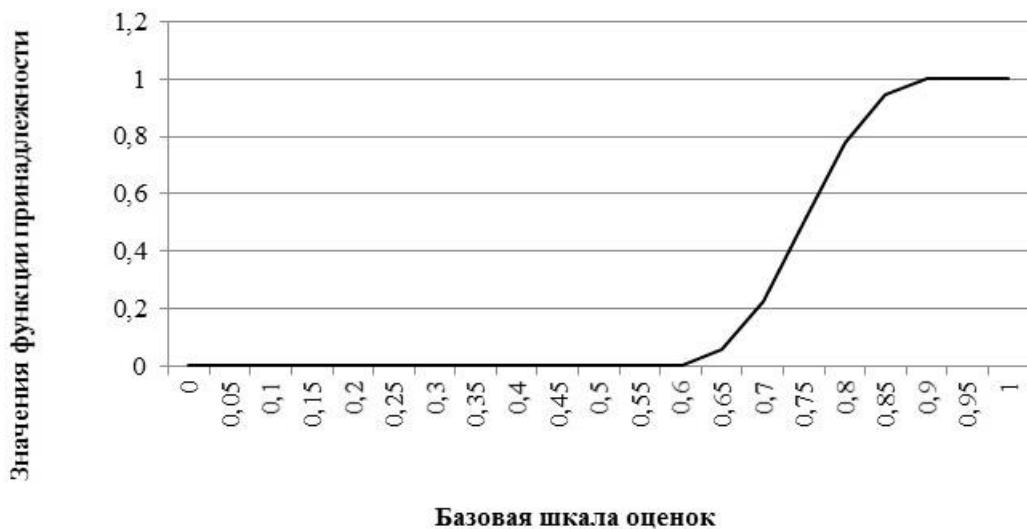


Рис. 1. Вид функции принадлежности для подмножества «удовлетворен»



Рис. 2. Вид функции принадлежности для нечеткого подмножества «абсолютно удовлетворен»

$$\mu_{vy}(u, \alpha, \beta, \gamma) = \begin{cases} 1, & \text{если } u \leq \gamma; \\ 1 - \frac{2(u - \gamma)^2}{(\alpha - \gamma)^2}, & \text{если } \gamma \leq u \leq \beta; \\ \frac{2(u - \alpha)^2}{(\alpha - \gamma)^2}, & \text{если } \beta \leq u \leq \alpha; \\ 0, & \text{если } u \geq \alpha; \end{cases} \quad (3)$$

Установив экспертным путем значения $\alpha = 0,4; \gamma = 0,1$, и соответственно $\beta = 0,25$, и, проведя расчеты по формулам (4), получим вид функции принадлежности для различных значений базовой переменной u , представленный на рис. 3.

4. Для установления вида функции принадлежности нечеткого множества $M(\text{абсолютно не удовлетворен})$ было принято предположение, аналогичное предположению для нечеткого множества

$M(\text{абсолютно удовлетворен})$, т. е.: $\mu_{AV} = \mu_V^8$.

Тогда получим функцию принадлежности, показанную на рис. 4.

5. Функция принадлежности нечеткого множества $M(\text{большой частью удовлетворен})$ описывается следующей формулой:

$$\mu_{vy}(u, \alpha, \beta, \gamma) = \begin{cases} 0, & \text{если } u \leq \alpha; \\ \frac{2(u - \alpha)^2}{(\gamma - \alpha)^2}, & \text{если } \alpha \leq u \leq \beta; \\ 1 - \frac{2(u - \gamma)^2}{(\gamma - \alpha)^2}, & \text{если } \beta \leq u \leq \gamma; \\ 1 - \frac{(u - \gamma)^2}{2(\gamma - \alpha)^2}, & \text{если } u > \gamma; \end{cases} \quad (4)$$



Рис. 3. Вид функции принадлежности для нечеткого подмножества «не удовлетворен»



Рис. 4. Вид функции принадлежности для нечеткого подмножества «абсолютно не удовлетворен»

Установив экспертным путем значения $\alpha = 0,4; \gamma = 0,8; \beta = 0,6$, получим следующую функцию принадлежности для различных значений базовой переменной u , показанную на рис. 5.

6. Функция принадлежности нечеткого множества M (большой частью неудовлетворен) описывается уравнением 5.

Тогда, установив экспертным путем значения $\alpha = 0,6; \gamma = 0,2; \beta = 0,4$, получим следующую функцию принадлежности для различных значений базовой переменной u , показанную на рис. 6.

$$\mu_{\text{отв}}(u, \alpha, \beta, \gamma) = \begin{cases} 0, & \text{если } u > \alpha; \\ \frac{2(u - \alpha)^2}{(\alpha - \gamma)^2}, & \text{если } \beta \leq u \leq \alpha; \\ 1 - \frac{2(u - \gamma)^2}{(\alpha - \gamma)^2}, & \text{если } \gamma \leq u \leq \beta; \\ 1 - \frac{(u - \gamma)^2}{2(\alpha - \gamma)^2}, & \text{если } u < \gamma. \end{cases} \quad (5)$$

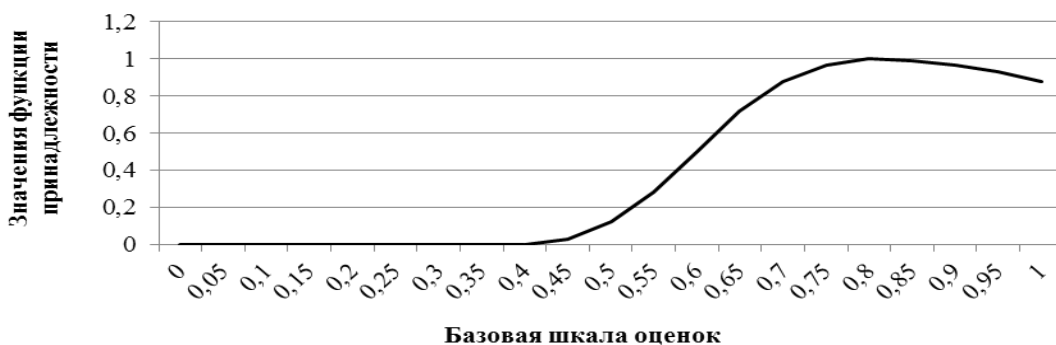


Рис. 5. Вид функции принадлежности для нечеткого подмножества «большой частью удовлетворен»

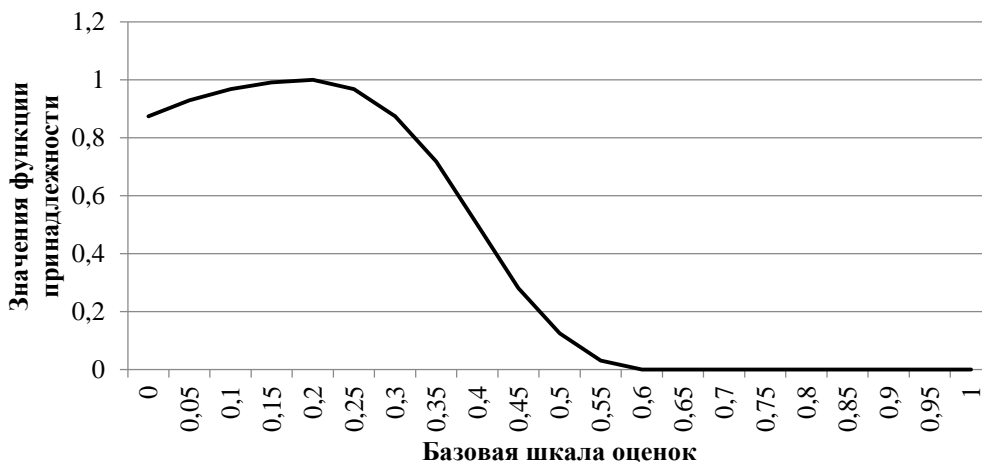


Рис. 6. Вид функции принадлежности для нечеткого подмножества «большой частью не удовлетворен»

E

7. Функция принадлежности для нечеткого множества M (более или менее удовлетворен) описывается формулой вида

$$\mu_{\text{аму}}(u, \alpha, \beta, \gamma) = \begin{cases} 1 - \frac{2(u - \gamma)^2}{(\gamma - \alpha)^2}, & \text{если } u > \beta; \\ \frac{2(u - \alpha)^2}{(\gamma - \alpha)^2}, & \text{если } \alpha \leq u \leq \beta; \\ 0, & \text{если } u < \alpha. \end{cases} \quad (6)$$

Определив экспертным путем значения $\alpha = 0,2$; $\gamma = 0,7$; $\beta = 0,45$, получим функцию принадлежности переменной u , показанную на рис. 7.

