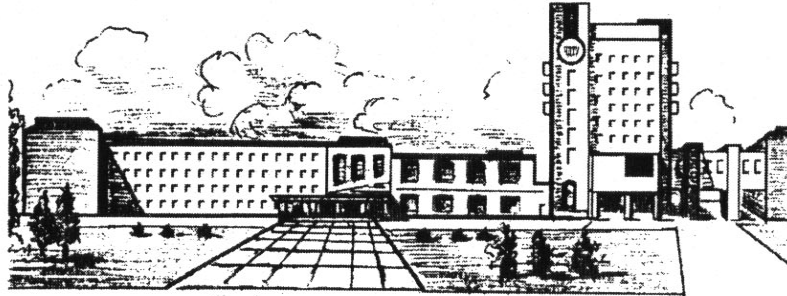


ISSN 2411-5363 (print)
ISSN 2519-4569 (online)

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЧЕРНІГІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**



ТЕХНІЧНІ НАУКИ ТА ТЕХНОЛОГІЇ

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

№ 4 (14)

Чернігів 2018

Друкується за рішенням вченої ради Чернігівського національного технологічного університету (протокол № 11 від 26.11.2018 р.). Науковий журнал «Технічні науки та технології» внесено до переліку наукових фахових видань України, затвердженого Наказом Міністерства освіти і науки України від 28.12.2017 р. № 1714.

Технічні науки та технології : науковий журнал / Чернігів. нац. технол. ун-т. – Чернігів : Т38 ЧНТУ, 2018. – № 4 (14). – 270 с.

У цьому випуску журналу «Технічні науки та технології» вміщено статті, присвячені теоретичним та експериментальним дослідженням у науковому напрямі «Технічні науки»: механічна інженерія, електрична інженерія, інформаційні технології, хімічна та біоінженерія, виробництво та технології, архітектура та будівництво. Статті прорецензовані провідними вченими у відповідних галузях знань.

Журнал «Технічні науки та технології» буде корисним для науковців, науково-педагогічних працівників, докторантів, аспірантів та студентів технічних спеціальностей закладів вищої освіти.

УДК 62:67.05

Головний редактор:

Казимир В. В., доктор технічних наук, професор, Чернігівський національний технологічний університет.

Заступник головного редактора:

Сапон С. П., кандидат технічних наук, доцент, Чернігівський національний технологічний університет.

Члени редакційної колегії:

Прикладна механіка, матеріалознавство та машинобудування

Бойко С. В., кандидат технічних наук, доцент, Чернігівський національний технологічний університет;
Болотов Г. П., доктор технічних наук, професор, Чернігівський національний технологічний університет;
Дубенець В. Г., доктор технічних наук, професор, Чернігівський національний технологічний університет;
Єрошенко А. М., кандидат технічних наук, доцент, Чернігівський національний технологічний університет;
Кальченко В. І., доктор технічних наук, професор, Чернігівський національний технологічний університет;
Кальченко В. В., доктор технічних наук, професор, Чернігівський національний технологічний університет;
Новомлинець О. О., доктор технічних наук, професор, Чернігівський національний технологічний університет;
Пилипенко О. І., доктор технічних наук, професор, Чернігівський національний технологічний університет.

Інформаційно-комп'ютерні технології

Азаров О. Д., доктор технічних наук, професор, Вінницький національний технічний університет;
Вархола Міхал, доктор технічних наук, професор, Технічний університет в Кошице (Словаччина);
Джон Н. Девис, доктор технічних наук, професор, університет Глиндор, Рексем, Великобританія;
Зайцев С. В., доктор технічних наук, доцент, Чернігівський національний технологічний університет;
Литвинов В. В., доктор технічних наук, професор, Чернігівський національний технологічний університет.

Енергетика, електротехніка та електромеханіка

Вінніков Д., доктор технічних наук, професор, Таллінський університет технологій (Естонія);
Волков І. В., доктор технічних наук, професор, Інститут електродинаміки НАН України;
Галкін І., доктор технічних наук, професор, Ризький технічний університет (Латвія);
Гусев О. О., кандидат технічних наук, доцент, Чернігівський національний технологічний університет;
Денисов Ю. О., доктор технічних наук, професор, Чернігівський національний технологічний університет;
Ромеро-Кадавал Е., доктор технічних наук, професор, Університет Естремадури (Іспанія);
Скоробогатова В. І., доктор технічних наук, професор, Чернігівський національний технологічний університет.

Хімічні та харчові технології

Самохвалова О. В., кандидат технічних наук, професор, Харківський державний університет харчування та торгівлі;

Сиза О. І., доктор технічних наук, професор, Чернігівський національний технологічний університет;
Цибуля С. Д., доктор технічних наук, професор, Чернігівський національний технологічний університет.

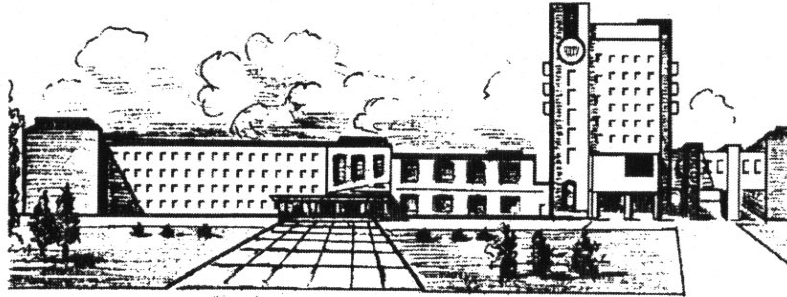
Будівництво та геодезія

Вінніков Ю. Л., доктор технічних наук, професор, Полтавський національний технічний університет;
Шульц Р. В., доктор технічних наук, професор, Київський національний університет будівництва і архітектури.



ISSN 2411-5363 (print)
ISSN 2519-4569 (online)

**MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE
CHERNIHIV NATIONAL UNIVERSITY OF TECHNOLOGY**



TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

SCIENTIFIC JOURNAL

ISSUE № 4 (14)

Chernihiv 2018

UDC 62:67.05
DOI: 10.25140/2411-5363-2018-4(14)

Published by the decision of the Academic Council of the Chernihiv National University of Technology (protocol № 11 dated 26.11.2018). Scientific journal “Technical sciences and technologies” is included into the list of scientific specialized editions of Ukraine, approved by the Order of the Ministry of Education and Science of Ukraine dated December 28, 2017 № 1714.

Technical sciences and technologies: scientific journal / Chernihiv National University of Technology. – Chernihiv : Chernihiv National University of Technology, 2018. – № 4 (14). – 270 p.

This issue of the journal “Technical sciences and technologies” contains articles devoted to theoretical and experimental research in the scientific direction "Technical Sciences": mechanical engineering, electrical engineering, information technology, chemical and bioengineering, manufacturing and technology, architecture and construction. The articles are reviewed by leading scientists in relevant fields of knowledge.

Journal “Technical sciences and technologies” will be useful for the scientific and technical workers, postgraduates, master students and students of higher technical educational establishment.

UDC 62:67.05

Editor in chief:

Kazymyr V. V., Doctor of Technical Sciences, Professor, Chernihiv National University of Technology (ChNUT).

Deputy Editor in chief:

Sapon S. P., PhD in Technical Sciences, Associate Professor; ChNUT.

Members of the Editorial Board:

Applied mechanics, materials science and machine building

Boyko S. V., PhD in Technical Sciences, Associate Professor; ChNUT;

Bolotov H. P., Doctor of Technical Sciences, Professor; ChNUT;

Dubenets V. H., Doctor of Technical Sciences, Professor, ChNUT;

Yeroshenko A. M., PhD in Technical Sciences, Associate Professor; ChNUT.

Kalchenko V. I., Doctor of Technical Sciences, Professor; ChNUT;

Kalchenko V. V., Doctor of Technical Sciences, Professor; ChNUT;

Novomlynets O. O., Doctor of Technical Sciences, Professor; ChNUT;

Pilipenko O. I., Doctor of Technical Sciences, Professor, ChNUT.

Information and computer technologies

Azarov O. D., Doctor of Technical Sciences, Professor, Vinnytsia National Technical University;

Yarchola Michal, Professor, President of the Academic society of Michal Baludansky, Slovakia;

John N. Davies, Professor, Department of Computer Science, Glyndwr University, Wrexham, U.K.;

Zaitsev S. V., Doctor of Technical Sciences, ChNUT;

Lytvynov V. V., Doctor of Technical Sciences, Professor; ChNUT.

Power engineering, electrical engineering and electromechanical engineering

Vinnikov D., Doctor of Science, Senior Researcher, Head of Power Electronics R&D Group, Tallinn University of Technology, Tallinn, Estonia;

Volkov I. V., Doctor of Technical Sciences, Professor, Institute of Electrodynamics of the National Academy of Sciences of Ukraine;

Galkin I., Doctor of Science, Professor, Riga Technical University, Riga, Latvia;

Husev O. O., PhD in Technical Sciences, Associate Professor; ChNUT;

Denysov Yu. A., Doctor of Technical Sciences, Professor; ChNUT;

Romero-Cadaval E., Doctor of Science, Professor, University of Extremadura, Badajoz, Spain;

Skorobohatova V. I., Doctor of Technical Sciences, Professor; ChNUT.

Chemical and food technologies

Samokhvalova O. V., PhD in Technical Sciences, Professor, Kharkiv State University of Food Technology and Trade;

Syza O. I., Doctor of Technical Sciences, Professor; ChNUT;

Tsybulia S. D., Doctor of Technical Sciences, Professor; ChNUT.

Construction and geodesy

Vynnykov Y. L., Doctor of Technical Sciences, Professor, Poltava National Technical Yuri Kondratyuk University;

Shults R. V., Doctor of Technical Sciences, Professor, Kyiv national university of construction and architecture.



ЗМІСТ

РОЗДІЛ 1. ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА, МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО
ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

<i>Кальченко В., Кологойда А., Кужельний Я., Морочко В.</i> Однопрохідне доводочне шліфування зі схрещеними осями круга та циліндричної деталі.....	9
<i>Кальченко В., Сіра Н., Кальченко Д., Аксьонова О.</i> Дослідження процесу фрезерування циліндричних поверхонь зі схрещеними осями інструмента та вала	18
<i>Кузьмич Л.</i> Механічні впливи на надійність складних технічних систем.....	28
<i>Пасов Г., Венжега В.</i> Анімаційне моделювання гідроциліндрів та пневмокамер для створення прямолінійного поступального руху.....	34
<i>Шапвалов О., Колесник Д., Пилипенко О.</i> Навантаженість зубчастих передач вертольотних редукторів та їх напружено-деформований стан.....	41
<i>Ткачешак Н., Горбійчук М.</i> Діагностика помпажу газотурбінного двигуна на основі S-дискримінанта	55
<i>Gmíterko A., Miková E., Prada E.</i> Analysis of air-spring for a link of hyper-redundant manipulator.....	66
<i>Vagaš M.</i> Safety and risk assessment at automated workplace.....	78
<i>Hroncová D.</i> Multibody systems and simulation in MATLAB.....	84
<i>Janos R., Dobias D.</i> Design of industrial robot with increased locomotion.....	95
<i>Tuleja P., Demko M.</i> Analysis of the aspects that determine the selection of the drive system for a vehicle driven by compressed	101
<i>Virgala I., Filakovský F.</i> Concertina locomotion of a snake robot in the pipe.....	109

РОЗДІЛ II. ІНФОРМАЦІЙНО-КОМП'ЮТЕРНІ ТЕХНОЛОГІЇ

<i>Стеценко І., Суханюк М., Шишкін В.</i> Інформаційна система розумного відеореєстратора	118
<i>Тесля Ю., Хлевна Ю., Єгорченков О.</i> Технологічні аспекти реалізації конкретизованої методології управління проектами.....	128
<i>Арутюнян В.</i> Клієнт-серверна модель інформаційної системи масового оповіщення населення	136
<i>Kopp A., Орловский Д.</i> Анализ и оптимизация моделей бизнес-процессов в нотациях EPC и BPMN	145
<i>Кривченко Ю.</i> Комп'ютерне моделювання самоорганізації кластерних систем: залежність структури від особливостей генезису	153
<i>Šarga P., Trebiňa F., Grejták B.</i> Design of control for the device using for the de-termination of residual stresses by ring-core method.....	162

РОЗДІЛ III. ЕНЕРГЕТИКА, ЕЛЕКТРОТЕХНІКА ТА ЕЛЕКТРОМЕХАНІКА

<i>Волканін Є., Бойко С., Городній О., Борисенко О., Димерець А.</i> Автоматизація процесу магнітної сепарації наночастинок.....	169
<i>Kelemen M.</i> Design of puck collecting robot.....	178
<i>Фесенко А., Гусев О., Чуб А., Вінніков Д., Матюшкін О.</i> Огляд масогабаритних та вартісних параметрів комерційних сонячних інверторів	183
<i>Gmíterko A.</i> Line recognition sensors	194
<i>Višňovský M., Rákay R., Galajdová A., Šimšík D.</i> Proposal of the module for experimental workplace based on platform INDUSTRY 4.0.....	201
<i>Semjon J., Grexa J., Mako P.</i> Design of docking system for mobile robotics platform type AGV	210
<i>Marcinko P., Juruš O.</i> An experimental workplace with Scara robot.....	216

РОЗДІЛ IV. ХІМІЧНІ ТА ХАРЧОВІ ТЕХНОЛОГІЇ

Мотузка Ю., Яценко Л., Мотузка О. Математичне моделювання комплексних показників якості продуктів для ентерального харчування на етапах їх життєвого циклу 223

Савченко О., Лемеш М., Гунько Д., Сиза О., Челябієва В. Технологія виготовлення житньо-пшеничного хліба на заквасках із використанням перцю болгарського сухого 230

РОЗДІЛ V. БУДІВНИЦТВО ТА ГЕОДЕЗІЯ

Корнієнко І., Терещук О., Корнієнко С. Геоінформаційне моделювання пріоритетності чищення сегментів вулично-дорожньої мережі за критерієм інтенсивності руху громадського транспорту 238

Бурачек В., Крячок С., Малік Т., Мамонтова Л., Немих В. Автоматизована система геодезичного моніторингу злітно-посадкової смуги 248

Іванишин В., Чорний Є. Техніка й технологія видобутку підземних вод із Чернігівського родовища 258

ОСНОВНІ ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ ТА ПОДАЧІ РУКОПИСІВ НАУКОВИХ СТАТЕЙ 269

CONTENT

APPLIED MECHANICS, MATERIALS SCIENCE AND MACHINE BUILDING

<i>Kalchenko V., Kolohoida A., Kuzhelnyi Ya., Morochko V.</i> Single pass finishing grinding with crossed axes tool and cylindrical part	9
<i>Kalchenko V., Sira N., Kalchenko D., Aksonova O.</i> Investigation of the milling cylindrical surfaces process with tool and shaft crossed axes	18
<i>Kuzmych L.</i> Mechanical impacts on the reliability of complex technical systems	28
<i>Pasov H., Venzhega V.</i> Animation modeling of hydrocylinders and pneumatic camera for establishing a primary linear motion.....	34
<i>Shapovalov O., Kolesnik D., Pilipenko O.</i> Load capacity of gearing of helicopter reducers and their stress-strained state.....	41
<i>Tkacheshak N., Horbiichuk M.</i> Diagnostics of gas-turbine engine surging on the basis of the S-discriminant.....	55
<i>Gmiterko A., Miková L., Prada E.</i> Analysis of air-spring for a link of hyper-redundant manipulator.....	66
<i>Vagaš M.</i> Safety and risk assessment at automated workplace.....	78
<i>Hroncová D.</i> Multibody systems and simulation in MATLAB	84
<i>Janos R., Dobias D.</i> Design of industrial robot with increased locomotion.....	95
<i>Tuleja P., Demko M.</i> Analysis of the aspects that determine the selection of the drive system for a vehicle driven by compressed	101
<i>Virgala I., Filakovský F.</i> Concertina locomotion of a snake robot in the pipe.....	109

SECTION II. INFORMATION AND COMPUTER TECHNOLOGIES

<i>Stetsenko I., Sukhaniuk M., Shyshkin V.</i> Smart DVR information system	118
<i>Teslia Iu., Khlevna Iu., Yehorchenkov O.</i> Technological aspects of the specified project management methodology implementation	128
<i>Arutiunian V.</i> Customer-server model of the information of mass notification in emergency situations system.....	136
<i>Kopp A., Orlovskiy D.</i> Analysis and optimization of epc and bpmn business process models.....	145
<i>Kryvchenko Yu.</i> Computer simulation of self-organization of cluster systems: dependence of structure of genesis and control parameters	153
<i>Šarga P., Trebuňa F., Grejták B.</i> Design of control for the device using for the de-termination of residual stresses by ring-core method.....	162

POWER ENGINEERING, ELECTRICAL ENGINEERING
AND ELECTROMECHANICAL ENGINEERING

<i>Volkanin Ye., Boiko S., Gorodny O., Borysenko O., Dymyrets A.</i> Automatization of the nanochastic magnetic seating process.....	169
<i>Kelemen M.</i> Design of puck collecting robot.....	178
<i>Fesenko A., Husev O., Chub A., Vinnikov D., Matiushkin O.</i> Overview of mass-size and cost parameters for commercial pv-inverters	183
<i>Gmiterko A.</i> Line recognition sensors	194
<i>Višňovský M., Rákay R., Galajdová A., Šimšík D.</i> Proposal of the module for experimental workplace based on platform INDUSTRY 4.0.....	201
<i>Semjon J., Grexa J., Mako P.</i> Design of docking system for mobile robotics platform type AGV	210
<i>Marcinko P., Juruš O.</i> An experimental workplace with Scara robot.....	216

SECTION IV. CHEMICAL AND FOOD TECHNOLOGIES

Motuzka Iu., Yaschenko L., Motuzka O. Mathematical modeling of complex quality indicators for enteral nutrition foods by phase of their life cycle 223

Savchenko O., Lemesh M., Gunko D., Syza O., Cheliabieva V. Manufacturing technology of rye and wheat bread on the basis of sourdough and dry sweet pepper 230

SECTION V. CONSTRUCTION AND GEODESY

Kornienko I., Tereshchuk O., Kornienko S. Geoinformation modeling of the priority of cleaning of high-road network segments under criteria of intensity of public transportation 238

Burachek V., Kryachok S., Malik T., Mamontova L., Niemykh V. Automated system of geodetic monitoring of the runway 248

Ivanyslyn V., Chorny E. Technique and technology of groundwater extraction of the Chernihiv field 258

BASIC REQUIREMENTS FOR EXECUTION AND SUBMISSION OF MANUSCRIPTS OF SCIENTIFIC ARTICLES 269

РОЗДІЛ І. ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА, МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.923.42

DOI: 10.25140/2411-5363-2018-4(14)-9-17

Віталій Кальченко, Антоніна Кологойда, Ярослав Кужельний, Володимир Морочко ОДНОПРОХІДНЕ ДОВОДОЧНЕ ШЛІФУВАННЯ ЗІ СХРЕЩЕНИМИ ОСЯМИ КРУГА ТА ЦИЛІНДРИЧНОЇ ДЕТАЛІ

Актуальність теми дослідження. При шліфуванні циліндричних деталей на фінішних операціях через нерівномірний знос інструмента відбувається погіршення вихідної точності обробки.

Постановка проблеми. Кінцева точність деталей забезпечується доводочними операціями. При використанні схеми круглого шліфування спостерігаються значні температурні навантаження та нераціональне розподілення зрізаного шару вздовж кромки інструмента та його нерівномірний знос.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відомі способи глибинного шліфування зі схрещеними осями інструмента та циліндричної деталі, де кут орієнтації інструмента вибирається з умови досягнення найбільшої продуктивності обробки. З огляду на великі припуски на обробку температура в зоні шліфування досягає значних величин, що викликає зміну фізико-механічних властивостей поверхневого шару деталі.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. Нині не розроблено метод однопрохідного доводочного шліфування циліндричних деталей, що забезпечує необхідну точність фінішної обробки одночасно з досягненням максимальної продуктивності.

Постановка завдання. Розроблення нового способу однопрохідного доводочного шліфування циліндричних деталей орієнтованим інструментом. Створення загальної модульної 3D моделі різальної поверхні шліфувального круга, процесу формоутворення та зняття припуску. На базі запропонованої моделі визначити основні характеристики процесу обробки.

Виклад основного матеріалу. Розроблено новий спосіб однопрохідного доводочного шліфування циліндричної поверхні орієнтованим шліфувальним кругом. При цьому орієнтація інструмента визначається з умови повного завантаження різальної кромки та переважно залежить від припуску на обробку й висоти шліфувального круга. Оптимальна осьова подача вибирається з умови досягнення необхідної геометричної точності поверхні, а збільшення продуктивності обробки досягається за рахунок підвищення швидкості обертання деталі. Для нового способу однопрохідного доводочного шліфування розроблені модульні 3D моделі процесу формоутворення та зняття припуску. Запропонована методика визначення одиничних сил різання та питомої продуктивності обробки.

Висновки відповідно до статті. Запропоновано новий спосіб однопрохідного доводочного шліфування поверхні циліндричного валика орієнтованим абразивним інструментом. Розроблені модульні 3D моделі зняття припуску та формоутворення.

Ключові слова: шліфування; орієнтований інструмент; тривимірне моделювання; сили різання; шорсткість.

Рис.: 6. Бібл.: 9.

Постановка проблеми. Вимоги до якості оброблених поверхонь постійно зростають, що зумовлено потребою збільшення ресурсу обладнання та точності його роботи. Кінцева якість деталей забезпечується доводочними операціями. Найбільш поширеним способом фінішної обробки циліндричних поверхонь є кругле шліфування, при цьому осі обертання шліфувального круга й деталі перебувають у одній площині. Враховуючи кінематику процесу, основна частина припуску знімається периферією круга, водночас спостерігаються значні температурні навантаження та нераціональне розподілення зрізаного шару вздовж кромки інструмента, унаслідок чого відбувається його нерівномірний знос і, відповідно, зниження точності обробленої поверхні.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відомі способи глибинного шліфування зі схрещеними осями інструмента та циліндричної деталі [1; 2; 3], де кут орієнтації інструмента вибирається з умови досягнення найбільшої продуктивності обробки. З огляду на великі припуски на обробку температура в зоні шліфування досягає значних величин, що викликає зміну фізико-механічних властивостей поверхневого шару деталі. Також відомий метод шліфування [4] голчастої поверхні валиків карданних машин, в якому кут повороту шліфувального круга відносно осі, що перпендикулярна до осей деталі та круга і проходить через формоутворюючу ділянку, вибирається з умови повного завантаження різальної кромки інструмента, а подача на оберт – з умови максимально допустимої теплонапруженості. Для таких схем шліфування створені модульні 3D

моделі процесу зняття припуску та формоутворення, на базі яких було проведено дослідження точності обробки суцільної та переривчастої циліндричної поверхонь деталі, визначені силові залежності та температурні режими процесу шліфування.

Нині набувають поширення методики визначення сил різання з використанням методу кінцевих елементів [5] у таких програмних продуктах, як Ansys, Abaqus, LS-Dyna та інші. Так, наприклад, у роботі [6] визначено сили різання в процесі шліфування, які діють на одне абразивне зерно. У роботі наведені залежності розподілу складових сил різання вздовж конічної поверхні абразивного зерна в радіальному та осьовому напрямках, що дає змогу більш точно спрогнозувати поведінку окремих абразивних зерен та інструмента загалом, визначити критичні режими різання та характер зносу шліфувального круга.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. Однак не розроблено метод однопрохідного доводочного шліфування циліндричних деталей, головною метою якого є забезпечення необхідної точності фінішної обробки одночасно з досягненням максимальної продуктивності. Не уточнені методи розрахунку основних параметрів процесу при знятті невеликих припусків.

Мета статті. Головною метою роботи є розробка нового способу однопрохідного доводочного шліфування циліндричних деталей орієнтованим інструментом. Створення загальної модульної 3D моделі різальної поверхні шліфувального круга, процесу формоутворення та зняття припуску. На базі запропонованої моделі визначити основні характеристики процесу обробки.

Виклад основного матеріалу. Широко відомі способи глибинного шліфування циліндричних деталей орієнтованим інструментом. При цьому значна частина припуску зрізується торцем шліфувального круга або заправленою ділянкою периферії інструмента. У будь-якому випадку величина матеріалу, що знімається за один прохід, розбивається на декілька частин, що дозволяє розвантажити периферію круга та виділити деяку калібруючу ділянку, що і забезпечить кінцеву точність обробки [1; 3]. Ці схеми є оптимальними для високошвидкісного глибинного шліфування зі зняттям значного шару матеріалу, однак при однопрохідному доводочному шліфуванні з глибинами різання близько 0,01–0,3 мм вихідна точність обробки є недостатньою.

Запропоновано схему фінішної обробки гладкої циліндричної поверхні зі схрещеними осями інструмента та деталі (рис. 1). При цьому шліфувальний круг 1 повертають навколо осі Y_u , що перпендикулярна до осей обертання круга та деталі 2, і яка перебуває на відстані C від торця інструмента. Величину кута орієнтації інструмента β вибирають з умови повної завантаженості периферії інструмента, при цьому його торцева частина не бере участі в обробці (рис. 2). Зміщення осі Y_u , відносно якої здійснюють поворот інструмента, забезпечує наявність калібруючої ділянки довжиною C , що підвищує вихідну точність обробки циліндричного валика. Значення осьової подачі деталі визначається з умови досягнення необхідної шорсткості обробки.

Для забезпечення повного завантаження різальної кромки шліфувального круга необхідно повернути його таким чином, щоб деяка точка A , що знаходиться на перетині периферії та торця круга, збігалась з точкою на зовнішній поверхні заготовки радіусом $R_z = R_d + t$ (рис. 2). Довжина хорди AD визначається з рівняння

$$L_x = \sqrt{R_z^2 - R_d^2} = \sqrt{(R_d + t)^2 - R_d^2}, \quad (1)$$

де L_x – довжина хорди AC ; R_z – радіус заготовки; R_d – радіус деталі; t – глибина різання.

Тоді кут повороту β шліфувального круга

$$\beta = \frac{L_x}{B - C} = \frac{\sqrt{(R_d + t)^2 - R_d^2}}{B - C}, \quad (2)$$

де B – висота круга; C – довжина калібруючої ділянки круга.

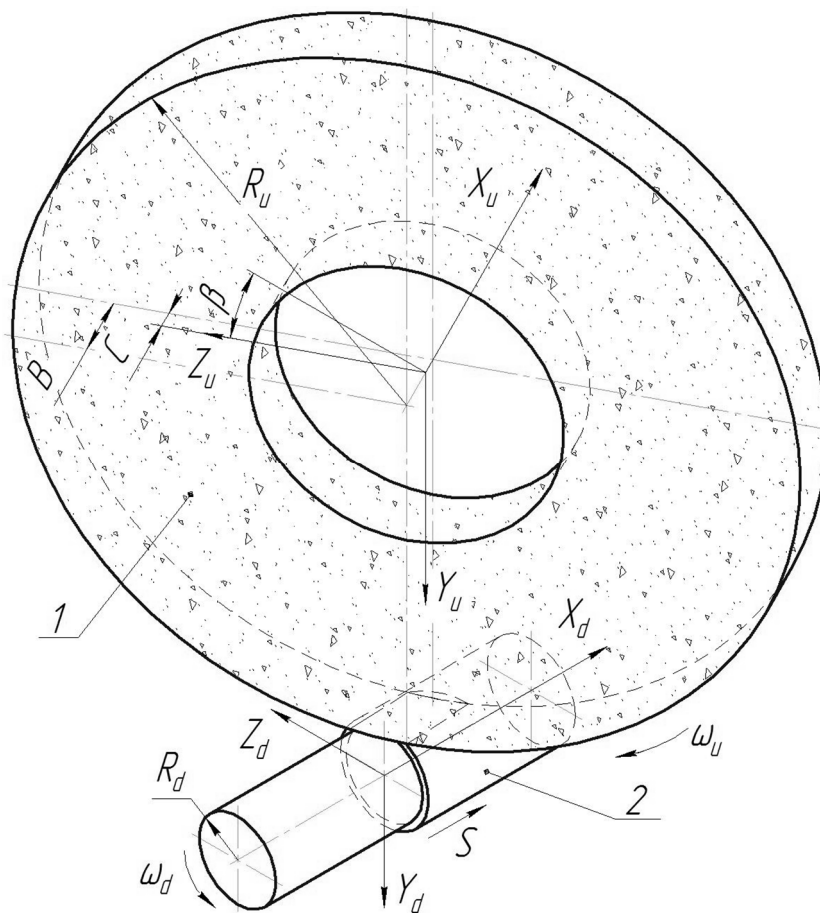


Рис. 1. Схема однопрохідного доводочного шліфування

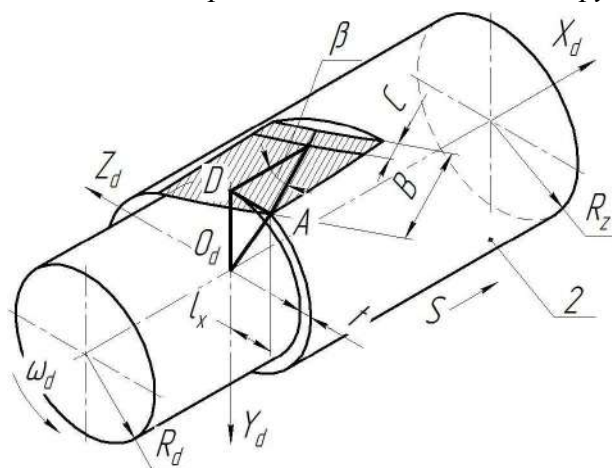


Рис. 2. Схема визначення кута орієнтації інструмента

На значення кута орієнтації шліфувального круга значною мірою буде впливати його висота B та глибина різання t . На рис. 3 наведено графіки залежності кута повороту інструмента при зміні висоти круга B (рис. 3, а) та глибини різання t (рис. 3, б). Аналіз графіка (рис. 3, а) показує, що при збільшенні висоти круга, за умови постійної довжини калібруючої ділянки, оптимальний кут повороту інструмента зменшується, а при збільшенні глибини шліфування (рис. 3, б) кут орієнтації інструмента збільшується.

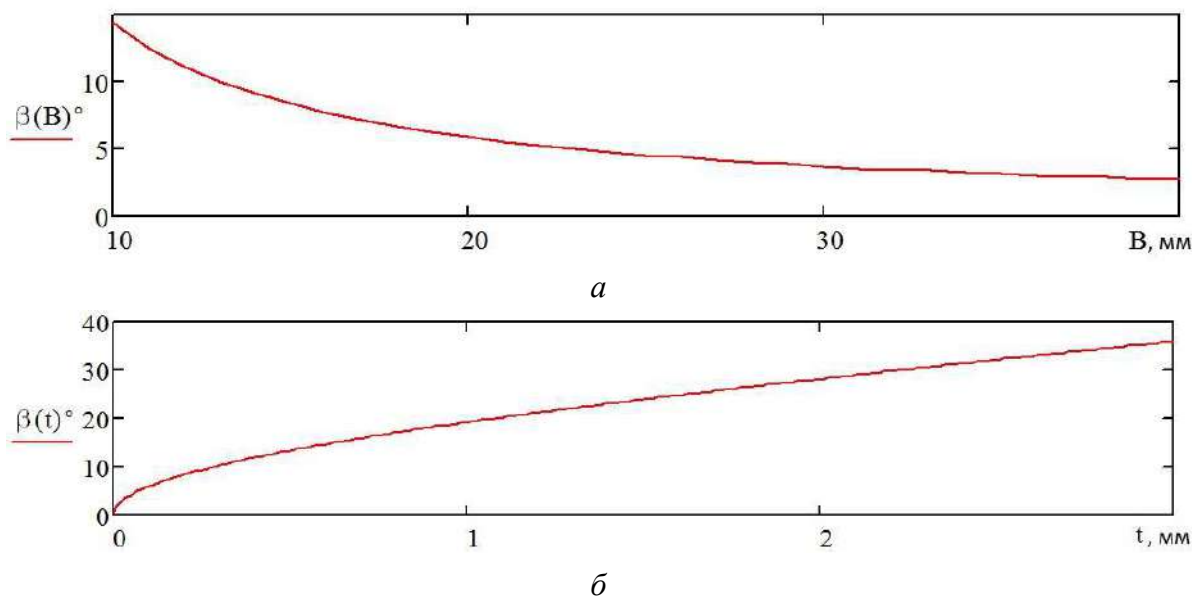


Рис. 3. Графік зміни кута орієнтації інструмента:
 а – залежно від висоти круга; б – залежно від глибини різання

З метою визначення значення оптимальної подачі деталі та інших характеристик процесу однопрохідного доводочного шліфування проведемо модульне 3D моделювання процесу формоутворення та зняття припуску, з використанням матричного апарату [3; 7].

Радіус вектор поверхні інструмента визначається циліндричним модулем

$$Shk(x, \theta) = C_{x, \theta}^u = M1(x) \cdot M4(\theta) \cdot M2(R_u) \cdot e4, \quad (3)$$

де $e4$ – одиничний радіус вектор початку координат; $M1...M6$ – матриці переміщення та повороту відносно координатних осей; $C_{x, \theta}^u$ – циліндричний модуль інструментальної поверхні; $R_u = 100 \text{ мм}$ – радіус шліфувального круга; $x = 0...B$ – лінійна координата на периферії круга, яка змінюється від 0 до значення висоти інструмента $B = 20 \text{ мм}$; $\theta = 0...360^\circ$ – кутова координата профілю шліфувального круга.

З метою визначення профілю обробленої деталі необхідно шліфувальний круг перенести в систему координат деталі, що досягається введенням матриці переносу, а для правильної орієнтації інструмента відносно деталі вводиться модуль орієнтації.

$$M^{nep} \cdot C_{\beta}^o = M2(-y_c) \cdot M5(-\beta) \cdot M1(-B + C), \quad (4)$$

де $M^{nep} = M2(-y_c)$ – матриця переходу із системи координат інструмента в систему координат деталі; $C_{\beta}^o = M5(-\beta) \cdot M1(-B + C)$ – циліндричний модуль орієнтації інструмента; β – кут повороту шліфувального круга; $y_c = R_u + R_d$ – відстань між осями інструмента та деталі; C – довжина калібрувальної частини круга.

Процес обробки деталі та отримання її номінального профілю описується модулем формоутворення

$$C_{\theta_d}^{\phi} = M1(\theta_d \cdot p_z) \cdot M4(\theta_d), \quad (5)$$

де $C_{\theta_d}^{\phi}$ – циліндричний модуль формоутворення; θ_d – кутовий параметр деталі (кут повороту навколо власної осі); $p_z = \frac{S}{2 \cdot \pi}$ – крок гвинтової лінії подачі; $S = 10 \text{ мм}$ – осьова подача деталі.

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

Отже, поверхня деталі може бути описана рівнянням

$$\begin{aligned}
 Det(x, \theta, \theta_d) &= C^{\phi_{\theta_d}} \cdot M^{nep} \cdot C^o_{\beta} \cdot C^u_{x,\theta} \cdot e4 = \\
 &= M1(\theta_d \cdot p_z) \cdot M4(\theta_d) \cdot M2(-y_c) \cdot M5(-\beta) \cdot M1(-B + C) \cdot M1(x) \cdot M4(\theta) \cdot M2(R_u) \cdot e4.
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

Для остаточного визначення профілю деталі скористаємося рівнянням:

$$\frac{\partial \det(x, \theta, \theta_d)}{\partial x} \times \frac{\partial \det(x, \theta, \theta_d)}{\partial \theta} \cdot \frac{\partial \det(x, \theta, \theta_d)}{\partial \theta_d} = 0.
 \tag{7}$$

Точки лінії контакту інструмента та деталі можна знайти, використовуючи розрахунковий блок

$$\begin{aligned}
 &\theta \leftarrow 0 \\
 &\text{for } j \in 0..N \\
 &\quad x \leftarrow x_{\min} + \frac{x_{\max}}{N} \cdot j \\
 &\quad \theta \leftarrow \text{root} \left(\frac{\partial \bar{r}(x, \theta, \theta_d)}{\partial x} \times \frac{\partial \bar{r}(x, \theta, \theta_d)}{\partial \theta} \cdot \frac{\partial \bar{r}(x, \theta, \theta_d)}{\partial \theta_d}, \theta \right), \\
 &\quad M^{(j+1)} \leftarrow \begin{pmatrix} x \\ \theta \end{pmatrix} \\
 &M^T,
 \end{aligned}
 \tag{8}$$

де $x_{\min} = 0$, $x_{\max} = B$ - мінімальна та максимальна координати точок на профілю шліфувального круга; N - кількість точок на периферії інструмента, які розглядають для визначення лінії контакту; θ - кутова координата точки контакту на поверхні інструмента; M - матриця координат точок лінії контакту.

Для зручності подальшої роботи виконаємо інтерполяцію точок лінії контакту у функціональну залежність за допомогою функції:

$$LK(x) = \text{int erp}(cspline(LK^{(1)}, LK^{(2)}), LK^{(1)}, LK^{(2)}, x).
 \tag{9}$$

Відповідність отриманої функції початковому набору точок наведено на рис. 4.

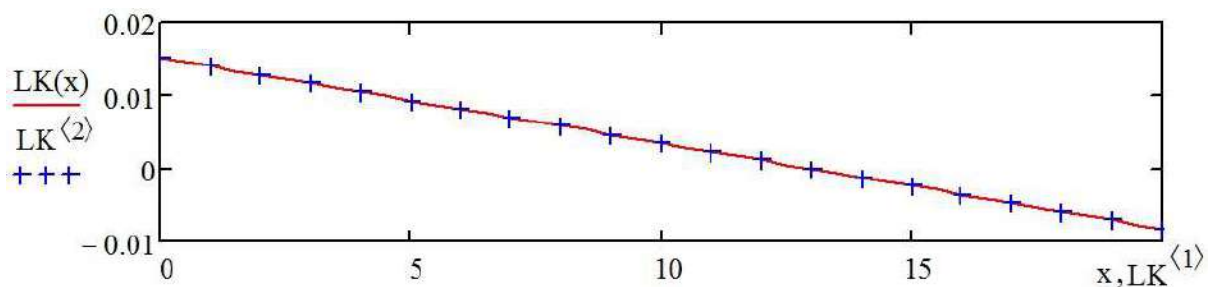


Рис. 4. Положення точок лінії контакту на периферії інструмента

Тоді рівняння лінії контакту інструмента й деталі при однопрохідному доводочному шліфуванні має вигляд

$$\begin{aligned}
 LK(x) &= M1(0 \cdot p_z) \cdot M4(0) \cdot M2(-y_c) \times \\
 &\times M5(-\beta) \cdot M1(-B + C) \cdot M1(x) \cdot M4(LK(x)) \cdot M2(R_u) \cdot e4.
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

Радіус-вектор поверхні деталі описується таким рівнянням

$$\begin{aligned}
 Det(x, \theta, \theta_d) &= M1(\theta_d \cdot p_z) \cdot M4(\theta_d) \cdot M2(-y_c) \times \\
 &\times M5(-\beta) \cdot M1(-B + C) \cdot M1(x) \cdot M4(LK(X)) \cdot M2(R_u) \cdot e4.
 \end{aligned}
 \tag{11}$$

Радіус-вектор поверхні інструмента

$$Shk(x, \theta) = M2(-y_c) \cdot M5(-\beta) \cdot M1(-B + C) \cdot M1(x) \cdot M4(\theta) \cdot M2(R_u) \cdot e4. \quad (12)$$

Модульні 3D моделі поверхонь деталі, інструмента та лінії їх контакту описані рівняннями (9), (10), (11) і зображені на рис. 5.