8. Функция принадлежности для нечеткого множества M (значительно не удовлетворен) описывается выражением (7).

Установив экспертным путем значения $\alpha = 0,8$; $\gamma = 0,3$; $\beta = 0,55$, получим следующую функцию принадлежности, показанную на рис. 8.

$$\mu_{\text{эму}}(u, \alpha, \beta, \gamma) = \begin{cases} 1 - \frac{2(u - \gamma)^2}{(\gamma - \alpha)^2}, & \text{если } u \leq \beta; \\ \frac{2(u - \alpha)^2}{(\gamma - \alpha)^2}, & \text{если } \beta \leq u \leq \alpha; \\ 0, & \text{если } u > \alpha. \end{cases} \quad (7)$$

9. Функция принадлежности ($\mu_{\text{ср}}$) для нечеткого множества M (скорее удовлетворен) описывается формулой (8), но при установленных экспертным путем значениях $\alpha = 0$; $\gamma = 0,6$; $\beta = 0,3$ имеет вид, изображенный на рис. 9.

10. Функция принадлежности ($\mu_{\text{снр}}$) для нечеткого множества M (скорее не удовлетворен) описывается формулой (8), но при установленных значениях $\alpha = 1,0$; $\gamma = 0,4$; $\beta = 0,7$ имеет вид, представленный на рис. 10.



Рис. 7. Вид функции принадлежности для нечеткого подмножества «более или менее удовлетворен»



Рис. 8. Вид функции принадлежности для нечеткого подмножества «большой частью не удовлетворен»

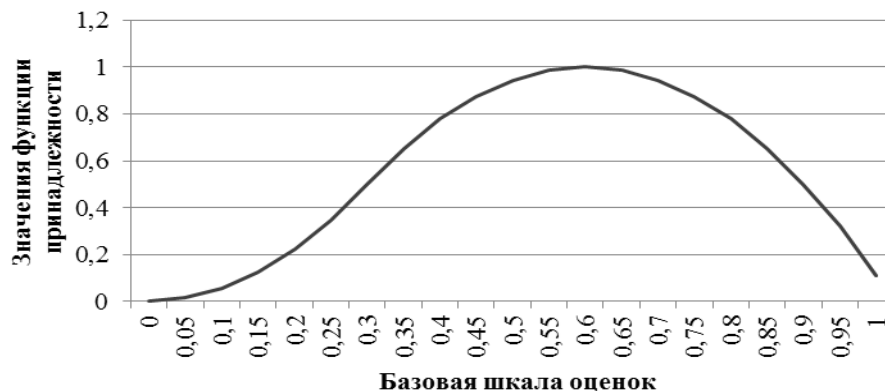


Рис. 9. Вид функции принадлежности для нечеткого подмножества «скорее удовлетворен»

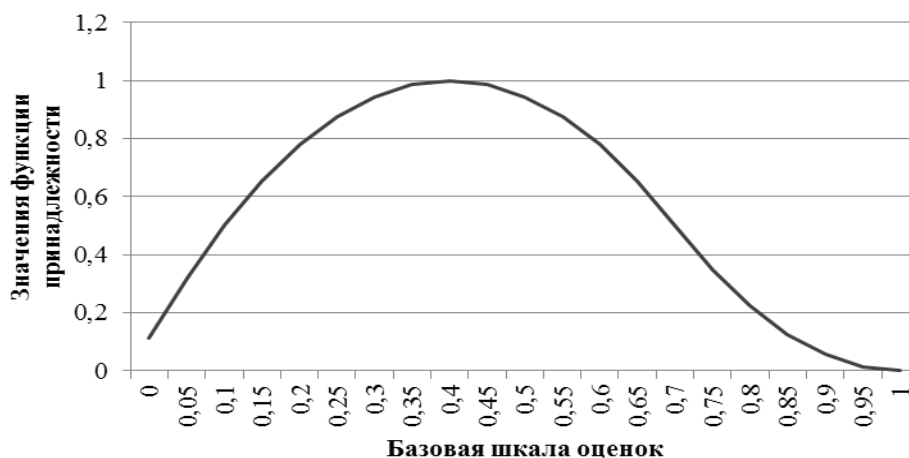


Рис. 10. Вид функции принадлежности для нечеткого подмножества «скорее не удовлетворен»

$$\mu_{\text{ч}} = \begin{cases} 0, \text{ если } u \leq \alpha; \\ \frac{2(u-\alpha)^2}{(\gamma-\alpha)^2}, \text{ если } \alpha \leq u \leq \beta; \\ 1 - \frac{2(u-\gamma)^2}{(\gamma-\alpha)^2}, \text{ если } u \leq \gamma; \\ 1, \text{ если } u = \gamma; \\ 1 - \frac{2(u-\gamma)^2}{(\gamma-\alpha)^2}, \text{ если } u \leq \delta; \\ \frac{2(u-\varepsilon)^2}{(\gamma-\alpha)^2}, \text{ если } \delta \leq u \leq \varepsilon; \\ 0, \text{ если } u \geq \varepsilon; \end{cases} \quad (8)$$

11. Функция принадлежности для нечеткого множества M (частично удовлетворен и частично неудовлетворен) описывается формулой вида (8).

Установив экспертным путем значения $\alpha = 0,2; \gamma = 0,5; \varepsilon = 0,8$ и учитывая, что $\beta = (\alpha + \gamma) / 2$ и $\delta = (\varepsilon + \gamma) / 2$, получим вид функции принадлежности для различных значений базовой переменной u , показанный на рис. 11.

Построив все функции принадлежности на одной плоскости, получим графическое изображение линг-

вистической переменной «удовлетворенность», показанное на рис. 12. Как видно из приведенного графического изображения, все нечеткие подмножества, используемые для оценки удовлетворенности ЗС, являются нормальными: $\max\{\mu_A(u)\} = 1$, т. е. для каждого подмножества можно найти хотя бы одно $u \in U$, для которого $\mu_A(u) = 1$.

Кроме того, из рис. 12 видно, что кроме точек, лежащих в интервалах $[0; 0,1]$ и $[0,9; 1,0]$, нет ни одной точки, для которой выполнялось бы условие

$$\max\{\mu_A(u_i)\} = \max\{\mu_B(u_i)\},$$

т. е. для любой точки u можно найти такую функцию принадлежности, что

$$\max\{\mu_A(u_i)\} \geq \mu_{A_j}(u), 1 \leq j \leq 11, j \neq i.$$

Для точек в интервалах $[0; 0,1]$ и $[0,9; 1,0]$ примем следующее правило: если оценка, обозначающая значение числовой переменной «удовлетворенность», удовлетворяет ограничению: $0 \leq u \leq 0,05$, то будем считать, что степень удовлетворенности ЗС – абсо-





Рис. 11. Вид функции принадлежности для нечеткого подмножества «частично удовлетворен и частично не удовлетворен»