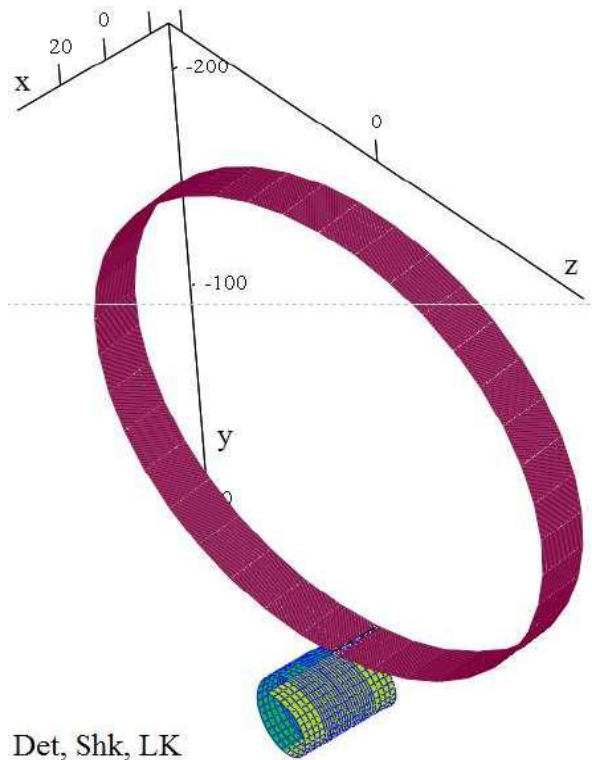


Рис. 5. Модульні 3D моделі деталі, інструмента та лінії їх контакту

Для знаходження геометричної шорсткості деталі опишемо рівняння сліду профіля деталі в площині ОХУ, для цього скористаємося наступним розрахунковим блоком

$$Sil = \begin{cases} k_{\min} \leftarrow 0 \\ \text{for } j \in 0..N \\ k \leftarrow k_{\min} + \frac{k_{\max}}{N} \cdot j \\ x \leftarrow Det(k, 0)_{1,1} \\ y \leftarrow Det(k, 0)_{2,1} \\ M^{(j+1)} \leftarrow \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} \\ M^T, \end{cases} \quad (13)$$

де $k_{\min} = 0$, $k_{\max} = B$ – мінімальна та максимальна координати точок на профілю деталі в осьовому перерізі; N – кількість точок на деталі, які розглядають для визначення сліду від шліфувального круга; M – матриця координат точок сліду.

Знаючи рівняння для декількох послідовних осьових слідів, можна спрогнозувати вихідний профіль деталі (рис. 6) та визначити геометричну шорсткість поверхні за координатою точки перетину двох послідовних слідів

$$Ra(x1) = Sil(x1) - Det(x1) = 1,69 \text{ мкм}, \quad (14)$$

де $x1$ – координата по осі X перетину двох послідовних слідів круга на поверхні деталі.

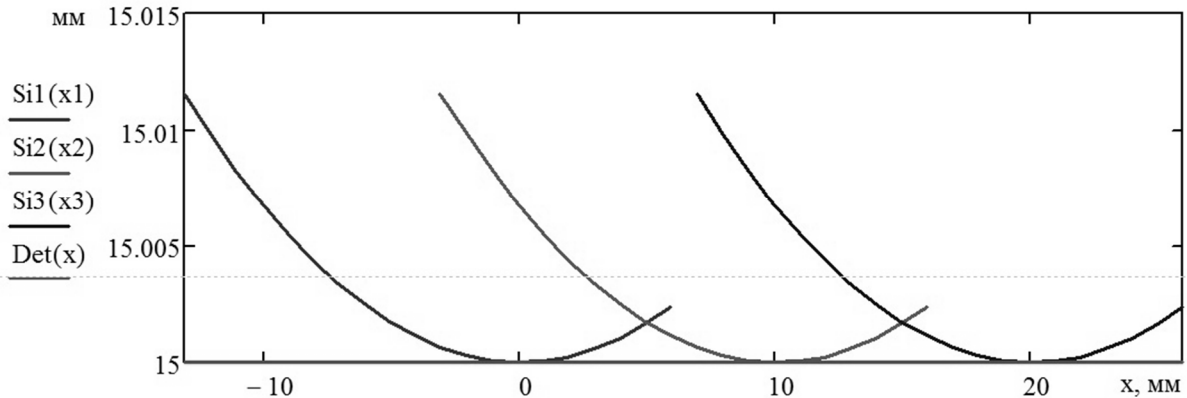


Рис. 6. Геометричний осьовий профіль поверхні деталі

Тобто при подачі на оберт, яка дорівнює $S = 0,5 \cdot B = 10$, геометрична шорсткість поверхні становить $Ra(x1) = 1,69$ мкм. Оптимальну осьову подачу визначаємо з умови досягнення необхідної точності профілю, а для досягнення необхідної продуктивності збільшуємо швидкість обертання деталі. Геометричну шорсткість поверхні, при різних значеннях подачі на оберт, орієнтовно можна визначити за рис. 6.

Питому продуктивність доводочного шліфування можна визначити з виразу [8; 9]

$$Q(x) = \int_{\theta_1}^{\theta_2} Vn(x, \theta) \cdot Shk(x) d\theta, \quad (15)$$

де θ_1, θ_2 – кути входу та виходу круга в деталь; $Vn(x, \theta)$ – добуток швидкості відносно-го руху на одиничну нормаль на поверхні круга в точці з координатами (u, i) .

При визначенні товщини зрізаного шару металу однією різальною кромкою необхідно враховувати різновисотність різальних кромки [9]. Рельєф поверхні шліфувального круга описується законом бета-розподілу:

$$Nz(x) = Nn \cdot A \cdot \int_0^x t^{\gamma-1} \cdot (1-t)^{\eta-1} dt, \quad (16)$$

де $Nz(x)$ – кількість різальних кромки на довжині 1 мм на рівні x ; x – приведений рівень шліфувального круга, на якому визначається $Nz(x)$; n, γ, η – параметри бета-розподілу.

Силу різання, що діє в зоні обробки, на кожне абразивне зерно можна знайти за методикою, запропонованою Л. М. Філімоновим [9]. На окрему різальну кромку діють сили зсуву P_{co} , тертя P_{mp} та інерції P_{un} :

$$P^r = P_{co}^r + P_{mp}^r + P_{un}^r = \frac{\tau_s \cdot az \cdot b \cdot \sin(\beta + \varphi_s)}{\sin(\beta) \cdot \sin(\varphi_s)} + \frac{\pi \cdot \tau_s \cdot b^2 \cdot \mu}{12 \cdot \mu_s} + az \cdot b \cdot \rho_t \cdot V_{un}^2 \cdot \left(1 - \frac{\sin(\beta) \cdot \sin(\gamma)}{\cos(\beta - \gamma)}\right), \quad (17)$$

$$P^n = P_{co}^n + P_{mp}^n + P_{un}^n = \frac{\tau_s \cdot az \cdot b \cdot \cos(\beta + \varphi_s)}{\sin(\beta) \cdot \sin(\varphi_s)} + \frac{\pi \cdot \tau_s \cdot b^2}{12 \cdot \mu_s} + az \cdot b \cdot \rho_t \cdot V_{un}^2 \cdot \left(1 - \frac{\sin(\beta) \cdot \cos(\gamma)}{\cos(\beta - \gamma)}\right), \quad (18)$$

де P^r, P^n – тангенціальна і нормальна сили мікрорізання одним абразивним зерном; τ_s – напруження зсуву; b – ширина площини врізання; β – кут зсуву матеріалу деталі; φ_s – кут тертя в площині зсуву μ_s, μ – коефіцієнти тертя в площині зсуву і на задній поверхні кромки; ρ_t – густина матеріалу заготовки; V_{un} – швидкість шліфування; γ – передній кут різальної кромки.

Висновки відповідно до статті. Запропоновано новий спосіб однопрохідного доводочного шліфування поверхні циліндричного валика орієнтованим абразивним інструментом. При цьому орієнтація інструмента визначається з умови повного завантаження різальної кромки та переважно залежить від припуску на обробку й висоти шліфувального круга. Оптимальна осьова подача вибирається з умови досягнення необхідної геометричної точності поверхні, а збільшення продуктивності обробки досягається підвищенням швидкості обертання деталі. Для нового способу однопрохідного доводочного шліфування розроблені модульні 3D моделі процесу формоутворення та зняття припуску. Запропонована методика визначення одиничних сил різання та питомої продуктивності обробки.

Список використаних джерел

1. Кальченко В. И. Определение составляющих силы резания при глубинном шлифовании поверхностей вращения ориентированным эльборовым кругом / В. И. Кальченко, Н. Н. Погиба, Д. В. Кальченко // *Сверхтвердые материалы: научно-теоретический журнал*. – 2012. – № 2 – С. 58–73.
2. Kalchenko V. V., Yeroshenko A. M., Boiko S. V., Sira, N. M. Determination of cutting forces in grinding with crossed axes of tool and workpiece // *Acta mechanica et automatica*. – 2017. – Vol. 11, no. 1. – Pp. 58–63.
3. Грабченко А. И. Шлифование со скрещивающимися осями инструмента и детали : монография / А. И. Грабченко, В. И. Кальченко, В. В. Кальченко. – Чернигов : ЧГТУ, 2009. – 356 с.
4. Кологойда, А. В. Визначення силових залежностей при заточуванні голчастої гарнітури / А. В. Кологойда // *Технічні науки та технології*. – 2016. – № 4 (6). – С. 70–75.
5. Криворучко Д. В. Моделирование процессов резания методом конечных элементов: методологические основы : монография / Д. В. Криворучко, В. А. Залого ; под общей ред. В. А. Залого. – Сумы : Университетская книга, 2012. – 434 с.
6. Дослідження сил різання одиничного абразивного зерна при шліфуванні зі схрещеними осями круга та деталі / В. І. Кальченко, В. В. Кальченко, Н. М. Сіра, Я. В. Кужельний // *Технічні науки та технології*. – 2018. – №2 (12). – С. 59–68.
7. Портман В. Т. Точность металлорежущих станков / В. Т. Портман, Д. Н. Решетов. – М., 1986. – 320 с.
8. Маслов Е. Н. Теория шлифования материалов / Е. Н. Маслов. – М. : Машиностроение, 1974. – 320 с.
9. Филимонов Л.Н. Высокоскоростное шлифование / Л. Н. Филимонов. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1979. – 248 с.

References

1. Kalchenko, V. I., Pogiba, N. N. & Kalchenko, D. V. (2012). *Opredelenie sostavliaiushchikh sily rezaniia pri glubinnom shlifovanii poverkhnostei vrashcheniia orientirovannym elborovym krugom* [Determination of the components of the cutting force for deep grinding of surfaces of revolution by an oriented elbor wheel]. *Sverkhтвердые материалы – Superhard materials*, 2 (196), 58-73 [in Russian].
2. Kalchenko, V., Yeroshenko, A., et al. (2017). *Determination Of Cutting Forces In Grinding With Crossed Axes Of Tool And Workpiece*. *Acta mechanica et automatica*, 11, 1, 58-63 [in English].
3. Grabchenko, A. I., Kalchenko, V. I., Kalchenko, V. V. (2009). *Shlifovanie so skreshchivaiushchimisia osiami instrumenta i detali* [Grinding with crossed axes tool and workpiece]. Chernigov: ChGTU [in Russian].
4. Kolohoida, A. V. (2016). *Vyznachennia sylovykh zalezhnostei pry zatochuvanni holchastoi harnitury* [Determination of power dependencies when sharpening a needle headset]. *Tekhnichni nauky ta tekhnolohii – Technical sciences and technologies*, 4 (6), 84–88 [in Ukrainian].
5. Krivoruchko, D. V., Zaloga, V. A. (2012). *Modelirovanie protsessov rezaniia metodom konechnykh elementov: metodologicheskie osnovy* [Modeling of finite element cutting processes: methodological foundations]. Sumy: Universitetskaia kniga [in Russian].
6. Kalchenko, V. I., Kalchenko, V. V., Sira, N. M., Kuzhelnyi, Ya. V. (2018). *Doslidzhennia syl ryzania odynychnoho abrazyvnoho zerna pry shlifuvanni zi skhreshchenymy osiamy kruha ta detali* [Investigation of the cutting forces of a single abrasive grain when grinding with crossed axes of a circle and a part]. *Tekhnichni nauky ta tekhnolohii – Technical sciences and technologies*, 2(12), 59-68 [in Ukrainian].
7. Portaman, V. T., Reshetov, D. N. (1986). *Tochnost metallovezhuschih stankov* [Accuracy of machine tools]. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

8. Maslov, E. N. (1974). *Teoriya shlifovaniya materialov [Theory of grinding materials]*. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].

9. Filimonov, L. N. (1979). *Vysokoskorostnoe shlifovanie [High-speed grinding]*. Leningrad: Mashinostroenie leningradskoe otделение [in Russian].

UDC 621.923.42

Vitalii Kalchenko, Antonina Kolohoida, Yaroslav Kuzhelnyi, Volodymyr Morochko

SINGLE PASS FINISHING GRINDING WITH CROSSED AXES TOOL AND CYLINDRICAL PART

Urgency of the research. There is a deterioration in output machining accuracy when grinding cylindrical parts in finishing operations due to uneven tool wear.

Target setting. Finite accuracy of parts is ensured by fine-tuning operations. When using the round grinding scheme, there are significant temperature loads and uneven distribution of the cut layer along the tool edge and its uneven wear.

Actual scientific researches and issues analysis. Known methods of deep grinding with crossed axes of the tool and the cylindrical part, where the angle of orientation of the tool is selected from the condition of achieving the highest processing performance. Given the large allowances for processing, the temperature in the grinding zone reaches significant values, which causes a change in the physicochemical properties of the surface layer of the part.

Uninvestigated parts of general matters defining. The method of single-pass finishing grinding of cylindrical parts has not been developed, which main goal is to ensure the required accuracy of finishing with the achievement of maximum productivity.

The research objective. Development of a new method for single-pass finishing grinding of cylindrical parts with an oriented tool. Creating a common modular 3D model of the cutting surface of the grinding wheel, the process of shaping and removing the stock. Based on the proposed model, the definition of the main characteristics of the process.

The statement of basic materials. A new method of single-pass finishing grinding of a cylindrical surface with an oriented grinding wheel has been developed. At the same time, the orientation of the tool is determined from the condition of full loading of the cutting edge and mainly depends on the machining allowance and the height of the grinding wheel. The optimal axial feed is selected from the condition of achieving the required geometric accuracy of the surface, and the increase in processing performance is achieved by increasing the speed of rotation of the part. Modular 3D models of the process of shaping and removing the allowance have been developed for the single-pass finishing grinding method. The proposed method for the determination of unit cutting forces and specific processing performance.

Conclusions. A new method of single-pass finishing grinding the surface of a cylindrical roller with an oriented abrasive tool is proposed. Modular 3D models of stock removal and shaping is developed.

Keywords: grinding; oriented tool; 3D modeling; forces of cutting; roughness.

Fig.: 6. References: 9.

Кальченко Віталій Іванович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобільного транспорту та галузевого машинобудування, Чернігівський національний технологічний університет (вул. Шевченка, 95, м. Чернігів, 14035, Україна).

Kalchenko Vitalii – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Road Transport and Industrial Engineering Department, Chernihiv National University of Technology (95 Shevchenka Str., 14035 Chernihiv, Ukraine).

E-mail: kalchenkovi@ukr.net

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-9850-7875>

ResearcherID: G-9477-2014

Кологойда Антоніна Вікторівна – старший викладач кафедри автомобільного транспорту та галузевого машинобудування, Чернігівський національний технологічний університет (вул. Шевченка, 95, м. Чернігів, 14035, Україна).

Kolohoida Antonina – senior teacher of Road Transport Industry and Mechanical Engineering Department, Chernihiv National University of Technology (95 Shevchenko Str., 14035 Chernihiv, Ukraine).

E-mail: kolohoida@gmail.com

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-1742-2686>

ResearcherID: I-1118-2014

Кужельний Ярослав Володимирович – аспірант кафедри автомобільного транспорту та галузевого машинобудування, Чернігівський національний технологічний університет (вул. Шевченка, 95, м. Чернігів, 14035, Україна).

Kuzhelnyi Yaroslav – PhD student of the Department of Automobile Transport and Sectoral Machine Building, Chernihiv National University of Technology (95 Shevchenka Str., 14035 Chernihiv, Ukraine).

E-mail: k.y.v.immortal@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5269-8557>

ResearcherID: J-1127-2016

Морочко Володимир Вікторович – магістр, Чернігівський національний технологічний університет (вул. Шевченка, 95, м. Чернігів, 14035, Україна).

Morochko Volodymyr – master, Chernihiv National University of Technology (95 Shevchenka Str., 1405 Chernihiv, Ukraine).

E-mail: itmia@ukr.net

УДК 621.923.42

DOI: 10.25140/2411-5363-2018-4(14)-18-27

*Володимир Кальченко, Наталія Сіра, Дмитро Кальченко, Ольга Аксьонова***ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ФРЕЗЕРУВАННЯ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ ЗІ СХРЕЩЕНИМИ ОСЯМИ ІНСТРУМЕНТА ТА ВАЛА**

Актуальність теми дослідження. Забезпечення високих показників точності та якості циліндричних поверхонь при забезпеченні високої продуктивності їх обробки є актуальною задачею в машинобудуванні.

Постановка проблеми. Точність оброблених деталей залежить від стійкості інструменту. При глибинному фрезеруванні високої точності можливо досягти лише за кілька проходів. Проте, відсутня залежність площі шару металу, який зрізується, від кількості зубців фрези.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У відомих способах фрезерування циліндричних поверхонь відсутній рівномірний розподіл припуску вздовж зуба фрези. А чорнове фрезерування за один установ не забезпечує високу точність та якість обробки.

Виділення не вирішених раніше частин загальної проблеми. Спосіб фрезерування циліндричних поверхонь орієнтованим інструментом, який забезпечує високі показники точності, якості та продуктивності оброблення валів, не розроблено.

Постановка завдання. Розробка нового способу фрезерування циліндричних поверхонь зі схрещеними осями інструмента та вала, коли чорнове фрезерування здійснюється торцем різальної кромки інструмента, а чистове – її периферією. Створення загальних модульних 3D моделей інструмента, процесів зняття припуску та формоутворення з метою дослідження основних характеристик процесу фрезерування орієнтованим інструментом.

Виклад основного матеріалу. Розроблено спосіб фрезерування циліндричних поверхонь орієнтованим інструментом, коли чорнове фрезерування здійснюється торцем зуба інструмента, а чистове – його периферією. При цьому величина кута повороту інструмента при чорновій обробці вибирається із умови забезпечення максимального зняття припуску при рівномірному завантаженні торця різальної кромки фрези, а при чистовій – із умови забезпечення повного завантаження периферії інструменту та досягнення необхідної шорсткості. Збільшення продуктивності обробки при чистовому фрезеруванні забезпечується збільшенням частоти обертання деталі. Для нового способу фрезерування розроблені модульні 3D моделі процесу формоутворення та зняття припуску. Отримана залежність площі шару металу, який зрізується різальними кромками, від кількості зубців фрези.

Висновки і пропозиції. Запропонований новий спосіб фрезерування циліндричних поверхонь зі схрещеними осями інструмента та деталі. Проведені дослідження запропонованого способу на базі розроблених модульних 3D моделей зняття припуску та формоутворення.

Ключові слова: фрезерування, модульне тривимірне геометричне моделювання, орієнтований інструмент, формоутворення, циліндричний вал.

Рис.: 10. Бібл.: 12.

Актуальність теми дослідження. Більша частина продукції машинобудівних підприємств належить до групи тіл обертання, зокрема циліндричних поверхонь. Однією із головних тенденцій сучасного машинобудування є забезпечення високих показників точності та якості оброблених поверхонь, що пов'язано з умовами їх експлуатації.

Постановка проблеми. Продуктивним способом обробки зовнішніх циліндричних поверхонь є фрезерування, яке використовують при обробці шийок ступінчастих та колінчастих валів, гальмівних колодок тощо. Дослідження, удосконалення наявних та впровадження нових способів фрезерної обробки циліндричних деталей сприятиме забезпеченню високої точності та якості оброблених поверхонь, а також підвищить продуктивність фрезерування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У роботі [1] запропонований спосіб обробки поверхонь обертання великого діаметра (наприклад, валків прокатних станів) двома торцевими фрезами, осі яких схрещуються із віссю оброблюваної заготовки. Обробка при цьому здійснюється із поздовжньою подачею фрези вздовж осі заготовки. Однак у наведених дослідженнях висвітлені питання обробки лише відносно довгих поверхонь із поздовжньою подачею інструменту та коротких у разі її відсутності.

У роботах А. О. Етін [2] для окремих випадків наведені залежності, за якими можна визначити похибки обробки в поздовжньому й поперечному перерізах заготовки при фрезеруванні циліндричних деталей. Також дослідження процесів фрезерування тіл обертання описані в роботах [1; 3].

У роботах [4; 5] проведені дослідження фрезерування деталей типу тіл обертання набором дискових фрез (спосіб Rotomille). Перевагою такого способу є можливість отримати поверхню деталі за один установ. Однак цей спосіб не отримав широкого застосування. Істотними недоліками є складність виготовлення й експлуатації інструменту, а також те, що забезпечення високої жорсткості системи супроводжується зменшенням кругових подач, що призводить до зменшення продуктивності обробки.

У роботі [6] наведено геометричний аналіз похибок формоутворення при фрезеруванні поверхонь обертання торцевою фрезою.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. Відсутність загальних модульних тривимірних моделей інструмента, процесів зняття припуску та формоутворення при фрезеруванні циліндричних поверхонь зі схрещеними осями деталі та фрези. Не встановлена залежність площі шару металу, який зрізується окремими різальними кромками, від кількості зубців фрези.

Мета статті. Головною метою роботи є розробка нового способу фрезерування циліндричних поверхонь орієнтованим інструментом, який забезпечить підвищення продуктивності обробки, точності та якості деталей. Створення загальних модульних 3D-моделей інструмента, процесів зняття припуску та формоутворення. На базі розроблених моделей дослідити основні характеристики процесу фрезерування орієнтованим інструментом.

Виклад основного матеріалу. Схема процесу фрезерування зі схрещеними на кут γ осями вала 1 та фрези 2, представлена на рис. 1.

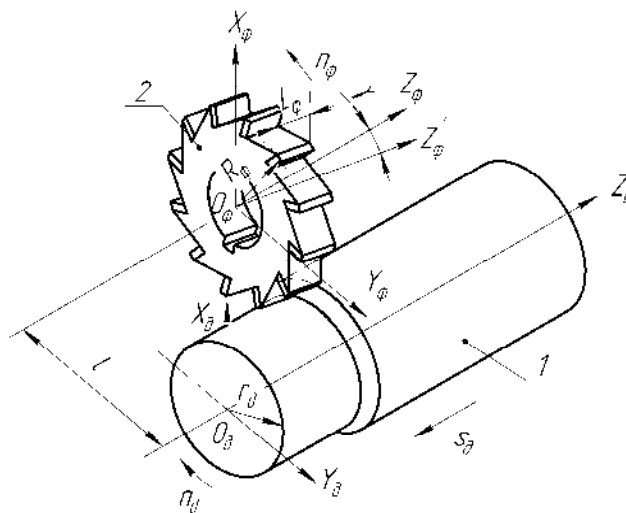


Рис. 1. Схема фрезерування циліндричного вала зі схрещеними осями інструмента та деталі

Задамо 3D модель інструментальної поверхні циліндричним модулем формоутворення з урахуванням зміни положення координати Z_ϕ вздовж профілю різальної кромки фрези та кутом її повороту α_ϕ навколо осі OZ_ϕ (рис. 1):

$$\bar{R}_\phi = M^{C\phi}_{Z_\phi \cdot \alpha_\phi \cdot R_\phi} \cdot \bar{e}_4, \tag{1}$$

де \bar{R}_ϕ – радіус-вектор точок фрези; $M^{C\phi}_{Z_\phi \cdot \alpha_\phi \cdot R_\phi}$ – циліндричний модуль формоутворення фрези; \bar{e}_4 – радіус-вектор початкової координати.

Циліндричний модуль формоутворення поверхні фрези описується як добуток матриць переміщень M_2, M_3 [7] вздовж осей Y_ϕ та Z_ϕ відповідно та матриці повороту M_6 навколо осі $O_\phi Z_\phi$:

$$M^{C\phi}_{Z_\phi \cdot \alpha_\phi \cdot R_\phi} = M_3(Z_\phi) \cdot M_6(\alpha) \cdot M_2(R_\phi), \tag{2}$$

де $Z_\phi = 0..L_\phi$ – лінійна координата вздовж периферії різальної кромки фрези, яка змінюється від 0 до значення ширини інструмента L_ϕ ; R_ϕ – зовнішній радіус фрези; $\alpha_\phi = 0...360^\circ$ – кутова координата вздовж профілю фрези.

Поверхня обробленої деталі представлена добутком радіус-вектора фрези, модуля її орієнтації в системі координат вала та модуля формоутворення деталі [7; 8]:

$$\bar{R}_\partial = M^C_{Z_\partial \cdot \delta \cdot l} \cdot M^S_{\gamma \cdot \chi} \cdot \bar{R}_\phi = M3(Z_\partial) \cdot M6(\beta_\partial) \cdot M2(l) \cdot M4(\gamma) \cdot M5(\chi), \quad (3)$$

де $M^C_{Z_\partial \cdot \delta \cdot l} = M3(Z_\partial) \cdot M6(\beta_\partial) \cdot M2(l)$ – циліндричний модуль, який описує рух інструмента відносно деталі; Z_∂ – подача деталі вздовж вісі $O_\partial Z_\partial$; β_∂ – кут повороту деталі; l – міжосьова відстань вала та фрези; $M^S_{\gamma \cdot \chi} = M4(\alpha) \cdot M5(\chi)$ – сферичний модуль орієнтації фрези в системі координат деталі; χ – кут повороту фрези в системі координат вала; γ – кут схрещення осей інструмента та деталі.

З урахуванням рівнянь (1) та (2) оброблена циліндрична поверхня при фрезеруванні зі схрещеними осями інструмента та деталі матиме вигляд:

$$\bar{R}_\partial = M^C_{Z_\partial \cdot \delta \cdot l} \cdot M^S_{\gamma \cdot \chi} \cdot M^{C\phi}_{Z_\phi \cdot \alpha_\phi} \cdot R_\phi \cdot \bar{e}4. \quad (4)$$

Для визначення профілю обробленого вала використовується умова контакту профілів інструмента і деталі в різні моменти часу [9; 10].

Для визначення лінії контакту 3 (рис. 2) різальної кромки фрези та циліндричного вала використовується методика, приведена в роботі [10]. На рис. 2: i – лінійна координата вздовж периферії різальної кромки фрези, $i_{rпоч}$ та $i_{rкін}$ – відповідно початкова та кінцева координати заокруглення різальної кромки фрези.

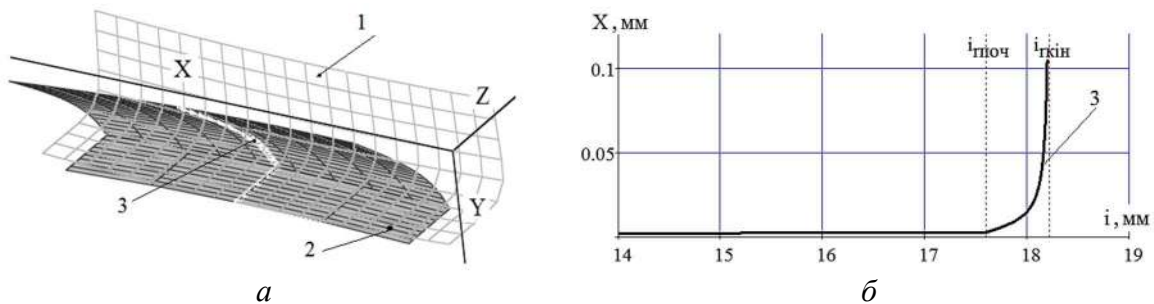


Рис. 2. Лінія контакту різальної кромки фрези та циліндричного вала

Пляма контакту фрези та циліндричного вала при фрезеруванні зі схрещеними осями інструмента й деталі приведена на рис. 3, де 1 – лінія контакту зовнішнього циліндра вала та різальної кромки фрези; 2 – лінія перетину різальної кромки фрези і торцевої поверхні вала; 3 – лінія контакту інструмента та деталі.

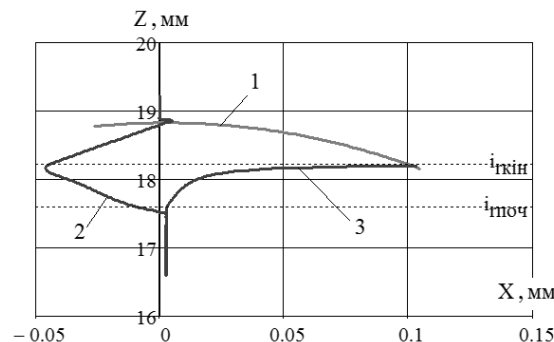


Рис. 3. Пляма контакту фрези і циліндричного вала

Схрещення осей інструмента та деталі спричиняє виникнення геометричної шорсткості Ra , яку можна визначити із [8] як різницю висот профілей $Pr_\partial(0)$ та $Pr_\partial(s_\partial/2)$ деталі в точці повороту круга і точці, яка розташована на відстані половини подачі на оберт деталі s_∂ відповідно: $Ra = Pr_\partial(0) - Pr_\partial(s_\partial/2)$.

На рис. 4 наведені залежності величини геометричної шорсткості Ra від величини подачі деталі: $s_d = 0,04$ мм/об (крива 1), $s_d = 0,08$ мм/об (крива 2). Як видно із графіків, збільшення подачі s_d деталі приводить до збільшення геометричної шорсткості Ra обробленої поверхні.

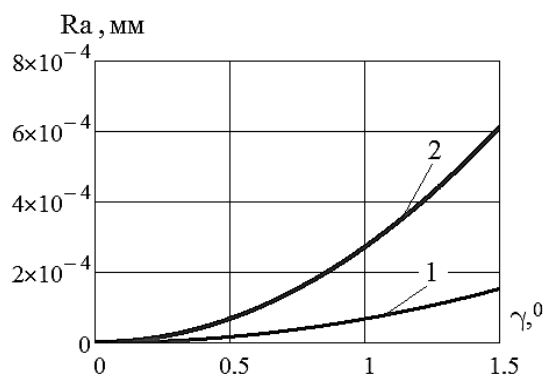


Рис. 4. Залежність геометричної шорсткості Ra від величини подачі деталі

На рис. 5 зображено графік розподілу питомої продуктивності фрезерування $Q(i)$ вздовж профілю різальної кромки фрези при обробці зі схрещеними осями інструмента та деталі. Величина питомої продуктивності визначається із (5).

$$Q = \int_{\chi} V_n \cdot R_{\phi} d\chi, \tag{5}$$

де V_n – проекція вектора відносної швидкості руху інструмента на напрямок нормалі до його поверхні.

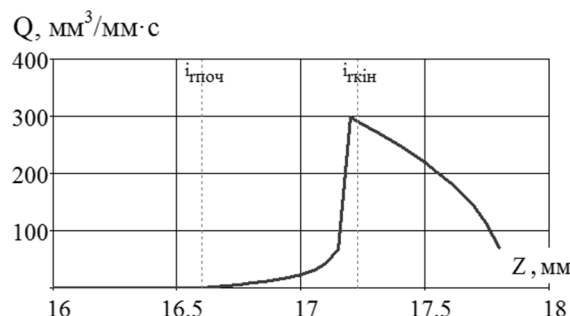


Рис. 5. Розподіл питомої продуктивності фрезерування вздовж профілю різальної кромки фрези

Аналіз графіка розподілу питомої продуктивності вздовж профілю різальної кромки фрези (рис. 5) показав, що фрезерування зі схрещеними осями інструмента та деталі забезпечує підвищення точності формоутворення завдяки рівномірному зносу різальної кромки фрези. Чорновий припуск знімається торцем різальної кромки (від координати $i_{rкін}$ до $i_{rпоч}$), а чистовий – розвантаженою периферійною ділянкою (до координати $i_{rпоч}$).

Отже, торцем та периферією інструмента доцільно проводити чорнове глибинне фрезерування нежорстких циліндричних деталей, а чистову обробку здійснювати тільки периферією інструменту, що забезпечить високу точність формоутворення.

При чорновому фрезеруванні циліндричної поверхні вала 1 (рис. 1) фрезу 2 повертають на кут γ , який вибирають із умови забезпечення максимального зняття припуску при рівномірному завантаженні торця різальної кромки інструмента [8]:

$$\gamma = 2s_d \sqrt{\frac{(R_{\phi} + r_3)^2}{4(r_3 + t)^2 \cdot R_{\phi}^2 - [2r_3(R_{\phi} - t) - t^2]^2}}, \tag{6}$$

де t – припуск під фрезерування; r_3 – радіус заготовки, $r_3 = r_d + t$, r_d – радіус деталі.

Чистове фрезерування здійснюється при куті схрещення γ осей фрези та деталі, який забезпечує повне завантаження периферії різальної кромки інструмента. Отже, інструмент 2 (рис. 6) необхідно перемістити так, щоб кінцева точка $i_{r\text{кін}}$ заокруглення периферії різальної кромки фрези знаходилася на радіусі r_3 заготовки 1.

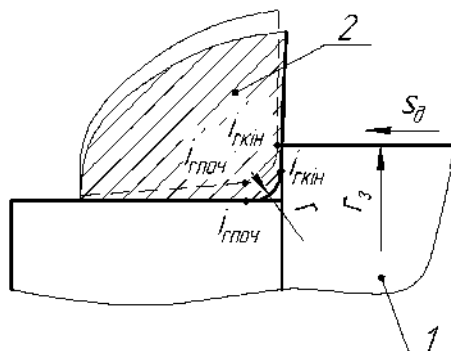


Рис. 6. Схема для визначення кута схрещення осей інструмента та деталі

Аналіз отриманих ліній контакту різальної кромки фрези та циліндричного вала при кутах схрещування їх осей $\gamma = 0,3^\circ$ (рис. 7, а), $\gamma = 0,5^\circ$ (рис. 7, б) та $\gamma = 1^\circ$ (рис. 2, б) показав, що переміщення точки $i_{r\text{кін}}$ в положення $i'_{r\text{кін}}$ (рис. 6) досягається збільшенням кута повороту інструмента.

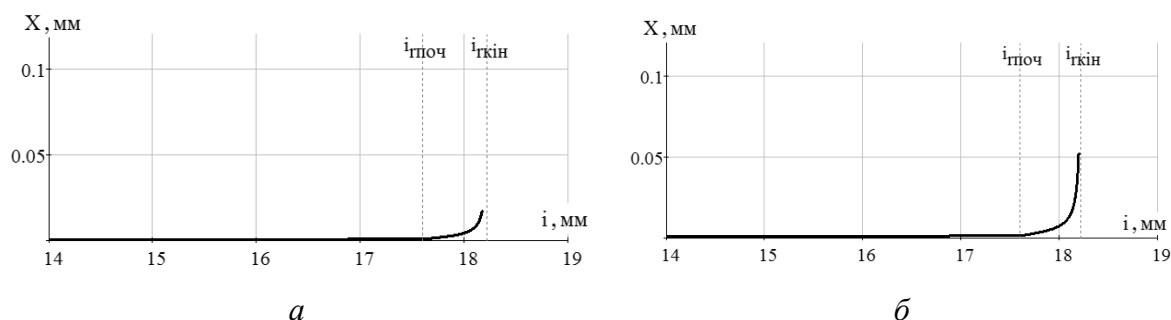


Рис. 7. Лінія контакту інструмента та деталі при різних кутах схрещування їх осей

При збільшенні кута повороту інструмента необхідно зменшувати подачу на оберт деталі, що, у свою чергу, зменшує продуктивність обробки. Тому з метою отримання високої продуктивності обробки при чистовому фрезеруванні циліндричного вала збільшують число його обертів. Висока стійкість різального інструменту при чистовій обробці забезпечується використанням фрез, оснащених пластинками з надтвердого матеріалу на основі кубічного нітриду бору, запропонованого в роботах [11; 12].

З метою визначення залежності площі шару металу, який зрізується різальними кромками фрези при заданій їх кількості, наведена схема фрезерування деталі 1 радіусом r_d циліндричною фрезою 2 радіусом R_ϕ з припуском на обробку t (рис. 8).

Початковий кут θ_ϕ контакту інструмента та заготовки радіусом r_3 можна визначити з такої залежності:

$$\theta_\phi = \arccos \left[\frac{R_\phi^2 + (R_\phi + r_d)^2 - r_3^2}{2 \cdot R_\phi + (R_\phi + r_d)} \right], \quad (7)$$

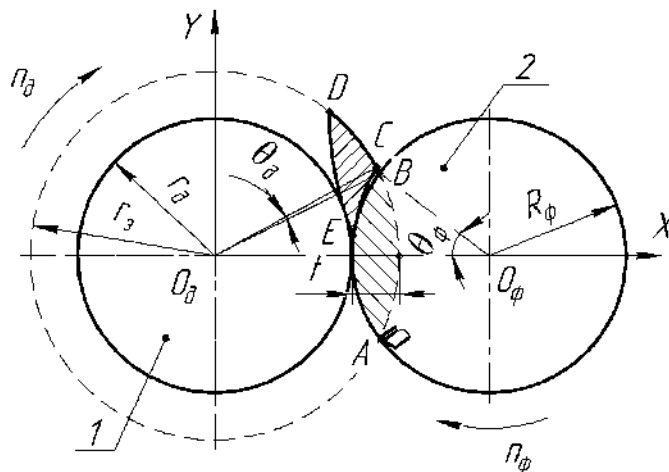


Рис. 8. Фрезерування циліндричного вала

У результаті одночасного обертального руху деталі та фрези за час повороту інструмента на кут θ_ϕ , деталь повернеться на кут θ_δ . Унаслідок чого вершина A першого зуба фрези 2 вийде із припуску не в точці B , а в точці C [2].

Визначимо поточний радіус точки контакту інструмента та заготовки в системі координат деталі :

$$r(\theta_\phi) = \sqrt{R_\phi^2 + (R_\phi + r_\delta)^2 - 2 \cdot \cos(\theta) \cdot R_\phi \cdot (R_\phi + r_\delta)} \quad (8)$$

Опишемо залежність кута повороту деталі $\theta_{1\delta}$ від кута повороту першого зуба фрези в процесі обробки:

$$\theta_{1\delta}(\theta_\phi) = a \cos \left[\frac{r(\theta_\phi)^2 + (R_\phi + r_\delta)^2 - R_\phi^2}{2 \cdot r(\theta_\phi) \cdot (R_\phi + r_\delta)} \right] + \frac{\theta_\phi}{k_\omega} \quad (9)$$

де k_ω – швидкісний коефіцієнт, який являє собою відношення кутових швидкостей обертання ω_ϕ і ω_δ відповідно інструмента та оброблюваної деталі.

Поточні координати $(x1(\theta_\phi); y1(\theta_\phi))$ точки контакту першого зуба фрези та заготовки з урахуванням відносного обертання деталі та інструмента можна визначити з таких залежностей:

$$x1(\theta_\phi) = r(\theta_\phi) \cdot \cos(\theta_{1\delta}(\theta_\phi)), \quad y1(\theta_\phi) = r(\theta_\phi) \cdot \sin(\theta_{1\delta}(\theta_\phi)) \quad (10)$$

Інтерполюючи отримані залежності (10) знайдемо рівняння лінії $f_{z1}(x)$ контакту першого зуба фрези та оброблюваної деталі:

$$f_{z1}(x) = \text{interp}(x, [x1(\theta_\phi), y1(\theta_\phi)], [x1(\theta_\phi), y1(\theta_\phi)], x) \quad (11)$$

Відповідно поточні координати $(x2(\theta_\phi); y2(\theta_\phi))$ точки контакту наступного зуба фрези та заготовки:

$$x2(\theta_\phi) = r(\theta_\phi) \cdot \cos(\theta_{2\delta}(\theta_\phi)), \quad y2(\theta_\phi) = r(\theta_\phi) \cdot \sin(\theta_{2\delta}(\theta_\phi)) \quad (12)$$

Залежність кута $\theta_{2\delta}$ повороту деталі від кута повороту наступного зуба фрези визначається із рівняння:

$$\theta_{2\delta}(\theta_\phi) = \theta_{2\delta}(\theta_\phi) + \theta_{z\delta} \quad (13)$$

$$\theta_{z\partial} = \frac{\phi}{k_{\omega}} = \frac{2 \cdot \pi}{z \cdot k_{\omega}}, \quad (14)$$

де $\theta_{z\partial}$ – кут повороту деталі при повороті фрези, коли в роботу вступає наступний зуб інструменту; ϕ – кут між сусідніми різальними кромками (вершинами зубців) фрези; z – кількість зубців фрези.

За описаною вище методикою отримане рівняння лінії $f_{z2}(x)$ контакту другого зуба фрези та оброблюваної деталі:

$$f_{z2}(x) = \text{interp}(\text{cspline}(x2(\theta_{\phi}), y2(\theta_{\phi})), x2(\theta_{\phi}), y2(\theta_{\phi}), x). \quad (15)$$

На рис. 9 отримані лінії контакту 1 і 2 відповідно першого та другого зубців фрези. Дослідження проводились для фрези діаметром 63 мм з кількістю зубців $z = 20$ та вала діаметром 52 мм, кутові швидкості обертання фрези $\omega_{\phi} = 115 \text{ c}^{-1}$, вала – $\omega_{\partial} = 30 \text{ c}^{-1}$.

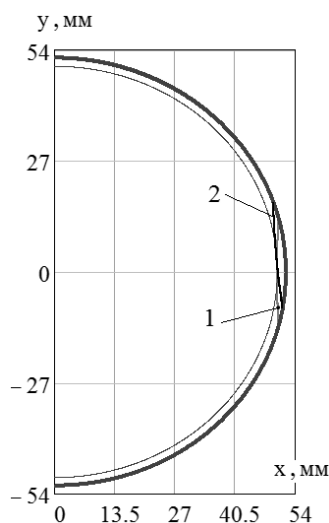


Рис. 9. Лінії контактів зубців фрези та оброблюваної деталі

Площу зрізу матеріалу із заготовки першим зубом фрези знаходимо як площу фігури, обмеженої кривою AC та дугою кола з радіусом r_3 (рис. 8):

$$S_1 = \int_x f_{z1}(x) dx + \int_x \sqrt{r_3^2 - x^2} dx. \quad (16)$$

Площу зрізу матеріалу із заготовки другим зубом фрези знаходимо як площу фігури, обмеженої кривими DE, EC та дугою кола з радіусом r_3 (рис. 8):

$$S_2 = \int_x \sqrt{r_3^2 - x^2} dx - \int_x f_{z2}(x) dx - \int_x f_{z1}(x) dx. \quad (17)$$

З метою визначення точності фрезерування знайдемо величину відхилення від круглості обробленої поверхні. Визначимо її як різницю радіуса деталі в точці E (перетину ліній контакту першого і наступного зубців фрези) та радіуса обробленого вала (рис. 8):

$$\delta = r(\theta_{\phi E}) - r_{\partial}. \quad (18)$$

У результаті проведених досліджень отримані графіки залежності величини відхилення від круглості δ при фрезеруванні циліндричної поверхні від діаметра фрези D_{ϕ} (рис. 10, а), кількості зубців z (рис. 10, б) та від частоти обертання інструменту ω_{ϕ} (рис. 10, в).

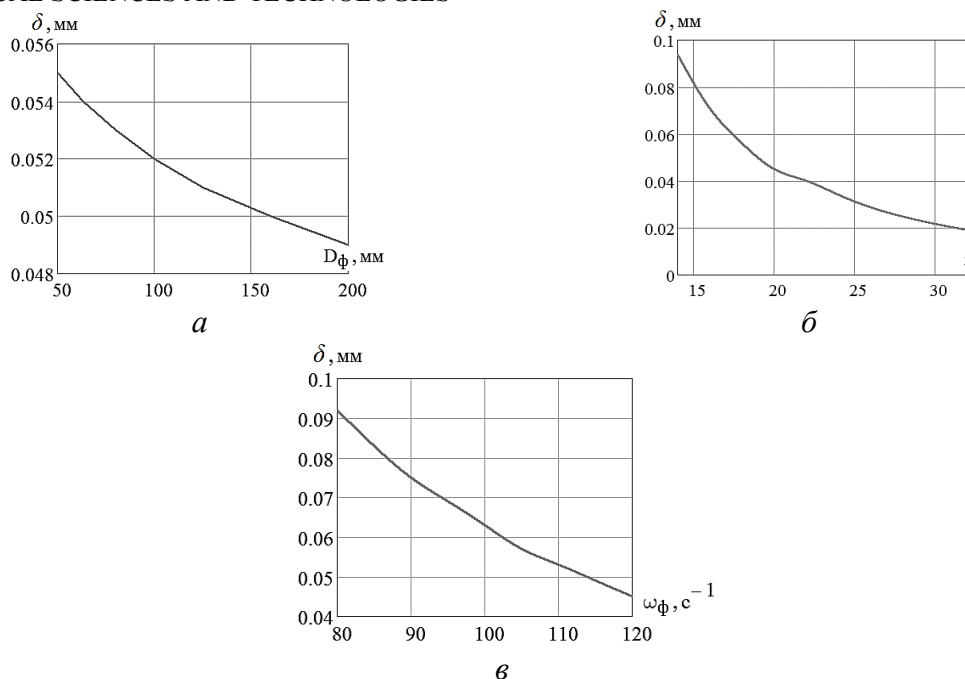


Рис. 10. Залежність відхилення від круглості δ вала від діаметра фрези D_{ϕ} , кількості зубців z та від частоти обертання ω_{ϕ}

Висновки відповідно до статті. Запропонований новий спосіб фрезерування циліндричних поверхонь орієнтованим інструментом, де чорнова обробка здійснюється торцем та периферією зуба інструмента, а чистове – тільки периферією. Розроблені модульні 3D моделі процесів формоутворення та зняття припуску при фрезеруванні орієнтованим інструментом. На основі отриманих моделей отримані рекомендації вибору кута орієнтації фрези. При чорновій обробці величина кута повороту інструмента вибирається із умови забезпечення максимального зняття припуску при рівномірному завантаженні торця різальної кромки фрези, а при чистовій – із умови забезпечення повного завантаження периферії різальної кромки та необхідної шорсткості. Збільшення продуктивності обробки при чистовому фрезеруванні забезпечується збільшенням числа обертів деталі. Отримана залежність визначення площі шару металу, який зрізується різальними кромками, від кількості зубців фрези.

Список використаних джерел

1. Полетаев В. А. Особенности стружкообразования при фрезеровании и фрезоточении тел вращения / В. А. Полетаев, Д. И. Волков // Инженерный журнал. – 2001. – № 7. – С. 18–21.
2. Этин А. О. Кинематический анализ методов обработки металлов резанием / А. О. Этин. – М. : Машиностроение, 1964. – 324 с.
3. Полетаев В. А. Конструктивные особенности приводов подачи станков для кругового фрезерования / В. А. Полетаев // Инженерный журнал. – 2001. – № 8. – С. 63–64.
4. Технология механической обработки артиллерийских снарядов. – М. : Оборонгиз, 1948. – 658 с.
5. Грязев М. В. Перспективные технологии обработки поверхностей вращения фрезерованием / М. В. Грязев, А. В. Степаненко // Известия ТулГУ. Серия Технические науки. – 2010. – Вып. 2, ч. 1. – С. 130–136.
6. Грязев М. В. Фрезерование наружных цилиндрических поверхностей торцевой фрезой / М. В. Грязев, А. В. Степаненко // Известия ТулГУ. Серия Технические науки, 2010. – Вып. 2, ч. 1. – С. 140–148.
7. Грабченко А. И. Шлифование со скрещивающимися осями инструмента и детали : Монография / А. И. Грабченко, В. И. Кальченко, В. В. Кальченко. – Чернигов : ЧДТУ, 2009. – 256 с.

8. Кальченко В. І. Модульне 3D-моделювання інструментів, процесів зняття припуску та формоутворення при шліфуванні зі схрещеними осями циліндричного та ступінчастого вала і ельборового круга / В. І. Кальченко, В. В. Кальченко, Н.М. Сіра // Резание и инструмент в технологических системах : Междунар. науч.-техн. сб. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2016. – Вып. 86. – С. 36–48.

9. Родин П. Р. Основы формообразования поверхностей резанием / П. Р. Родин. – К. : Вища школа, 1977. – 192 с.

10. Кальченко В. І. Повышение производительности и точности шлифования со скрещивающимися осями эльборового круга и ступенчатого валика / В. І. Кальченко, Н. Н. Погиба, Д. В. Кальченко // Резание и инструмент в технологических системах. Межд. научн.- техн. сб. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2011. – Вып. 80. – С. 131–140.

11. Разработка ПСТМ на основе КНБ для оснащения высокоэффективных режущих инструментов / С. А. Клименко [и др.] // Резание и инструмент в технологических системах – Cutting & tool in technological system : междунар. науч.-техн. сб. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2011. – Вып. 79. – С. 93–101.

12. Концепция повышения работоспособности режущих инструментов из поликристаллических композитов на основе кубического нитрида бора / С. А. Клименко, М. Ю. Копейкина, С. Ан. Клименко, А. С. Манохин // Інформаційні технології в освіті, науці та виробництві. – 2016. – Вип. 2(13). – С. 108–114.

References

1. Poletaev, V. A., Volkov, D. I. (2001). Osobennosti struzhkoobrazovaniia pri frezerovanii i frezotochenii tel vrascheniia [Features of chip formation during milling and milling rotation bodies]. *Inzhenernyi zhurnal – Engineering magazine*, 7, 18–21 [in Russian].

2. Etin, A. O. (1964). *Kinematicheskii analiz metodov obrabotki metallov rezaniem [Kinematic analysis of metal cutting methods]*. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].

3. Poletaev, V. A. (2001). Konstruktivnyie osobennosti privodov podach stankov dlya krugovogo frezerovaniya [Design features of feed drives for circular milling machines]. *Inzhenernyi zhurnal – Engineering magazine*, 8, 63–64 [in Russian].

4. *Tehnologiya mehanicheskoy obrabotki artilleriyskikh snaryadov [Technology of mechanical processing of artillery shells]*. (1948). Moscow: Oborongiz [in Russian].

5. Gryazev, M. V., Stepanenko, A. V. (2010). Perspektivnyie tehnologii obrabotki poverkhnostei vrascheniia frezerovaniem [Promising technologies for surface treatment of milling]. *Izvestiya TulGU. Seriya Tehnicheskie nauki – News of TulSU. Series Engineering*, 2, part 1, 130–136 [in Russian].

6. Gryazev, M. V., Stepanenko, A. V. (2010). Frezerovanie naruzhnyih tsilindricheskikh poverkhnostey tortsovoy frezoy [Milling of external cylindrical surfaces with face milling cutter]. *Izvestiya TulGU. Seriya Tehnicheskie nauki – News of TulSU. Series Engineering*, 2, part 1, 140–148 [in Russian].

7. Grabchenko, A. I., Kalchenko, V. I. & Kalchenko, V. V. (2009). *Shlifovanie so skreshhivaiushhimisia osiami instrumenta i detail [Grinding with crossed axes of tool and workpiece]*. Chernigov: ChDTU [in Russian].

8. Kalchenko, V. I., Kalchenko, V. V. & Sira, N. M. (2016). Modulne 3D-modelyuvannya instrumentiv, procesiv znyattya prypusku ta formoutvorennia pry shlifuvanni zi shreshhenymy osyamy cylindrychnogo ta stupinchastogo vala i elborovogo kruga [Modular 3D-modeling tools, processes of removal allowance and shaping in grinding with crossed axes stepped cylindrical shaft and CBN wheel]. *Rezanie i instrument v texnologicheskikh sistemah – Cutting and tool in technological systems*, 86, 36–48 [in Ukrainian].

9. Rodin, P. R. (1977). *Osnovy formoobrazovaniia poverkhnostei rezaniem [Fundamentals of forming surfaces with cutting]*. Kiev: Vyshha shkola [in Russian].

10. Kalchenko, V. V. (2011). Modulne 3D modeliuвання formoutvoriuiuchykh system shlifovalnykh verstativ, instrumentiv ta obroblivanykh poverkhon [Modular 3D modeling formative systems of grinding machines, tools and machined surfaces]. *Visnyk Ternopilskoho derzhavnogo tehnolohichnoho universytetu – Journal of Ternopil State Technological University*, 12, 68–79 [in Ukrainian].

11. Klimenko, S. A. (2011). Razrabotka PSTM na osnove KNB dlya osnascheniya vyisokoeffektivnyih rezhushchih instrumentov [Development of PSTM based on CBN for equipping high-performance cutting tools]. *Rezanie i instrument v texnologicheskikh sistemah – Cutting and tool in technological systems*, 79, 93–101 [in Russian].

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

12. Klimenko, S. A., Kopeykina, M. Yu., Klimenko, S. An., Manohin, A. S. (2016). Kontseptsia povysheniia rabotosposobnosti rezhuschikh instrumentov iz polikristallicheskikh kompozitov na osnove kubicheskogo nitrida bora [The concept of improving the performance of cutting tools from polycrystalline composites based on cubic boron nitride]. *Informatsiyni tehnologiyi v osviti, nauksi ta virobnitstvi – Information technology in education, science and production*, 2 (13), 108–114 [in Russian].

UDC 621.923.42

Volodymyr Kalchenko, Natalia Sira, Dmytro Kalchenko, Olga Aksonova

INVESTIGATION OF THE MILLING CYLINDRICAL SURFACES PROCESS WITH TOOL AND SHAFT CROSSED AXES

Urgency of the research. Ensuring high levels of accuracy and quality cylindrical surfaces, while ensuring high performance processing is an actual problem in mechanical engineering.

Target setting. The accuracy of the machined parts is ensured by high tool life. With deep milling, high accuracy can be achieved in just a few passes. However, there is no dependence of the area of the metal layer, which is cut off, on the number of teeth of the mill.

Actual scientific researches and issues analysis. In the known methods of milling cylindrical surfaces there is no uniform distribution of allowance along the cutter tooth. A rough milling for one set does not provide high accuracy and quality of processing.

Uninvestigated parts of general matters defining. The method of milling cylindrical surfaces with an oriented tool that provides high rates of accuracy, quality and productivity of shaft processing has not been developed.

The research objective. The development of a new method of milling cylindrical surfaces with crossed axes of the tool and the shaft, when rough milling is carried out by the end of the cutting edge of the tool, and finishing milling is carried out by its periphery.

Creation of common modular 3D models of tools, stock removal and shaping processes in order to study the main characteristics of the milling process with an oriented tool.

The statement of basic materials. A method of milling cylindrical surfaces with an oriented tool has been developed, when rough milling is carried out by the end of the cutting edge of the tool, and finishing milling is carried out by its periphery. In this case, the angle of rotation of the tool during roughing is selected from the condition of ensuring maximum removal of the allowance with a uniform load on the end of the cutter edge, and when finishing, from the condition of ensuring full loading of the tool periphery and achieving the required roughness. The increase in processing performance during finishing milling is provided by increasing the frequency of rotation of the part. For a new method of milling, modular 3D models of the process of shaping and removing the stock have been developed. The dependence of the area of the metal layer, which is cut off by cutting edges, on the number of teeth of the mill is obtained.

Conclusions. A new method of milling cylindrical surfaces with intersecting axes of tools and parts is proposed. Studies have been carried out on the proposed method based on the developed modular 3D models for removing the allowance and shaping.

Keywords: milling, modular three-dimensional geometric modeling, oriented tool, shaping, cylindrical shaft.

Fig.: 10. References: 12.

Кальченко Володимир Віталійович – доктор технічних наук, професор, проректор з науково-педагогічної роботи, Чернігівський національний технологічний університет (вул. Шевченка, 95, м. Чернігів, 14035, Україна).

Kalchenko Volodymyr – Doctor in Technical Sciences, Professor of Road Transport and Industrial Engineering Department, Vice-rector of scientific and pedagogical work, Chernihiv National University of Technology (95 Shevchenka Str., 14035 Chernihiv, Ukraine).

E-mail: vvkalchenko74@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9072-2976>

ResearcherID: G-6752-2014

Сіра Наталія Миколаївна – доцент кафедри автомобільного транспорту та галузевого машинобудування, Чернігівський національний технологічний університет (вул. Шевченка, 95, м. Чернігів, 14035, Україна).

Sira Natalia – PhD in Technical Sciences, Associated Professor of Road Transport Industry and Mechanical Engineering, Chernihiv National University of Technology (95 Shevchenka Str., 14035 Chernihiv, Ukraine).

E-mail: nnserraya@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3248-0593>

ResearcherID: K-2658-2017

Кальченко Дмитро Володимирович – аспірант Чернігівського національного технологічного університету (вул. Шевченка, 95, м. Чернігів, 14035, Україна).

Kalchenko Dmytro – PhD student, Chernihiv National University of Technology (95 Shevchenka Str., 14035 Chernihiv, Ukraine).

E-mail: itmia@ukr.net

Аксьонова Ольга Олегівна – асистент, Чернігівський національний технологічний університет (вул. Шевченка, 95, м. Чернігів, 14035, Україна).

Aksonova Olga – assistant, Chernihiv National University of Technology (95 Shevchenka Str., 14035, Chernihiv, Ukraine).

E-mail: itmia@ukr.net

УДК 043.5

DOI: 10.25140/2411-5363-2018-4(14)-28-33

Людмила Кузьмич

МЕХАНІЧНІ ВПЛИВИ НА НАДІЙНІСТЬ СКЛАДНИХ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ

Актуальність теми дослідження. Особливістю проблем надійності складних технічних систем є їхній зв'язок з усіма етапами життєвого циклу цих об'єктів, проектування, зведення, експлуатації та розвитку. Тому необхідно виявляти можливі зв'язки й суперечності при формуванні конструкції, вузлів та при виборі матеріалів.

Постановка проблеми. Ідентифікація фактичного стану складних технічних систем та споруд, виявлення граничного стану, прогнозування динаміки зміни стану в процесі експлуатації, визначення залишкового ресурсу – усі ці завдання є складовими єдиної проблеми – забезпечення надійності складних технічних систем.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Виділено чотири властивості надійності: безвідмовність, довговічність, збережуваність та ремонтпридатність.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. Для визначення надійності складних технічних конструкцій необхідно враховувати впливи, тобто будь-які причини, у результаті яких у конструкції змінюються внутрішні напруження, деформації або інші параметри стану.

Постановка завдання. На основі теорії надійності здійснити аналіз залежності властивостей надійності складних технічних систем від різноманітних впливів, зокрема механічних у вигляді різного роду деформацій та напружень.

Виклад основного матеріалу. Здійснено аналіз різного роду впливів на складну технічну систему, у тому числі й механічних.

Висновки відповідно до статті. У більшості випадків вплив мінливості геометричних характеристик на надійність конструкцій є набагато меншим у порівнянні з впливом мінливості навантажень та технічних характеристик (фізико-механічних властивостей) матеріалів. У таких випадках геометричні характеристики розглядаються як детерміновані величини з номінальними значеннями, вказаними в проекті або наведеними в інших документах.

Ключові слова: складна технічна система; надійність; властивості надійності; механічні впливи; деформації; напруження.

Рис.: 1. Бібл.: 13.

Актуальність теми дослідження. Надійність – є вимогою сучасного стану розвитку техніки. Складні технічні конструкції та споруди не є винятком.

Для сучасних таких конструкцій та споруд характерним є їхній розвиток у напрямку збільшення параметрів, розмірів, продуктивності, автоматизації тощо, підвищення вимог безпечної експлуатації та надійної роботи.

Особливістю проблем надійності складних технічних систем є їхній зв'язок з усіма етапами життєвого циклу цих об'єктів, проектування, зведення, експлуатації та розвитку. Кожен з етапів здійснює свій внесок у вирішення завдань загалом. Основні рішення з надійності, прийняті на стадії проектування та зведення, безпосередньо впливають на конструкцію чи споруду при експлуатації, які часто вступають у суперечність між собою. Тому необхідно виявляти можливі зв'язки й суперечності при формуванні конструкції, вузлів та при виборі матеріалів.

Постановка проблеми. Під складними технічними системами розуміють системи, в яких при виокремленні або додаванні компонентів виникають якісно нові властивості системи. Кожен компонент системи може бути описаний набором характерних ознак, значення яких визначають поточний стан компонента й системи загалом. Таким чином, поведінка системи описується вектором значень характерних ознак з урахуванням впливу зовнішніх чинників на поведінку системи [1].

Основними сучасними ознаками складної технічної системи є [1-4]:

- наявність певної єдності й мети, що сприяють виробленню оптимальних шляхів виходів із певної множини входів. Оптимальність виходів оцінюється за заздалегідь розробленими критеріями ефективності;
- виконання великої кількості різних функцій, які здійснюються безліччю елементів системи;
- складність функціонування (зміна однієї змінної тягне за собою зміну багатьох змінних і здебільшого нелінійним способом);
- високий ступінь автоматизації;

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

- можливість статистичного опису, що надходить у систему невизначеності. Це означає, що неможливо передбачити точного значення зовнішніх навантажень, а застосування альтернативних методів визначення пікових навантажень у виробничих умовах є складним.

Ідентифікація фактичного стану складних технічних систем та споруд, виявлення граничного стану, прогнозування динаміки зміни стану в процесі експлуатації, визначення залишкового ресурсу – усі ці завдання є складовими єдиної проблеми - забезпечення надійності складних технічних систем.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Надійність – властивість об'єкта зберігати в часі в установлених межах значення всіх параметрів, які характеризують здатність виконувати потрібні функції в заданих режимах та умовах застосування, технічного обслуговування, зберігання та транспортування [2]. Це визначення терміну використовують для не кількісного опису властивостей безвідмовності, довговічності ремонтпридатності та збережаності чи поєднання цих властивостей.

Безвідмовність – властивість об'єкта виконувати потрібні функції в певних умовах протягом заданого інтервалу часу чи наробітку [2]. В основному безвідмовність розглядається стосовно режиму роботи (дії, функціонування, застосування) об'єкта.

Довговічність – властивість об'єкта виконувати потрібні функції до переходу в граничний стан при встановленій системі технічного обслуговування та ремонту. У загальному випадку довговічність об'єкта вимірюється його технічним ресурсом або строком служби. Довговічність обмежена не відмовою об'єкта, а переходом його в граничний стан, що означає, що необхідно проводити комплексний або середній ремонт, або взагалі неможлива подальша експлуатація об'єкта. Лише для об'єктів, які не ремонтуються, відмова є одночасним переходом у граничний стан.

Збережаність – властивість об'єкта зберігати в заданих значеннях параметрів, що характеризують здатність об'єкта виконувати потрібні функції під час і після зберігання та (чи) транспортування [2]. Зберігання і транспортування об'єкта впливає на деякі важливі його характеристики функціонування.

Основна ціль експлуатації об'єкта – отримання заданих результатів від його застосування. Тому надзвичайно важлива та складова збережаності, яка зумовлює вплив збереження і транспортування на його наступну поведінку в робочому режимі.

Таким чином, збережаність зводиться до двох складових. Перша складова властивості зумовлює поведінку об'єкта під час зберігання або транспортування, а друга – проявляється через зміну поведінки об'єкта під час застосування об'єкта після його зберігання або транспортування. Ці зміни поведінки легко встановлюються, якщо порівняти поведінку двох груп однакових об'єктів, одна група яких до цього зберігалася або транспортувалася, а інша – використовується практично одразу після виробництва чи будівництва.

Ремонтпридатність – властивість об'єкта бути пристосованим до підтримання та відновлення стану, в якому він здатний виконувати потрібні функції за допомогою технічного обслуговування та ремонту [2]. У загальному випадку ремонтпридатність – це поєднання технологічності для технічного обслуговування й ремонтної технологічності.

Ремонтпридатність визначає пристосованість об'єкта не тільки до відновлення стану, а також до попередження виникнення відмов та пошкоджень. Відновлення нормального технічного стану об'єкта здійснюється здебільшого при його ремонті, а попередження порушень цього стану – при технічному обслуговуванні. При нових ремонтах зазвичай здійснюють профілактичні заходи, а при технічному обслуговуванні інколи можуть виконувати відновлювальні роботи, хоча у відносно невеликому об'ємі.

Ремонтпридатність може розглядатися як складна властивість, складові якої характеризують пристосованість об'єкта до проведення в першому наближенні, окремо технічного обслуговування й ремонту, а при більш детальному розгляді, – пристосованість

до окремих типових технологічних операцій – як ремонту, так і технічного обслуговування. Тоді розглядають такі похідні від ремонтпридатності властивості об'єкта, як контролепридатність, доступність для заміни окремих частин об'єкта, їх легкозйомність, взаємозамінність тощо. Ремонтпридатність оцінюється за допомогою показників, які визначаються розміром часу, роботи, коштів і матеріальних ресурсів, які необхідно витратити для ремонту чи технічного обслуговування [5–9].

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. У свою чергу, ці властивості в деяких випадках залежать від міцності, стійкості, відновлюваності, безпеки й інших більш простих властивостей. Спрощена схема співвідношення областей понять властивостей наведена на рисунку.

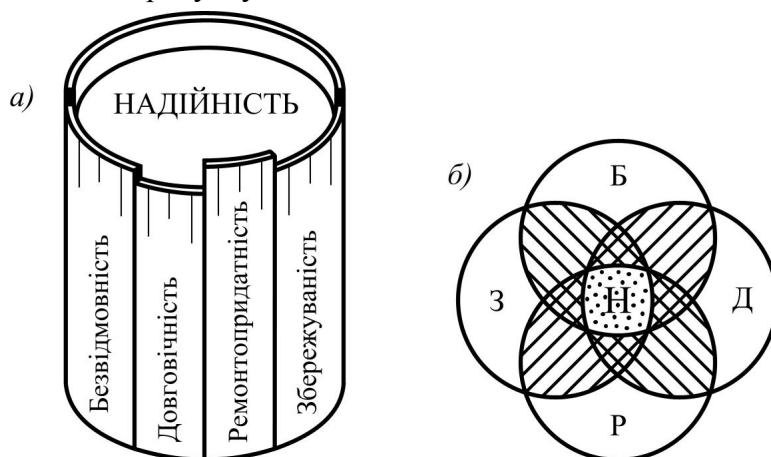


Рис. Модель співвідношень властивостей надійності:

а – просте; б – комплексне

Аналіз простого співвідношення властивостей надійності показує, що надійність об'єкта загалом буде більшою мірою характеризуватися найменшим значенням однієї із властивостей (рисунок, а). Співвідношення різних властивостей надійності при їх взаємодії має комплексний характер (рисунок, б) і не в усіх випадках може бути визначене через складність цієї взаємодії.

Крім того, для коректного якісного та кількісного аналізу надійності складних технічних конструкцій необхідно враховувати впливи, тобто будь-які причини, в результаті яких у конструкції змінюються внутрішні напруження, деформації або інші параметри стану.

Постановка завдання. На основі теорії надійності здійснити аналіз різноманітних впливів, зокрема механічних у вигляді різного роду деформацій та напружень, на властивості надійності складних технічних систем.

Виклад основного матеріалу. Вихідними даними для розрахунку є параметри об'єкта, які характеризують [10-13]:

- впливи експлуатаційного середовища;
- властивості матеріалів;
- розміри, положення в просторі, умови закріплення конструкцій та їхніх елементів.

Ці параметри розглядаються переважно як випадкові величини, випадкові послідовності або випадкові процеси, а їх значення, закони розподілу, частотно-часові характеристики і правила врахування мінливості встановлюються нормами проектування.

Норми проектування конструкцій різного призначення з різних матеріалів повинні також враховувати можливу залежність вихідних даних від умов довкілля.

Механічні впливи, що враховуються в розрахунку безпосередньо, розглядаються як сукупність сил, прикладених до конструкції (навантаження), або як вимушені переміщення і деформації елементів конструкції. Інші впливи немеханічної природи (наприклад, впливи агресивного середовища) враховуються в розрахунку опосередковано.

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

Залежно від причини виникнення впливи поділяються на основні та аварійні.

Основні впливи є наслідками природних явищ або людської діяльності. Це можуть бути впливи від води чи температури на об'єкт, від технологічного маніпулювання режимом роботи об'єкта тощо.

Аварійні впливи є небажаними результатами людської діяльності (наслідками грубих помилок), або результатами несприятливого збігу обставин (до аварійних можуть бути віднесені і дуже рідкісні впливи природного походження такі, як навантаження від смерчів, цунамі, катастрофічних паводків тощо).

Залежно від зміни в часі впливи поділяються на постійні та змінні.

Постійні впливи діють під час усього терміну експлуатації об'єкта і значення яких неістотно змінюються в часі.

Змінні впливи характеризуються зміною значень у часі відносно середнього, якими не можна нехтувати.

Залежно від характерної тривалості безперервної дії на конструкції T_d змінні навантаження поділяються на тривалі та короткочасні.

Тривалі впливи характеризуються тривалістю дії T_d , яка може наближатися до встановленого терміну експлуатації T_{ef} будівельного об'єкта.

Короткочасні впливи характеризуються тим, що для них $T_d \ll T_{ef}$ і які, у свою чергу, можуть поділятися на повторні та епізодичні.

Залежно від способу прикладення навантажень у просторі впливи можуть бути фіксованими або вільними.

Фіксованими є такі впливи, що діють тільки на визначені місця конструкції.

Вільними впливами розглядаються такі впливи, які можуть довільно розподілятися по конструкції в деяких заданих межах.

Урахування вільних навантажень може бути зведене до розгляду низки комплексів фіксованих навантажень, одержаних шляхом фіксації можливого розподілу вільних навантажень у просторі.

Висновки відповідно до статті. У більшості випадків вплив мінливості геометричних характеристик на надійність конструкцій є набагато меншим у порівнянні з впливом мінливості навантажень та технічних характеристик (фізико-механічних властивостей) матеріалів. У таких випадках геометричні характеристики розглядаються як детерміновані величини з номінальними значеннями, вказаними в проекті або наведеними в інших документах.

Список використаних джерел

1. ДСТУ 2470-94. Надійність техніки. Системи технологічні Терміни та визначення / Держстандарт України. – К., 1994. – 24 с.
2. ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни та визначення / Держстандарт України. – К., 1994. – 90 с.
3. ДСТУ 2861-94. Надійність техніки. Аналіз надійності. Основні положення / Держстандарт України. – К., 1994. – 38 с.
4. ДСТУ 2863-94. Надійність техніки. Програма забезпечення надійності. Загальні вимоги / Держстандарт України. – К., 1994. – 37 с.
5. ДСТУ 3004-95. Надійність техніки. Методи оцінки показників надійності за експериментальними даними. Основні положення / Держстандарт України. – К., 1995. – 41 с.
6. ДСТУ 3433-96. Надійність техніки. Моделі відмов. Основні положення / Держстандарт України. – К., 1996. – 41 с.
7. ДСТУ-НБВ.1.2-13-2008. Система забезпечення надійності та безпеки у будівництві. Настанова. Основи проектування конструкцій (EN 1990:2002, IDN) / Мінрегіонбуд України. – К., 2009. – 80 с.

8. ДБН В.1.2-14-2009. Система забезпечення надійності та безпеки у будівництві. Настанова. Загальні принципи забезпечення надійності та конструктивної безпеки будівель, споруд, будівельних конструкцій та основ. Мінрегіонбуд України. – К., 2009. – 30 с.

9. Надежность и эффективность в технике. Т. 8 / под ред. В. И. Кузнецова, Е. Ю. Барзеловича. – М.: Машиностроение, 1990. – 319 с.

10. Kuzmych L. Current state of tools and methods of control of deformations and mechanical stresses of complex technical systems / L. Kuzmych; O. Kobylanskyi; M. Duk // Proc. SPIE 10808, Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments 2018, 108085J (1 October 2018). DOI: 10.1117/12.2501661.

11. Kuzmych L. Study of the durability of reinforced concrete structures of engineering buildings. Advances in Intelligent Systems and Computing / L.Kuzmych, V.Kvasnikov // International Conference on Systems, Control and Information Technologies, SCIT 2016. 20 May 2016 through 21 May 2016; Code 187699. Warsaw; Poland, 2017. – Volume 543. – P. 659-663.

12. Wu, S., Clements-Croome, D., Fairey, V., et al.: Reliability in the whole life cycle of building systems. Eng. Constr. Architectural Manage. 13(2), 136–153 (2006).

13. Chybowski, L., Żółkiewski, S.: Basic Reliability Structures of Complex Technical Systems. Springer International Publishing Switzerland (2015).

References

1. Nadiinist tekhniky. Systemy tekhnolohichni Terminy ta vyznachennia [Reliability of technology. Technological systems. Terms and definitions]. DSTU 2470-94 (April 29, 1994) [in Ukrainian].

2. Nadiinist tekhniky. Terminy ta vyznachennia [Reliability of technology. Terms and definitions]. DSTU 2860-94 (December 28, 1994) [in Ukrainian].

3. Nadiinist tekhniky. Analiz nadiinosti. Osnovni polozhnennia [Reliability of technology. Reliability analysis. Substantive provisions]. DSTU 2861-94 (April 29, 1994).

4. Nadiinist tekhniky. Prohrama zabezpechennia nadiinosti. Zahelni vymohy [Reliability of technology. Reliability program. general requirements]. DSTU 2863-94 (December 12, 1994) [in Ukrainian].

5. Nadiinist tekhniky. Metody otsinky pokaznykiv nadiinosti za eksperymentalnymy danymy. Osnovni polozhnennia [Reliability of technology. Methods of estimation of reliability indexes according to experimental data. Substantive provisions]. DSTU 3004-95 (Июль, 31, 1995) [in Ukrainian].

6. Nadiinist tekhniky. Modeli vidmov. Osnovni polozhnennia [Reliability of technology. Failure models. Substantive provisions]. DSTU 3433-96 (October 2, 1996) [in Ukrainian].

7. Systema zabezpechennia nadiinosti ta bezpeky u budivnytstvi. Nastanova. Osnovy proektuvannia konstruktсии [System of reliability and safety in construction. Attitude. Fundamentals of Designing Structures] (EN 1990:2002, IDN). Мінрегіонбуд України (Июль 12, 2009) [in Ukrainian].

8. Systema zabezpechennia nadiinosti ta bezpeky u budivnytstvi. Nastanova. Zahalni pryntsyipy zabezpechennia nadiinosti ta konstruktyvnoi bezpeky budivel, sporud, budivelnnykh konstruktсии ta osnov [System of reliability and safety in construction. Attitude. General principles of ensuring the reliability and constructive safety of buildings, structures, constructions and foundations] DBN V.1.2-14-2009. Мінрегіонбуд України (Июнь 22, 2009).

9. Kuznetcova, V.I., Barzelovicha, E.Iu (ed.) (1990). Nadezhnost i effektivnost v tekhnike [Reliability and efficiency in technology], vol. 8. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].

10. Kuzmych, L., Kobylanskyi, O. & Duk, M. (2018). Current state of tools and methods of control of deformations and mechanical stresses of complex technical systems. *Proc. SPIE 10808n Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments* (1 October 2018); doi: 10.1117/12.2501661.

11. Kuzmych, L. & Kvasnikov, V. (2016). Study of the durability of reinforced concrete structures of engineering buildings. *Advances in Intelligent Systems and Computing*, vol. 543, pp. 659-663 (20 May 2016 through 21 May 2016).

12. Wu, S., Clements-Croome, D. & Fairey, V. (et al) (2006). Reliability in the whole life cycle of building systems. *Eng. Constr. Architectural Manage.* 13(2), 136–153 (2006). DOI: <https://doi.org/10.1108/09699980610659607>.

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

13. Chybowski L., Żółkiewski S. (2015). Basic Reliability Structures of Complex Technical Systems. In: Rocha A., Correia A., Costanzo S., Reis L. (eds) New Contributions in Information Systems and Technologies. Advances in Intelligent Systems and Computing, vol 354. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-319-16528-8_31.

UDC 043.5

Lyudmyla Kuzmych

MECHANICAL IMPACTS ON THE RELIABILITY OF COMPLEX TECHNICAL SYSTEMS

Urgency of the research. *The peculiarity of problems of reliability of complex technical systems is their connection with all stages of the life cycle of these objects of objects, design, construction, operation and development. Therefore, it is necessary to identify possible connections and contradictions in the formation of structures, nodes and when selecting materials.*

Target setting. *Identification of the actual state of complex technical systems and structures, detecting the boundary condition, forecasting the dynamics of changes in the state of the operation, determining the residual resource - all these tasks are the components of a single problem - ensuring the reliability of complex technical systems.*

Actual scientific researches and issues analysis. *There are four properties of reliability: reliability, durability, preservation and maintainability.*

Uninvestigated parts of general matters defining. *In order to determine the reliability of complex technical constructions, it is necessary to take into account the effects, that is, any causes that result in changes in the design of internal stresses, deformations or other parameters of the state.*

The research objective. *On the basis of the reliability theory an analysis of the dependence of the properties of the reliability of complex technical systems on various influences, in particular mechanical, in the form of various deformations and stresses, has been carried out.*

The statement of basic materials. *Analysis of various impacts on a complex technical system, including mechanical ones.*

Conclusions. *In most cases, the influence of the variability of geometric characteristics on the reliability of structures is much smaller compared to the influence of the variability of loads and technical characteristics (physical and mechanical properties) of materials. In such cases, the geometric characteristics are considered as deterministic values with the nominal values specified in the design or given in other documents.*

Keywords: *complex technical system; reliability; properties of reliability; mechanical influences; deformations; stresses.*

Fig.: 1. References: 13.