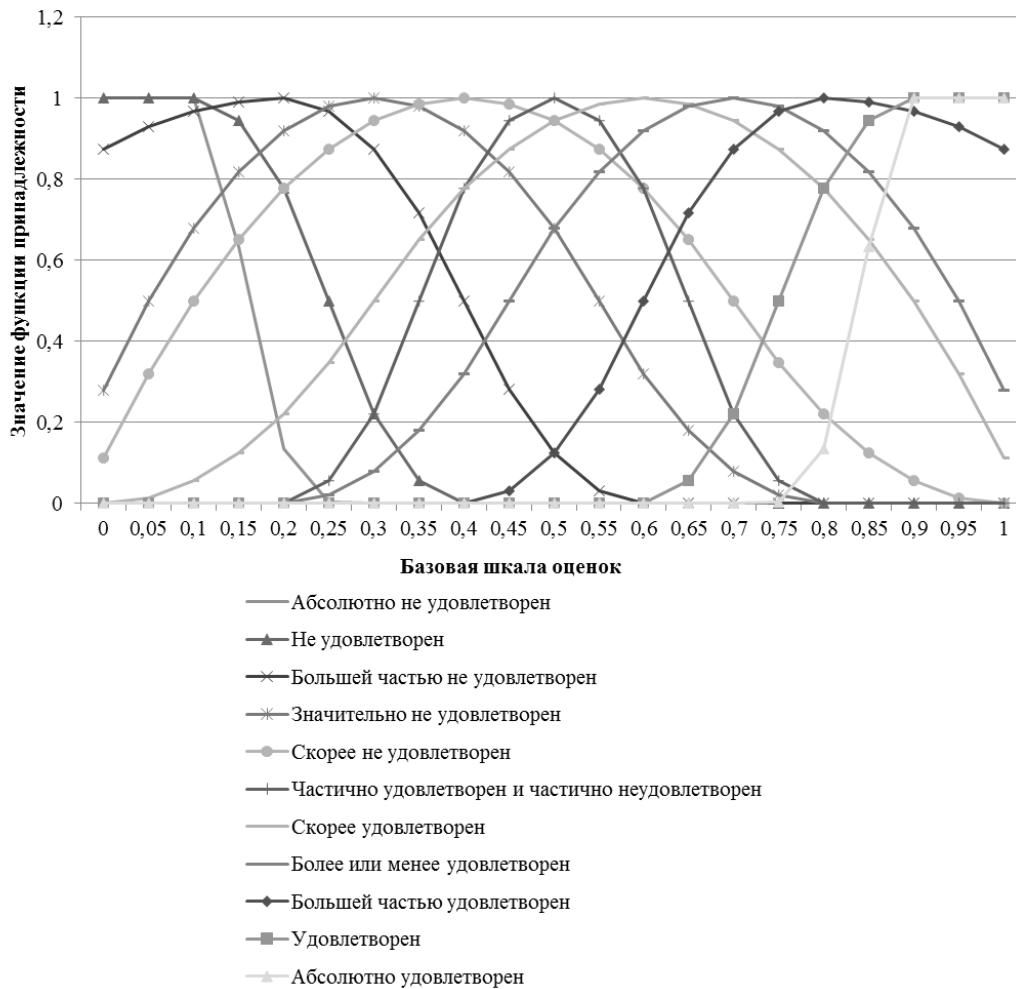


Рис. 12. Графическое изображение лингвистической переменной «удовлетворенность»

лютно не удовлетворен, если ограничению: $0,05 \leq u \leq 0,1$, то степень удовлетворенности – неудовлетворен.

Аналогично, если $0,9 \leq u \leq 0,95$, то степень удовлетворенности ЗС принимаем — удовлетворен, если ограничению $0,95 \leq u \leq 1,0$, то абсолютно удовлетворен.

Дефазификация оценки показателей. Для учета удовлетворенности ЗС по показателям, распределенным по различным уровням определенной иерархии, нам необходимо провести дефазификацию, т. е. перевести получившийся результат оценки удовлетворенности конкретного представителя той или иной ЗС из лингвистического значения в количественный вид. Для этого воспользуемся «центрами масс» функций принадлежности для каждого значе-

ния лингвистической переменной «удовлетворенность»:

$$C_A = \frac{\sum_{i=1}^n \mu_A(u_i) u_i}{\psi_A},$$

где C_A – «центр масс» функции принадлежности соответствующего нечеткого подмножества ($C_{ау}, C_{ну}, C_{бу}, C_{зу}, C_{су}, C_{бу}, C_{су}, C_{бу}, C_{су}, C_{у}, C_{у}$) – абсолютно не удовлетворен, не удовлетворен, большей частью не удовлетворен, значительно не удовлетворен, скорее не удовлетворен, частично удовлетворен и частично не удовлетворен, скорее удовлетворен, более или менее удовлетворен, большей частью удовлетворен, удовлетворен, абсолютно удовлетворен, соответственно;

$\mu_A(u_i)$ – значение функции принадлежности для данного нечеткого подмножества со значением базовой переменной $u \in U = [0;1]$

ψ_A – «мощность» соответствующего нечеткого подмножества:

$$\psi_A = \sum_{i=1}^n \mu_A(u_i).$$

Из рис. 12 видно, что для каждого нечеткого подмножества $\max\{\mu_A(u)\}=1$ только для одного целого

Таблица 1 – Значение «центров масс» для соответствующих нечетких подмножеств

	$C_{ау}$	$C_{ну}$	$C_{бу}$	$C_{зу}$	$C_{су}$	$C_{у}$	$C_{бу}$	$C_{су}$	$C_{у}$	$C_{у}$	
C_A	0,082	0,130	0,209	0,315	0,413	0,500	0,587	0,685	0,791	0,870	0,918
u_{\max}	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0

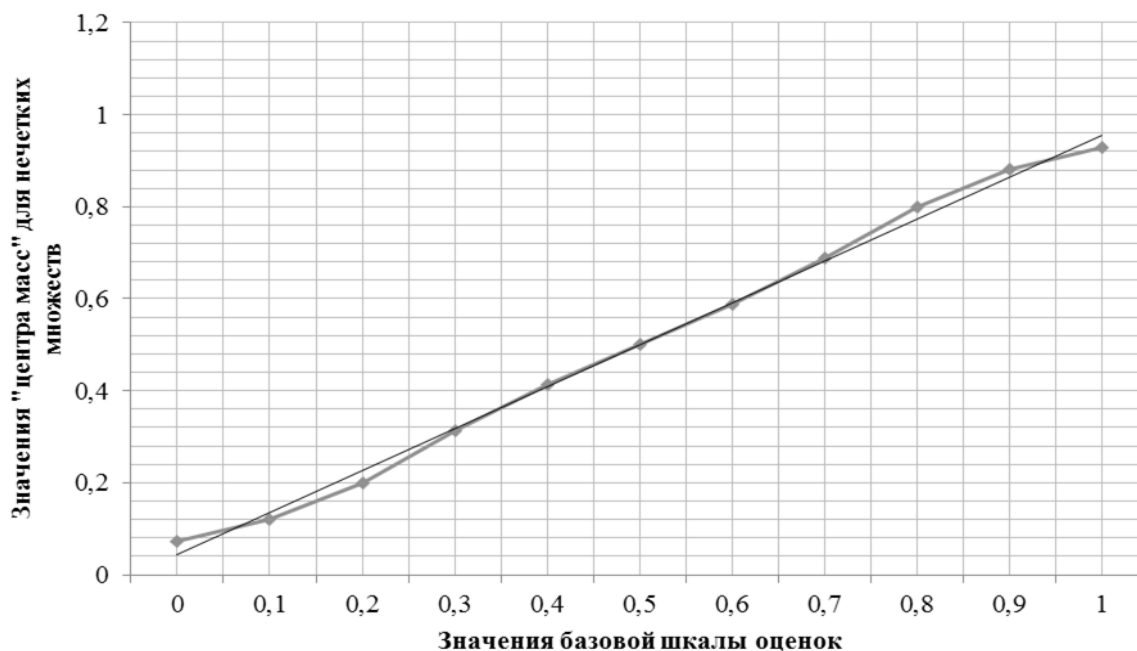


Рис. 13. Графическое представление соотношения «центра масс» функций принадлежности нечетких

u_i , тогда учитывая это, а также принятое нами правило, рассчитаем для каждого нечеткого подмножества «центр масс» его функции принадлежности и занесем их в табл. 1.