Кузьмич Людмила Володимирівна – кандидат технічних наук, доцент, докторант кафедри комп'ютеризованих електротехнічних систем та технологій, Національний авіаційний університет (просп. Космонавта Комарова, 1, м. Київ, 03058, Україна).

Kuzmych Lyudmyla – PhD in Technical Sciences, Associate Professor, post. doc. researcher at the Development of Computerized Electrical Systems and Technology, National Aviation University (prosp. Kosmonavta Komarova, 1, 03058 Kyiv, Ukraine).

E-mail: klv@nau.edu.ua

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0727-0508>

Scopus Author ID: 57192956583

УДК 621.9.06

DOI: 10.25140/2411-5363-2018-4(14)-34-40

Геннадій Пасов, Володимир Венжсга

**АНІМАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОЦИЛІНДРІВ ТА ПНЕВМОКАМЕР
ДЛЯ СТВОРЕННЯ ПРЯМОЛІНІЙНОГО ПОСТУПАЛЬНОГО РУХУ**

Актуальність теми дослідження. Сучасна освіта має бути яскравою, чіткою, швидкою й дешевою. Використання анімаційного моделювання і дає змогу досягти цього.

Постановка проблеми. Освіта є основою будь-якого суспільства. Нині в процесі вивчення різноманітних навчальних дисциплін використовується багато джерел різноманітної інформації: підручники, посібники, журнали, Інтернет. У сучасних умовах широкі можливості відкриває використання в навчальному процесі персональних комп'ютерів (ПК) і високоінтелектуальних програмних продуктів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Традиційно при засвоєнні будь-якої навчальної дисципліни студент повинен вивчити її на лекціях, лабораторних та практичних заняттях. Але при цьому як методичний наочний матеріал використовуються, здебільшого, ілюстрації зовнішнього вигляду, будови та конструкції різноманітних механізмів у вигляді двовимірних статичних схем елементів. Саме використання ПК та відповідних програмних продуктів і дає змогу вдосконалити навчальний процес (та освіту загалом), надаючи йому інтенсивності та інтерактивного змісту.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. Для вдосконалення навчального процесу необхідно запропонувати анімаційні моделі для створення прямолінійного поступального руху за допомогою гідроциліндрів та пневмокамер.

Постановка завдання. Метою цієї роботи є демонстрація можливостей анімаційного моделювання прямолінійного поступального руху механізмів за допомогою гідроциліндрів та пневмокамер.

Виклад основного матеріалу. У Чернігівському національному технологічному університеті (ЧНТУ) на кафедрі «Автомобільний транспорт та галузеве машинобудування» для вивчення навчальних дисциплін «Підйомно-транспортне обладнання і роботи», «Спеціалізований рухомий склад автотранспортних і вантажно-розвантажувальних машин», «Обладнання та транспорт механоскладальних цехів», «Промислові роботи», «Металообробне обладнання» розроблено навчальні продукти: «Анімація роботи гідроциліндрів для створення прямолінійного поступального руху» та «Анімація роботи пневмокамер для створення прямолінійного поступального руху». Анімація розроблена для лабораторій «Промислові роботи» з реальними роботами: МП-11, М10П, М20П, РМ-01 та «Металообробне обладнання».

Висновки відповідно до статті. Запропоновані програмні продукти дозволяють зробити процес навчання більш яскравим, наочним та дешевим. Запропоновані програмні продукти мають деяке обмеження, зокрема відсутня можливість інтерактивного керування цими механізмами. Тому перспективним напрямком подальших досліджень є створення візуалізації впливу конструктивних та експлуатаційних параметрів на роботу механізмів.

Ключові слова: анімація; моделювання; гідроциліндр; пневмокамера; прямолінійний; поступальний рух.

Рис.: 7. Бібл.: 10.

Постановка проблеми. Освіта є основою будь-якого суспільства. Нині в процесі вивчення різноманітних дисциплін використовується багато джерел різноманітної інформації: підручники, посібники, журнали, збірники, інтернет. У сучасних умовах широкі можливості відкриває використання в навчальному процесі персональних комп'ютерів (ПК) і високоінтелектуальних програмних продуктів [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Традиційно при засвоєнні будь-якої навчальної дисципліни студент повинен вивчати її на лекціях, лабораторних та практичних заняттях. Але при цьому як методичний наочний матеріал використовуються здебільшого ілюстрації зовнішнього вигляду, будови та конструкції різноманітних механізмів у вигляді двовимірних статичних схем елементів [2-4]. Саме використання ПК та відповідних програмних продуктів і дає змогу вдосконалити навчальний процес (та освіту загалом), надаючи йому інтенсивності та інтерактивного змісту [5-10].

Виділення не вирішених частин загальної проблеми. Для вдосконалення навчального процесу необхідно запропонувати анімаційні моделі для створення прямолінійного поступального руху за допомогою гідроциліндрів та пневмокамер.

Мета статті. Метою цієї роботи є демонстрація можливостей анімаційного моделювання прямолінійного поступального руху механізмів за допомогою гідроциліндрів та пневмокамер.

Виклад основного матеріалу. У Чернігівському національному технологічному університеті (ЧНТУ) на кафедрі «Автомобільний транспорт та галузеве машинобудування» для вивчення навчальних дисциплін «Підйомно-транспортне обладнання і роботи», «Спеціалізований рухомий склад автотранспортних і вантажно-розвантажувальних

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

машин», «Обладнання та транспорт механоскладальних цехів», «Промислові роботи», «Металообробне обладнання», розроблено навчальний продукт: «Анімація роботи гідроциліндрів та пневмокамер для створення прямолінійного поступального руху». Анімація розроблена для лабораторій «Промислові роботи» з реальними роботами: МП-11, М10П, М20П, РМ-01 та «Металообробне обладнання».

Під час розроблення анімаційного моделювання гідроциліндрів та пневмокамер для створення прямолінійного поступального руху були використані сучасні програмні продукти: «3Ds Max» та «КОМПАС-3D».

Гідропривод. Для створення прямолінійно-поступального руху у вузлах та механізмах сучасних верстатів, машин та іншого технологічного обладнання особливо широко використовується гідропривод (рис. 1). Принцип роботи гідроприводу полягає в наступному (рис. 1): робоча рідина (мастило) з резервуара 1 подається насосом 2 під тиском через дросель 3 до золотникового крана 4. Залежно від положення крана мастило подається по правому 5 чи лівому 6 мастилопроводах у відповідну порожнину циліндра 7 і змушує переміщатися поршень зі штоком та зв'язаний із ними робочий орган.

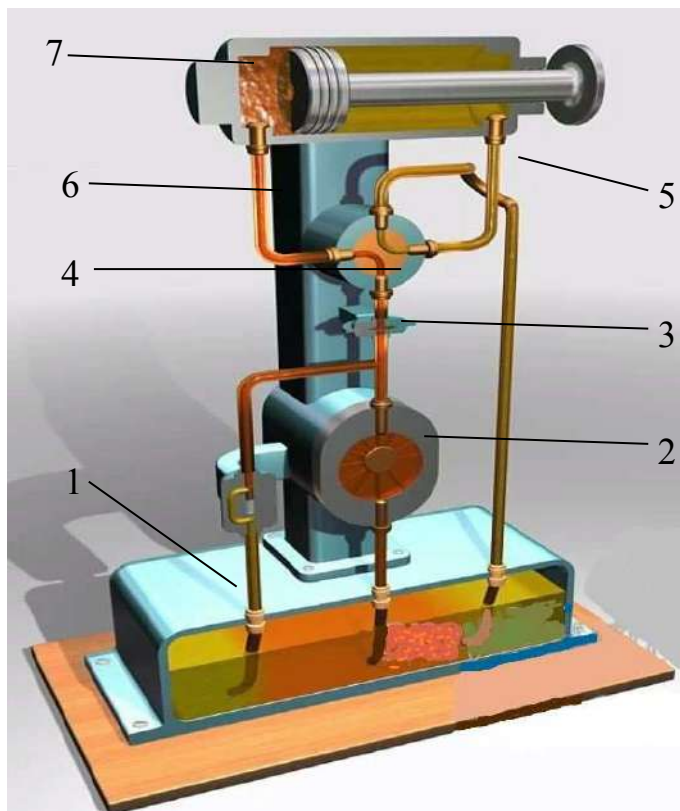


Рис. 1. 3D модель гідропривода:

1 – резервуар; 2 – насос; 3 – дросель; 4 – кран; 5 – правий мастилопровод;
6 – лівий мастилопровод; 7 циліндр

При прямолінійному поступальному переміщенні зусилля F на штоці гідроциліндра визначається за формулою:

$$F = p \cdot S,$$

де p – максимально допустимий тиск, МПа; S – ефективна площа поршня, мм².

Цю силу необхідно знати, наприклад у гідропідсилювачах самоскидів. Варіювання за допомогою анімаційного моделювання величиною тиску та ефективною площею поршня дозволяє візуалізувати вивчення особливостей роботи гідропривода.

На рис. 2 наведено ілюстрацію впливу положення розподільчого крана на подачу робочої рідини у відповідну порожнину гідроциліндра.

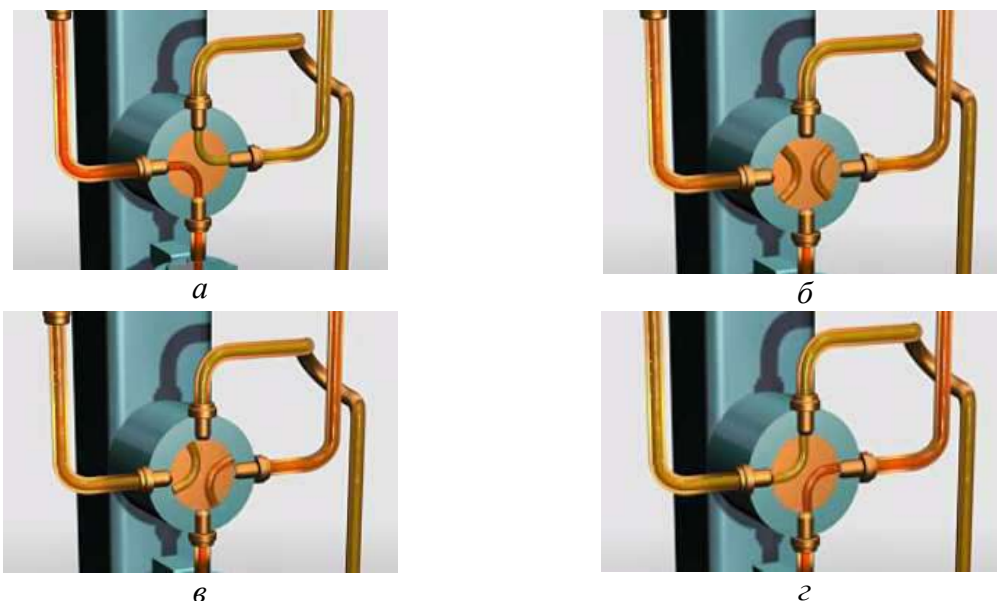


Рис. 2. 3D модель роботи розподільчого крана:

а – початкове положення; *б, в* – проміжні положення; *г* – кінцеве положення

На рис. 3-4 наведено проміжні положення поршня гідроциліндра при прямому та зворотному рухах.

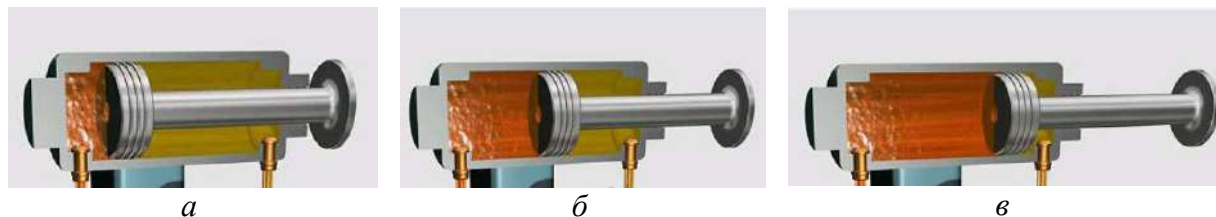


Рис. 3. 3D модель роботи гідроциліндра при прямому переміщенні:

а – початкове положення; *б*, – проміжне положення; *в* – кінцеве положення

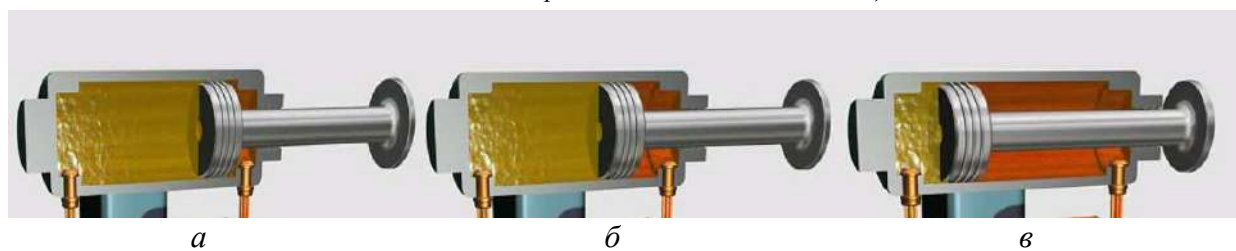
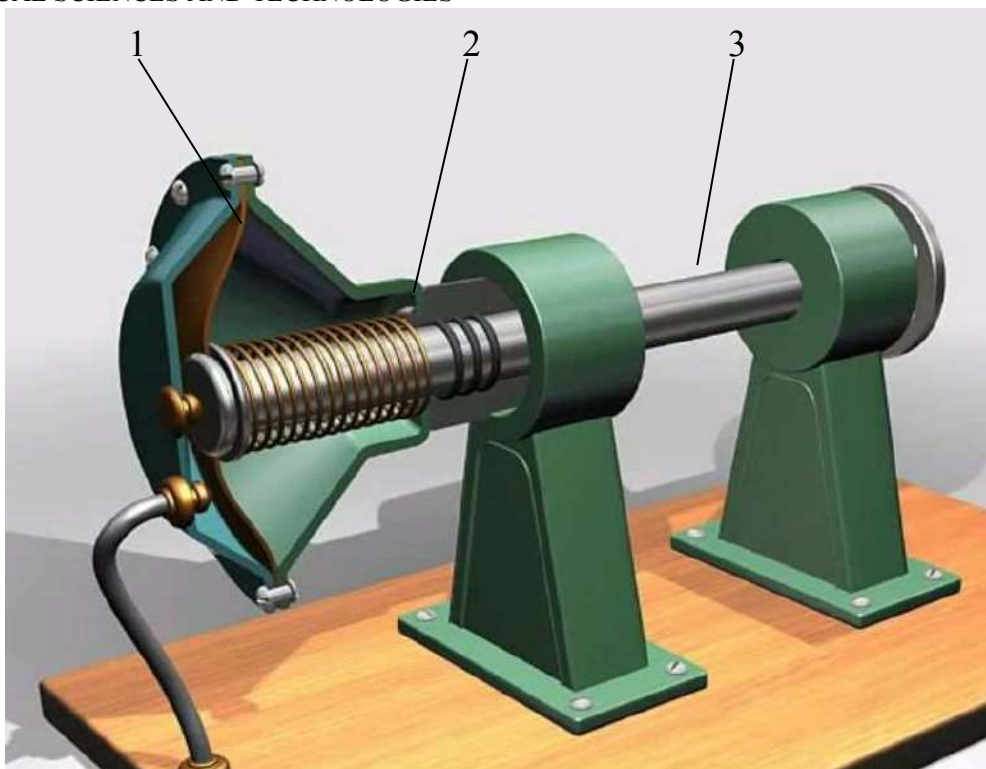


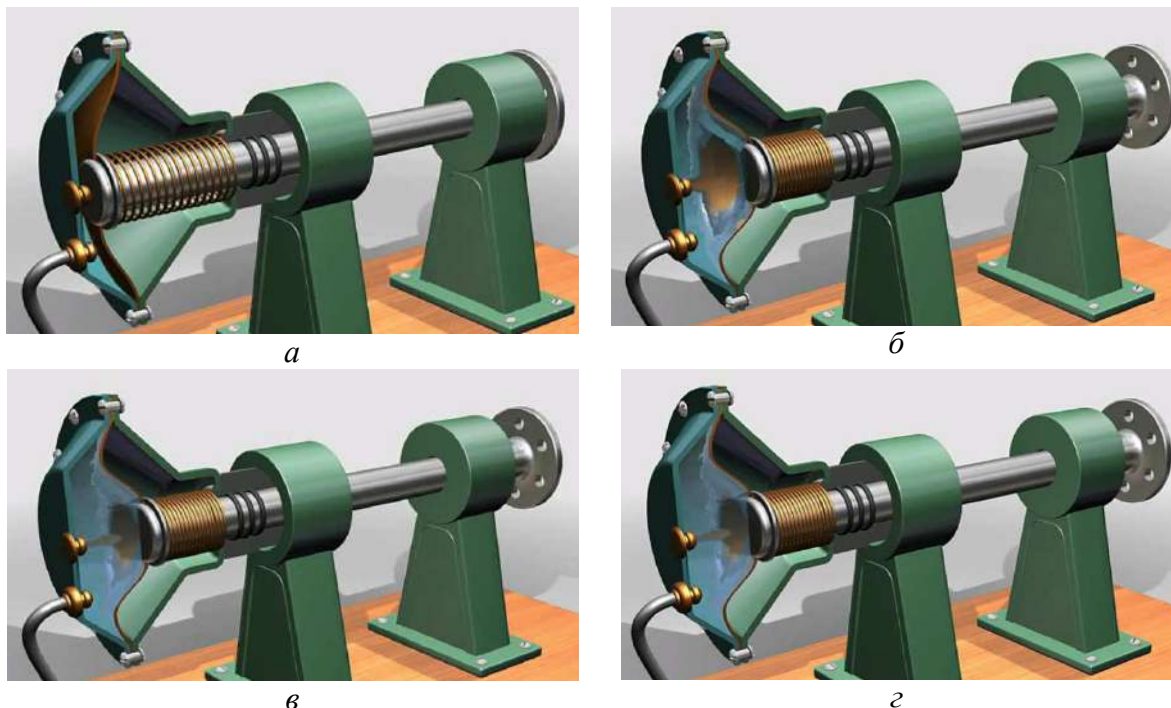
Рис. 4. 3D модель роботи гідроциліндра при зворотному переміщенні:

а – початкове положення; *б* – проміжне положення; *в* – кінцеве положення

Пневмопривод. У сучасних верстатах для надання робочим органам поступальних переміщень також широко застосовуються пневмоприводи. Для створення великих переміщень використовуються пневмоциліндри, а для коротких переміщень – пневмокамери. Пневмокамера (рис. 5) складається з таких складових частин: мембрани 1, пружини зворотного руху 2 та робочого поршня 3. На рис. 6 представлено роботу пневмокамери при подачі в неї стиснутого повітря.



*Рис. 5. 3D модель пневмокамери:
1 – мембрана; 2 – пружина зворотного руху; 3 – робочий поршень*



*Рис. 6. 3D модель роботи пневмокамери при прямому переміщенні:
а – початкове положення; б, в – проміжні положення; г – кінцеве положення*

На рис. 7 зображено повертання камери за допомогою пружини в початкове положення у разі відсутності подачі стиснутого повітря. Варіюючи входними показниками можна анімаційно вивчати роботу пневмокамери.

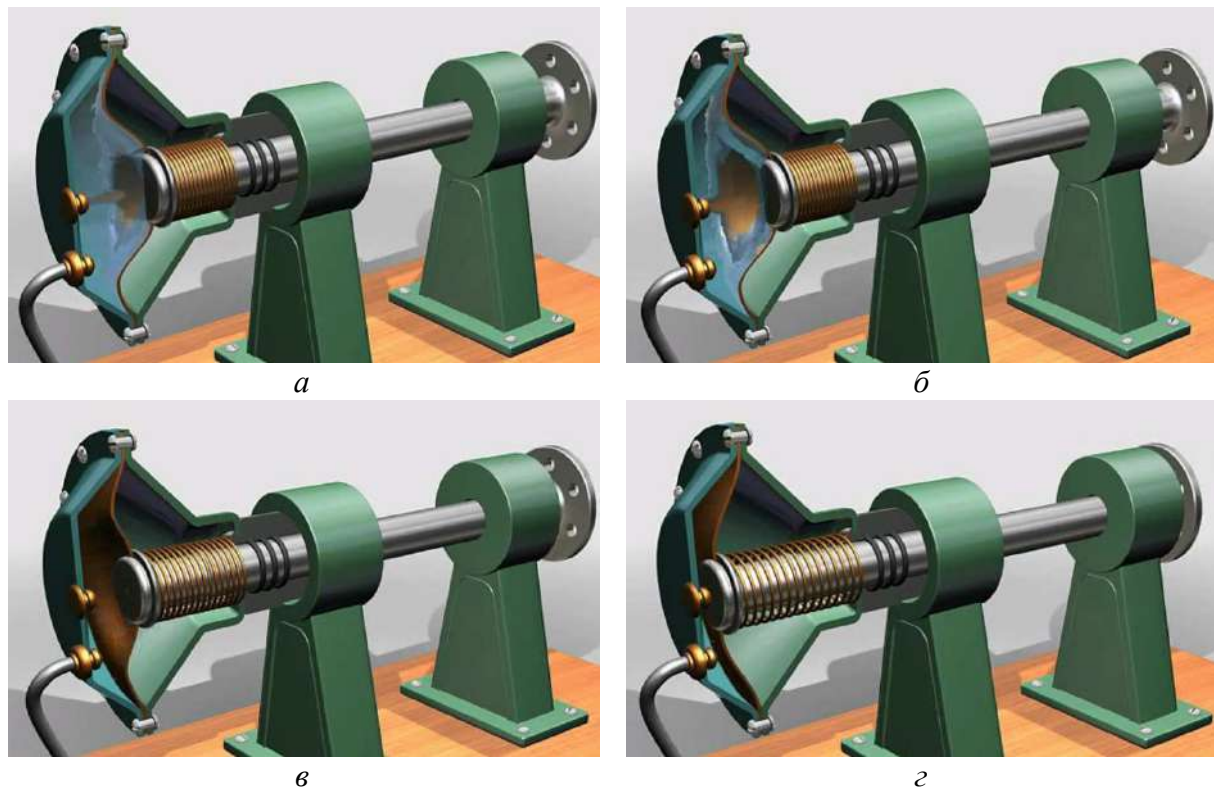


Рис. 7. 3D модель роботи пневмокамери при зворотному переміщенні:
а – початкове положення; б, в – проміжні положення; г – кінцеве положення

Висновки відповідно до статті. Розроблений програмний продукт може ефективно використовуватись у процесі вивчення таких дисциплін: «Підйомно-транспортне обладнання і роботи», «Промислові роботи», «Обладнання та транспорт механоскладальних цехів», «Металообробне обладнання», «Спеціалізований рухомий склад автотранспортних і вантажно-розвантажувальних машин», «Проектування механічних цехів», «Проектування та оснащення гаражного господарства». На основі цих розробок можливо створювати аналогічні програмні анімаційні продукти й для інших дисциплін: «Гідравліка» – робота гідравлічних систем верстатів, автомобілів, «Теорія різання» – рух інструменту й утворення стружки та багато інших дисциплін.

Список використаних джерел

1. Бочков В. М. Обладнання автоматизованого виробництва: навчальний посібник / В. М. Бочков, Р. І. Сілін. – Львів : Видавництво Державного університету «Львівська політехніка», 2000. – 380 с.
2. Грабченко А. И. 3D моделирование алмазно-абразивных инструментов и процессов шлифования: учебное пособие / А. И. Грабченко, В. Л. Доброскок, В. А. Федорович. – Х. : НТУ «ХПИ», 2006. – 364 с.
3. Маров М. Н. Энциклопедия 3ds max 8 (+CD). – СПб. : Питер, 2010. – 1388 с.
4. Горелик А. Г. Основы моделирования и визуализации в 3ds max (в упражнениях). – СПб. : Питер, 2011. – 398 с.
5. Аббасов И. Б. Компьютерное моделирование в промышленном дизайне. – СПб. : Питер, 2013. – 92 с.
6. Артеменко Р. Ю. Анімаційне моделювання та визначення динамічних характеристик роботи коробки швидкостей верстату ИР-320 / Р.Ю. Артеменко // Всеукраїнська науково-практична конференція студентів, аспірантів та молодих учених «Новітні технології у науковій діяльності і навчальному процесі». – Чернігів : ЧНТУ, 2017. – С. 11–13.

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

7. Воскобойникова Ю. В. Особливості проектування приводів головного руху верстатів з використанням CAD/CAM/CAE / Ю. В. Воскобойникова, А. Г. Рудник // Всеукраїнська науково-практична конференція студентів, аспірантів та молодих учених «Новітні технології у науковій діяльності і навчальному процесі». – Чернігів : ЧНТУ, 2017. – С. 15–17.

8. Михальченко Д. О. Анімаційне моделювання храпових механізмів для створення обертального переривчастого руху / Д. О. Михальченко // Всеукраїнська науково-практична конференція студентів, аспірантів та молодих учених «Новітні технології у науковій діяльності і навчальному процесі». – Чернігів : ЧНТУ, 2017. – С. 22–23.

9. Пасов Г. В. Анімаційне моделювання механізмів для створення реверсивного, обертального руху / Г. В. Пасов, В. І. Венжега, А. В. Рудик // Технічні науки та технології: науковий журнал. – 2016. – № 1 (3). – С. 60–65.

10. Пасов Г. В. Анімаційне моделювання рейкових та черв'ячно-рейкових передач для створення прямолінійного поступального / Г. В. Пасов, О. С. Следнікова, А. В. Кологойда // Технічні науки та технології: науковий журнал. 2017. – № 4 (10). – С. 27–32.

References

1. Bochkov, V. M. & Silin, R. I. (2000). *Obladnannia avtomatyzovanoho vyrobnyctva [Equipment for automated production]*. Lviv: Lvivska politehnika [in Ukrainian].

2. Grabchenko, A. I., Dobroskok, V. L. & Fedorovych, V. A. (2006). *3D-modelirovaniealmazno-abrazivnykh instrumentov i protsessov shlifovaniia [3D-modeling of diamond-abrasive tools and grinding processes]*. Kharkiv: NTU «KhPI» [in Russian].

3. Marov, M. N. (2010). *Entsiklopediia 3ds max 8 (+CD) [Encyclopedia 3ds max 8 (+ CD)]*. Saint Petersburg: «Pyter» [in Russian].

4. Gorelik, A. G. (2011). *Osnovy modelirovaniia i vizualizatsii v 3ds max (v uprazhneniakh) [Basics of modeling and visualization in 3ds max (in exercises)]*. Saint Petersburg: Piter [in Russian].

5. Abbasov, I. B. [2013]. *Kompiuternoe modelirovanie v promyshlennom dizaine [Computer modeling in industrial design]*. Saint Petersburg: Piter [in Russian].

6. Artemenko, R. Yu. (2017). Animatsiine modeliuвання ta vyznachennia dynamichnykh kharakterystyk roboty korobky shvydkosti verstatu IR-320 [Animation modeling and definition of dynamic characteristics of the box speed of the machine IR-320]. *Novitni tekhnologii u naukovii diialnosti i navchalnomu protsesi – The latest technologies in the scientific activity and educational process: Proceedings of All-Ukrainian scientific and practical conference of students, postgraduates and young scientists*. (pp. 11-13). Chernihiv: ChNTU [in Ukrainian].

7. Voskoboinykova, Yu. V. & Rudnyk, A. H. (2017). Osoblyvosti proektuvannia pryvodiv holovnoho rukhu verstativ z vykorystanniam CAD/CAM/CAE [Features of the design of drives of the main movement of machines using CAD/CAM/CAE]. *Novitni tekhnologii u naukovii diialnosti i navchalnomu protsesi – The latest technologies in the scientific activity and educational process: Proceedings of All-Ukrainian scientific and practical conference of students, postgraduates and young scientists*. (pp. 15–17). Chernihiv: ChNTU [in Ukrainian].

8. Mykhalchenko, D. O. Animatsiine modeliuвання khrapovykh mekhanizmiv dlia stvorennia obertalnoho pereryvchastoho rukhu [Animation modeling of ratchet mechanisms for creating rotational intermittent motion]. *Novitni tekhnologii u naukovii diialnosti i navchalnomu protsesi – The latest technologies in the scientific activity and educational process: Proceedings of All-Ukrainian scientific and practical conference of students, postgraduates and young scientists*. (pp. 22–23). Chernihiv: ChNTU [in Ukrainian].

9. Pasov, H. V., Venzheha, V. I. & Rudyk, A. V. (2016). Animatsiine modeliuвання mekhanizmiv dlia stvorennia reversyvnogo, obertalnoho rukhu [Animation simulation of reverse mechanism for creating rotary motion]. *Tekhnichni nauky ta tekhnologii – Technical sciences and Technology, 1 (3)*, 60–65 [in Ukrainian].

10. Pasov, H. V., Sliednikova, O. S. & Kolohoida, A. V. (2017). Animatsiine modeliuвання eieovykh ta cheriachno-reikovykh peredach dlia stvorennia priamoliniinoho postupalnoho rukhu [Animation modeling of river and wrench-recharge transmission for establishing a primary linear motion]. *Tekhnichni nauky ta tekhnologii – Technical sciences and Technology, 4 (10)*, 27–32 [in Ukrainian].

UDC 621.9.06

*Hennadii Pasov, Volodymyr Venzhega***ANIMATION MODELING OF HYDROCYLINDERS AND PNEUMIC CAMERA FOR ESTABLISHING A PRIMARY LINEAR MOTION**

Urgency of the research. Modern education should be bright, accurate, fast and cheap. Using animated simulation allows you to achieve this.

Target setting. Education is the foundation of any society. Nowadays, in the process of studying various academic disciplines, many sources of various information are used: textbooks, manuals, journals, the Internet. In modern conditions, the use of electronic computers in the educational process, especially personal computers (PCs) and highly intelligent software products opens up wide opportunities.

Actual scientific researches and issues analysis. Traditionally, when mastering any academic discipline, a student must study it in lectures, laboratory and practical classes. However, as a rule, illustrations of the appearance, structure and construction of various mechanisms in the form of two-dimensional static schemes of elements are used as a visual material. It is the use of computers and related software products that allows us to improve the learning process (and education in general), providing it with intensity and interactive content.

Uninvestigated parts of general matters defining. It is necessary to improve the training to offer animation models for creating a straight forward motion using hydraulic cylinders and pneumatic chambers.

The research objective. The purpose of this work is to offer animated modeling of rectilinear translational motion using hydraulic cylinders and pneumatic chambers.

The statement of basic materials. In Chernihiv National University of Technology (CHNUT) at the Department of Automobile Transport and Industrial Mechanical Engineering for studying such disciplines as "Lifting and transport equipment and robots", "Specialized rolling stock of motor vehicles and loading machines", "Equipment and transport of assembly shops", "Industrial robots", "Metalworking equipment" the following training products were developed: "Animation of the work of hydraulic cylinders to create a straight forward motion" and "Anima the operation of pneumatic chambers to create a straight forward movement". The animations were developed for the Industrial Robots laboratories with real robots: MP-11, M10P, M20P, RM-01 and Metalworking Equipment.

Conclusions. The proposed software products allow you to make learning more vivid, clear and cheap. The proposed software products have some limitations, and in particular, there is no possibility of interactive control of these mechanisms. It is advisable to fix this problem in future versions.

Key words: animation, modeling, hydraulic cylinder, pneumatic chamber, rectilinear, translational motion.

Fig.: 7. **References:** 10.

Пасов Геннадій Володимирович – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри автомобільного транспорту та галузевого машинобудування, Чернігівський національний технологічний університет (вул. Шевченка, 95, м. Чернігів, 14035, Україна).

Pasov Hennadii – PhD in Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Automobile Transport and Sectoral Machine Building, Chernihiv National University of Technology (95 Shevchenka Str., 14035 Chernihiv, Ukraine).

E-mail: genapasov@gmail.com

ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-7248-9085>

ResearcherID: H-4455-2014

Венжега Володимир Іванович – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри автомобільного транспорту та галузевого машинобудування, Чернігівський національний технологічний університет (вул. Шевченка, 95, м. Чернігів, 14035, Україна).

Venzhega Volodymyr – PhD in Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Automobile Transport and Sectoral Machine Building, Chernihiv National University of Technology (95 Shevchenka Str., 14035 Chernihiv, Ukraine).

E-mail: venzhegavi@ukr.net

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-8857-349X>

ResearcherID: J-4761-2014

Олег Шаповалов, Денис Колесник, Олег Пилипенко

НАВАНТАЖЕНІСТЬ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ВЕРТОЛЬОТНИХ РЕДУКТОРІВ ТА ЇХ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН

Актуальність теми дослідження. Для обґрунтованого збільшення ресурсу вертольотних редукторів необхідно мати наявні дані по навантаженості їх зубчастих передач на основних режимах польоту, результати стендових випробувань, розрахунків на міцність, витривалість, напружено-деформівного стану і т. ін. Отримані результати будуть використані в перевірочних розрахунках, випробуваннях відповідних деталей редукторів за різними критеріями при підготовці висновків про доцільність продовження ресурсів трансмісії вертольотів Ми-8 та їх модифікацій.

Постановка проблеми. Виявлення можливості збільшення ресурсів зубчастих передач головного, проміжного і хвостового редукторів вертольотів Ми-8 та їх модифікацій.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У раніше проведених дослідженнях дана оцінка навантаженості та напружено-деформованого стану зубчастих передач в основному для однопарного зачеплення зубчастих коліс.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. Специфіка роботи зубчастих передач вертольотних редукторів полягає в урахуванні реальної багатопарності зачеплення, характерної для авіаційних передач.

Мета статті. Розглянути наявні дані по статичних та динамічних навантаженнях у зоні багатопарного зачеплення.

Виклад основного матеріалу. Розглянуті навантаженість високошвидкісних зубчастих передач редукторів на злітному і крейсерському режимах експлуатації, статичний розподіл навантаження між зубцями в зоні багатопарного зачеплення, динамічні навантаження в зачепленні зубчастих коліс.

Висновки відповідно до статті. Найбільш небезпечним для роботи зубчастого вінця є крайковий контакт на вході в зачеплення і виході з нього, де мають місце максимальні контактні напруження.

Ключові слова: зубчасті передачі; навантаженість; статичні та динамічні навантаження; напружено-деформований стан.

Рис.: 9. Бібл.: 8.

Актуальність теми дослідження. Довговічність зубчастих передач здебільшого залежить від режимів їх навантаження під час експлуатації, а також конструктивно-технологічних факторів. Вирішальний вплив на формування розподілу навантаження в передачі здійснюють прогини зубців, неоднакові по ширині зубчастого вінця. Складний напружено-деформований стан зуба спричиняє труднощі у врахуванні податливості на згин зубців під час визначення питомого навантаження по довжині контактної лінії.

В аерокосмічному й військовому застосуванні, де вага відіграє одну з головних ролей [1], системи зубчастих передач проектується за умов, що суттєво позначаються на їх довговічності. Крім того, зубчасті передачі іноді проектують, застосовуючи статичний аналіз. Проте коли вони працюють на великих частотах обертання, треба враховувати декілька факторів, що кардинально впливають на їх виконання. Це жорсткість валів на кручення, навантаження і деформації зубчастих коліс, похибки кроків зачеплення і профілів зубців, частоти обертання, маси й моменти інерції зубчастих коліс та валів, маси та моменти інерції ведучих і ведених деталей та вузлів.

Для обґрунтованого збільшення ресурсу вертольотних редукторів [2] необхідно мати наявні дані щодо навантаженості їх зубчастих передач на основних режимах польоту, результати стендових випробувань, розрахунків на міцність, витривалість, напружено-деформівний стан і т. ін. Отримані результати будуть використані в перевірочних розрахунках, випробуваннях відповідних деталей редукторів за різними критеріями і підготовці висновків про доцільність продовження ресурсів трансмісії вертольотів Ми-8 та їх модифікацій.

Постановка проблеми. Виявлення можливості збільшення ресурсів зубчастих передач головного, проміжного та хвостового редукторів вертольотів Ми-8 та їх модифікацій.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У більшості раніше проведених досліджень дана оцінка навантаженості та напружено-деформованого стану зубчастих передач в основному для однопарного зачеплення зубчастих коліс.

Виділення недосліджених раніше частин загальної проблеми. Специфіка роботи зубчастих передач вертольотних редукторів полягає в урахуванні реальної багатопарності зачеплення, характерної для авіаційних передач.

Мета статті. Розглянути наявні дані по статичних та динамічних навантаженнях у зоні багатопарного зачеплення.

Виклад основного матеріалу. Навантаженість зубчастих передач редукторів.

За умовами роботи вертольота можуть бути реалізовані дві ситуації загального експлуатаційного навантаження вертольотних систем (рис. 1) [3].

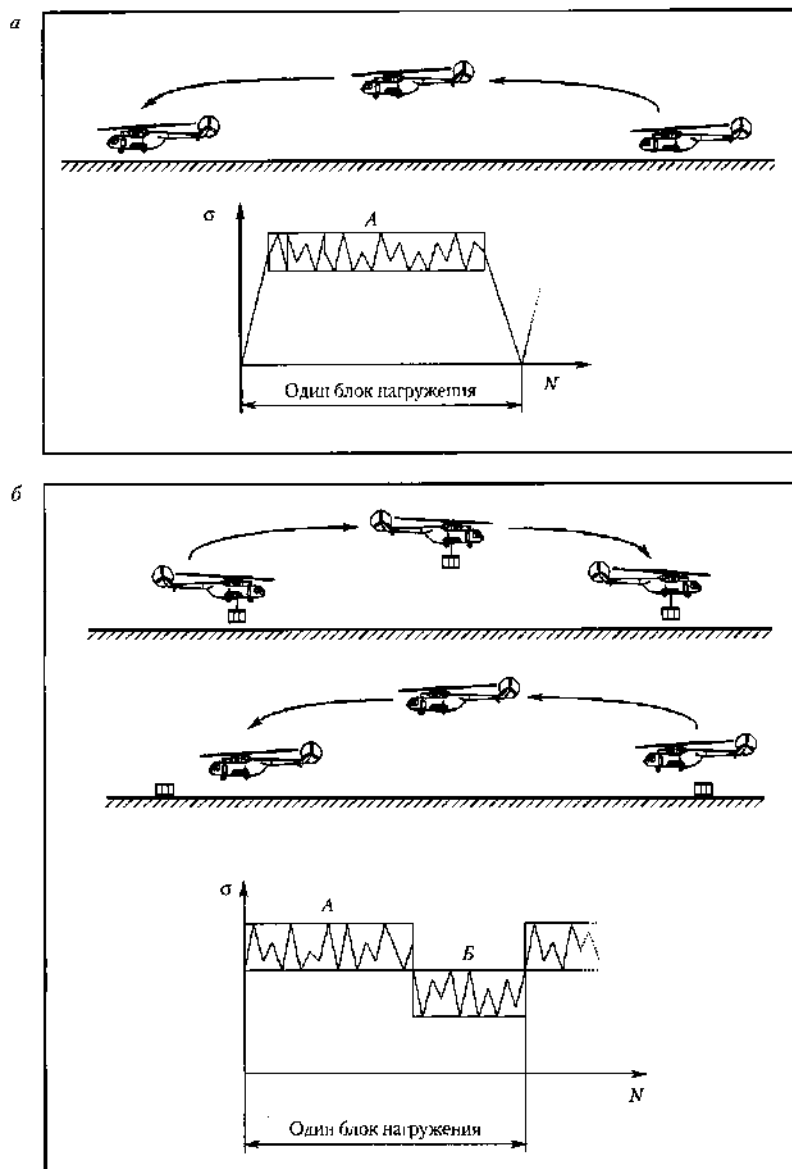


Рис. 1. Схема двох блоків циклічного навантаження вертольота при двох варіантах його роботи:

а) перевезення вантажу з посадкою і б) без посадки

В одному випадку вертольот перелітає з вантажем і повертається без нього, не здійснюючи посадки після звільнення від вантажу. В іншому випадку має місце переліт з вантажем, в одному та іншому напрямку зі звільненням від нього під час посадки вертольота. Обидві ситуації мають свої особливості пошкоджуваності матеріалу зубчастих коліс за повний цикл навантаження.