В данной таблице u_{\max} – значение базовой переменной, при которой функция принадлежности соответствующего нечеткого подмножества максимальна.

Графически результат дефазификации оценки показателей удовлетворенности представлен на рис. 13.

В свою очередь, график на рис. 13 может быть аппроксимирован с применением метода наименьших квадратов в виде прямой с уравнением:

$$y = 0,0913x - 0,0479.$$

Таким образом, для определения степени удовлетворенности i -й заинтересованной стороны после расчета комплексного ПУЗС на основании лингвистических значений переменной «удовлетворенность», каждому такому лингвистическому значению, представляющему собой нечеткое подмножество, определяем соответствующее ему значение «центра масс» C_A , в соответствии с обозначениями табл. 2 подмножеств со значениями базовой переменной $Q_{C_i} = C_{A_i}$.

По графику на рис. 13 находим соответствующую этому значению степень удовлетворенности в оценках базовой шкалы, т. е. значение базовой переменной u .

Для установленного значения u с помощью системы неравенств определяем лингвистическое значение переменной «Удовлетворенность».

$M(A) =$ «абсолютно не удовлетворен», если $0 \leq u \leq 0,05$.

$M(A) =$ «не удовлетворен», если $0,05 \leq u \leq 0,1$.

$M(A) =$ «большой частью не удовлетворен», если $0,1 \leq u \leq 0,2$.

$M(A) =$ «значительно не удовлетворен», $0,2 \leq u \leq 0,3$.

$M(A) =$ «скорее не удовлетворен», если $0,3 \leq u \leq 0,4$.

$M(A) =$ «частично удовлетворен и частично не удовлетворен», если $0,4 \leq u \leq 0,5$.

$M(A) =$ «скорее удовлетворен», если $0,5 \leq u \leq 0,6$.

$M(A) =$ «более или менее удовлетворен», если $0,6 \leq u \leq 0,7$.

$M(A) =$ «большой частью удовлетворен», если $0,7 \leq u \leq 0,8$.

$M(A) =$ «удовлетворен», если $0,8 \leq u \leq 0,9$.

$M(A) =$ «абсолютно удовлетворен», если $0,95 \leq u \leq 1,0$.

Значения показателей удовлетворенности ЗС, оцененных по шкале значений лингвистической переменной «удовлетворенность» в процентном выражении, с выделением групп удовлетворенности приведены в табл. 2.

Таблица 2 – Шкала оценивания удовлетворенности заинтересованных сторон

Значения лингвистической переменной «Удовлетворенность»	Значения показателей удовлетворенности	Группы удовлетворенности	Характеристика группы
Абсолютно не удовлетворен	$0\% < Q_i \leq 5\%$	0 ... 40 %	ЗС не удовлетворены. Требуется принятие незамедлительных оперативных мер для устранения причин неудовлетворенности.
Не удовлетворен	$5\% < Q_i \leq 10\%$		
Большой частью не удовлетворен	$10\% < Q_i \leq 20\%$		
Значительно не удовлетворен	$20\% < Q_i \leq 30\%$		
Скорее не удовлетворен	$30\% < Q_i \leq 40\%$		
Частично удовлетворен и частично неудовлетворен	$40\% < Q_i \leq 50\%$	41 ... 60 %	Низкая удовлетворенность ЗС. Необходимо определить причины неудовлетворенности и разработать корректирующие действия
Скорее удовлетворен	$50\% < Q_i \leq 60\%$		
Более или менее удовлетворен	$60\% < Q_i \leq 70\%$	61...80 %	Средний уровень удовлетворенности ЗС. Необходимо оценивать показатель в динамике
Большой частью удовлетворен	$70\% < Q_i \leq 80\%$		
Удовлетворен	$80\% < Q_i \leq 95\%$	80 ... 100 %	Высокий уровень удовлетворенности ЗС
Абсолютно удовлетворен	$95\% < Q_i \leq 100\%$		

3. ВЫВОД

На основе теории нечетких множеств предложена шкала оценки удовлетворенности заинтересованных сторон в деятельности организаций, позволяющая после определения значения удовлетворенности по комплексным показателям всех групп ЗС и расчёт обобщенного показателя проводить процедуру фазификации полученного обобщенного показателя, т. е. представление его в виде лингвистического значения в соответствии с табл. 2.

Предложенная система показателей, основанная на применении аппарата нечетких множеств, позволяет упростить принятие решений

при управлении качеством продукции любого предприятия путем оценки удовлетворенности потребителей заинтересованных сторон.

Разработанная шкала оценки удовлетворенности заинтересованных сторон позволяет разработать метод оценки результативности систем управления качеством в части учета требований международных стандартов на системы управления по показателям степени удовлетворенности всех заинтересованных сторон в деятельности организации и степени влияния ключевых процессов данной системы на формирование политики и достижение целей организации.

Assessment of stakeholder satisfaction. Part 2. Development of the scale of evaluation

O. D. Dynnik¹⁾, V.O. Zaloga²⁾, O. V. Ivchenko³⁾, Y. O. Denysenko⁴⁾, N.V. Suschenko⁵⁾

1), 2), 3), 4), 5) Sumy State University, 2, Rimsky Korsakov Str., 40007, Sumy, Ukraine

In modern conditions of production activities, more enterprises the requirements of international standards for the control systems. Such systems implementation aims the requirements of various stakeholders, and the index of their satisfaction becomes the criterion of perfection (optimality) of the enterprise activity. That is why quantification estimation of the index is actual problem.

However, at present there is no unified approach to the definition of a generalized index of the stakeholder satisfaction. Basically, this index is calculated by means of multiplying the singular indexes of the stakeholder satisfaction by the corresponding weightiness factors. The values of these indexes are usually expressed in points.

For determination the generalized index based on fuzzy set theory a scale of values of the linguistic variable "satisfaction" was developed. The scale allocates generalized index within the groups of satisfaction and in the range from 0 (completely dissatisfied) to 100% (completely satisfied).

This scale allows estimation the degree of compliance with the requirements and expectations of the stakeholder and represent it in the form of linguistic meaning to further identifying of areas to improve quality of processes at any organization.

Keywords: stakeholders, meeting, assessment, scale, method, standard, the theory of fuzzy sets, linguistic variable.

Оцінка задоволеності зацікавлених сторін. Частина 2. Розроблення шкали оцінювання

О. Д. Диннік¹⁾, В. О. Залого²⁾, О. В. Івченко³⁾, Ю. О. Денисенко⁴⁾, Н. В. Сущенко⁵⁾

1), 2), 3), 4), 5) Сумський державний університет, вул. Римського-Корсакова, 2, 40007, Суми, Україна

В сучасних умовах виробничої діяльності все більше підприємств проводять роботи з розроблення та впровадження процесно-орієнтованих систем управління, що відповідають вимогам міжнародних стандартів на системи управління. Основними цілями впровадження таких систем є задоволеність вимог різних зацікавлених сторін (ЗС), а показник їх задоволеності стає критерієм досконалості (оптимальності) діяльності підприємства, тому актуальною є завдання його кількісного оцінювання.

Разом з тим на цей час не існує єдиного підходу до визначення узагальнювального показника *задоволеність ЗС*. Здебільшого цей показник обчислюється шляхом множення одиничних показників задоволеності ЗС на відповідні коефіцієнти вагомості. Значення цих показників виражаються, як правило, в балах.

У роботі для визначення узагальнювального показника на основі теорії нечітких множин розроблено шкалу значень лінгвістичної змінної «*задоволеність*», відповідно до якої значення узагальнювального показника виділені в групи задоволеності та знаходяться в межах від 0 (абсолютно не задоволений) до 100 % (*абсолютно задоволений*).

Ця шкала дозволяє оцінити ступінь виконання вимог та очікувань ЗС та подати її у вигляді лінгвістичного значення для подальшого визначення напрямів покращання якості процесів будь-якої організації.