Особливості роботи редукторів і різні умови навантаження зубчастих коліс за політ не дозволяють однозначно виявляти домінуючий цикл навантаження для визначення ресурсу за критерієм недопущення їх руйнування, що призводить до втрати керованості вертольотом у польоті. Отримувана інформація про умови навантаження зубчастих коліс

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

під час виникаючих експлуатаційних руйнувань дає змогу встановити еквіваленти руйнівної дії навантажень під час роботи вертольота. Ця інформація необхідна не тільки для експертних досліджень причин руйнування зубчастих коліс, аналізу закономірностей їх навантаження в польоті, але вона може бути використана також під час вирішення питання про продовження терміну їх служби після напрацювання 10^9-10^{10} циклів.

На корпусі головного редуктора замикаються прикладені до вертольота зовнішні навантаження, тобто сили й моменти. Навантаженість можна виразити через безрозмірний параметр $\psi = \frac{C\Delta_0}{F_b}$, де C – питома жорсткість зубців в точці контакту;

$\Delta_0 = \sqrt{\Delta p_{b1}^2 + \Delta p_{b2}^2}$ – найбільша ймовірна різниця основних кроків; F_b – нормальне до профілю навантаження без врахування динамічного підсилення [1].

Найменша навантаженість (найбільше значення ψ) типова для високошвидкісних зубчастих передач редукторів турбовентиляторних двигунів та перших ступенів головних редукторів вертольотів, що відпрацьовують за ресурс $10^9 - 10^{10}$ циклів навантажень при колових швидкостях $v = 40-90$ м/с. Найбільша навантаженість (найменше значення ψ) характерна для зубчастих передач останніх ступенів редукторів вертольотів.

На рис. 2 показані зміни середніх значень параметра ψ_{cp} для зубчастих передач редукторів вертольотів при різних режимах експлуатації.

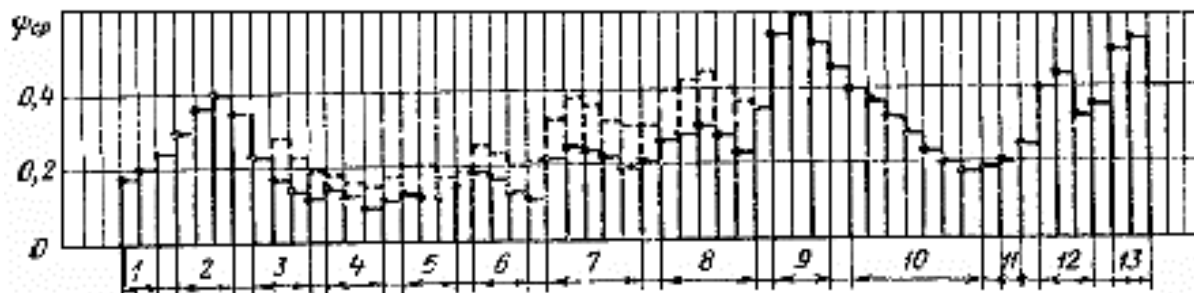


Рис. 2. Зміни параметра ψ_{cp} для зубчастих передач редукторів вертольотів на злітному (—) і крейсерському (- - -) режимах експлуатації

Навантаженість можна виразити і через коефіцієнт K_0 , що має розмірність напружень [1]:

$$K_0 = \frac{2T_1}{d_{w1}^2 b} \frac{1 \pm u}{u}$$

де T_1 – номінальний крутний момент; d_{w1} – діаметр початкового кола; b – ширина зубчастого вінця; $u = \frac{z_2}{z_1}$ – передаточне число (плюс – для передач зовнішнього зачеплення, мінус – для внутрішнього); для застосовуваних авіаційних зубчастих передач $30 \leq K_0 \leq 80$.

Статичний розподіл навантаження між зубцями. Розглянемо статичний розподіл навантаження в зоні двопарного зачеплення, коли коефіцієнт торцевого перекриття лежить у межах $1,0 \leq \varepsilon_\alpha \leq 2,0$ [4]. Пари зубців, що йдуть позаду і попереду, навантажені відповідно силами F_I і F_{II} . Тоді номінальне нормальне погонне навантаження $F_b = F_I + F_{II} = \frac{2000T}{d_b b}$ Н/мм. Оскільки пружна деформація зубців $\delta = F/C$, де C – жорсткість спряжених зубців у деякій контактній точці, то, беручи до уваги умову сумісності деформацій, будемо мати:

$$\begin{aligned}
 F_I &= (F_b + \Delta_0 C_{II}) \frac{C_I}{C_I + C_{II}}; \\
 F_{II} &= (F_b - \Delta_0 C_I) \frac{C_{II}}{C_I + C_{II}},
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

де $\Delta_0 = \sqrt{f_{pb1}^2 + f_{pb2}^2}$ – найбільша ймовірна різниця основних кроків, причому $f_{pb1,2}$ – абсолютне значення граничного відхилення основного кроку у шестерні z_1 і колеса z_2 . Якщо пружна деформація зубців $\delta > \Delta_0$, то відбувається розподіл зусилля між двома парами зубців, якщо ж $\delta < \Delta_0$, то працює одна пара зубців і перекриття відсутнє.

Якщо в першому наближенні прийняти $C_I = 12,5 \cdot 10^3 \text{ Н/мм}^2$, а $C_{II} = 16,5 \cdot 10^3 \text{ Н/мм}^2$ [2], то (1) набуде вигляду:

$F_I = 0,43(1 + \psi_k)F_b$; $F_{II} = 0,57(1 - \psi_{cp})F_b$, де $\psi_k = C_{II}\Delta_0 / F_b$; $\psi_{cp} = C_I\Delta_0 / F_b$ – безрозмірні параметри, що характеризують навантаженість зубчастої передачі під час крайкового й серединного контакту відповідно. Крім того, слід враховувати, що $\psi_k = (C_{II} / C_I)\psi_{cp}$ або $\psi_k = 1,3\psi_{cp}$.

Авіаційні зубчасті передачі є «точними під навантаженням» (статистична категорія). Для них характерний розподіл навантаження між спряженими парами зубців, що можна виразити умовою $\psi_{cp} < 1$.

Розглянемо передачу, коли в зачепленні одночасно знаходяться три пари зубців I, II і III , тобто коли коефіцієнт торцевого перекриття лежить у межах $2,0 < \varepsilon_\alpha < 3,0$ (рис. 3).

При складанні умов сумісності деформацій основний крок, наприклад, між зубцями I і II шестерні p'_{b11} дорівнює основному кроку p'_{b21} між тими ж зубцями I і II на колесі. З картини деформацій випливає, що

$$p'_{b11} = p_{b11} + \delta_{I_1} - \delta_{II_1}; \quad p'_{b21} = p_{b21} + \delta_{II_2} - \delta_{I_2}; \quad \delta_I = \delta_{I_1} + \delta_{I_2}; \quad \delta_{II} = \delta_{II_1} + \delta_{II_2}.$$

Тоді після перетворень, приймаючи, що $\Delta_0 = (\Delta_0)_{I-II} = p_{b21} - p_{b11}$, отримаємо

$$\delta_I = \delta_{II} + \Delta_0. \tag{2}$$

Аналогічно для зубців $II-III$, приймаючи $\Delta_0 = (\Delta_0)_{II-III} = p_{b22} - p_{b12}$, маємо

$$\delta_{II} = \delta_{III} + \Delta_0. \tag{3}$$

Для визначення статичних навантажень на спряжені зубці додатково запишемо:

$$F_b = F_I + F_{II} + F_{III}; \quad F_I = C_I \delta_I; \quad F_{II} = C_{II} \delta_{II}; \quad F_{III} = C_{III} \delta_{III}. \tag{4}$$

Із сумісного рішення рівнянь (2) – (4) отримаємо:

$$\begin{aligned}
 F_I &= \frac{C_I}{C_I + C_{II} + C_{III}} \left[\frac{2000T_1}{d_{b1}b} + (C_{II} + 2C_{III})\Delta_0 \right]; \\
 F_{II} &= \frac{C_I}{C_I + C_{II} + C_{III}} \left[\frac{2000T_1}{d_{b1}b} + (C_{III} - C_I)\Delta_0 \right]; \\
 F_{III} &= \frac{C_I}{C_I + C_{II} + C_{III}} \left[\frac{2000T_1}{d_{b1}b} - (C_{II} + 2C_I)\Delta_0 \right].
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

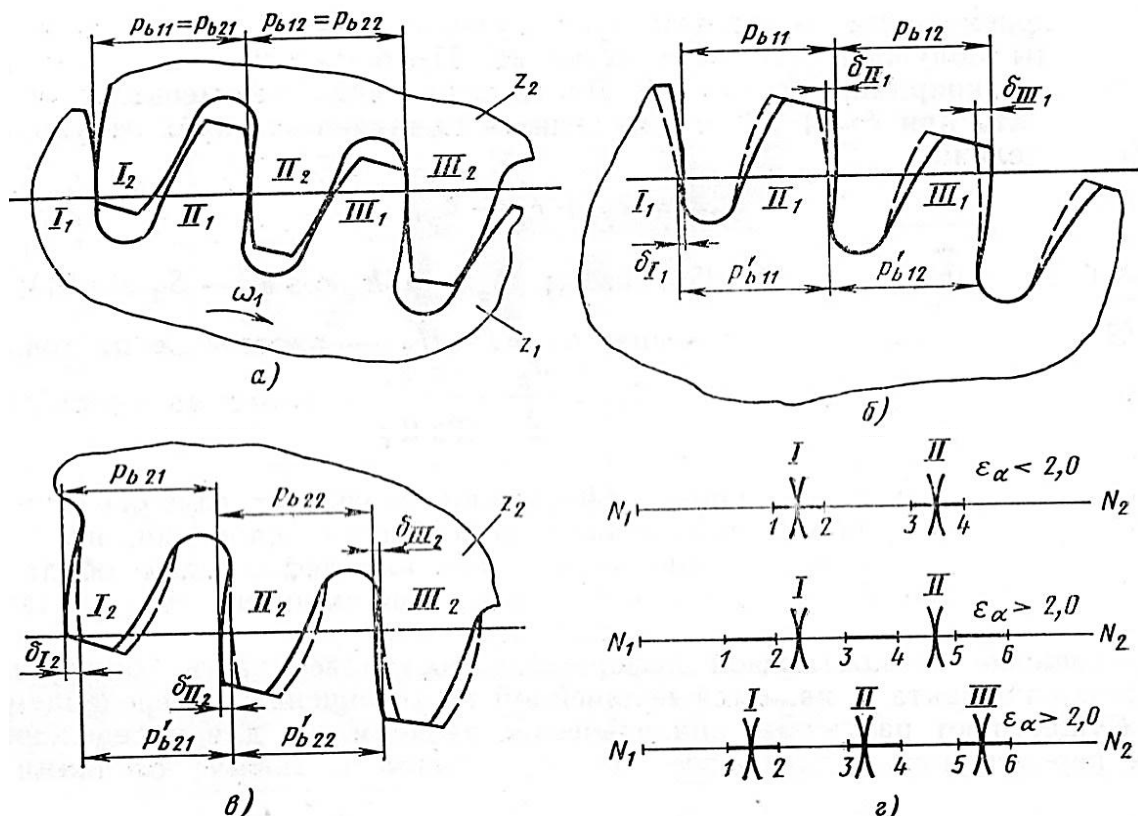


Рис. 3. Евольвентне зачеплення зубчастих коліс:

а – при $\epsilon_\alpha > 2,0$; б – деформація шестерні z_1 ; в – деформація колеса z_2 ;

г – схеми двопарного зачеплення при $\epsilon_\alpha < 2,0$ та $\epsilon_\alpha > 2,0$ і трьохпарного зачеплення при $\epsilon_\alpha > 2,0$

У розрахунках на міцність навантаження, що припадає на одну пару зубців в багатопарному контакті, враховується коефіцієнтом статистичного розподілу зусиль $K_a = F_j / F_b$, де F_j – навантаження, що передається j парою зубців і визначається з (1) або (5), Н/мм.

Динамічні навантаження в зачепленні евольвентних зубчастих коліс. Зачеплення зубчастих коліс у редукторах і трансмісіях спричиняють збурення динамічних навантажень і високочастотних вібрацій. На рис. 4 представлені динаміка і схеми руху зубців під час входу в зачеплення і виходу з нього [4; 5]. Найбільш небезпечним для роботи зубчастого вінця є крайковий контакт на вході в зачеплення 1, 2 і виході з нього 3, 4. Досвід свідчить, що в цих точках мають місце максимальні контактні напруження.

Динамічні навантаження під час входу в зачеплення і виходу з нього обчислюють окремо для точних і неточних під навантаженням зубчастих передач, причому передачі з $2,0 < \epsilon_\alpha < 3,0$ розглядаються тільки як точні під навантаженням, тому що в іншому випадку їх застосування недоцільне.

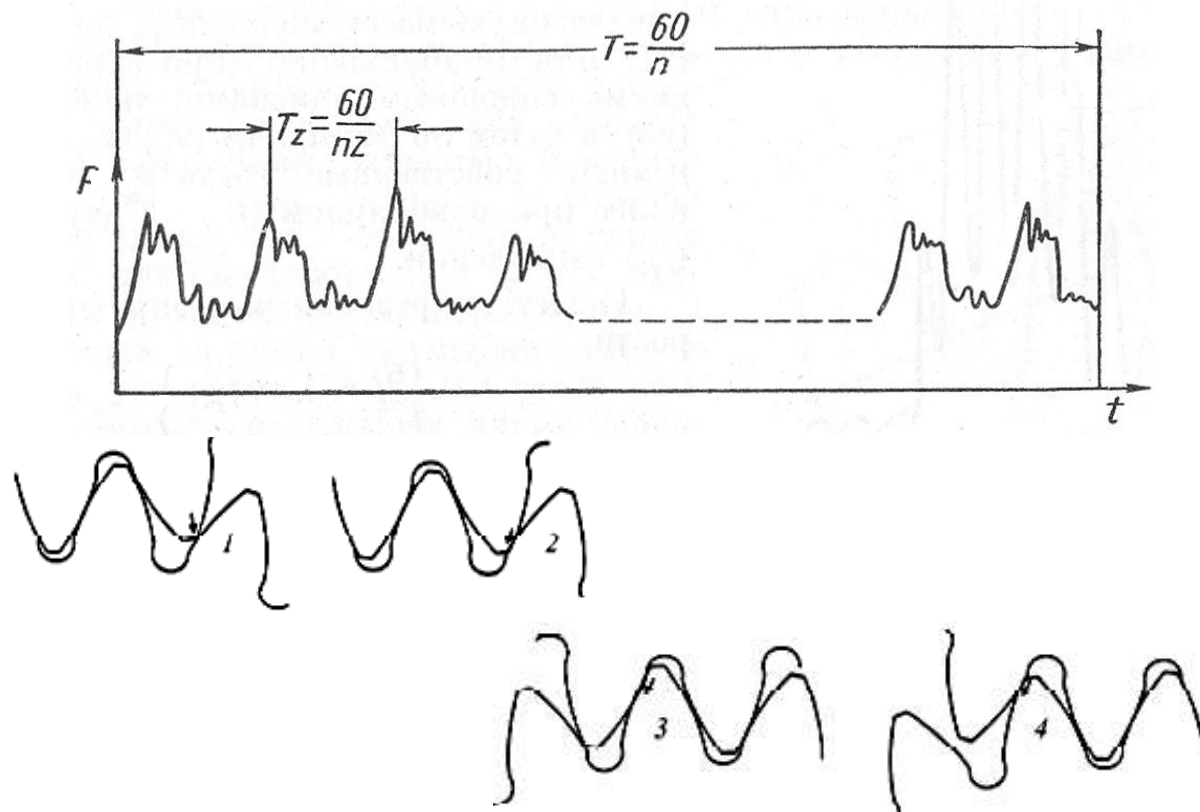


Рис. 4. Рух зубців у зачепленні:

1, 2 – під час входу в зачеплення; 3, 4 – під час виходу з зачеплення

Динамічний процес зачеплення розглядається з такими припущеннями [6; 7].

1. Похибки зачеплення зумовлюються тільки похибками основного кроку.

2. Кожне переспряження зубців розглядається як динамічно ізольоване явище з такими початковими умовами:

$$\delta_I(0) = \delta_I^{CT}; \quad \delta_{II}(0) = \delta_{II}^{CT}; \quad \delta_{III}(0) = \delta_{III}^{CT}; \quad \omega_1(0) = \omega_{1CP}; \quad \omega_2(0) = \omega_{2CP}, \quad (6)$$

де δ_I^{CT} , δ_{II}^{CT} , δ_{III}^{CT} – статичні деформації зубців; $\omega_{1,2}$ – кутові швидкості коліс, рад/с; $\omega_{1,2CP}$ – їх середні значення; I, II, III – індекси пар зубців, що перебувають у зачепленні, у послідовності, оберненій до входу в зачеплення.

3. Контакт зубців відбувається достатньо близько від лінії зачеплення, при цьому радіуси кривизни евольвент на ділянках переспряження не змінюються.

4. Жорсткість пари зубців у кожній фазі зачеплення є величиною постійною.

Динамічний процес у зачепленні можна описати такими рівняннями.

1. Диференційні рівняння руху зубчастих коліс в загальному випадку багатопарного контакту мають вигляд:

$$\begin{aligned} J_1 \frac{d\omega_1}{dt} &= T_1 - F_I r_{I1} - F_{II} r_{II1} - \dots - F_j r_{j1}; \\ J_2 \frac{d\omega_2}{dt} &= -T_2 + F_I r_{I2} + F_{II} r_{II2} + \dots + F_j r_{j2}, \end{aligned} \quad (7)$$

де $J_{1,2}$ – моменти інерції коліс разом із жорстко пов'язаними з ними деталями, $H \cdot c^2 / m^2$; $T_{1,2}$ – величини крутних моментів на ведучому і веденому колесах відповідно, $H \cdot m$; F_j – зусилля в зачепленні j -ої пари зубців, Н/м; $r_{j1,2}$ – радіуси дії зусиль F_j , м.

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

2. Рівняння сумісного руху зубчастих коліс без врахування впливу деформації обо-
да, опор і валів на переміщення точок контакту:

$$\omega_1 r_{j1} - \omega_2 r_{j2} = \frac{d\delta_j}{dt}. \quad (8)$$

При $\delta_j < 0$ відбувається зближення зубців; при $\delta_j > 0$ – пружна деформація.

3. Деформація пари зубців δ пропорційна прикладеній силі

$$F_j = \begin{cases} C_j \delta_j & \text{при } \delta_j > 0 \text{ (пружна деформація);} \\ 0 & \text{при } \delta_j < 0 \text{ (зазор).} \end{cases} \quad (9)$$

Характер динамічних навантажень залежить від співвідношення між періодом влас-
них коливань T , періодом переспряження зубців T_z і часом T^* реалізації початкового
періоду їх переспряження.

При $T < T^*$ відбувається загасання власних коливань до входження зубців у наступ-
ну фазу зачеплення. При цьому кожне переспряження можна розглядати як ізольований
динамічний процес. До цього випадку можна віднести з деяким наближенням співвід-
ношення $T^* < T \ll T_z$, що найбільш характерне для більшості зубчастих передач.

Частота і період власних коливань розраховуються за формулою:

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{3\Sigma}}{M_{PP}}} 10^3, \quad (10)$$

де наведена маса коліс у вигляді дисків

$$M_{PP} = \frac{\pi \gamma_1 d_{b1}^2 u^2}{8 \cos^4 \alpha_w (\gamma_1 / \gamma_2 + u^2)}, \quad (11)$$

де $\gamma_{1,2}$ – питома густина матеріалів коліс, кг/м³; $c_{3\Sigma}$ – сумарна жорсткість зачеплен-
ня, Н/мм².

При цьому припускається, що:

а) у зачепленні перебувають N або $N-1$ пар зубців, де $N=2 \dots 3$ – найбільша кількість
пар зубців у зачепленні для цього коефіцієнта торцевого перекриття ε_α ;

б) контакт відбувається по лінії зачеплення;

в) статичні навантаження на зубцях достатні для запобігання їх розтисканню.

При T , сумірному з часом фазового зачеплення, можна прийняти сумарну жорст-
кість $c_{3\Sigma}$ рівною сумі жорсткостей пар зубців, що беруть участь у цій фазі контакту.
При великих швидкостях, коли період власних коливань може охопити декілька перес-
пряжень, частота власних коливань визначається середньою жорсткістю зачеплення

$$c_{3\Sigma} = c_{CP\Sigma} = c_{N\Sigma} [\varepsilon_\alpha - (N-1)] + c_{(N-1)\Sigma} (N - \varepsilon_\alpha), \quad (12)$$

де $c_{N\Sigma}$ і $c_{(N-1)\Sigma}$ – сумарні жорсткості зачеплення в кожній з його двох фаз.

Під час контакту на вході в зачеплення (крайковий контакт) точність передачі ха-
рактеризується параметром

$$\psi_{KP} = \frac{|\Delta_0|}{\delta_{KP\Sigma}}. \quad (13)$$

Деформація зубців, що йдуть попереду, для передач з $\varepsilon_\alpha < 2,0$ дорівнює

$$\delta_{KP\Sigma} = \frac{F_b}{c_3}, \quad (14)$$

а для передач, коли $2,0 < \varepsilon_\alpha < 3,0$, з урахуванням знаку похибки,

$$\delta_{KPS} = \left[F_b + \frac{|\Delta_0|(c_5 + c_3) - \Delta_0(c_5 - c_3)}{2} \right] \frac{1}{c_5 + c_3}, \quad (15)$$

де індекси 1, 2, ..., 5 відповідають точкам переспряження (рис. 3, з). Оскільки додатна величина Δ_0 збільшує δ_{KPS} , тому під час розрахунку динамічних навантажень приймають $\Delta_0 > 0$.

Під час контакту на виході з зачеплення (серединний контакт) на динамічне навантаження більший вплив справляє від'ємна величина похибки основних кроків $\Delta_0 < 0$, і тоді точність передачі визначається параметром

$$\psi_{CP} = \frac{|\Delta_0|}{\delta_{CP\Sigma}}, \quad (16)$$

де для передач з $\varepsilon_\alpha < 2,0$ $\delta_{CP\Sigma} = \frac{F_b}{c_4}$, а для передач з $2,0 < \varepsilon_\alpha < 3,0$ $\delta_{CP\Sigma} = \frac{(F_b + |\Delta_0|)c_4}{c_4 + c_6}$.

$$\Delta_0 + \delta_{KPS} > 0. \quad (17)$$

Точні під навантаженням передачі характеризуються величиною $\psi_{CP} < 1$.

Динамічні навантаження на вході зубців у зачеплення виникають внаслідок крайкового удару спричиненого похибкою зачеплення (рис. 5) [8]

$$\Delta_0 + \delta_{KPS} > 0. \quad (18)$$

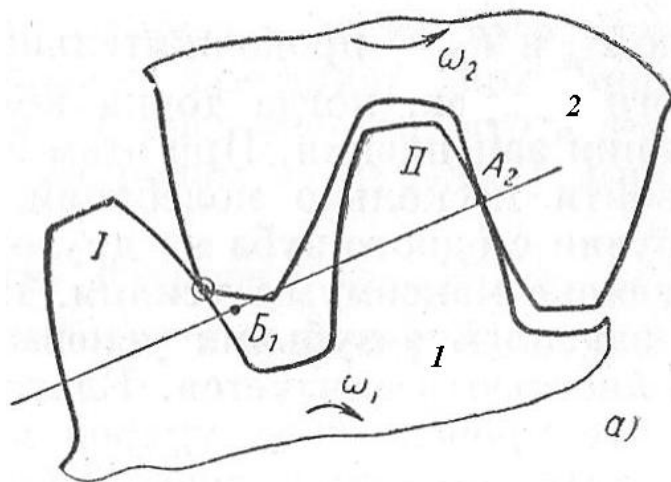


Рис. 5. Крайковий удар

У силових передачах зазвичай $\delta_{KPS} > |\Delta_0|$. Тому крайковий удар відбувається завжди і, чим більше Δ_0 , тим суттєвіше похибка при вході в зачеплення. В авіаційних високонапружених точних передачах похибки основних кроків у декілька разів менше деформації зубців, яка відіграє головну роль у динаміці передачі. Збільшення числа зубців, що перебувають у зачепленні, підвищує жорсткість зачеплення, знижує його похибку і зменшує динамічні навантаження. Для зменшення величини динамічних навантажень на вході в зачеплення профілі зубців піддають модифікації, параметри якої залежать від умов навантаження, точності виготовлення і параметрів зубчастої передачі.

Зважаючи на те, що під час крайкового контакту реалізується максимальне значення динамічного навантаження, залежність для максимальних коефіцієнтів динамічного навантаження має вигляд [7]:

$$K_{Fv_{KP}} = \left\{ \begin{array}{ll} 1 + \frac{c_1}{c_K} v_{KP} & \text{при } 0 \leq v_{KP} \leq 1; \\ \frac{c_1}{c_K} & \text{при } v_{KP} \geq 1, \end{array} \right\} \quad (19)$$

де $v_{KP} = 2 / (\zeta_{KP} \beta_{KP})$; $\zeta_{KP} = \sqrt{c_{N\Sigma} / c_{3\Sigma}}$; $\beta_{KP} = 2\pi(T_{KP} / T)$;

$c_{N\Sigma}$ – сумарна жорсткість зачеплення під час крайкового контакту:

$c_{N\Sigma} = c_1 + c_3$ при $\varepsilon_\alpha < 2,0$ і $c_{N\Sigma} = c_1 + c_3 + c_5$ при $2,0 < \varepsilon_\alpha < 3,0$;

c_{KP} – сумарна жорсткість зачеплення у фазі, що передувала крайковому контакту:

для $1,0 < \varepsilon_\alpha < 2,0$ $c_{KP} = c_3$; для $2,0 < \varepsilon_\alpha < 3,0$ $c_{KP} = c_3 + c_5$ (рис. 3, з).

Рисунок 6 ілюструє результати моделювання за допомогою методу скінчених елементів жорсткості зачеплення зубчастої пари з коефіцієнтом перекриття $\varepsilon < 2$ і високим коефіцієнтом перекриття $\varepsilon > 2$ з аналогічними параметрами профіля зубців. На резонансних режимах роботи зубчастої передачі динамічні навантаження зростають у 2÷4 рази, а робота передачі може супроводжуватись розмиканням зубців (рис. 6) [4; 8].

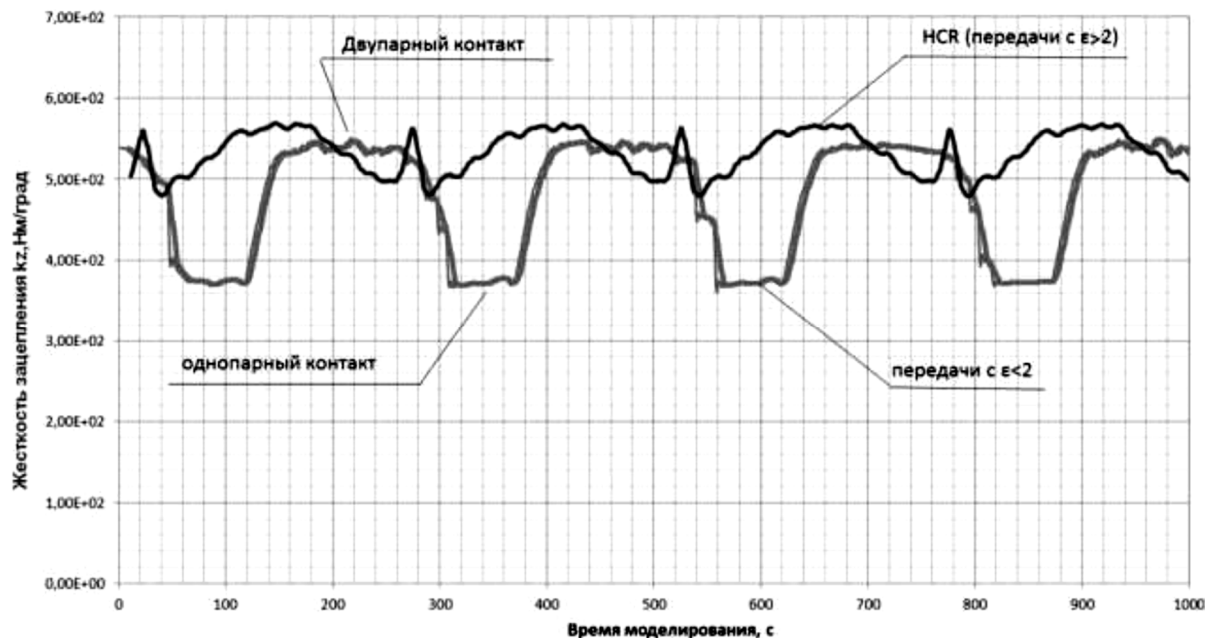


Рис. 6. Жорсткості зачеплення при різних коефіцієнтах перекриття

На рис. 7 [1] представлені залежності максимальних значень коефіцієнтів динамічного навантаження від $\varphi_{KP} = \arctg(1 / \beta_{KP})$ при різних значеннях коефіцієнтів торцевого перекриття ε_α .

Порівняння граничних коефіцієнтів динамічного навантаження свідчить про те, що в зубчастих передачах з $2,05 < \varepsilon_\alpha < 3,0$ вони під час крайкового контакту вдвічі менші. Зауважимо, що гранична величина коефіцієнта динамічного навантаження при $v_{KP} > 1$ залежить від співвідношення жорсткостей c_1 / c_K .

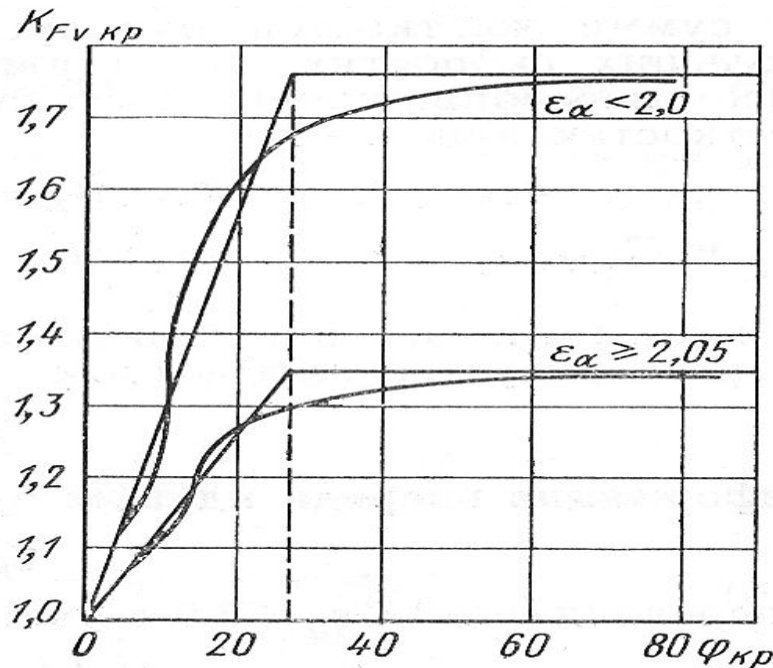


Рис. 7. Залежність коефіцієнта динамічного навантаження під час входу в зачеплення

При $\psi_{kp} > 1$ зубчаста передача є неточною під навантаженням і для визначення динамічних навантажень використовуються такі залежності:

$$K_{Fv_{kp}} = \begin{cases} 1 + (c_1/c_3 + \psi_{CP} - 1)v_{kp} & \text{при } 0 < v_{kp} < 1; \\ c_1/c_3 - \psi_{CP} & \text{при } v_{kp} \geq 1. \end{cases} \quad (20)$$

Коефіцієнт динамічного навантаження в інших точках контакту визначається з урахуванням зміни жорсткості пари зубців:

$$K_{Fv_{kpi}} = (c_i/c_1)K_{Fv_{kp}}. \quad (21)$$

У випадку крайкового удару в статично малонавантажених, ненавантажених і неточних передачах ($\psi_{CP} \gg 1$), коли $F_b \ll c_1\Delta_0$, динамічні навантаження визначаються так, як і при $F_b = 0$. При цьому максимальне значення динамічного навантаження становить:

$$F_d = c_1\Delta_0 K_{CM}, \quad (22)$$

де K_{CM} – коефіцієнт пом'якшення динамічного навантаження в основному демпфіруючим масляним шаром, для чого вводиться поправка на товщину масляної плівки $\Delta_M = 5 \text{ мкм}$ при $\Delta_0 > 10 \text{ мкм}$ і $\Delta_M = 0,5\Delta_0$ при $\Delta_0 < 10 \text{ мкм}$. Тоді

$$F_d = c_1(\Delta_0 - \Delta_M)K_{CM}.$$

Під час виходу зубців із зачеплення в точній під навантаженням передачі при $\psi_{CP} < 1$ відбувається перерозподіл навантаження з динамічним підсиленням; при $\psi_{CP} > 1$ відбувається серединний удар (рис. 8) [8].

Після виходу із зачеплення чергової пари зубців навантаження сприймають: у передачах з $\epsilon_\alpha < 2,0$ одна пара, а в передачах з $2,0 < \epsilon_\alpha < 3,0$ – дві пари зубців.

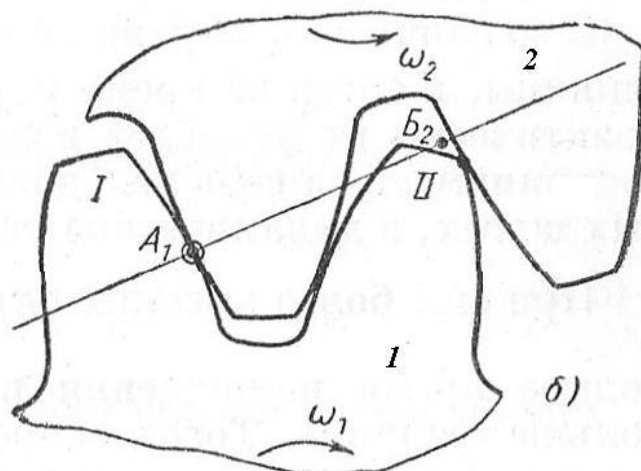


Рис. 8. Серединний удар

Авіаційна прямозуба зубчаста передача, складена з цементованих коліс, яка має найбільш типові параметри, що характеризують її колову швидкість, масштабний фактор, шорсткість поверхні, змащування, працює при контактних напруженнях, які не перевищують рівнів, вказаних на рис. 9 [1].

Такій передачі в межах контактної витривалості при $N_u = 5 \cdot 10^7$ циклів навантаження відповідають допустимі напруження $\sigma_{HP} = 1500 K_{HL}$, де коефіцієнт довговічності $K_{HL} = \sqrt[m]{5 \cdot 10^7 / N_u}$; тут N_u – кількість циклів зміни напружень на цьому режимі роботи. У першому наближенні при $N_u < 5 \cdot 10^7$ циклів показник степені $m = m_1 = 9 \dots 11$; при $N_u > 5 \cdot 10^7$ показник степені $m = m_2 \approx 20$.

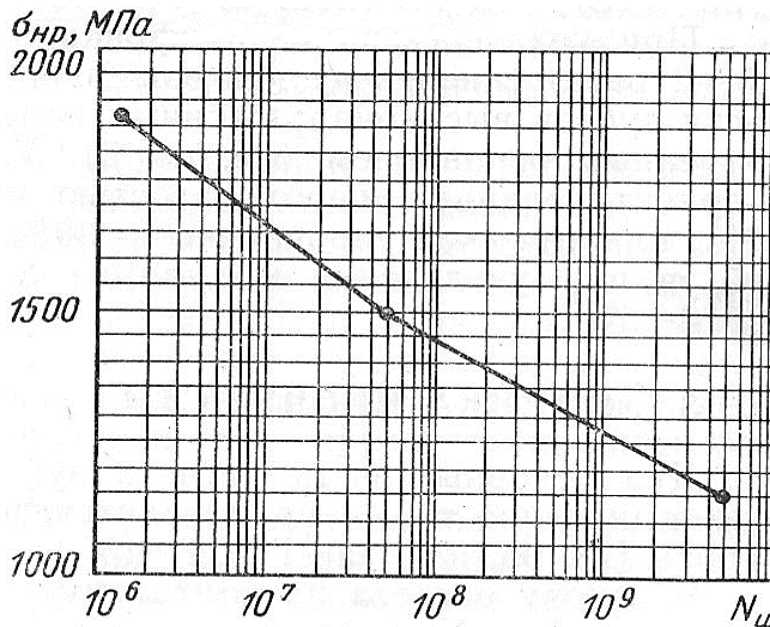


Рис. 9. Допустимий рівень контактних напружень для зубчастих передач зі сталі типу 12Х2Н4А-Ш

Проте для високоресурсних виробів у багатьох випадках приймають більший коефіцієнт безпеки по контактних напруженнях при $N_u > 5 \cdot 10^7$ циклів, знижуючи рівень допустимих напружень по умовній кривій витривалості з показником степені $m_2 < 20$, наприклад, $m_2 = 14$ [1].

На контактну міцність матеріалів зубчастих коліс впливають зміни умов експлуатації, колової швидкості, в'язкості мастила, теплової напруженості в зоні контакту, тому не можна результати, отримані в одних умовах, поширювати на інші. Рівень допустимих контактних напружень значно зростає зі збільшенням колової швидкості та зменшенням шорсткості поверхні та питомої швидкості ковзання. Якщо поверхні зубців коліс мають незначну шорсткість, то при інших рівних умовах допустимі контактні напруження у зубчастих передачах першої ступені редуктора будуть більше в 1,1 ... 1,2 рази напружень передач останньої ступені. В окремих випадках припустиме збільшення допустимих напружень, границею рівня цих напружень завжди є надійність проти заїдання [1].

Згідно з ГОСТ 21354-75 границя контактної витривалості поверхні зубців для прямозубих цементованих коліс при базовому числі циклів $N_{HO} = 1,2 \cdot 10^8$ складає $\sigma_{H \lim b} = 23HRC$, де HRC – у межах 58-63. Під час короткочасної дії максимального навантаження допустимі навантаження в 1,75 рази більше, ніж $\sigma_{H \lim b}$ [1].

Основними факторами, що визначають границю витривалості під час деформації згину зубців, є механічні властивості матеріалу – твердість зміцненого шару і серцевини зуба, структура і величина зерна після термообробки, величина і характер розподілу залишкових напружень в основі зуба, вид і величина пластичного зміцнення поверхні, а також форма перехідної поверхні і її чистота, характеристика циклів навантаження. При цьому прийнято вважати, що напруження змінюються за пульсуючим (коефіцієнт асиметрії циклу $r = 0$) або симетричним циклом ($r = -1$). Насправді ж, по мірі переміщення контакту до основи зубців змінюється співвідношення між стискаючими і згинаючими напруженнями, у результаті чого зуб колеса працює при змінному коефіцієнті асиметрії циклу.

Для авіаційних зубчастих коліс зі сталі типу 12Х2Н4А-Ш з середніми найбільш типовими параметрами і нешліфованою перехідною кривою границя витривалості під час згину при $r = 0$ $\sigma_{F \lim b}^0 = \beta \sigma_c^0$, де $\beta = 1,9 \dots 2,0$ – коефіцієнт зміцнення, а σ_c^0 – границя витривалості згину серцевини зуба. Однак між границею витривалості згину зуба і твердістю його поверхні існує більш тісний кореляційний зв'язок. Цим даним відповідає ГОСТ 21354-75, згідно з яким при базовій кількості циклів $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ границя згинної витривалості $\sigma_{F \lim b}^0 = 950$ МПа.

Під час неякісного шліфування поверхні зуба можна в 1,5-2 рази знизити границю згинної витривалості. Тому перехідні поверхні зубців високонапружених коліс не шліфуються, а виготовляються з піднутреною основою. Збільшення чистоти перехідної поверхні з орієнтованою шорсткістю підвищує границю витривалості при згині до 10%, пластичне зміцнення – до 30 %. При збільшенні модуля зачеплення від 3 до 10 мм границя згинної витривалості знижується на 10 % (ГОСТ 21354-75).

Висновки відповідно до статті. Таким чином, у результаті огляду статичного розподілу навантаження в зоні двопарного зачеплення, динамічних навантажень у зачепленні евольвентних зубчастих коліс можна констатувати, що авіаційні зубчасті передачі є «точними під навантаженням». Для них характерний розподіл навантаження між спряженими парами зубців. Найбільш небезпечним для роботи зубчастого вінця є крайковий контакт на вході в зачеплення і виході з нього. Досвід свідчить, що в цих точках мають місце максимальні контактні напруження.

Характер динамічних навантажень залежить від співвідношення між періодом власних коливань, періодом переспряження зубців і часом реалізації початкового періоду їх переспряження.

В авіаційних високонапружених точних передачах похибки основних кроків у декілька разів менше деформації зубців, яка відіграє головну роль у динаміці передачі. Збільшення числа зубців, що перебувають у зачепленні, підвищує жорсткість зачеплення, знижує його

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

похибку і зменшує динамічні навантаження. Для зменшення величини динамічних навантажень на вході в зачеплення профілі зубців піддають модифікації, параметри якої залежать від умов навантаження, точності виготовлення і параметрів зубчастої передачі.

Порівняння граничних коефіцієнтів динамічного навантаження свідчить про те, що в зубчастих передачах із $2,05 < \varepsilon_{\alpha} < 3,0$ вони під час крайкового контакту вдвічі менші. Після виходу з зачеплення чергової пари зубців навантаження сприймають: у передачах з $\varepsilon_{\alpha} < 2,0$ одна пара, а в передачах з $2,0 < \varepsilon_{\alpha} < 3,0$ – дві пари зубців.

Динамічні навантаження під час входу в зачеплення і виходу з нього обчислюють окремо для точних і неточних під навантаженням зубчастих передач, причому передачі з коефіцієнтом торцевого перекриття, що лежить у межах $2,0 < \varepsilon_{\alpha} < 3,0$, розглядаються тільки як точні під навантаженням, тому що в іншому випадку їх застосування недоцільне.

Список використаних джерел

1. *Авиационные зубчатые передачи и редукторы: справочник* / под ред. Э. Б. Вулгакова. – М. : Машиностроение, 1982. – 375 с.
2. Шаповалов О. Конструкції, кінематичні схеми та технічні характеристики вертольотних редукторів / О. Шаповалов, Д. Колесник, О. Пилипенко // *Технічні науки та технології*. – 2018. – № 2 (12). – С. 34–48.
3. Шанявский А. А. Безопасное усталостное разрушение элементов авиаконструкций. Синергетика в инженерных приложениях : монография / А. А. Шанявский. – Уфа, 2003. – 804 с.
4. Биргер И. А. Расчёты на прочность деталей машин. Справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1979. – 702 с.
5. Кобелева К. В. Обзор методов повышения долговечности авиационных зубчатых передач / К. В. Кобелева, В. Р. Туктамышев // *Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника*. – 2017. – № 50. – С. 128–138.
6. Петрусевич А. И. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колёсами / А. И. Петрусевич, М. Д. Генкин, В. К. Гринкевич // *Известия АН СССР*. – 1956. – 134 с.
7. Шорр Б. Ф. К расчёту динамических нагрузок в зубьях прямозубых цилиндрических колёс / Б. Ф. Шорр // *Прочность и динамика авиационных двигателей*. – М. : Машиностроение, 1969. – С. 127–162.
8. Калинин Д. В. Нелинейные колебания в планетарных редукторах с податливыми опорами центральных колёс / Д. В. Калинин // *Наука и Образование. МГТУ им. Н. Э. Баумана*. – 2016. – № 10. – С. 69–84.

References

1. Vulgakov, A. B. (Ed.) (1982). *Aviazionnyye zubchatye peredachi i reduktory [Aviation gearing and reducers]*. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
2. Shapovalov O., Kolesnik D., Pilipenko O. (2018). Konstruktsii, kinematychni shemy ta tehnicni harakterystyky vertolotnyh reduktoriv [Structures, kinematic schemes and technical characteristics of helicopter reducers]. *Tekhnichni nauky ta tekhnolohii – Technical sciences and technologies*, 2 (12), 34–48 [in Ukrainian].
3. Shaniavskii, A. A. (2003). *Bezopasnoe ustalostnoe razrushenie elementov aviakonstruksij. Sinergetika v inzhenernykh prilozhenijah [Safe fatigue destruction of airconstruction elements. A synergetics is in engineering applications]*. Ufa [in Russian].
4. Birger, I. A., Shorr, B. Ph., Eosilevitch, G. B. (1979). *Raschety na prochnost detalej mashyn [Calculations on strength of mashine elements]*. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
5. Kobeleva, K. V., Tuktamyshv, V. R. (2017). Obzor metodov povysheniya dolgovechnosti aviazionnyh zubchatykh peredach [Review of methods of increasing the longevity on aviation gear transmissions]. *Vestnik PNIPU. Aerokosmicheskaiia tekhnika – Vestnik PNIPU. Aerospace technique*, 50, 128–138 [in Russian].
6. Petrusevitch, A. I., Genkin, M. D., Grinkevitch, V. K. (1956). Dinamicheskie nagruzki v zubchatykh peredachah s prjamozubymi koljosami [Dynamic loads in gear with spur gear-wheels]. *Izvestiia AN SSSR – Knowl. AS USSR* [in Russian].

7. Shorr, B. Ph. (1969). *K raschjotu dinamicheskikh nagruzok v zubjah prjamozubnyh zylindricheskikh koljos* [To calculation of dynamical loads in teeth of the spur gears cylindrical wheels]. *Prochnost i dinamika aviatsionnykh dvigatelei – Strength and dynamics of airplane engines* (pp. 127–162). Moscow: Mashinostroenie [in Russian].

8. Kalinin, D. V. (2016). *Nelinejnye kolebanija v planetarnyh reduktorah s podatlivymi oporamı zentralnyh koljos* [Nonlinear vibrations in planetary reducers with pliable bearings of the central wheels]. *Nauka i Obrazovanie. MHTU im. N. E. Bauman – Science and Education. MSTU nam. N.A. Bauman*, 10, 68–84 [in Russian].

UDC 629.735.45

Oleg Shapovalov, Denis Kolesnik, Oleg Pilipenko

LOAD CAPACITY OF GEARING OF HELICOPTER REDUCERS AND THEIR STRESS-STRAINED STATE

Urgency of the research. *For the reasonable increase of resource of helicopter reducing gears it is necessary to have present data on the load capacity of their gears on the basic operating of flight, results of stand tests, calculations on strength, endurance, stress-strained state etc. Received results it will be used in checking calculations, tests of counterparts of reducers on different criteria and preparation of conclusions about expediency of continuation resources of helicopters transmissions Mu - 8 and their modifications.*

Target Setting. *The exposure of possibility of increase of resource of gearing main, intermediate and tail reducing gears it is necessary to have data on their load capacity on the basic modes of flight, results of stand tests, calculations on durability, endurance, stress-strained state etc.*

Actual scientific researches and issues analysis. *In the before conducted works on estimation is given of load capacity and stress-strained state of gearing mainly for the onepair gearing of wheels.*

Uninvestigated parts of general matters defining. *The specific of work of gearing of helicopter reducing gears consists of account of real multipair gearing, typical for aviation transmissions.*

The research objective. *To consider present data on the static and dynamic loading in the zone of the multipair gearing.*

The statement of basic materials. *Considered load capacity of high-speed gear drives of reducing gears on flight and cruiser modes of exploitation, static allocation of loading between teeth in the zone of the multipair gearing, dynamic loading in gearng of gear-wheels.*

Conclusion in accordance with the article. *Most dangerous for work of toothed crown is an edge contact on engage in gearing and disengage from him, where maximal contact stresses take place.*

Keywords: *gearing; load capacity; static and dynamic loading; stress-strained state.*

Fig.: 9. References: 8.

Шаповалов Олег Леонідович – начальник відділу, Державний науково-дослідний інститут випробувань і сертифікації озброєнь та військової техніки Збройних сил України (вул. Стрілецька, 1, 14033, м. Чернігів, Україна).

Shapovalov Oleg – Head of Department, State Research Institute of Tests and Certification of Armaments and Military Technique of the Armed Forces of Ukraine (1 Striletska Str., 14033 Chernihiv, Ukraine).

E-mail: ak1149cv@ukr.net

Колесник Денис Миколайович – начальник відділення, Державний науково-дослідний інститут випробувань і сертифікації озброєнь та військової техніки Збройних сил України (вул. Стрілецька, 1, 14033, м. Чернігів, Україна).

Kolesnik Denis – Chief of Separation, State Research Institute of Tests and Certification of Armaments and Military Technique of the Armed Forces of Ukraine (1 Striletska Str., 14033 Chernihiv, Ukraine).

E-mail: denis1971@ukr.net

Пилипенко Олег Іванович – доктор технічних наук, професор, керівник секції основ конструювання машин кафедри зварювального виробництва та автоматизованого проектування будівельних конструкцій, Чернігівський національний технологічний університет (вул. Шевченка, 95, м. Чернігів, 14035, Україна), провідний науковий співробітник, Державний науково-дослідний інститут випробувань і сертифікації озброєнь та військової техніки Збройних сил України (вул. Стрілецька, 1, 14033, м. Чернігів, Україна).

Pilipenko Oleg – Doctor of Technical Sciences, Professor, leader of the Fundamental Machine Design section, the Welding Technology and Automatized Projecting of Building Structures Department, Chernihiv National University of Technology (95 Shevchenka Str., 14035 Chernihiv, Ukraine), leading scientific coworker, State Research Institute of Tests and Certification of Armaments and Military Technique of the Armed Forces of Ukraine (1 Striletska Str., 14033 Chernihiv, Ukraine).

E-mail: opilip@ukr.net

ORCID: <http://orcid.org/0000-003-0590-0107>

Scopus Author ID: 16510833000

ResearcherID: G-2533-2016

Назарій Ткачешак, Михайло Горбійчук

ДІАГНОСТИКА ПОМПАЖУ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА НА ОСНОВІ S-ДИСКРИМІНАНТА

Актуальність теми дослідження. Спектральне представлення сигналів надає можливість виявляти приховані властивості фізичних процесів і, таким чином, запобігти появі ймовірних небезпечних ситуацій. Метод діагностування газотурбінного двигуна (ГТД) на основі S-дискримінанта використовується для розроблення й налаштування засобів захисту газотурбінних двигунів від помпажу та обертового зриву.

Постановка проблеми. Розробка цього методу дасть змогу застосовувати S-дискримінант для раннього діагностування розвитку зривних процесів у турбокомпресорі ГТД, і тим самим визначати певні граничні умови, перевищення яких свідчатиме про втрату газодинамічної стійкості й дасть змогу системам автоматичного керування двигунами вчасно завадити поширенню помпажних явищ у турбокомпресорі ГТД.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Були розглянуті останні публікації з досвіду використання схожих методів при діагностиці помпажу та обертового зриву в турбокомпресорі ГТД.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. Можливість використання методу діагностування ГТД на основі S-дискримінанта для раннього діагностування розвитку зривних процесів у турбокомпресорі ГТД не досліджена.

Постановка завдання. Вдосконалення методу діагностування помпажу ГТД на основі S-дискримінанту.

Виклад основного матеріалу. У роботі проведено дослідження методу діагностування на основі S-дискримінанта. Показано, що цей метод діагностування має певні переваги, серед яких можна відзначити такі: проведення індивідуального контролю технічного стану конкретного об'єкта у широкому діапазоні частот; визначення розладнання машини та її експлуатаційних пошкоджень на ранній стадії; здійснення контролю розвитку несправностей залежно від часу наробітки, що дає змогу захищати машини та механізми від аварійних ситуацій. Запропонована модифікація методу S-дискримінанта.

Висновки відповідно до статті. Використання модифікованого методу S-дискримінанта в процесі діагностування розвитку помпажу в турбокомпресорі ГТД має певні переваги перед іншими схожими методами діагностики.

Ключові слова: помпаж; газотурбінний двигун; вейвлет-аналіз; метод S-дискримінанта; діагностика.

Рис.: 5. Бібл.: 11.

Актуальність теми дослідження. Трубопровідний транспорт природного газу є найефективнішим видом постачання палива і вуглеводневої сировини для промислових споживачів як в Україні, так і за кордоном. Однією з основних проблем під час експлуатації газоперекачувальних агрегатів (ГПА) природного газу є забезпечення стійкості їхньої роботи. Для запобігання явищ помпажу, які можуть призвести до катастрофічних наслідків, використовують автоматичні системи антипомпажного захисту.

У цій статті проведено дослідження обертового зриву та помпажу ГТД на основі аналізу сигналу тиску повітря за компресором. Визначення діапазону можливих частот коливань необхідно, насамперед, для розробки й налаштування засобів захисту двигунів під час помпажу та обертового зриву. Спектральне представлення сигналів надає можливість виявляти приховані властивості фізичних процесів і, таким чином, запобігти повторній появі ймовірних небезпечних ситуацій. На основі цих досліджень і був представлений метод діагностування помпажу ГТД зі застосуванням S-дискримінанта, що дає змогу проводити індивідуальний контроль технічного стану конкретного об'єкта у широкому діапазоні частот.

Постановка проблеми. Таким чином, виникає потреба в модифікації методу діагностування на основі S-дискримінанта в умовах динамічної зміни стану об'єкта для підвищення чутливості до несправностей, які мають місце в процесі експлуатації.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Накопичено значний світовий досвід із використання методів діагностики помпажу на основі S-дискримінанта, причому вагомий внесок здійснили І. Л. Письменний, С. Малла, В. А. Карасьов, А. Б. Шитов та багато інших.

Постановка завдання. Метою цієї роботи є подальше вдосконалення методу діагностики ГТД на основі S-дискримінанта, зокрема для раннього діагностування розвитку зривних процесів у турбокомпресорі ГТД.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. Вирішення задачі діагностики зривних процесів у турбокомпресорі ГТД на основі методу S-дискримінанта.

Виклад основного матеріалу. Ефективність використання статистичних ознак визначається однозначністю зв'язків ознак із відповідним станом об'єкта діагностики (ОД). У роботі [1] джерела приведеної неінваріантності поділені на чотири групи (рис. 1), при цьому значну частину з них можливо вивчити й усунути в процесі дослідження.

Джерела неінваріантності:



Рис. 1. Джерела неінваріантності статистичних ознак

У роботі [2] для діагностування розвитку помпажних явищ у турбокомпресорі ГТД пропонується використання перших статистичних моментів для оцінки розподілення вейвлет-коефіцієнтів (ВК) сигналу $P_{КВТ}$, що пов'язані з абсолютними значеннями характеристик процесу й тому не є інваріантними. Для досліджень був вибраний логарифмічний датчик типу ДОЛ-32.

На рис. 2 наведені розподіли значень параметрів середньоквадратичного відхилення δ для ВК деталізації сигналу $P_{КВТ}$ з 6-го до 8-го рівня розкладання (де а – це сигнал про обертовий зрив від датчика ДОЛ-32). При цьому упродовж помпажних явищ амплітудні значення δ зі зростанням масштабу збільшуються і приймають максимум на 8-му рівні. Однак розподіли цієї ознаки не визначають граничне значення, перевищення якого свідчить про наявність зривних процесів у турбокомпресорі ГТД. Тому необхідна відповідна модифікація наведеного методу для аналізу ВК сигналів $P_{КВТ}$ на основі дискримінантних оцінок, які позбавлені цього недоліку.

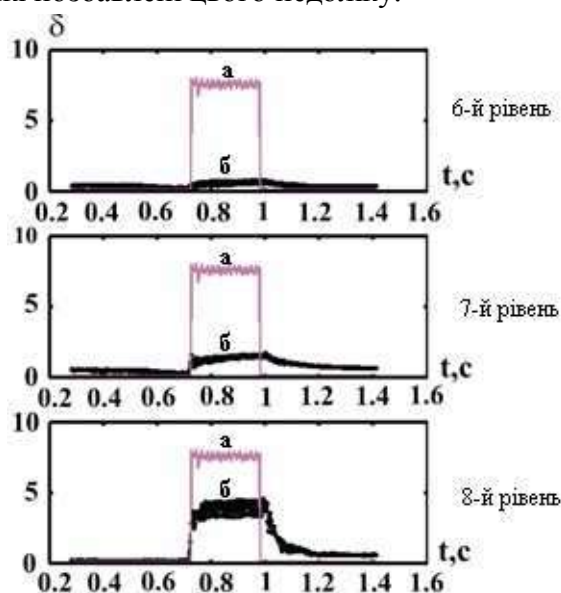


Рис. 2. Розподілення параметрів δ для ВК сигналу тиску повітря за компресором на 6-8-му рівнях розкладання:

а – сигнал про обертовий зрив від датчика ДОЛ-32;

б – розподілення параметрів δ для ВК деталізації сигналу $P_{КВТ}$

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

У більшості алгоритмів контролю машинного обладнання роторного типу використовують безрозмірні амплітудні дискримінанти, сформовані з моментних характеристик різного порядку. Найбільш поширеними серед них є пік-фактор PF , коефіцієнти ексцесу E_k та асиметрії S_k , кurtosis Стюарта β [3-5]:

$$PF = \frac{X_{\max}}{\delta}; E_k = \frac{\mu_4}{\delta^4} - 3; S_k = \frac{\mu_3}{\delta^3}; \beta = \frac{\mu_4}{\mu_2^2},$$

де μ_2 – центральний момент другого порядку (дисперсія);

δ – середньоквадратичне відхилення від стандартного значення;

μ_4 – центральний момент четвертого порядку;

X_{\max} – пікове значення сигналу.

Для підвищення чутливості безрозмірних амплітудних дискримінант, що використовуються, наприклад, як діагностичні ознаки в задачах віброакустичної діагностики тріщин від утомленості в елементах роторних систем [6], було запропоновано проведення попередньої обробки виміряного сигналу із застосуванням вейвлет-перетворення.

Аналіз розподілу ВК деталізації сигналу P_{KBT} на 7-му рівні розкладання за допомогою параметрів ексцесу E_k та асиметрії S_k був виконаний за такими виразами:

$$E_k = \frac{\sum_{i=1}^{N_7} (coef_{i,7} - MO(coef_7))^4}{N_7 \delta^4 (coef_7)} - 3; S_k = \frac{\sum_{i=1}^{N_7} (coef_{i,7} - MO(coef_7))^3}{N_7 \delta^3 (coef_7)},$$

де N_7 – кількість ВК на 7-му рівні розкладання;

i – порядковий номер ВК;

$coef_{i,7}$ – i -й коефіцієнт на 7-му рівні розкладання;

$MO(coef_7), \delta(coef_7)$ – відповідно математичне очікування й середньоквадратичне відхилення для ВК на 7-му рівні розкладання.

На рис. 3 наведено порівняльний аналіз визначення зривних процесів за допомогою коефіцієнтів ексцесу, асиметрії до розподілу ВК деталізації сигналу P_{KBT} на 7-му рівні розкладання із фактичним сигналом від логарифмічного датчика типу ДОЛ-32. При цьому на рис. 3 позначками 1 та 2 були відзначені відповідно сигнали про обертовий зрив та помпаж від датчика ДОЛ-32 за даними стендових випробувань ГТД DG-90, де ширина часового вікна становила 0,23, а зсув – 0,0001с.

Згідно з рис. 3 характер коефіцієнтів ексцесу та асиметрії свідчить про те, що за відсутності зривних процесів розподіл ВК сигналу P_{KBT} на 7-му рівні розкладання близький до нормального.

На рис. 3 за 1 мс до початку обертового зриву та за 11 мс до помпажу, що були зафіксовані за допомогою логарифмічного датчика типу ДОЛ-32, значення параметрів E_k та S_k починають зростати [7].

Крім того, для покращення здатності дискримінантних оцінок визначати експлуатаційні пошкодження на ранніх стадіях розвитку, амплітудні значення досліджуваних сигналів кліпують, тобто утворюють знакозмінну послідовність імпульсів, ширина кожного з яких дорівнює відстані між сусідніми моментами зміни полярності сигналу. Таке нехтування амплітудними значеннями сигналу різко спрощує обчислення і тим самим забезпечує високу швидкодію обробки. Для цього застосовують метод S-дискримінанта.

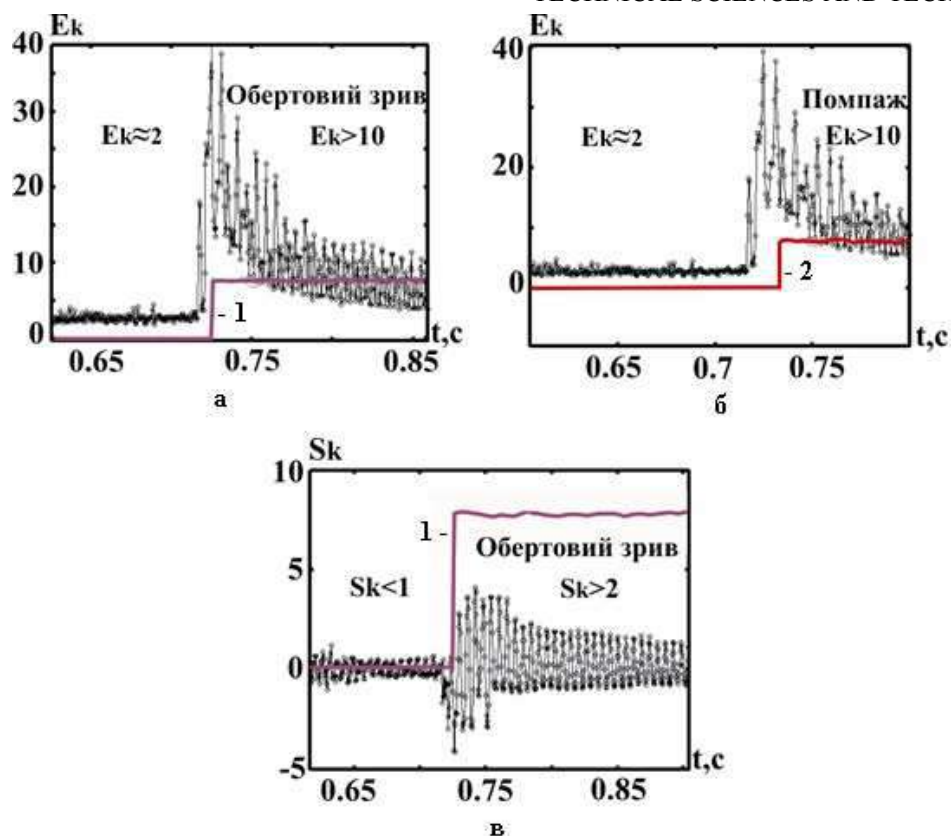


Рис. 3. Визначення зривних процесів за допомогою коефіцієнтів ексцесу та асиметрії:

а – порівняння сигналу про обертвовий зрив від датчика ДОЛ-32 із параметром E_k ;

б – порівняння сигналу про помпаж від датчика ДОЛ-32 із значеннями E_k ;

в – порівняння сигналу про обертвовий зрив від датчика ДОЛ-32 із параметром S_k

S-дискримінант базується на формуванні тільки тієї частини сигналу, амплітудні значення якого перевищують заданий поріг P . Таким чином, той шум, що є властивим до нормального режиму виключається зі спостереження.

На рис. 4 наведено порівняльний аналіз, виконаний для діагностування стану вузлів газотурбінного двигуна DG-90 залежно від напрацювання. Завдяки високій чутливості S-дискримінанта (а саме, безрозмірного індексу перевищення порога P по «дисперсії» – I_d) до порушення стаціонарності сигналу, яку спричинили змінення параметрів технічного стану DG-90, можливо помітити відхилення дискримінанту від еталонного значення (становить одиницю), що відповідає нормальному технічному стану елементів редуктора [8; 9; 10].

У роботі [8] значення параметра порогу кліпування P припускаються відомими заздалегідь і формуються, якщо немає збоїв у роботі машинного обладнання. Труднощі виникають, коли величину P необхідно динамічно змінювати залежно від поточного стану сигналу.

Розглянемо загальний метод обчислення S-дискримінанта та його модифікацію для можливості застосування цього підходу при ранньому діагностуванні зривних процесів. Дискримінант формується як відношення поточного значення вимірюваного параметра до опорного, що відповідає нормальному режиму роботи обладнання.

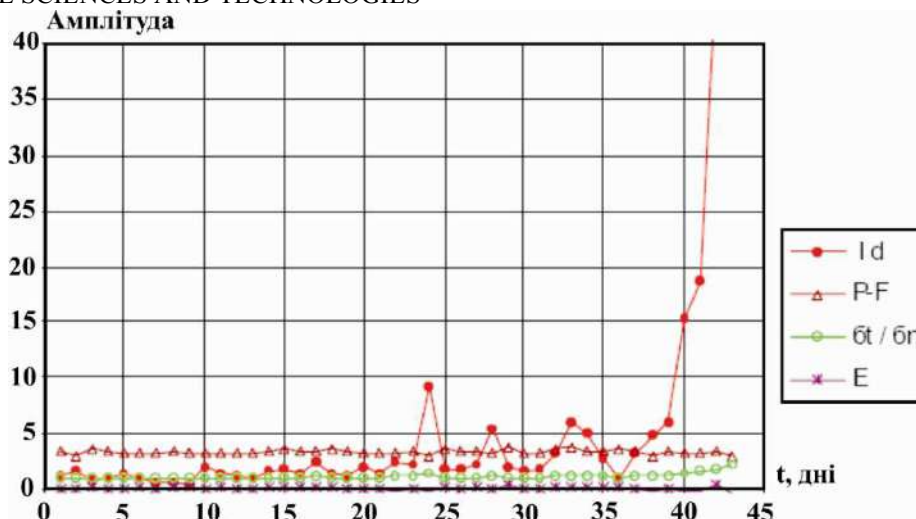


Рис. 4. Діагностування стану вузлів ГТД DG-90 за допомогою безрозмірних амплітудних дискримінант у смузі частот 1-1,75 КГц

На відміну від наведеного підходу S-дискримінант має більшу чутливість до порушення роботи машинного обладнання завдяки кліпуванню амплітудних значень сигналу (S) та введенню до дискримінанта додаткового математичного виразу:

$$I_s = \frac{\frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N (s_i^{(t)} - P)}{\frac{1}{N} \cdot \sum_{j=1}^N (s_j^{(n)} - P)} \cdot \frac{K^{(t)}}{K^{(n)}}; I_d = \frac{\frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N (s_i^{(t)} - P)^2}{\frac{1}{N} \cdot \sum_{j=1}^N (s_j^{(n)} - P)^2} \cdot \frac{K^{(t)}}{K^{(n)}}, \quad (1)$$

де $s_i^{(t)}, s_j^{(n)}$ – значення сигналів відповідно до поточного (t) та «нормального» (n) стану роботи обладнання;

$K^{(t)}, K^{(n)}$ – позначають відповідно кількості значень сигналів $s^{(t)}, s^{(n)}$, що перевищують заданий поріг P , відповідно до поточного та нормального режиму;

P – поріг кліпування (clip-threshold), що визначається таким співвідношенням:

$$P = \lambda \delta_n, \quad (2)$$

де δ_n – стандартне відхилення опорного розподілу значень сигналу від середнього значення, що відповідає нормальній роботі газотурбінного двигуна;

$\lambda = 1 \dots 3$ – коефіцієнт пропорційності, що визначає чутливість дискримінанта.

Значне поширення мають безрозмірні амплітудні індекси перевищення порогів кліпування по «середньому значенню» (I_s) і по «дисперсії» (I_d) [5; 8; 10].

Чим вищий поріг, тим вища чутливість дискримінанта.

Для аналізу стану процесу використовують такі властивості узагальненого S-дискримінанта (I_A) [5]:

- а) $I_A \approx 1$ – при несуттєвих відхиленнях параметрів технічного стану від норми;
- б) $I_A > 1$ – при допустимих відхиленнях параметрів;
- в) $I_A \gg 1$ – при неприпустимих відхиленнях параметрів, що граничать із виникненням аварійної ситуації.

Відповідно при розвитку зривних процесів значення параметра I_A буде зростати.

Таким чином, розглянутий метод дозволяє виконати такі дослідження:

– провести індивідуальний контроль технічного стану конкретного об'єкта у широкому діапазоні частот;
 – визначити розладнання машини та експлуатаційних пошкоджень на ранній стадії;
 – здійснити контроль розвитку несправностей залежно від часу наробітки, що дає змогу прогнозувати залишковий ресурс, тобто захищати машини та механізми від аварійних ситуацій.

Розглянемо модифікацію цього методу, що забезпечує підвищення чутливості до визначення несправностей та застосування S-дискримінанта в умовах динамічної зміни нормального стану системи відповідно до її поточного стану.

У цій статті для раннього діагностування помпажних явищ використовується простий і ефективний у реалізації безрозмірний амплітудний індекс перевищення порогу кліпування P (clip-threshold) по “дисперсії” [5; 11]. Згідно із (1) аналіз розподілення ВК досліджуваного сигналу на рівні $level$, виконується за таким виразом:

$$I_d^{level} = \frac{\sum_{i=1}^N (coef_i^{(t)} - P)^2 \cdot K^{(t)}}{\sum_{j=1}^N (coef_j^{(n)} - P)^2 \cdot K^{(n)}}$$

де $coef_i^{(t)}, coef_j^{(n)}$ – коефіцієнти вейвлет-розкладання сигналу на рівні $level$ для поточного та опорного (еталонного) стану об'єкта відповідно;

$K^{(t)}, K^{(n)}$ – кількість відліків амплітудних значень вейвлет-коефіцієнтів сигналу, які перевищують заданий поріг P у поточному та еталонному режимі функціонування обладнання;

N – кількість вейвлет-коефіцієнтів на рівні $level$.

Відповідно до (2), δ_n – стандартне відхилення опорного розподілу вейвлет-коефіцієнтів сигналу від середнього значення, що відповідає нормальній роботі газотурбінного двигуна.

На рис. 5 представлена схема діагностування стану процесу за допомогою вейвлет-аналізу (ВА) і модифікованого методу обчислення I_d .

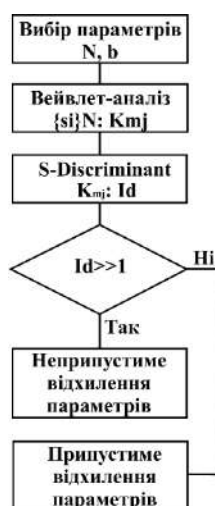


Рис. 5. Діагностування сигналу за допомогою ВА та S-дискримінанта:

$\{s_i\}$ – вихідний сигнал с номером i ; b – параметр зсуву часового вікна; N – кількість вимірювань у часовому вікні; t – кількість ВК на рівні j ; K_{mj} – множина ВК на рівні j , кількістю m

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

За цією схемою на попередньому етапі проведення дослідження необхідно обрати параметри ширини (N) та зсуву часового вікна (b) для подальшого виконання вейвлет-перетворення.

Наступним етапом є обчислення розподілу ВК (або K_{mj} як показано на рис. 5) сигналу $P_{КВТ}$ на 7-му рівні розкладання. Далі обчислюється амплітудний індекс I_d для розподілу K_{mj} . Значне перевищення параметра I_d одиничного значення буде свідчити про наявність явищ нестійкої течії в газоповітряному тракті ГТД, тобто помпажу та обертового зриву.

Завдяки вейвлет-фільтрації сигналу на відповідних рівнях розкладання, чутливість S-дискримінанта до діагностування розвитку несправностей зростає.

Для формування порогу кліпування P (clip-threshold) відповідно до поточного стану процесу була розроблена процедура обчислення опорного сигналу. При цьому, приведення об'єкта до еталонного стану $x_j^{(n)}$ відбувається за допомогою правила корекції синаптичних ваг нейронів карти Кохонена (Self-organization map, SOM) під час навчання. Корекція векторів синаптичних ваг усіх нейронів відбувається відповідно до виразу:

$$w_j(t+1) = w_j(t) + \eta h_{j,c}(t)(b - w_j(t)), \quad (3)$$

де b – обраний з певною ймовірністю вектор з вихідної множини даних;

$w_j(t)$ – вагове значення нейрона j у момент часу t ;

$w_j(t+1)$ – вагове значення нейрона j після корегування;

$\eta(t)$ – параметр швидкості навчання;

$h_{j,c}(t)$ – функція сусідства з центром у нейроні-переможці c .

Згідно з отриманими результатами, розподіл параметрів ексцесу та асиметрії ВК сигналу $P_{КВТ}$ на певному рівні розкладання (наприклад, на 7-му рівні для часу дискретизації 0,000047 с) близький до нормального за відсутності зривних процесів. Тому ймовірність появи зривних процесів для ВК сигналу $P_{КВТ}$ на 7-му рівні розкладання становить:

$$P(a < X < b) = \int_a^b f(x)dx = \Phi\left(\frac{b - MO_x}{\delta}\right) - \Phi\left(\frac{a - MO_x}{\delta}\right),$$

$$P(MO_x - L < X < MO_x + L) = \Phi\left(\frac{L}{\delta}\right) - \Phi\left(-\frac{L}{\delta}\right) = 2\Phi\left(\frac{L}{\delta}\right),$$

де MO_x – математичне очікування множини значень X ;

P – ймовірність відхилення значень X від MO на величину L ;

Φ, L – відповідно функція Лапласа та відхилення досліджуваних параметрів процесу від середнього значення MO_x .

Таким чином, ймовірність появи розглянутого відхилення залежить від його відношення до параметра δ .

Отже, через середньоквадратичне відхилення δ отримаємо масштаб відхилень:

$$\frac{L}{\delta} = a, \quad P(MO_x - a\delta < X < MO_x + a\delta) = 2\Phi(a).$$

При цьому величина $P = 2\Phi(a)$ становить довірчу ймовірність відхилення $\pm a\delta$.

Оскільки випадкова величина X , розподілена за нормальним законом, з ймовірністю $2\Phi(a)$, то вона опиниться в інтервалі $\pm a\delta$ (довжина інтервалу $2a\delta$). Зі збільшенням відносного відхилення $\frac{L}{\delta}$ збільшується ймовірність, що інтервал $\pm L$ містить розглянуту випадкову величину X .

Звідси отримуємо, що:

$$MO - a\delta \leq \text{coef}_{i,\text{level}}^{(t)} \leq MO + a\delta, \quad (4)$$

де δ – стандартне відхилення ВК $\text{coef}_{i,\text{level}}^{(t)}$;

$\text{coef}_{i,\text{level}}^{(t)}$ – сукупність вейвлет-коефіцієнтів деталізації на рівні розкладання level ;

a – параметр настроювання (набуває значення від 1 до 3);

MO – математичне очікування розподілу ВК $\text{coef}_{i,\text{level}}^{(t)}$.

Згідно із (4) як параметр b будемо розглядати математичне очікування (MO) сукупності вейвлет-коефіцієнтів $\text{coef}_{i,\text{level}}^{(t)}$; $w_j(t)$ – позначає поточний розподіл ВК; $w_j(t+1)$ – відкоректоване положення ВК, яке в порівнянні з $w_j(t)$, ближче до еталонного стану процесу.

Зміна параметрів ексцесу та асиметрії (рис. 3), для розподілу деталізованих ВК сигналу P_{KBT} умова (4) буде вказувати на еталонний режим функціонування турбокомпресору за відсутності зривних процесів.

Таким чином, для формування порогу кліпування F , якщо немає попередньо сформованих вимірювань на етапі стабільної роботи двигуна, необхідно виконати такі етапи:

Етап 1. Обрати ефективну ширину часового вікна (window) та зсуву (shift) для дослідження зривних процесів. Встановити початкове значення порядкового номера часового вікна: $i=1$.

Етап 2. Виконати вейвлет-фільтрацію сигналу P_{KBT} у поточному вікні window_i (де i – номер часового вікна) на рівні розкладання level за допомогою вейвлету Добеші.

Етап 3. Обчислити значення параметрів MO та δ для деталізованих ВК $\text{coef}_{i,\text{level}}^{(t)}$ сигналу P_{KBT} на рівні level .

Етап 4. Задати початкові значення для формування опорної вибірки ВК, що відповідає роботі компресора за відсутності зривних процесів: $\text{coef}_{1,\text{level}}^{(n)} = \text{coef}_{1,\text{level}}^{(t)}$.

Етап 5. Задати початкове значення для кількості обчислювальних операцій: $\text{inc} = 1$.

Етап 6. Встановити початкове значення для порядкового номера ВК: $j = 1$.