Ключові слова: зацікавлена сторона, задоволеність, оцінка, шкала, метод, стандарт, теорія нечітких множин, лінгвістична змінна.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

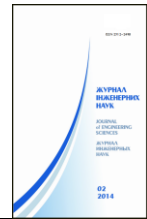
1. Диннік О. Д. Оценка удовлетворенности заинтересованных сторон / [Диннік О. Д., Залого В. А., Івченко А. В., Погоржельская Ю. А., Сущенко Н. В.] // Журнал инженерных наук. – Суми : Сумський державний університет, 2014. – № 1. – С. Е. 1–Е 6.

2. Заде Л. Понятие лингвистической переменной и его применение к принятию приближенных решений / Л. Заде. – М. : Мир, 1976. – 167 с.

REFERENCES

1. Dyinnik O. D., Zaloga V. A., Ivchenko A. V., Pogorzhejskaya Yu. A., Suschenko N. V. (2014). Zhurnal inzhenernykh nauk. Sumy. Izd-vo SumDU. Vol. 1. pp. E.1–E6. [in Russian].

2. Zade L. (1976). Ponjatie lingvisticheskoj peremennoj i ego primenenie k prinjatiju priblizhennyh reshenij. M. Mir. 167 p. [in Russian].



Newsletter

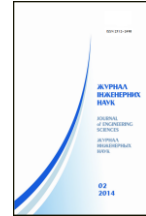
Dear Colleagues happy to announce that in 2015, "Journal of Engineering Sciences" opens a new heading: "Environmental Engineering".

Editorial Board accepts articles, notes, reviews, thoughts, information materials on the subject and hopes for further effective cooperation.

Sincerely,
Editor – in – chief,
Doctor of Engineering Sciences
Dmitry Kryvoruchko!



Engineering Ecology Section is devoted to investigation of interaction between industrial production and environment, the principles of sustainable functioning of natural and industrial systems, the development of low-waste technology, analysis of technical processes according to the modern environmental requirements for constructing a rational system "man-technology-environment".



Вплив структури на демпфівальну здатність технічно чистого титану VT1-0

Д. В. Ткач¹⁾

¹⁾ Запорізький національний технічний університет, вул. Жуковського, 64, м. Запоріжжя, Україна, 69063

Article info:

Paper received:

The final version of the paper received:

Paper accepted online:

15 November 2014

22 December 2014

08 January 2015

Correspondent Author's Address:¹⁾ _odarka@mail.ru

У роботі проведена оцінка впливу інтенсивної пластичної деформації на демпфівальні властивості титану VT1-0. Було досліджено зразки у вихідному (литому) стані, отримані гвинтовою екструзією та відпалені. Установлено, що найвищі демпфівальні властивості має титан у литому стані. Відпалення литих зразків призводить до різкого зниження рівня розсіювання енергії (у 2, 4 раза). Субмікросталічні зразки титану VT1-0 після гвинтової екструзії мають менший логарифмічний декремент коливань порівняно з литими зразками. Проте субмікросталічні зразки відзначаються більш кращою здатністю згасання коливань по відношенню до відпалених зразків (у 1,73 раза вище за відпалений зразок).

Ключові слова: технічно чистий титан, гвинтова екструзія, лита структура, відпалений стан, демпфівальна здатність, логарифмічний декремент коливань, розсіювання.

1. ВСТУП

Зростаючи з кожним роком кількість деструктивних захворювань суглобів призводить до збільшення потреби виконання операцій ендопротезування. У ряді випадків це ефективний і часто єдиний засіб відновлення втраченої функції кінцівки [1, 2]. При цьому актуальним залишається забезпечення функціонування ендопротеза з точки зору опору конструкції зовнішнім навантаженням та впливу біологічного середовища. Використання технічно чистого титану є доцільним, проте його характеристики міцності та циклічної витривалості недостатні для виготовлення ендопротезів. Тому для підвищення експлуатаційної надійності титану необхідно знаходити шляхи керування мікроструктурою з метою досягнення бажаних властивостей без використання легувальних елементів.

Одним із перспективних напрямів підвищення експлуатаційних властивостей виробів із титану VT1-0 є формування нано- або субмікросталічної (СМК) структури, яка дозволяє значно покращити низку фізико-механічних властивостей матеріалу за рахунок утворення значної кількості зерен субмікротанокристалічного розміру з великокутовим розорієнтуванням поверхонь поділу. Для отримання такої структури використовують різні методи інтенсивної пластичної деформації (ІПД), зокрема гвинтову екструзію. Це забезпечує зростання експлуатаційних властивостей титану і сплавів на його основі порівняно з рівноважним станом [3, 4, 5].

Ендопротези працюють в умовах постійно діючих навантажень різного роду: це можуть бути як статичні, так і динамічні навантаження, у процесі

діяльності людини суглоби можуть періодично піддаватись ударним та вібраційним навантаженням. Тому вважають, що матеріали, які застосовують для виготовлення імплантатів, повинні забезпечувати як статичну міцність, так і опір конструкції змінним навантаженням [6, 7]. В умовах впливу на конструкцію періодичних навантажень існує небезпека виникнення в ній резонансних коливань та високої динамічної напруженості, а в подальшому і можливого руйнування.

Отже, для зменшення динамічної напруженості в конструкції необхідно використовувати матеріали з високою демпфівальною здатністю, які ефективно гасять коливання (як вільні, так і резонансні). Зниження амплітуди коливань з часом пов'язується із розсіюванням пружних хвиль внаслідок непружного опору середовища, на який витрачається енергія коливної системи, що приводить до реалізації явища внутрішнього тертя в металах та сплавах [8]. Згасання коливань у результаті внутрішнього тертя обумовлене перетворенням механічної енергії в теплову. Характер поведінки цієї величини визначається особливостями будови меж зерен, розподілом дефектів кристалічної будови, впливом температури та деформації [8–11]. Високі значення внутрішнього тертя приводять до швидкого згасання вільних коливань виробу та зниженню амплітуд його змущених коливань у резонансному режимі. Вирівнювання динамічних напружень у місцях їх концентрації також відбувається за рахунок цього явища, що, у свою чергу, сприяє збільшенню межі витривалості, оскільки тріщини втомленості утворюються пізніше [12].

Аналіз літературних даних дозволив встановити, що на сьогодні досить добре досліджена демпфірувальна здатність титану та його сплавів у стані стандартного постачання (крупнозернисті) [13, 14, 15]. Вплив нано- та субмікроструктурної структури на механічні властивості металів та сплавів досліджений досить добре [16], проте дисипативні властивості практично не визначені [17, 18]. Крім того, більшість з проведених експериментів визначали дисипативні властивості наноструктурованих покриттів [12, 18, 19], а об'ємні субмікроструктурні матеріали (в тому числі і титан) повною мірою не розглядалися.

Отже, вплив субмікроструктурної структури, отриманої інтенсивною пластичною деформацією методом гвинтової екструзії, на демпфірувальну здатність технічно чистого титану практично не досліджений. Тому метою роботи було оцінити вплив структури технічно чистого титану VT1-0 на його демпфірувальні властивості.

2. МАТЕРІАЛИ ТА МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Вплив структури на демпфірувальні властивості отриманого матеріалу визначався на призматичних зразках за стандартним методом вільних коливань, що згасають [20]. Для кожного зразка записували 5 віброграм, за якими виконували розрахунок. Логарифмічний декремент коливань розраховували за віброграмами вільних коливань за формулою

$$\delta = \frac{1}{z} \ln \frac{a_k}{a_{k+z}} \cdot 100\%$$

де δ – величина декременту коливань (у відсотках) при середній зміні напружень в матеріалі пера під тензодатчиком на ділянці амплітуд $a_k - a_{k+z}$;

a_k, a_{k+z} – початкова і кінцева амплітуди напружень на розглянутій ділянці віброграми (рис. 1);

z – число циклів на розглянутій ділянці віброграми з початковою амплітудою a_k і кінцевою a_{k+z} .

Для порівняльної оцінки впливу ПД на демпфірувальні властивості титану VT1-0 було досліджено зразки у вихідному (литому) стані, отримані гвинтовою екструзією та відпалені при температурі

500 °С упродовж 1 години із рівноважною структурою з поліедричними зернами. Віброграми згасальних коливань зразків із різним структурним станом подані на рис. 2.

3. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ЇХ ОБГОВОРЕННЯ

Результати розрахунку логарифмічного декременту коливань (δ) для досліджених зразків наведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Середнє значення логарифмічного декременту для досліджених зразків

	Стан зразків	Логарифмічний декремент коливань δ , %
1	VT1-0 у литому стані	3,6
2	VT1-0 литий у відпаленому стані	1,5
3	VT1-0 після гвинтової екструзії	2,6

Порівняльна оцінка величини логарифмічного декременту коливань дозволила виявити, що найвищі демпфірувальні властивості має титан у литому стані ($\delta = 3,6$ %). Відпалення литих зразків призводить до різкого зниження рівня розсіювання енергії (у 2,4 раза, $\delta = 1,5$ %). СМК зразки титану VT1-0 після гвинтової екструзії мають менший δ порівняно з литим станом, проте відзначаються більш кращою здатністю згасання коливань щодо відпаленого зразка, для якого характерне значення логарифмічного декременту коливань $\delta = 2,6$ % (на 1,73 раза вище за відпалений зразок).

На розсіювання коливань у металах та сплавах значною мірою впливає розмір зерен, в'язкість меж [9, 11] та рух дислокацій в об'ємі [10]. Проте більш високі значення розсіювання енергії у деформованих зразках не можуть бути пояснені лише збільшенням кількості дислокацій, протяжності зернограничних ліній та зміною їх стану, оскільки найбільші значення логарифмічного декременту коливань зафіксовані у литих зразках.

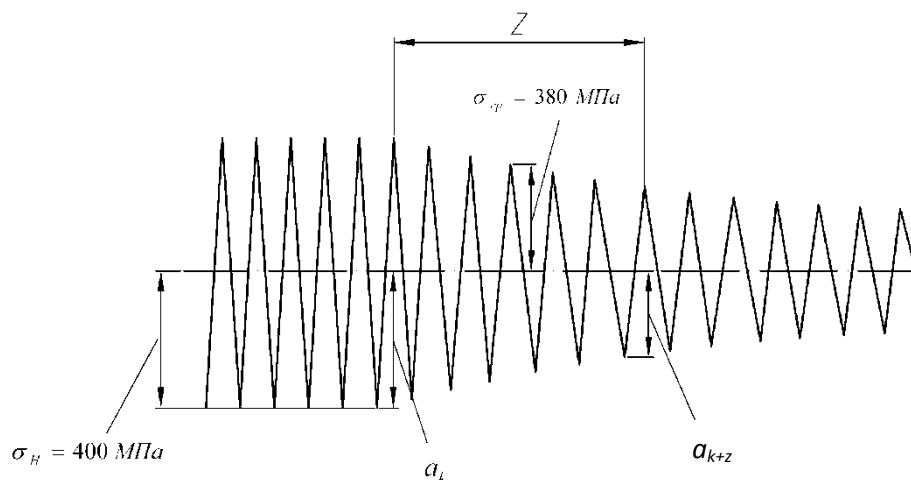


Рис. 1. Параметри віброграми вільних коливань для визначення логарифмічного декременту

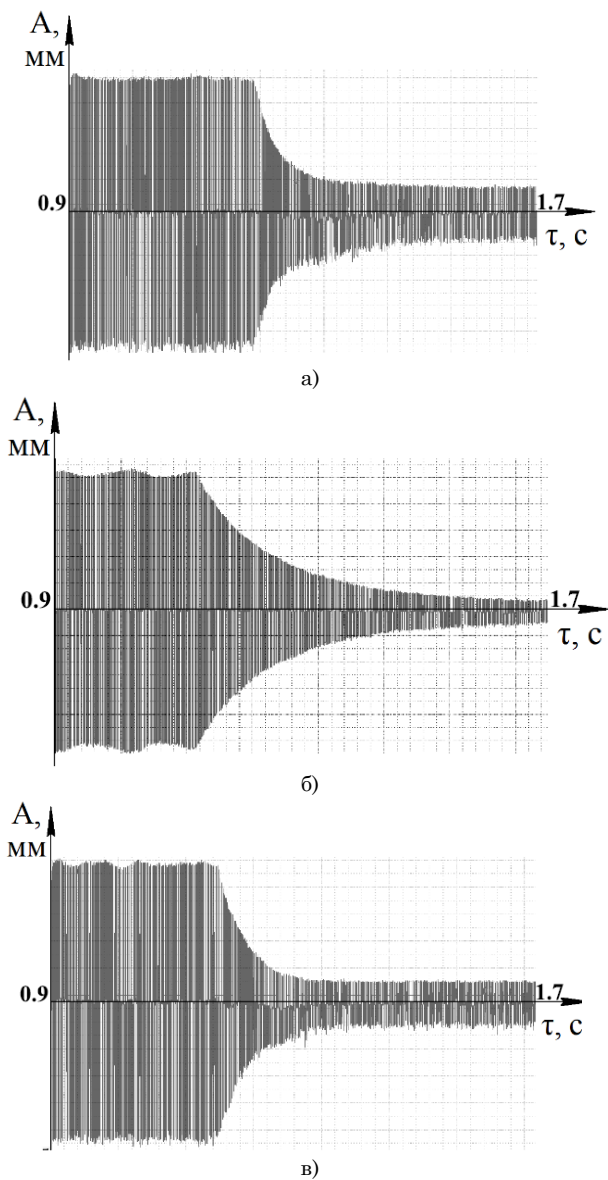


Рис. 2. Схема характерних віброграм згасальних коливань зразків із титану VT1-0 у різних станах: а) литий стан; б) відпалений стан; в) після гвинтової екструзії

Оскільки, титан VT1-0 у литому стані має грубозернисту пластинчасту структуру, яка формується за принципом орієнтаційного зв'язку при нерівноважних умовах кристалізації [21], отриману структуру можна розглядати, в деякому об'ємі, як шарувату, тому за її рахунок відбувається підвищення демпфувальної здатності.

Внесок у підвищення значення логарифмічного декременту коливань можуть також робити закріплені дислокації, що характерно для литого стану матеріалу при формуванні домішкових атмосфер. Відповідно до теорії Гранато і Люке коливання цих дислокацій під дією зовнішніх змінних напружень можуть гальмуватися домішковими атомами і вакансіями, що фіксуються при нерівноважних умовах кристалізації. Оскільки «еластичність» таких дислокацій досить висока, внаслідок їх значної протяжності в об'ємі зерна, гальмування коливань буде робити

значний внесок у розсіювання енергії. Крім того, під впливом змінних навантажень такі дислокації можуть досить легко відриватись і викликати додаткове збільшення величини логарифмічного декременту коливань під час відриву і наступного руху.

При виготовленні значної частини реальних виробів з α -титану використовують заготовки, що перебувають у рівноважному стані, після відпалювання. Властивості розсіювання коливань зразків у відпаленому стані, як було зазначено вище, виявилися найнижчими. Це, на думку автору, може бути пов'язане з низкою факторів:

- отримана після відпалу структура має меншу протяжність великокутових меж в порівнянні зі зразками в деформованому стані. Більш високі значення логарифмічного декременту коливань у литому зразку є наслідком особливостей кристалічної структури з пластинчастою морфологією α -кристалів і відповідно більшою протяжністю великокутових меж поділу. У зразках із СМК-структурою після ПД більш інтенсивне розсіювання коливань (порівняно з відпаленим) є наслідком формування ультрадрібнозернистої структури із розвиненою сіткою великокутових меж;

- під час відпалювання значна кількість дислокацій переміщується до міжзеренних поверхонь поділу, що приводить до зниження полів внутрішніх напружень і кількості дефектів, які могли б забезпечити додатковий внесок у величину внутрішнього тертя.