Етап 7. Перевірити виконання умови (4): якщо вона виконується, перейти на етап 8, якщо ні – зміщення векторів $\{\text{coef}_{i,\text{level}}^{(t)}\}$ відбувається за такими виразами:

$$\text{coef}_{j,\text{level}}^{(n)} > MO + \delta a, \quad (5)$$

$$\text{coef}_{j,\text{level}}^{(n)} = MO + a\delta(1 - \eta), \quad (6)$$

$$\text{coef}_{j,\text{level}}^{(n)} = MO - a\delta(1 - \eta), \quad (7)$$

$$\text{coef}_{j,\text{level}}^{(n)} < MO - \delta a, \quad (8)$$

де $\eta = 0,1 \exp(-10^{-3} \text{inc})$ – параметр навчання;

inc – кількість обчислювальних операцій.

Етап 8. Збільшити на одиницю кількість обчислювальних операцій: $\text{inc} = \text{inc} + 1$.

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

Етап 9. Перерахувати значення параметрів MO і δ для деталізованих ВК опорної вибірки при нових значеннях $coef_{i,level}^{(n)}$.

Етап 10. Якщо розглянуті всі ВК – перейти на етап 11, якщо ні, то задати $j = j + 1$ і перейти на етап 7.

Етап 11. Обчислити середньоквадратичне відхилення для опорної вибірки: $\delta_n = \delta \left(coef_{j,level}^{(n)} \right)$.

Етап 12. Обчислити значення порогу кліпування $P = \lambda \delta_n$.

Етап 13. Зсунути значення параметра $window_i$ на величину $shift$ і збільшити на одиницю порядковий номер часового вікна: $i = i + 1$.

Етап 14. Якщо час проведення іспитів триває, перейти на етап 2, якщо ні – закінчити діагностування.

Необхідною умовою застосування S-дискримінанта під час дослідження зривних процесів є наявність експериментальних даних по стендових випробуваннях ГТД на етапі стабільної роботи турбомашин за відсутності явищ нестійкої течії (помпажу та обертового зриву) у газоповітряному тракті ГТД.

Висновки відповідно до статті. Наведена модифікація дозволяє застосовувати підхід, якщо немає заздалегідь відомого опорного сигналу. Тому можливе використання методу на основі вейвлет-аналізу (ВА) та S-дискримінанта для діагностування розвитку зривних процесів у турбокомпресорі ГТД.

Крім того, цей метод дозволяє виконати такі дослідження:

- провести індивідуальний контроль технічного стану конкретного об'єкта у широкому діапазоні частот;
- визначити розладнання машини та експлуатаційних пошкоджень на ранній стадії;
- здійснити контроль розвитку несправностей залежно від часу наробітки, що дає можливість прогнозувати залишковий ресурс, тобто захищати машини та механізми від аварійних ситуацій.

Розроблена модифікація методу на основі S-дискримінанта надає можливість застосовувати S-дискримінант для раннього діагностування розвитку зривних процесів у турбокомпресорі ГТД.

На відміну від статистичних моментів, S-дискримінант дозволяє визначити певні граничні умови, перевищення яких свідчить про втрату газодинамічної стійкості й надає можливість системам автоматичного керування двигунами вчасно завадити поширенню помпажних явищ у турбокомпресорі ГТД.

Список використаних джерел

1. Карасев В. А. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей / В.А. Карасев, В. П. Максимов, М. К. Сидоренко. – М. : Машиностроение, 1978. – 132 с.
2. Дремин И. М. Вейвлеты и их использование / И. М. Дремин, О. В. Иванов, В. А. Нечитайло // Успехи физических наук. – 2001. – № 55. – С. 465–501.
3. Айвазян С. А. Прикладная статистика. Основы моделирования и первичная обработка данных / С. А. Айвазян, И. С. Енюков, Л. Д. Мешалкин. – М.: Финансы и статистика, 1983. – 471 с.
4. Ллойд Э. Справочник по прикладной статистике / Э. Ллойд, У. Ледерман, С. А. Айвазян. – М., 1990. – 526 с.
5. Неразрушающий контроль : справочник / В. И. Иванов, И. Э. Власов, Ф. Я. Балицкий, В. В. Клюев. – М. : Машиностроение, 2006. – 829 с.
6. Бурау Н. И. Повышение чувствительности дискриминантных признаков трещины в задачах виброакустической диагностики элементов роторных систем / Н. И. Бурау, Ю. В. Сопилка // Акустичний вісник. – 2003. – Т. 6, № 5. – С. 10–17.

7. Sokolova A. G. Dimensionless Machine Vibration S–Discriminants as a Mean to Improve Monitoring and Get Fault Detection [Electronic resource] / A. G. Sokolova, K. Pichugin. // The NDT Database & Journal. – Access mode: <http://www.ultrasonic.de/article/ecndt2006/doc/P82.pdf>.

8. Sokolova A. G. Algorithm of Machinery Vibration Condition Monitoring with Adaptation to a Reference State / A. G. Sokolova // *Machinostrojenije. Monitoring. Diagnostics.* – 2005. – Vol. 11. – P. 30–40.

9. Sokolova A. G. Sensitive and Noise–immune Vibration Discriminants for Instability Phenomema Detection caused by Incipient Machinery Deterioration / A. G. Sokolova, F. Balitsky // *ISCORMA–1: The 1st International Symposium on Stability Control of Rotating Machinery: Proceedings, California, USA, 20–24 August, 2001.* – USA, 2001. – P. 1006.

10. Письменный И. Л. Многочастотные нелинейные колебания в газотурбинном двигателе / И. Л. Письменный. – М. : Машиностроение, 1987. – 128 с.

11. Киприч Т. В. Диагностика помпажа ГТД на основе модифицированного алгоритма вычисления S–дискриминанта / Т. В. Киприч, В. И. Дубровин // *Нейроинформатика-2008: научная сессия МИФИ-2008 X Всероссийской научно-технической конференции, 22-25 января, 2008.* – М., 2008. – С. 15.

References

1. Karasev, V. A., Maksimov, V. P. & Sidorenko, M. K. (1978). *Vibratsionnaia diagnostika gazoturbinykh dvigatelei [Vibration diagnostics of gas turbine engines]*. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].

2. Dremin, I. M., Ivanov, O. V. & Nechitailo, V. A. (2001). Veivlety i ikh ispolzovanie [Wavelets and their use]. *Uspekhi fizicheskikh nauk – Advances in the physical sciences*, 55, 465–501 [in Russian].

3. Aivazian, S. A., Enyukov, I. S. & Meshalkin, L. D. (1983). *Prikladnaia statistika. Osnovy modelirovaniia i pervichnaia obrabotka dannykh [Application statistics. Basics of modeling and primary data processing]*. Moscow: Finansy i statistika [in Russian].

4. Lloyd, E., Lederman, U. & Ayvazyan, S. A. (1990). *Spravochnik po prikladnoi statistike [Handbook of Applied Statistics]*. Moscow: Finansy i statistika [in Russian].

5. Klyuev, V. V., Ivanov, V. I., Vlasov, I. E. & Balitskiy, F. Ya. (2006). *Nerazrushayushchiy kontrol: Spravochnik [Non-Destructive Testing: A Handbook]*. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].

6. Burau, N. I. & Sopilka, Yu. V. (2003). Povyshenie chuvstvitelnosti diskriminanykh priznakov treshchiny v zadachakh vibroakusticheskoy diagnostiki elementov rotornykh sistem [Increasing the sensitivity of discriminant signs of a crack in the tasks of vibro-acoustic diagnostics of elements of rotary systems]. *Akustichnyi visnyk – Acoustic visnyk*, 6 (5), 10–17 [in Russian].

7. Sokolova, A. G. & Pichugin, K. (2006). Dimensionless Machine Vibration S–Discriminants as a Mean to Improve Monitoring and Get Fault Detection. *The NDT Database & Journal*. Retrieved from <http://www.ultrasonic.de/article/ecndt2006/doc/P82.pdf> [in English].

8. Sokolova, A. G. (2005). Algorithm of Machinery Vibration Condition Monitoring with Adaptation to a Reference State. *Machinostroieniie. Monitoring. Diagnostics*, 11, 30–40 [in English].

9. Sokolova, A. G. & Balitsky, F. (2001). Sensitive and Noise–immune Vibration Discriminants for Instability Phenomema Detection caused by Incipient Machinery Deterioration. *ISCORMA–1: Proceedings of 1st International Symposium on Stability Control of Rotating Machinery*. South Lake Tahoe [in English].

10. Pismennyi, I. L. (1987). *Mnogochastotnye nelineynye kolebaniia v gazoturbinnom dvigatele [Multi-frequency non-linear oscillations in a gas turbine engine]*. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].

11. Kiprich, T. V. & Dubrovina, V. I. (2008). Diagnostika pompazha GTD na osnove modifitsirovannogo algoritma vychisleniya S–diskriminanta [Diagnostics of GTE surge on the basis of a modified algorithm for calculating the S-discriminant]. *Neuroinformatika-2008 – Neuroinformatics 2008: Scientific Session MEPhI-2008 X All-Russian Scientific and Technical Conference*. Moscow [in Russian].

Nazarii Tkacheshak, Mykhailo Horbiichuk

DIAGNOSTICS OF GAS-TURBINE ENGINE SURGING ON THE BASIS OF THE S-DISCRIMINANT

Urgency of the research. Spectral representation of signals provides the ability to detect the hidden properties of physical processes and, thus, prevent the emergence of probable hazardous situations. The method for diagnosing a gas turbine engine (GTE) based on the S-discriminant is used to design and configure the means for protecting gas turbine engines from surging and rotating breakdown.

Target setting. The development of this method will enable the use of the S-discriminant for early diagnostics of the breakthrough processes in the turbocharger of the GTE, and thereby determine certain boundary conditions, exceeding which will indicate a loss of gas-dynamic stability and will enable the systems of automatic control of engines in a timely manner to prevent the spread of exhausting phenomena in the turbocharger GTE.

Actual scientific researches and issues analysis. The latest publications on the experience of using similar methods in the diagnosis of surging and rotating breakdown in the turbocharger of the GTE have been considered.

Uninvestigated parts of general matters defining. The possibility of using the diagnostic method on the basis of the S-discriminant for early diagnosis of blasting processes in a turbocharger GTE.

The research objective. Improvement of the diagnostic method of the GTE runoff on the basis of the S-discriminant.

The statement of basic materials. In this work, the research of the diagnostic method on the basis of the S-discriminant was conducted. It is shown that this method of diagnostics has certain advantages, among which one can note the following: conducting individual control of the technical state of a particular object in a wide range of frequencies; determination of the disruption of the machine and its operational damage at an early stage; implementation of monitoring of the development of malfunctions depending on the time of work, which enables to protect cars and mechanisms from emergency situations. The modification of the S-discriminant method is proposed.

Conclusions. The use of a modified S-discriminator method in diagnosing the development of a spill in a turbocharger GTE has some advantages over other similar diagnostic methods.

Keywords: surging; gas turbine engine; wavelet analysis; method of the S-discriminant; diagnostics.

Fig.: 5. References: 11.

Ткачешак Назарій Володимирович – аспірант кафедри комп'ютерних систем і мереж, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу (вул. Карпатська 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна).

Tkacheshak Nazarii – PhD student of Department of Computer Systems and Networks, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas (15 Carpathian Str., Ivano-Frankivsk, 76019, Ukraine).

E-mail: jameskent1993@gmail.com

Горбійчук Михайло Іванович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри комп'ютерних систем і мереж, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу (вул. Карпатська 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна).

Horbiichuk Mykhailo – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department of Computer Systems and Networks, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas (15 Carpathian Str., Ivano-Frankivsk, 76019, Ukraine).

E-mail: gorb@nung.edu.ua

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-8586-1883>

Researcher ID: I-4606-2017

Scopus Author ID: 57188683740

UDC 621.865.8

DOI: 10.25140/2411-5363-2018-4(14)-66-77

*Alexander Gmitterko, Lubica Miková, Erik Prada***ANALYSIS OF AIR-SPRING FOR A LINK OF HYPER-REDUNDANT MANIPULATOR**

Urgency of the research. This research paper deals with a designing and analyzing of link for hyper-redundant manipulator/mechanism. The paper investigates 6-DOF manipulator link, consisting of pneumatic as well as electromagnetic actuators. A motion of upper platform of the link is reached by pneumatic actuators, namely air-springs. The main focus of this research is analysis of air-spring and its properties. From this reason FEM analysis is done in software SolidWorks. In the conclusion the results are discussed. Pneumatic actuators can play interesting role in order to be possible to change the mechanical properties of the manipulators.

Target setting. Analysis of air-spring actuator for hyper-redundant manipulator.

Actual scientific researches and issues analysis. Most of robotic arms consist of electrical actuators. Using pneumatic actuators the manipulator gets new properties like changing stiffness.

Uninvestigated parts of general matters defining. Air-springs are still in the process of investigation from the view of mechanisms actuator.

The research objective. In the paper simulations and analysis of the air-spring are done.

The statement of basic materials. This paper investigates the area of modeling in software SolidWorks. At first CAD model of new segment for hyperredundant manipulator is introduced and its basic parts are described. Then, in the pre-processing phase, the detailed steps of its setup SolidWorks computation core were described. The second half of the article is to focus on the calculation and assessment of simulation results.

Conclusions. The paper introduces new kind of manipulator link. The link is analyzed and tested by simulation.

Keywords: bellows; hyper-redundant; pneumatic joint; manipulator.

Fig.: 12. Table: 1. References: 14.

Introduction. Nowadays, factories cannot work without manipulators and industrial robots. Using suitable kinematic structures of manipulators can be done many of required tasks in the factories like painting, cutting etc. The basic kinematic structures of manipulators like anthropomorphic, cartesian, cylindrical and polar configuration are well-known [1]. Another kind of manipulator is so-called hyper-redundant manipulator. This term was first time used by the researchers G. S. Chirikjian and J. W. Burdick in [2]. Hyper-redundant mechanism is a mechanism with many more degrees of freedom (DOF) required to perform a certain task [3]. These manipulators arise from biology for example snakes, elephant trunks, and tentacles. Implementations of hyper-redundant manipulators could be significant because of many of DOF [4]. These redundant DOF can be used for optimization tasks like obstacle avoidance task, kinematic singularity avoidance task, joint limit avoidance task etc.



Fig. 1. OmniTread snake-like robot [6]

Our study deals with the segment of hyper-redundant manipulator of which it consists of. The work is inspired by the patent of J. Borenstein and G. Granosik [5]. Authors designed pneumatic joint, which can be used for hyper-redundant manipulator as well as snake robot, see Fig. 1. The joint consists of several air rubber bellows, universal joint and some platforms. Our contribution is design of new segment for manipulator, which consists of pneumatic as well as electromagnetic actuators.

The paper is divided into following sections: At first CAD model of new segment for hyper-redundant manipulator is introduced and its basic parts are described. Next chapter contain pre-processing phase, where detailed described steps of its setup SolidWorks computation core. The second half of the article is to focus on the calculation and assessment of simulation results.

Mechanical Design of Joint

Our aim is to design the segment for redundant or hyper-redundant manipulator which can be used for unconventional manipulation tasks. In other words, we do not want to design segment for manipulator which is usually used in factories for example in automobile industry. Our aim is rather to design manipulator for grasping tasks or tasks, concerning manipulation with the objects. Manipulator should know how to avoid to the obstacles in the environment while performing required applications. Therefore we have several requirements for possibilities of this segment, those mechanical design and its properties should be fulfilled.

Assuming that segment is developed for redundant or hyper-redundant manipulator, its structure should consists of several identical segments or segments, which can be added to the last segment in case of need. Our next requirement is 3D dexterous workspace of manipulator. The actuators of segment have to allow it to do spatial motion. Motion of segment is not bound only for one kind of actuator. Considering hyper-redundant manipulator, particular segments should be able to evolve sufficient force for manipulating with the end-effector. This point concerns primarily to segments which are near to the base of manipulator.

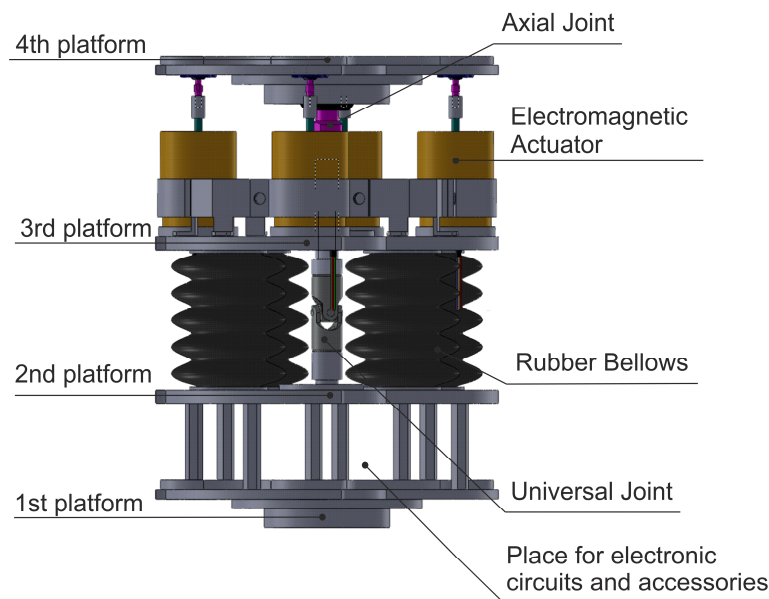


Fig. 2. Model of link for hyper-redundant manipulator

For this reason it has to be assumed there with hydraulic or pneumatic actuators which can produce significantly higher force effect in comparison with electrical actuator [6]. On the other hand, using hydraulic or pneumatic actuator we cannot reach so precise results in positioning as with using electrical actuator [7]. This reason leads us to use combination of various kinds of actuators in one segment of manipulator.

Considering of all mentioned requirements and constraints we designed new segment for manipulator, see Fig. 2. CAD model was designed in software SolidWorks.

As can be seen in the Fig. 1, there is one universal joint enabling motion in 2 axes, located on 2nd platform. Motion is assured by four rubber bellows which are actuated by pneumatic compressor. As have been mentioned above, higher force performance can be reached by pneumatic actuator but the precision of positioning is not too sufficient. For this reason there are four electromagnetic actuators for more precise positioning used, located on the 3rd platform. These actuators have their own position sensor. On the 3rd platform also an axial joint

which allows precise positioning by means of electromagnetic actuators is located. By assuming mentioned actuators and joints the segment of hyper-redundant manipulator is 6-DOF. Material of segment construction is duraluminium and segment has weight roughly 1,4 kg.

Within our study concerning designing of the new segment of hyper-redundant manipulator we are focused on properties of rubber bellows. Extension and shortening of bellows is bounded by universal joint located on the 2nd platform.

Simulation of a pneumatic air-spring

Before the simulation itself could have been performed, we proceeded to create a virtual model in SolidWorks 2013. More specifically, it was a pneumatic bellow McKibben, the same as the one used in the case of US 6,870,343 B2 patent. The design parameters of a virtual model were consistent with a realistic model which allowed us to approximate to the truest conditions within simulation. The actual simulation consisted of verifying the behavior of a pneumatic bellow under certain pressure. It means the change of affection of individual tenses in mechanism, the change of the size and speed. Because of this, the problem of nonlinear dynamic load was solved within simulation. In order for us to be able to simulate the possible impact of the bonds, we have defined the limits consisting of contacts on the both ends of the pneumatic mechanism. During the attempt to implement restrain rings to a simulation model, the frequent fall of the computational core occurred. We suppose that the reason for these falls was the considerable complexity of calculation during the contact of the surfaces.

The great disadvantage of the simulation of this type is a relatively time-consuming severity of the calculation itself. The increase of the required time is manifested mostly in components with intricate geometric shapes. In our case, the geometric complexity itself necessitated a minimum density of mesh required from the generator. The calculation of each simulation was conducted on a special calculating virtual machine with four shared cores (Intel Core I7) of processors with active hyperthreading. For the needs to store the operational data, the virtual computer was equipped by 8GB of memory. Important parameter for the successful implementation of the calculation in terms of the resources provided was the size of the virtual disk's capacity available. Mostly in the cases in which the calculation with a defined adaptive action of individual iterations was performed, there was a great demand for storage space. The time period of calculation of these adaptive steps have increased mostly in the cases where the possibilities of usage of hyper-elastic material properties were verified. All changes of settings and procedures relating to individual phases of simulation will therefore be introduced in separate subchapters.

In addition to the standard model of the pneumatic bellow, we tried to verify the extended model in our simulation as well. This model also included the restraint rings anchored in the individual waves of the mechanism. The function of these rings was guide the expansion pneumatic bellow. From the course of the simulations we have discovered that the usage of other structural elements within one simulation is extremely demanding for computing power as well as for the overall time that equals to tens of hours. For this reason, we carried out the simulations of the design elements separately in the final stage.

1.1 Order of steps in the phase of pre-processing and the adjustment parameters

This simulation part is very important in terms of the correct entry of the input calculation parameters. Otherwise, the bad interpretation of incorrect results could occur as the result of wrong input parameters. In the worse case, the computational core could fall. As mentioned in the previous chapter, in our case we will observe the change of behavior of the pneumatic bellow under the influence of the input pressure. Total number of pressures, which will be observed, corresponds to the number of pressure changes at experimental part of verification, see Table.

Table

Values of pressure for simulation process

Number of simulation	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.
Max bellow pressure (MPa)	0,006	0,042	0,065	0,113	0,142	0,192	0,238
Number of simulation	8.	9.	10.	11.	12.	13.	14.
Max bellow pressure (MPa)	0,284	0,332	0,380	0,424	0,470	0,516	0,602

At first, we have chosen a nonlinear dynamics problem to be solved and from the individual parts of simulation model, we have chosen pneumatic bellow to create a shell element. It is the solution of shell element what guarantees us more simple numerical calculation. Some reports however indicate that when dealing with pneumatic mechanisms, the non-shell element should be used, because the thickness of a shell is the same in the whole object, while non-shell element can reflect realistically the actual change of the thickness in the places of bending, see Fig. 3 [8].

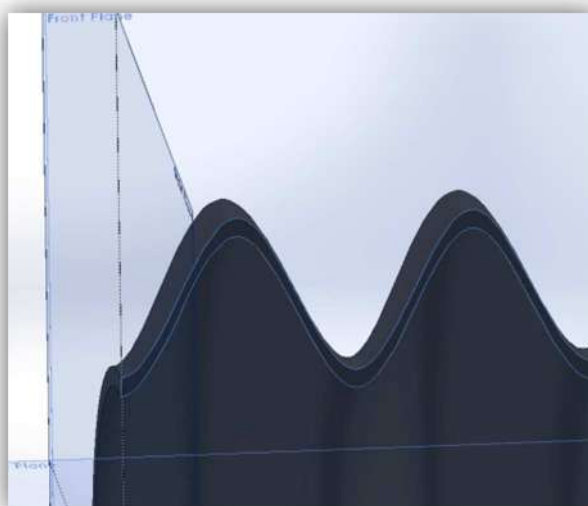


Fig. 3. Varying thickness of individual waves of the pneumatic bellow

In the second step, we have defined the material properties of simulation model. Since the simulation model consists of two different geometrical and material elements we have defined the material for every structural element separately. This definition consisted in selecting the material generated by us. More specifically, it was a type of hyper-elastic material Mooney-Rivlin, which was applied to the shell element of pneumatic mechanism. Following applies for the strain energy and the density of this type of material:

$$W = C_1(\bar{I}_1 - 3) + C_2(\bar{I}_2 - 3) \tag{1}$$

where C_1 and C_2 are empirical suitably chosen material constants, and \bar{I}_1 , \bar{I}_2 are the first and the second invariant of unimodular Cauchy-Green components of the deformation tensor.

$$\bar{I}_1 = J^{-2/3} I_1, \bar{I}_2 = J^{-4/3} I_2 \tag{2}$$

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \tag{3}$$

$$I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2 \quad (4)$$

$$J = \det(\mathbf{F}) \quad (5)$$

\mathbf{F} equals to deformation gradient. Due to the fact that the characteristic attribute of our material is its incompressibility, $J=1$. Based on the works [9] the appropriate material constants were chosen: $C_1=1$ [MPa] a $C_2=0,9$ [MPa], while the condition $C_1+C_2 > 0$ had to be fulfilled. In XY plane, the specific value 0,4999 have been chosen as Poisson's ratio, because of its compatibility with the settings of the computational core (for the cases of shell elements with great displacements). We have chosen the standard aluminium material as our second structural element in a simulation model.

In the next step, we have defined the conditions of the anchoring of shell element of a bellow in such a way, that it will comply with the real attachment in the structural model. Since we focused on the simulation of the pneumatic bellow itself, the anchoring was carried out at the edge of a shell element in the same way as if it was physically glued to the clip anchor. From the opposite side of the mechanism, the bond between the clip anchor and pneumatic bellow was defined. The reason for using a clip anchor in simulation was to achieve the limitation of expansion caused by the influence of pressure in the places of gluing, as well as the simulation of the certain mass, although only a symbolic one.

In this fourth step, the input values of expansion pressures have been sequentially defined. They have been changing in accordance with the values in the subsequent real experiment. Simulation behavior was examined sequentially for each initial pressure change. Since we know that a certain pressure in pneumatic bellow is achieved in nonlinear converge, for each case of pressure custom accrual curves have been defined. These have been used in setting of the pressure parameters Table 1.

The fifth step is to define Rayleigh damping coefficients. The reason why we consider this influencing factor is that we assume some damping properties of a rubber pneumatic mechanism. Since the simulation model consists of two components with different material composition and geometrical shapes, there is an assumption of mutual influence of the masses during the expansion of a mechanism. Rayleigh's damping is defined by the following matrix entry:

$$\mathbf{C} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K} . \quad (6)$$

Where \mathbf{C} is the damping matrix of physical, \mathbf{K} is the stiffness matrix, and \mathbf{M} is the mass matrix. In many cases of calculations, it is advised to neglect the coefficients α , which together with the stiffness matrix have influence in form of the friction effect of a mass. The algorithm from the work of Chowdhury and Dasgupta [10] allows us to express both α and β coefficients, whose application is important especially in cases with a high degree of vacancy of a mechanical system. The following applies for the coefficient β :

$$\beta = \frac{2\zeta_n \omega_n - 2\zeta_1 \omega_1}{\omega_n^2 - \omega_1^2} \quad (7)$$

where ω_n is the n-th natural frequency or the harmonic frequency, ω_1 is the smallest natural frequency of the structural part, ζ_n is the damping factor for the n-th natural frequency and ζ_1 is the damping factor for the lowest natural frequency. By subsequent substitution of β parameter into Equation 8 derived from Equation 6, we can express the coefficient α .

$$2\zeta_n \omega_n = \alpha + \beta \omega_n^2 \quad (8)$$

Thus obtained coefficients α and β may be installed into the program in appropriate setting. In our case, we needed to at first determine the natural frequencies of the pneumatic mechanism in order to determine these coefficients. Because of this reason, before the simula-

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

tion of the dynamic behavior of a pneumatic mechanism, we needed to perform frequency analysis of the pneumatic mechanism. From the results of this analysis, we obtained natural frequencies and corresponding custom shapes. The values of the damping factors were used according to the works [12].

We have defined the damping factor $\zeta_n = 0,05$ for the frequency $\omega_n = 21,602 rad.s^{-1}$ as the largest frequency of the frequency analysis. The damping factor $\zeta_n = 0,01$ was defined for the lowest frequency $\omega_1 = 3,4703 rad.s^{-1}$. After the substitution into the equations, the calculation of the coefficients was as follows:

$$\beta = \frac{2 \times 0,05 \times 21,602 - 2 \times 0,01 \times 3,4703}{21,602^2 - 3,4703^2} = 0,00460 \tag{8}$$

$$2 \times 0,05 \times 21,602 = \alpha + 0,00460 \times 21,602^2, \alpha = 0,01365 \tag{9}$$

We were able to substitute the resulting values of coefficients α and β into the formulas in SolidWorks environment.

In the last point of the pre-processing part, we proceeded to set the parameters of finite elements mesh. In examining the characteristics of the geometry of the pneumatic bellow we concluded that the best option is to choose the possibility of the mesh construction based on the curvilinear approach. It means that the resulting of finite elements mesh will automatically compress in places where there is a curvature of the given object. In our case it causes that generator of the mesh created a denser mesh in the areas of the mechanical waves. More specifically, the dimension of approximately MAX 3,505 [mm] was defined for the maximum size of the element. For the minimum size, the dimension of approximately MIN 1,168 [mm] was defined. Enhancement factor of individual elements was set to a value of 1,5 and the minimum number of elements in the circle was set to 8. We selected the number of integration points to 16 in the extended parameter settings of the mesh generator. These points are used to control the level of distortion of tetra hydric elements. The final shape of the model with a finite elements mesh is shown in Figure 4.

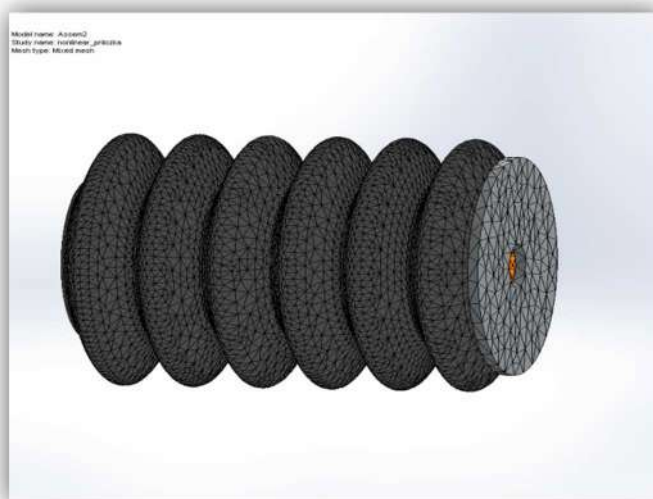


Fig. 4. Correct finite element mesh on the pneumatic bellow

1.2 Processing phase

After careful setting of all necessary parameters of pre-processing phase, we proceeded to the actual solving of the problem of non-linear dynamics of pneumatic mechanism. Before starting the SolidWorks program solver itself, we set the parameters of this solver. In Figure 5 the possible settings of the computational core are depicted.

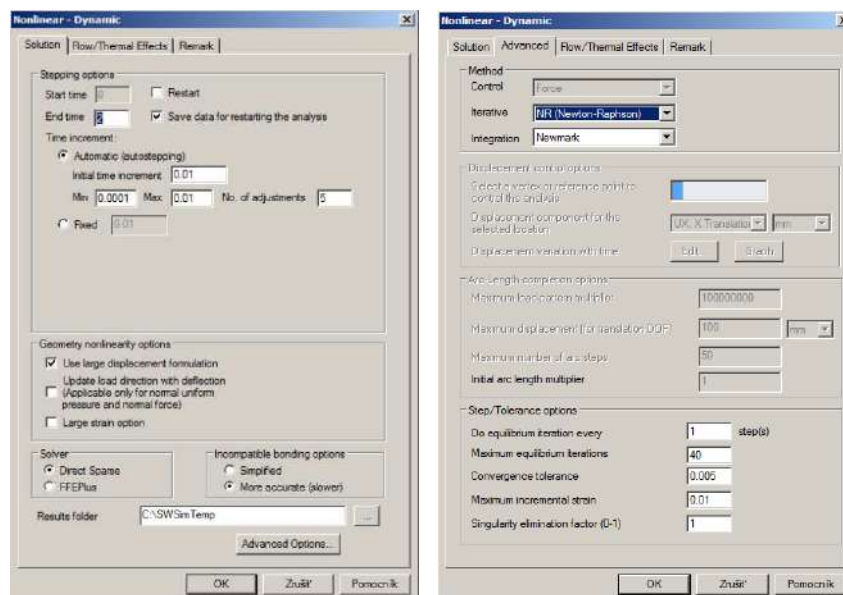


Fig. 5. Setup windows of the solver part in the SolidWorks

In "Stepping options" part, we set the finish time of the calculation to 2 seconds, which roughly corresponds to the time of experimental verification. At that time, the settling of expansion of the mechanism at a given pressure occurs. In the subsection "time increment" we have chosen the "auto stepping" of individual frames due to non-linear change of the mechanism's shape. In the following section "Geometry nonlinearity options" we have chosen the option of large displacements, while hyper-elastic material is supposed to experience major changes of shape. It was also because of this reason, that we have chosen Direct Sparse in the section for selection of computational core "Solver". "Direct Sparse" was chosen for the direct solution of sparse matrices, which is suitable for the solution of problems with a high degree of shifts. Algorithms for the solution of sparse matrices are much more time-consuming than in the case of dense matrices, which results in the overall time complexity of this problem's calculation. Due to the existence of contact of two structural elements of the whole simulation model, in "Incompatible bonding options" we have chosen the option of more accurate (slower) calculation process for the case of touching areas. In the advanced settings of computation core, the Newton-Raphson method with Newmark integration has been chosen. Since in previous experiments of this calculation, the fall of computational core occurred mostly at the end of the calculation, we modified the value of maximum equilibrium iterations to 40 and reduced the value of tolerance to 0,005. After all these settings, we decided to run the calculation for each pressure change according to Table 1.

Results of the simulations of the post-processing phase

After performing the simulations, we have created graphical outputs of displacement, tenseness, deformation, velocity and acceleration according to the pressure changes listed in the chart. To illustrate the following outputs of simulations we have chosen one threshold value of pressure.

In Figure 6, the displacement of pneumatic bellow at 2 seconds since the beginning of the expansion is depicted. More specifically, we can see the maximum expansion and at the same time its displacement at the place with splice plate. Chromatic shift corresponds to the assumption that the pneumatic bellow will primarily expand in the x axis direction. The area with the lowest shift is very close to the area of anchorage of shell element. It can be concluded from the characteristic shape after the expansion that if the restraint rings were present in the calculation, the maximum length of the expansion would probably be even few millimeters greater.

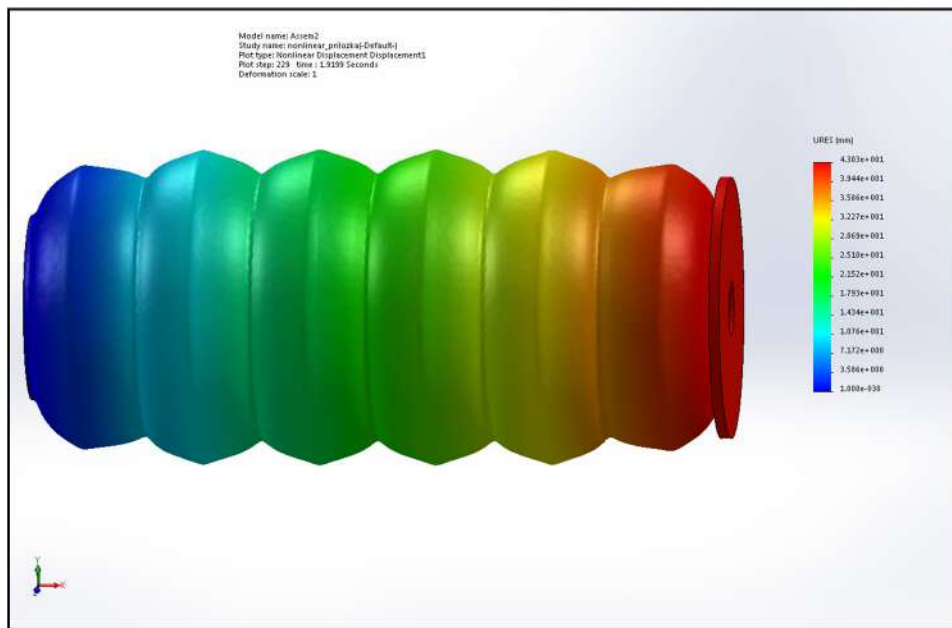


Fig. 6. Graphical representations of pneumatic bellow displacement with 0,6 [MPa] bellow pressure

Figure 7 shows the distribution of the reduced stress according to Von Mises-Hencky stress theory. The most significant effect of stress occurs in the areas of bending of the individual waves of pneumatic bellow. This means that during the expansions of the bellow, the waves expand in the direction of the x axis and at the same time, the diameter of the bellow increases. The result is the expansion of the bellow in all directions within the possibilities of the material. The depicted tenseness is the consequence of the impact of the planar tenseness in the shell.

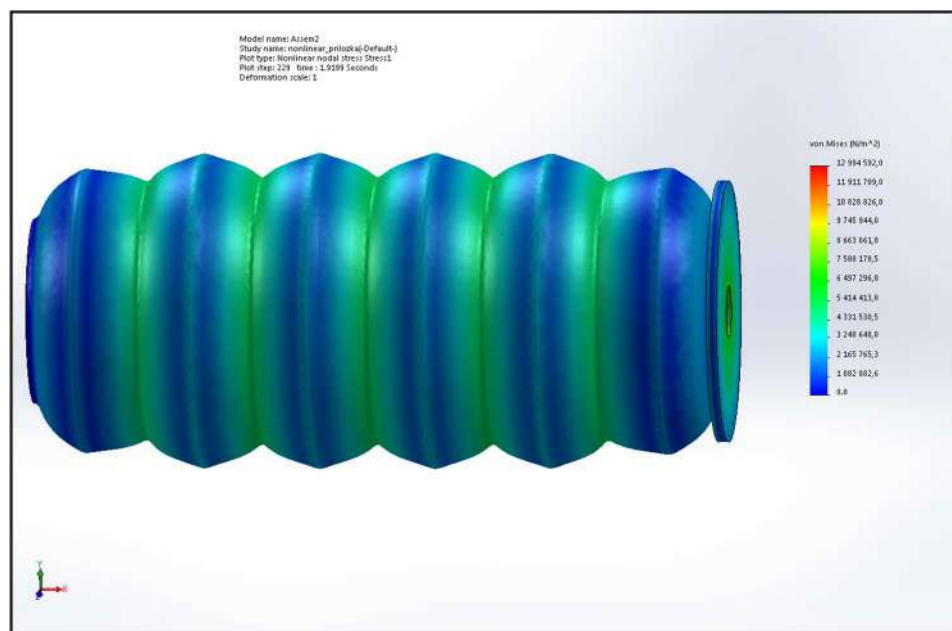


Fig. 7. Graphical representations of pneumatic bellow stress effect with 0,6 [MPa] bellow pressure

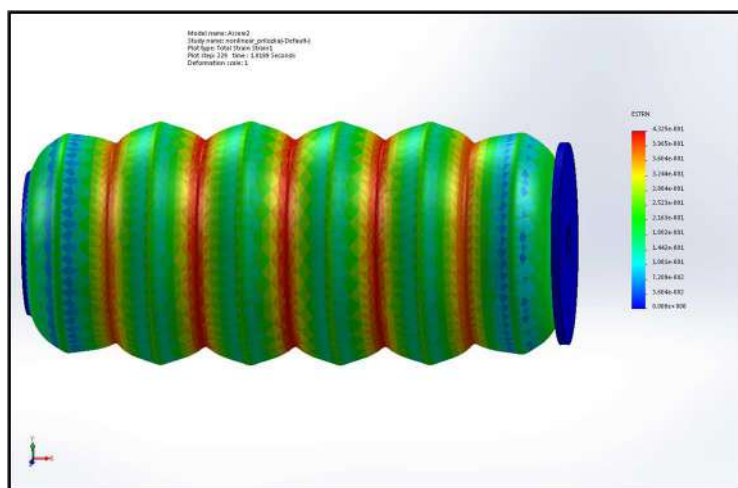


Fig. 8. Graphical representations of pneumatic bellow strain deformation with 0,6 [MPa] bellow pressure

Another important information that we have obtained from the simulation is a representation of the pneumatic bellow's deformations in Figure 8. The greatest deformations occur in the waves that are closer to the central axis of the bellow. The reason for this is that during expansion of the bellow, the individual fibers of the material stretch along the shell element which manifests in the increase of the area. Subsequently, this area adapts to the affecting pressure in the given areas, provided that no limiting element works against the expansion. Thus, for example the deformation close to the areas of constraint and contact with the plate is smaller, since the material is trying to preserve the original geometric shape in the near surroundings. We can achieve the lowering of deformation in the areas of lower folds thanks to the restraint rings added to the structural design of restricted expansion of pneumatic bellow.