Зниження (порівняно з литим станом) логарифмічного декременту коливань внаслідок ПД є результатом накопичення значного рівня пластичної деформації [8–11]. Це пов'язано з тим, що утворюється структура з великою кількістю лінійних дефектів, які мають довжину дислокаційних петель набагато нижчу, ніж у литому матеріалі. Зниження рухомості дислокацій за наявності полів напружень призводить до деякого погіршення демпфувальних властивостей СМК матеріалу.

Додатково на величину логарифмічного декременту коливань може впливати рух вакансій у процесі циклічних навантажень із розтягнутих областей до стиснених. Оскільки у процесі ПД створюються умови для насичення матеріалу великою кількістю вакансій [22], то це може обумовлювати зменшення внутрішнього тертя в матеріалі, з причини закріплення дислокацій і зменшення довжин петель [10].

4. ВИСНОВКИ

Отже, можна стверджувати, що ПД позитивно впливає на демпфувальні властивості титану VT1-0, порівняно з відпаленим станом. Використання такого матеріалу при виготовленні деталей, що працюють в умовах змінних навантажень, дозволить підвищити їх довговічність. Додаткове проведення термічної обробки деформованих зразків може дещо підвищити логарифмічний декремент коливань внаслідок зниження внутрішніх напружень та кількості дефектів.

Influence of structure on the damping capacity of commercially pure titanium BT1-0

D. V. Tkach¹⁾

¹⁾ Zaporozhye National Technical University, 64, Zhukovsky Str., Zaporizhzhya, Ukraine, 69063

In this paper the effect of intensive plastic deformation on damping properties of titanium Ti2 is investigated. Cast samples, screw extruded samples and annealed samples were tested at room temperature. The cast titanium shows the high damping. Annealed samples leads to a dramatic reduction in energy dissipation (2.4 times). Screw extruded titanium with submicrocrystalline structure have smaller logarithmic decrement compared to the cast titanium, but higher compared to the annealed samples (1.73 times higher than annealed). A-titanium workpieces in an equilibrium state after annealing are widely used for large scale production of real parts. Therefore, because the intensive plastic deformation positively effects on Ti2 titanium damping properties compared with the annealed condition, that its use for production of the parts working in variable load conditions will increase their life time. Additional thermal treatment of deformed samples slightly increases the logarithmic decrement due to the reduction of internal stresses and the number of defects.

Key words: commercially pure titanium, twist extrusion, cast structure, annealed state, damping ability, the logarithmic decrement of the oscillations, scattering.

Влияние структуры на демпфирующую способность технически чистого титана BT1-0

Д. В. Ткач¹⁾

¹⁾ Запорожский национальный технический университет, ул. Жуковского, 64, г. Запорожье, Украина, 69063

В работе проведена оценка влияния интенсивной пластической деформации на демпфирующие свойства титана BT1-0. Исследовали образцы в исходном (литом) состоянии, полученные винтовой экструзией и отожженные при комнатной температуре. Установлено, что высокие демпфирующие свойства имеет титан в литом состоянии. Отжиг литых образцов приводит к резкому снижению уровня рассеяния энергии (в 2,4 раза). Образцы титана BT1-0 с субмикроструктурной структурой полученной винтовой экструзией имеют меньший логарифмический декремент колебаний по сравнению с литым состоянием, однако отмечаются лучшей способностью гашения колебаний по отношению к отожженному образцу (в 1,73 раза выше отожженного). При изготовлении большого числа реальных изделий из α -титана используют заготовки, находящиеся в равновесном состоянии, после отжига. Поэтому, поскольку интенсивная пластическая деформация положительно влияет на демпфирующие свойства титана BT1-0 по сравнению с отожженным состоянием, то ее использование при изготовлении изделий, работающих в условиях переменных нагрузок, позволит повысить их долговечность. Дополнительное проведение термической обработки деформированных образцов может несколько повысить логарифмический декремент колебаний, вследствие снижения внутренних напряжений и количества дефектов.

Ключевые слова: технически чистый титан, винтовая экструзия, литая структура, отожженное состояние, демпфирующая способность, логарифмический декремент колебаний, рассеивание.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Забелин С. Ф. Совершенствование технологии получения металлических имплантатов биомедицинского назначения / С. Ф. Забелин, А. А. Дорожков // Ученые записки ЗабГГПУ. – 2011. – № 3. – С. 85–92.
2. Маслов А. П. К вопросу эндопротезирования тазобедренного сустава / А. П. Маслов // ОТП. – 2008. – № 2. – С. 10–14.
3. Павленко Д. В. Применение сплава BT1-0 в субмикроструктурном состоянии для изготовления нагруженных элементов эндопротеза тазобедренного сустава / Д. В. Павленко, Д. В. Ткач, А. Я. Качан // Вестник двигателестроения. – 2013. – № 1. – С. 148–154.
4. Деформационное поведение титана BT1-0 с субмикроструктурной структурой, полученной методом винтовой экструзии / В. Е. Ольшанецкий, Л. П. Степанова, В. Л. Грешта, Д. В. Павленко, Д. В. Ткач // Металловедение и термическая обработка металлов. – 2013. – № 11. – С. 29–33.
5. Оценка эффективности применения интенсивной пластической деформации для получения нанокристаллической структуры в титановом сплаве BT3-1 / А. В. Овчинников, Д. В. Павленко, А. Я. Качан, В. Г. Шевченко // Новые материалы и технологии в металлургии и машиностроении. – 2007. – № 1. – С. 27–31.
6. Andraeus Ugo. Biomedical Imaging and Computational Modeling in Biomechanics / Ugo Andraeus, Daniela Iacoviello (Eds.). – Springer, 2013. – Vol. VIII. – 204 p.
7. Лоскутов А. Е. Достижения и перспективы эндопротезирования тазобедренного сустава / А. Е. Лоскутов, А. Е. Олейник // Здоров'я України. – 2010. – № 2. – С. 29–31.
8. Постников В. С. Внутреннее трение в металлах / В. С. Постников. – М.: Металлургия, 1969. – 332 с.
9. Постников В. С. Температурная зависимость внутреннего трения чистых металлов и сплавов / В. С. Постников // Успехи физических наук. – 1958. – Т. LXVI. – Вып. 1. – С. 43–77.
10. Ниблетт Д. Внутреннее трение в металлах, связанное с дислокациями / Д. Ниблетт, Дж. Уилкс // Успехи физических наук. – 1963. – Т. LXXX. – Вып. 1. – С. 125–187.
11. Puskar A. Internal friction of materials / A. Puskar. – Cambridge: Cambridge International Science Publishing, 2001. – 238 p.
12. Зиньковский А. П. Демпфирующая способность конструктивных элементов с наноструктурированными покрытиями / А. П. Зиньковский, И. Г. Токарь // Вестник двигателестроения. – 2009. – № 2. – С. 36–41.

13. Писаренко Г. С. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. – К. : Наукова думка, 1971. – 376 с.

14. Low-frequency internal friction of $\alpha+\beta$ titanium alloy SP-700 / X. S. Guan, H. Numakura, M. Koiwa, K. Hasegawa, C. Ouchi // *Materials Science and Engineering*, 1999. – A 272. – P. 230–237.

15. Chiaki Ouchi. Microstructural characteristics and unique properties obtained by solution treating or aging in b-rich $\alpha+\beta$ titanium alloy / Chiaki Ouchi, Hideaki Fukai, Kohei Hasegawa // *Materials Science and Engineering* – 1999. – A 263. – P. 132–136.

16. Валиев Р. З. Объемные наноструктурные металлические материалы: получение, структура и свойства / Р. З. Валиев, И. В. Александров. – М. : Академкнига, 2007. – 397 с.

17. Мулюков Р. Р. Внутреннее трение субмикроструктурного металла / Р. Р. Мулюков // *МиТОМ*. – 1999. – № 5. – С. 14–17.

REFERENCES

1. Zabelin S. F., Dorozhkov A. A. (2011). *Uchenye zapiski ZabGGPU*. Vol. 3. pp. 85-92. [in Russian].

2. Maslov A. P. (2008). *ОТР*. Vol. 2. pp.10-14. [in Russian].

3. Pavlenko D. V., Tkach D. V., Kachan A. Ya. (2013). *Vestnik dvigatelestroeniya*. Vol. 1. pp. 148-154. [in Russian].

4. Olshaneckiy V. E., Stepanova L. P., Greshta V. L., Pavlenko D. V., Tkach D. V. (2013). *Metallovedenie i termicheskaya obrabotka metallov*. Vol. 11. pp. 29-33. [in Russian].

5. Ovchinnikov A. V., Pavlenko D. V., Kachan A. Ya, Shevchenko V. G. (2007). *Novye materialy i tehnologii v metallurgii i mashinostroenii*. Vol. 1. pp. 27-31. [in Russian].

6. Andreaus Ugo, Daniela Iacoviello. (2013). Springer. Vol. VIII. 204 p.

7. Loskutov A. E., Oleynik A. E. (2010). *Zdorov'ya Ukraini*. Vol. 2. pp. 29-31. [in Russian].

8. Postnikov V. S. (1969). *Vnutrennee trenie v metallah*. M. Metallurgiya. 332 p. [in Russian].

9. Postnikov V. S. (1958). *Uspehi fizicheskikh nauk*. Vol. LXVI. Issue 1. pp. 43-77. [in Russian].

10. Niblett D. (1963). *Uspehi fizicheskikh nauk*. Vol. LXXX, Vissue. 1. pp. 125-187. [in Russian].

11. Puskar A. (2001). *Internal friction of materials*. Cambridge. Cambridge International Science Publishing. 238 p.

Zinkovskiy A. P., Tokar I. G. (2009). *Vestnik dvigatelestroeniya*. Vol. 2. pp 36-41. [in Russian].

18. Устинов А. И. Диссипативные свойства наноструктурированных материалов / А. И. Устинов // *Проблемы прочности*. – 2008. – № 5. – С. 96–104.

19. Ustinov A. I. Damping capacity of nanotwinned copper / A. I. Ustinov, V. S. Skorodzievskii, E. V. Fesiun // *Acta Mat.* – 2008. – Vol. 56. – P. 3770–3776.

20. Писаренко Г. С. Методы определения характеристик демпфирования колебаний упругих систем / Г. С. Писаренко, В. В. Матвеев, А. П. Яковлев. – К. : Наук. думка, 1976. – 86 с.

21. Титановые сплавы в машиностроении / Б. Б. Чечулин, С. С. Ушков, И. Н. Разуваева, В. Н. Гольдфайн. – Л. : Машиностроение, 1977. – 248 с.

22. О возможной роли дефектов кристаллического строения в механизмах нанофрагментации зеренной структуры при интенсивной холодной пластической деформации металлов и сплавов / [А. И. Лотков, А. А. Батурин, В. Н. Гришков и др. // *Физическая мезомеханика*. – 2007. – Т. 10, № 3. – С. 67–79.

12. Pisarenko G. S., Yakovlev A. P., Matveev V. V. (1971). *Vibropogloschayushchie svoystva konstrukcionnykh materialov*. K. Naukova dumka. 376 p. [in Russian].

13. Guan X. S., Numakura H., Koiwa M., Hasegawa K., Ouchi C. (1999). *Materials Science and Engineering*. Vol. A272. pp. 230–237.

14. Chiaki Ouchi, Hideaki Fukai, Kohei Hasegawa. (1999). *Materials Science and Engineering*. Vol. A263. pp. 132-136.

15. Valiev R. Z., Aleksandrov I. V. (2007). *Obemnye nanostrukturnye metallicheskie materialy: poluchenie, struktura i svoystva*. M. Akademkniga. 397 p. [in Russian].

16. Mulyukov R. R. (1999). *МиТОМ*. Vol. 5. pp. 14-17. [in Russian].

17. Ustinov A. I. (2008). *Problemy prochnosti*. Vol. 5. pp. 96-104. [in Russian].

18. Ustinov A. I., Skorodzievskii V. S., Fesiun E. V. (2008). *Acta Mat*. Vol. 56. pp. 3770-3776.

19. Pisarenko G. S. Matveev V. V., Yakovlev V. V. (1976). *Metody opredeleniya harakteristik dempfirovaniya kolebaniy uprugih system*. K. Nauk. dumka. 86 p. [in Russian].

20. Chechulin B. B., Ushkov S. S., Razuvaeva I. N., Goldfayn V. N. (1977). *Titanovye splavy v mashinostroenii*. L. Mashinostroenie. 248 p. [in Russian].

Lotkov A. I., Baturin A. A., Grishkov V. N. (2007). *Fizicheskaya mezomehanika*. Vol. 10, Issue 3. pp. 67-79. [in Russian].

УГОДА ПРО ПЕРЕДАЧУ АВТОРСЬКИХ ПРАВ

Ми, автор (автори) рукопису статті, що публікується в «Журналі інженерних наук», у разі її прийняття до опублікування передаємо засновникам та редколегії «Журналу інженерних наук» права на:

- публікацію цієї статті українською (російською, англійською) мовою та розповсюдження її друкованої версії;
- переклад статті англійською мовою (для статей українською або російською мовою) та розповсюдження друкованої версії перекладу;
- розповсюдження електронної версії статті, а також електронної версії англійського перекладу статті (для статей українською або російською мовою) через **будь-які** електронні засоби (розміщення на офіційному web-сайті журналу, в електронних базах даних, репозитаріях тощо).

При цьому зберігаємо за собою право **без узгодження** з редколегією та засновниками:

- використовувати матеріали статті повністю або частково з освітньою метою;
- використовувати матеріали статті повністю або частково для написання власних дисертацій;
- використовувати матеріали статті для підготовки тез, доповідей конференцій, а також усних презентацій;
- розміщувати електронні копії статті (у тому числі кінцеву електронну версію, завантажену з офіційного web-сайта журналу) на:
 - a) **персональних** web-ресурсах усіх авторів (web-сайти, web-сторінки, блоги тощо);
 - b) web-ресурсах установ, де працюють автори (включно з електронними інституційними репозитаріями);
 - c) **некомерційних** web-ресурсах відкритого доступу (наприклад, arXiv.org).

В усіх випадках наявність бібліографічного посилання на статтю або гіперпосилання на її електронну копію на офіційному web-сайті журналу є **обов'язковою**.

Цією угодою ми також засвідчуємо, що поданий рукопис:

- не порушує авторських прав інших осіб або організацій;
- не був опублікований раніше в інших видавництвах і не був поданий до публікації в інші видання.

Адреса редакційної колегії:	вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007
Телефони:	(+38 0542) 68-78-52, (+38 0542) 33-41-09
Електронна адреса:	jes.sumdu@gmail.com
Web-site:	http://jes.sumdu.edu.ua/

Свідоцтво про Державну
реєстрацію друкованого засобу масової інформації
КВ № 20499-10299 ПР від 11.12.2013

Міністерство освіти і науки України

The Ministry of Education and Science of Ukraine

Министерство образования и науки Украины

ЖУРНАЛ ІНЖЕНЕРНИХ НАУК

JOURNAL OF ENGINEERING SCIENCES

ЖУРНАЛ ИНЖЕНЕРНЫХ НАУК

Науковий журнал

Scientific Journal

Научный журнал

Відповідальний за випуск

Д. В. Криворучко

Комп'ютерне складання та верстання:

О. В. Івченко, А. С. Юнак

Коректори:

Н. А. Гавриленко, Н. З. Ключко, Н. В. Лисогуб, С. М. Симоненко

Підписано до друку 13.11.2014. Формат 60 x 84 / 8.

Папір офс. Друк офс.

Ум. друк. арк. 6,46. Обл.-вид. арк. 6,13.

Наклад 100 пр. Замовлення № 894.

Сумський державний університет. 40007, м., Суми, вул. Римського-Корсакова, 2

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру

ДК № 3062 від 17.12.2007.

Надруковано у друкарні СумДУ
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007