In another Figure 9 we can see the progress of velocity of individual parts of the bellow. Since the figure represents the final moment of simulation (final time interval) it is understandable that the velocities expressed are smaller compared to the velocities in the earlier time intervals. However, the character of the change of velocity along the bellow is maintained. It can be clearly seen there, that more distant parts with the splice plate have higher velocity than those which are closer to constraint.

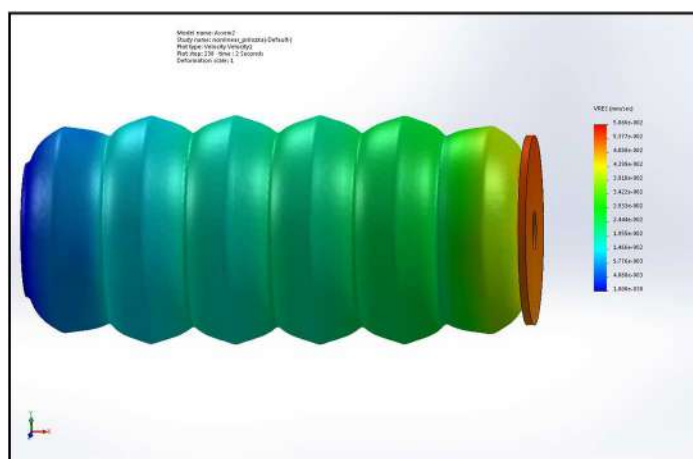


Fig. 9. Graphical representations of pneumatic bellow velocity of expansion with 0,6 [MPa] bellow pressure

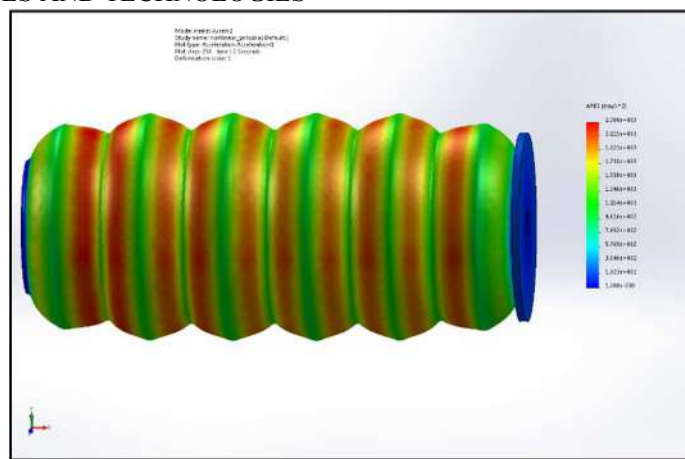


Fig. 10. Graphical representations of pneumatic bellow acceleration of expansion with 0,6 [MPa] bellow pressure

The last variable that we were interested in during the post-processing of the simulation and its final time interval was acceleration. From Figure 10 we can conclude that the areas with the greatest acceleration are on flat surfaces which join the individual waves of the pneumatic bellow. Those areas have the greatest tenseness.

Conclusion. In conclusion, we will summarize the results of simulations at different expansion pressures and in different time intervals. In Figure 11 we can see the overall dependence of the change in increase of the shifts for individual expansion pressures of pneumatic bellow at time interval corresponding to the total simulation time. From the shape of the graph it can be seen that with the increase of pressure, the final displacement of the pneumatic bellow also increases. This increase of expansion is however, in comparison with various experimental values initially sporadic. Only at higher temperatures, the bellow begins to expand considerably. At the highest pressure values, the expansion increases, but again, sporadically. In Figure 12, the dependence of the speed of expansion of the bellow on the pressure and time of the simulation is depicted. Noticeable increases of speed are present in initial and medium simulation times, when the settling of the pressure in the bellow is expected. The character of the rising speed at increasing the final temperature is also markedly visible. It means that the air in bellow spreads faster, and as a consequence of this the expansion of pneumatic bellow is faster.

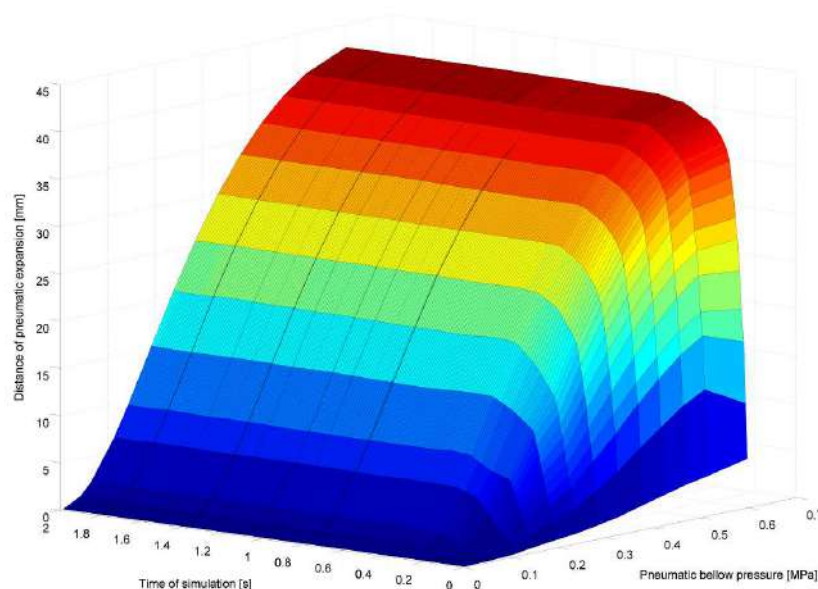


Fig. 11. The variation of displacement in the pressure change during the simulation period

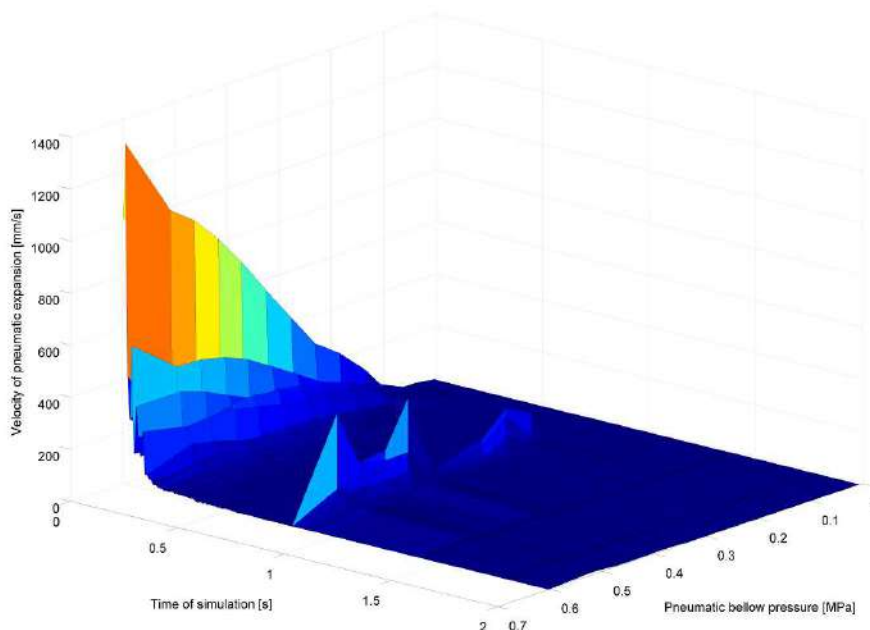


Fig. 12. The variation of velocity in the pressure change during the simulation period

Acknowledgement

This paper was supported by project VEGA1/0872/16 “Research of synthetic and biological inspired locomotion of mechatronic systems in rugged terrain” and project VEGA 1/0389/18 “Research on kinematically redundant mechanisms”.

References

1. D. Koniar, L. Hargaš, M. Hrianka, V. Bobek, P. Drgoňa, P. Fibich, Kinematics analysis of bio-mechanical systems using image analysis, *Metalurgija (Metallurgy)*, Vol. 49 (2/2010), ISSN 1334-2576.
2. G. S. Chirikjian, J. W. Burdick, An Obstacle Avoidance Algorithm for Hyper-Redundant Manipulators, *IEEE Transaction on Robotics and Automation* (1990), pp. 625 – 631.
3. H. B. Brown, M. Schwerin, E. Shamma, H. Choset, Design and Control of a Second-Generation Hyper-Redundant Mechanism, *IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems* (2007), pp. 2603 – 2608.
4. G. S. Chirikjian, J. W. Burdick, Parallel Formulation of the Inverse Kinematics of Modular Hyper-Redundant Manipulators, *IEEE International Conference on Robotics and Automation* (1991), 708–713.
5. J. Borenstein, G. Granosik, Integrated, Proportionally Controlled, and Naturally Compliant Universal Joint Actuator with Controllable Stiffness, *United States Patent* (2005).
6. G. Granosik, J. Borenstein, Integrated Joint Actuator for Serpentine Robots, *IEEE/ASME Transaction on Mechatronics* (2005), Vol. 10, No 5, pp. 473 – 481.
7. R. Hartánský, V. Smieško, L. Maršálka, Numerical Analysis of Isotropy Electromagnetic Sensor Measurement Error, *Measurement Science Review*, Vol. 13, No. 6, pp. 311-314, ISSN 335-8871.
8. D. Samek, J. Javorik. Numerical Analysis of Shape Stability of Rubber Boot, *International Journal of Mechanics*, Vol. 7, No. 3, pp. 294-301, ISSN: 1998-4448.
9. Oliver A. Shergold, Norman A. Fleck, D. Radford. The uniaxial stress versus strain response of pig skin and silicone rubber at low and high strain rates, *International Journal of Impact Engineering* (2006), Vol. 32, pp. 1384-1402, ISSN: 0734-743X.
10. I. Chowdhury, S. Dasgupta. Computation of Rayleigh Damping Coefficients for Large System, *The Electronic Journal of Geotechnical Engineering* (2003), Vol. 8, Bundle 8C.
11. William W. Feng, John O. Hallquist. On Mooney-Rivlin Constants for Elastomers, 12. th. International LS-DYNA Users Conference, pp. 1-10.
12. Detailed vibration isolation theory. Farrat isolevel Ltd. (2014) online: <http://www.farrat.com>
13. Richad Q. van der Linde. Design, Analysis, and Control of a Low Power Joint for Walking Robots, by Phasic Activation of McKibben Muscles, *IEEE Transactions on Robotics and Automation* (1999), Vol. 15, No. 4, pp. 599-604, ISSN: 1042-296X.

14. *Ruiyi Tang, Dikai Liu. An Enhanced Dynamic Model for McKibben Pneumatic Muscle Actuators, Proceedings of Australasian Conference on Robotics and Automation (2012), Victoria University of Wellington, New Zealand.*

УДК 621.865.8

Олександр Гмитерко, Любіца Мікова, Ерік Прада
**АНАЛІЗ ПНЕВМАТИЧНОЇ ПРУЖИНИ З'ЄДНАННЯ
ГІПЕРНАДЛИШКОВОГО МАНІПУЛЯТОРА**

Актуальність теми дослідження. Ця дослідницька робота присвячена розробці та аналізу з'єднання гіпернадлишкового маніпулятора/механізму. У статті досліджується ланка маніпулятора 6-DOF, що складається з пневматичних і електромагнітних приводів. Переміщення верхньої платформи з'єднання досягається пневматичними приводами, а саме пневматичними пружинами. Основним напрямком цього дослідження є аналіз пневматичної пружини та її властивостей. З цієї причини аналіз FEM виконується в програмному забезпеченні SolidWorks. У висновку обговорюються результати. Пневматичні приводи можуть відігравати цікаву роль, як можливість змінювати механічні властивості маніпуляторів.

Постановка проблеми. Аналіз пневмо-пружного приводу для гіпернадлишкового маніпулятора.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Більшість маніпуляторів складається з електричних приводів. Використання пневматичних приводів надає маніпуляторам нових властивостей, таких як зміна жорсткості.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. Пневматичні пружини все ще знаходяться в процесі дослідження з точки зору механізмів приводу.

Постановка завдання. У статті проведено моделювання та аналіз пневматичної пружини.

Виклад основного матеріалу. У цій статті досліджено сферу моделювання в програмному забезпеченні SolidWorks. Спершу побудована CAD модель нового сегмента для гіпернадлишкового маніпулятора і описані його основні частини. Далі на етапі попередньої обробки детально описані кроки та налаштування для обчислювального ядра SolidWorks. Друга половина статті зосереджена на розрахунках та оцінці результатів моделювання.

Висновки відповідно до статті. У статті представлено новий вид з'єднання маніпулятора. З'єднання аналізується і тестується за допомогою моделювання.

Ключові слова: сільфонний; гіперрезервований; пневматичний; маніпулятор.

Рис.: 12. Табл.: 1. Бібл.: 14.

Alexsander Gmiterko – professor, Technical University of Košice, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Automation, Mechatronics and Robotics, Department of Mechatronics (Letná 9, 042 00 Košice).

Lubica Miková – assistant professor, Technical University of Košice, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Automation, Mechatronics and Robotics, Department of Mechatronics (Letná 9, 042 00 Košice).

Erik Prada – researcher, ZTS VVU Košice, a.s., Južná trieda 95, 041 24 Košice.

UDC 331.45:331.103.255

DOI: 10.25140/2411-5363-2018-4(14)-78-84

Marek Vagaš

SAFETY AND RISK ASSESSMENT AT AUTOMATED WORKPLACE

Urgency of the research. Automated workplaces are growing up in present, especially with implementation of industrial robots with feasibility of various dispositions, where safety and risk assessment is considered as most important issues.

Target setting. The protection of workers must be at the first place, therefore safety and risk assessment at automated workplaces is most important problematic, which had presented in this article

Actual scientific researches and issues analysis. Actual research is much more focused at standard workplaces without industrial robots. So, missing of information from the field of automated workplaces in connection with various dispositions can be considered as added value of article.

Uninvestigated parts of general matters defining. Despite to lot of general safety instructions in this area, still is missed clear view only at automated workplace with industrial robots.

The research objective. The aim of article is to provide general instructions directly from the field of automated workplaces

The statement of basic materials. For success realization of automated workplace is good to have a helping hand and orientation requirements needed for risk assessment at the workplace.

Conclusions. The results published in this article increase the awareness and information of such automated workplaces, together with industrial robots. In addition, presented general steps and requirements helps persons for better realization of these types of workplaces, where major role takes an industrial robot. Our proposed solution can be considered as relevant base for risk assessment such workplaces with safety fences or light barriers.

Key words: safety; risk assessment; industrial robot.

Fig.: 5. Table: 1. References: 8.

Introduction. Automation at Slovakia is basically determined in automotive sector with massive production and low variability of manufactured model numbers at automated lines. These characteristics are still the same over the several years without significantly change. Stereotypical working positions at companies lead to fluctuation of employees. Also this contributes to the implementation of robots into the processes that can be considered as suitable answer to cost increasing and qualified employers inability [1]. Over the time, classical and standard working positions are reduced and missing and new highly specified knowledge is necessary. The example of insufficient safety conditions at workplace can be presented at Figure 1, where woman during operation at machine has not protected their eyes.



Fig. 1. Insufficient safety during operation at workplace

The aim of automation in this content consists in sustainability of qualified workers in companies with representative expert and analytical knowledge with potential for creation of added value activities at their automated workplaces. Main field of automation is obviously industrial sphere, but significant space is also in services. As good example, we can remark software robots that can help people in offices, banks and public with daily boring activities (like lot of numbers entering, repetitive information, etc...), but people still must be presented an helped to him. Reasons for robot implementation lay in:

- Decreasing of operational costs (heating of hall, lighting during some operation etc...).
- Better quality of products (stability of their accuracy without distraction, fatigue or monotonous and repeating work).
- Quality of working environment (robots take tasks that are unconformity for people, so they can work on more interesting and complexion tasks in working process).

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

- Increasing of manufacturing capacity (robots can work almost always with small human supervision).
- Increasing of manufacturing flexibility (adoption to new customer requirements are much faster thanks to offline programming).
- Lower wasting of material (more accuracy = more products = less waste).
- Compliance with safety regulations (robots can take a role that is potential dangerous for people, less ergonomic or lead to illness).
- Lower fluctuation of workers (automation is connected with qualified of workers and interesting jobs that are much more preferred).
- Reduction of capital costs for stocks and incomplete production (manufacturing in term of just in time).
- Better utilization of workspace (robots can be mounted at the walls, roofs and can work in narrow conditions).

In past, industrial robots have not so that major position at working space as in present. They are important because of its parameters like speed, accuracy, flexibility. Its position and role for lean production together with implementation into the automated workplaces that includes specific customer requirements is a target to continuous increasing of product parameters and company prosperity. Robot themselves are not lean, but by their integrating into the automation can rapidly increase to lean concept development [2]. Benefits of robots integration are in:

- Repeatability – robots increase a quality of product, stability for quality level and eliminate a waste.
- Speed – robots can participate at increasing of productivity and decreasing of cycle time.
- Accuracy – robots contribute to decreasing of waste.
- Flexibility – robots decrease a time that is necessary for workers training and reduce time for tools exchange.

Despite to the fact that industrial robot as a whole is considered as relatively safety (regarding to his certification and software control), it does not mean that the same robot is safely during its environment implementation. Especially, in industrial applications are for robots developer impossible to say that any type of robot after his inserting into the application can be safe without risk assessment. Safely robot can be assumed after a risk evaluation and assessment.

Hazard at automated workplace. A reason for hazard presented at the automated workplace is much more than could anybody imagine. Between significant sources of this hazard can be included dangerous work equipment, stress conditions, speed of working, insufficient training of workers, insufficient supervision or absenting of safety procedures and control, Fig. 2. In case of young workers (until 18 years) is injury probability more expected than others workers [3]. As young people, you can be faced to more hazard because of lower skills, protection and OSH solutions that can occur.

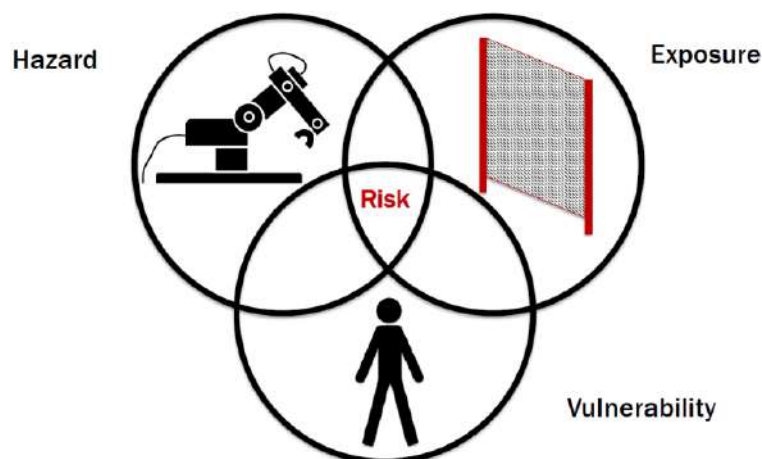


Fig. 2. Factors of risk at automated workplace

Automated workplace can be considered as safely only after risk assessment and repeatedly minimising. Working with robot is generally considered as safely (collaborative robot i.e.) but if the end effectors has sharp shapes, operation is no more safely, at all – despite to the whole developer certifications and protection parts and surfaces. One of the major factors that have impact to hazard is vulnerability. Long and periodic factor lead to human diseases at automated workplace; such is noise and vibration i.e. that is most often from working process. Types of hazard in general can be seen in table.

Table

Hazard in general form

1.	Unequal and slippery surfaces (can lead to fall, slip etc...). Most often reason because of lot of people at the workplace, dust or liquids at surfaces cables or damages.
2.	Moving equipment and machines (insufficient maintenance, missing security equipment, trying to machine repairing)
3.	Moving parts of machines (disconnecting of machines from voltage)
4.	Objects and parts with dangerous surface (sharp, rough etc...)
5.	Hot and cold surfaces, materials etc...
6.	Workplaces at high and places with possibility to fall
7.	Handle tools
8.	High pressure
9.	Electric installation and equipment
10.	Fire
11.	Explosion
12.	Chemical substances (including dust) in air
13.	Noise (higher and long duration can lead to ear damages)
14.	Vibration of hands
15.	Vibration of whole body
16.	Lighting
17.	UV, infrared, laser and microwave radiation
18.	Electromagnetic fields
19.	Hot and cold climate environment (temperature extreme lead to health problems)
20.	Lifting and manipulation with load (unstable and heavy load, missing of lift at a workplace)
21.	Work in contrary position
22.	Biological hazards (viruses, parasites, bacteria's etc...)
23.	Stress, violence, mobbing (as a result of bad work organisation, unclearly responsibilities, etc...)
24.	Others (can be specified...)

Prevention at automated workplace. Knowing how to prevent in the automated workplace is super important, but what's better than that? Of course, it's not possible to completely eliminate accidents, but with a little effort and some foresight, they can be significantly reduced. Tips, how to prevent accidents in the first place can be:

- No tasks can be realised by new worker, only after his regularly training.
- In case of speedily OSH training, try to repeat information from trainer and slow down.
- For new recruited persons is better to stay at desired space in working area (they have low knowledge about whole area of company, hall etc...).
- If you are not sure, firstly ask more skilled worker or your supervisor.
- Do not be afraid to ask for further training.
- Wear and use PPE correctly, his place and carrying about them.
- Be informed about emergency situations.
- Do not ignore early signs of problems, such as headaches, other pains, dizziness, itchy skin or irritated eyes, nose or throat.
- Follow advice and instructions given to you - this applies also breaks the correct setting chairs, wearing personal protective equipment.

Convectional industrial robots are strictly isolated from human operators (by mechanical fences or optical barriers) that serve for immediately stopping of human approaching, Fig. 3. It helps with difficult and routine tasks, manipulation with products [4].

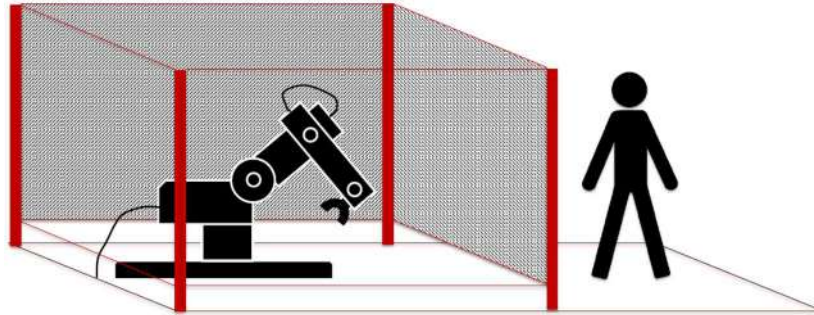


Fig. 3. Prevention by mechanical fences at automated workplace

Creation of prevention plan

All automated workplaces should have prevention plan. Generally, it is not possible to create one universal concept for whole and specific situations [5]. Prevention plan allows to company consider a necessary implementation questions for relevant and equal situations. Consists of fourth phases:

- pre-treatment phase - includes creation of working group, evaluation of needs, commitment, social atmosphere and communication,
- planning and preparing phase – agreement of objectives and tasks, curriculum planning and program selection, preparation of program creation, identification of resources, start of project, key stakeholders,
- sustainable phase – assessing and adapting of program, engaging key stakeholders, assessing of tasks and responsibilities, monitoring of trends and data,
- starting / initiation phase – coordinate of project or project team, regular meeting, agree of key element, leadership

Minimizing of risk

Minimizing of risk is continuous process together with using of security devices. The purpose of these devices is decreasing of injury level to minimum regarding actual standards, directs up to acceptable surface [6]. During minimizing of risk is possible to apply an approach into the followed steps. In first step we try to avoid creation of danger already at design and production of automation workplace phase. Second step can be characterized as decreasing of danger through implementation of several protection devices [7]. In last, third step we try to identify a residual danger. After that, we try to decrease this danger i.e. by informing of employees, additional training etc. It is recommended to minimizing of risk also via health and security examples see Fig. 4.

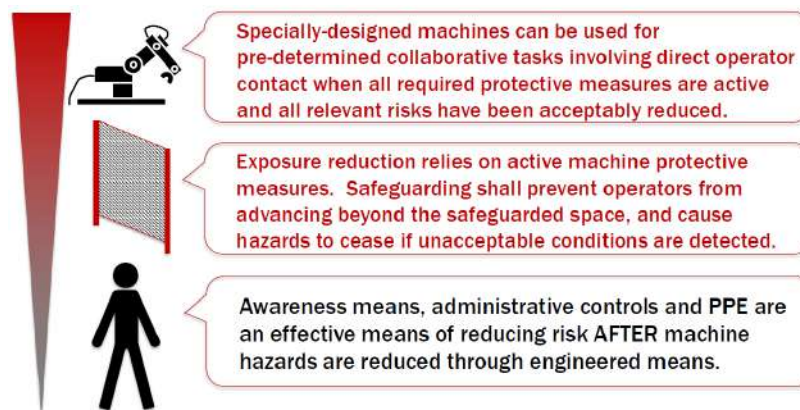


Fig. 4. Minimizing of risk at automated workplace

Risk assessment at automated workplace. Risk assessment can be realized by employer; employees entrusted to employers or by external evaluators or these service providers (if there is a small number of employees) [8]. Generally, evaluators must have all necessary information, training, sources, time and support to realize it. We can follow this procedure:

1. Parameters defining at automated workplace.

Introductory step for risk assessment is defining of all parameters at automated workplace. Is possible to help with several questions, like: Where will be place for robot? What kind of end effector will be used? Which will be the main purpose of the robot? What is the type of manipulated work piece (in case of manipulation task)? By answering at these questions we can obtain a lot of necessary data for precise and detailed risk assessment. In this phase is good to know the type of the robot followed by studying of manufacturer catalogues lists to determining a maximum speed, acceleration, maximum payload etc. After collecting of these information is possible to reach a second step – identification of risk sources.

2. Identification of risk sources.

This step is characterized as identification of whole possible risks. Is needed to know that risk assessment process includes not only operations as manipulations, welding, packaging etc. but also buying of component (at the beginning), it's given from providers until the liquidation of workplace (at the end). Already at the incorrect unloading of heavy robotic arm from car or robot operation starting without qualified persons can be sources for creation of big injuries. Warning to the creation of possible risks during installation may be insignificant, but security experts warn and claim that the process of risk sources identifying is often underestimated, and many times during the installation of robot itself it has become tragic. After a thorough identification, the result should be an analysis that is subsequently needed in the next step to determine level of risk.

3. Determining level of risk.

Exists more and various ways how to monitor and evaluate risk. One of them is under the ISO 13849-1:2006 method. Risk is evaluated by performance level rating (PLr). This analysis uses three parameters: severity of injury – S, frequency of exposure to hazard – F and possibility of avoiding hazard P. Basic principle of risk assessment according to the given method is to gradually move from start to finish to individual parameters and their evaluations, at the end we will find the level of risk from negligible to very high, Fig. 5.

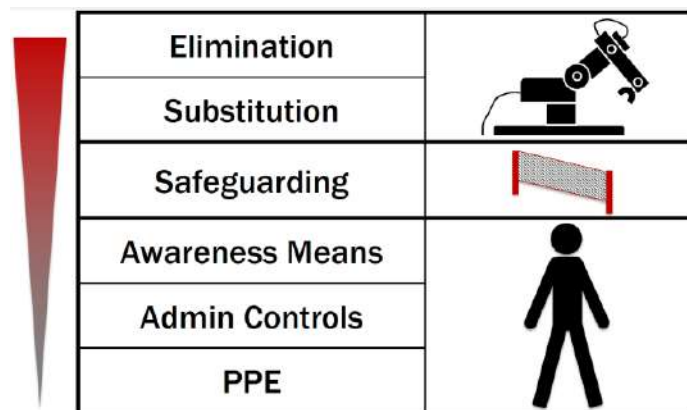


Fig. 5. Risk assessment at automated workplace

Conclusions. During robot integration into the automation processes is major requirement a workers safety, of course. More automated solutions with implementation of industrial robots require safety fences or light barriers. So, robot works in a closed space and thus protects operators. Future safety needs are also important during realisation of these solutions, because they contribute to the increasing of company efficiency and will be grow up together with you. Automation as a whole is not only about less employees at the workplace, but it is also about integration of new security devices and technologies with supporting of workers cooperation.

Acknowledgements

This work has been supported by the Slovak Grant Agency KEGA 054TUKE-4/2016 “Innovation of teaching courses with a focus on automation in response to the demands of industry and services”.

The paper presents results of researches supported by EU within the project „AuToMa - Automation, Technology transfer and Managerial practices for the growth of SMEs, a better employability and the promotion of the entrepreneurship”, 2016-1-IT01-KA202-005599, under the ERASMUS+ Programme. This publication represents only author's opinion and neither the European Commission nor the National Agency is responsible for any of the information contained in it.

References

1. *Increasing of operational safety robotized workplaces by sensor equipment.* Marek Vagaš. In: Global management and economics. Vol. 2015, no. 1 (2015), p. 158-162. - ISSN 2411-5215.
2. *Safety for Physical Human–Robot Interaction.* Antonio Bicchi, Michael A. Peshkin, J. Edward Colgate. In: Springer Handbook of Robotics (Siciliano, B., Khatib, O.), Springer, Berlin, 2008, ISBN: 978-3-540-23957-4.
3. *Safety of instrumented systems.* Retrieved from <https://www.chemicalprocessing.com/articles/2018/consider-the-impact-of-industry-4-0-on-safety-instrumented-systems/?start=0>.
4. *Industrial robot details.* Retrieved from <https://www.kuka.com/en-de/products/robot-systems/industrial-robots>.
5. *Manufacturing systems suitable for globalized market.* L. Páchniková, R. Jánoš, L. Šidlovská. In: Applied Mechanics and Materials. Vol. 282 (2013), p. 230-234. - ISSN 1660-9336.
6. *Successfully process of safeguarding.* Retrieved from <https://www.valin.com/machine-process-safeguarding>.
7. *Industrial intelligent robots in Springer handbook of automation.* Inaba Y., Sakakibara S., 2009, Part C, 349-363, ISBN 978-3-540-78831-7.
8. *How to optimize safety.* Retrieved from <http://www.controlengurope.com/article/133867/Safety-first--How-Industry-4-0-can-optimise-safety.aspx>.

УДК 331.45:331.103.255

Мареk Вагаш

ФУНКЦІОНАЛЬНА БЕЗПЕКА ТА ОЦІНКА РИЗИКУ НА АВТОМАТИЗОВАНОМУ РОБОЧОМУ МІСЦІ

Актуальність теми дослідження. В даний час зростає кількість автоматизованих робочих місць, особливо з впровадженням промислових роботів з можливістю зміни їх розміщення, де функціональна безпека та оцінка ризику розглядаються як найбільш важливі проблеми.

Постановка проблеми. Захист працівників має бути на першому місці, тому оцінка безпеки та ризику на автоматизованих робочих місцях є найбільш важливими питаннями, які були представлені в цій статті.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Актуальні дослідження більш сфокусовані на стандартних робочих місцях без промислових роботів. Таким чином, відсутність інформації щодо автоматизованих робочих місць у зв'язку з різними диспозиціями може розглядатися як додатковий чинник, що підвищує цінність статті.

Виділення не досліджених частин загальної проблеми. Незважаючи на безліч загальних інструкцій із техніки безпеки в цій галузі, досі відсутній чіткий огляд виключно автоматизованих робочих місць із промисловими роботами.

Постановка завдання. Метою статті є надання загальних інструкцій безпосередньо в області автоматизованих робочих місць.

Виклад основного матеріалу. Для успішної реалізації автоматизованого робочого місця корисно мати додаткову допомогу та перелік вимог, необхідні для оцінки ризику на робочому місці.

Висновки відповідно до статті. Результати, опубліковані в цій статті, підвищують обізнаність і інформованість про автоматизацію робочих місць разом із промисловими роботами. Крім того, представлені загальні кроки й вимоги, які допомагають людям краще реалізувати ці типи робочих місць, де основну роль відіграє промисловий робот. Запропоноване рішення може розглядатися як актуальна база для оцінки ризику таких робочих місць із захисними огороженнями або світловими бар'єрами.

Ключові слова: функціональна безпека; оцінка ризику; промисловий робот.

Рис.: 5. *Табл.:* 1. *Бібл.:* 8.

Vagas Marek – Doctor of Technical Sciences, assistant lecturer, Technical University of Kosice, Faculty of Mechanical Engineering, Department of automation, control and human machine interactions (9 Letna Str., 041 00 Kosice, Slovakia).

E-mail: marek.vagas@tuke.sk

Scopus Author ID: 55014596100

UDC 004.4

DOI: 10.25140/2411-5363-2018-4(14)-84-94

Darina Hroncová

MULTIBODY SYSTEMS AND SIMULATION IN MATLAB

Urgency of the research. Computer modeling changes the teaching methodology, the way of thinking and the possibilities of applications. It helps to move from external to internal properties and from individual to related properties. The development of the product is accelerated by experimenting with a computer model.

Target setting. Kinematic analysis in Matlab and MSC Adams View. The aim is to investigate the rotation of individual members of the robotic system and to determine the spatial movement of the end effector.

Actual scientific researches and issues analysis. MSC Adams represents dynamic simulators of virtual prototypes of mechanical systems. Virtual prototypes allow to model, analyze and optimize the future products and to examine their properties before building a real prototype. This approach is suitable for developing miniature mechatronic elements as well as complex systems.

Uninvestigated parts of general matters defining. Virtual prototypes represent a suitable resource for testing of control and regulation procedures.

The research objective. Compilation of a virtual prototype of a mechanical system that has all the decisive features and is computationally stable.

The statement of basic materials. Virtual model is a mathematical representation of real-world structures, simulating all its physical properties virtually.

Conclusions. The aim was to determine the kinematic properties and also to evaluate the influence of the parameters of the mechanism which influence these kinematic properties. The matrix method was used. The process of the solution consisted of determining the transformation matrices of the coordinate systems, the kinematic analysis of the industrial robot and the graphical representation of the effector handling space.

Keywords: virtual model; open kinematic chain; robotic system; software simulation; end-effector; transformation matrices.

Fig.: 11. References: 17.

Introduction. The development of technology and mechanization has led to the development of the theory of planar and spatial mechanisms. Spatial mechanisms are used in various production machines, for example, in robots and manipulators. Analytical analysis of mechanisms describes the movement of driven members or some points of these members depending on the known or prescribed movement of the driving members. It means the determination of the position, speed and acceleration of the studied members and points depending on the movement of the driving member. It is possible to use the vector method for kinematic solution of spatial mechanisms, which was described by V. A. Zinovev. This method, however, is quite complicated for scalar notation of vector equations. More suitable is the usage of the matrix notation. The fourth order matrices were introduced by J. Denavit and R.S. Hartenberg. Similarly, G.S. Kalicin solved some problems of planar and spherical mechanisms by the matrix notation. The possibility of using quaternions or biquaternions in kinematics of the rigid bodies was pointed out by J. Novák. General methods of analytical analyses were studied by S.G. Kislicin and J. F. Moroshkin. The Czech author V. Brat introduced into practice the usage of a matrix notation in analysis of kinematics of spatial mechanisms. Individual simultaneous movements can be described by matrix equations. There are relationships derived for both simple and simultaneous movements. The suitability and widespread usage of the matrix method is given not only by the possibility to describe the directly the space of the individual members, but it is also appropriate for use in computers with advanced methods of numerical solution of systems of equations.

This paper presents the application of the matrix method in the kinematic analysis of a simple manipulator model. Manipulators are composed of open kinematic chains. Matlab and MSC Adams -View computer programs were used in their analysis.

Model of manipulator with 2 degrees of freedom of movement R-R.

The mechanical system representing the open kinematic chain consists of two members 2 and 3 and the base 1 (Fig. 1). The member 2 with length l_2 rotates around the axis $z_1 \equiv z_2$ by the angle φ_2 and the member 3 with length l_3 rotates around the axis z_3 by the angle φ_3 . We investigate the absolute motion of the member 3 and its point M, determine the position

vector \mathbf{r}_{1M} (position of the point M relative to the base 1) using the matrix method, using the transformation matrices of the basic movements. We also express the velocity \mathbf{v}_{1M} and the acceleration \mathbf{a}_{1M} of point M relative to the base 1.

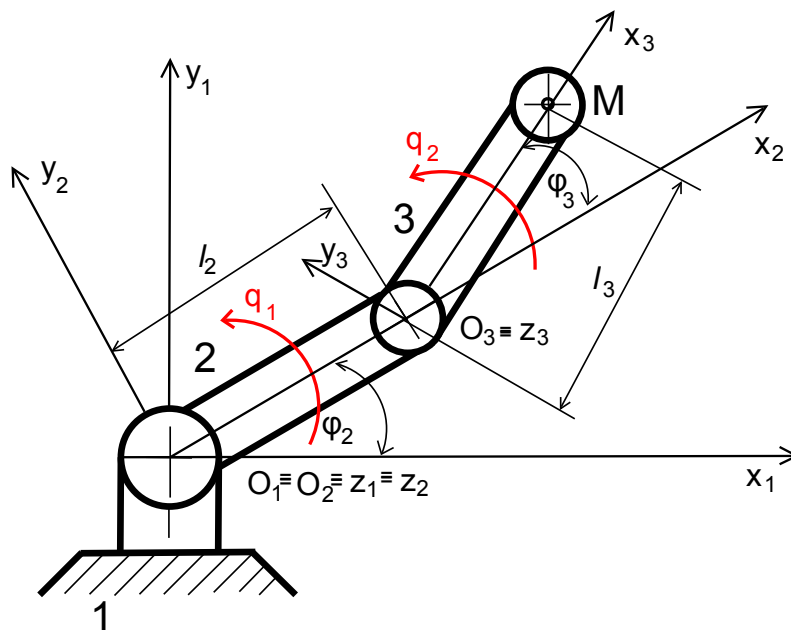


Fig. 1. Coordinate systems of the manipulator with 2 DOF ($q_1=\varphi_2, q_2=\varphi_3$)

We introduce the coordinate systems of individual members (Fig. 1). The movement of the member 2 with respect to the base 1 is rotational, the coordinate system O_2, x_2, y_2, z_2 of the member 2 is rotated with respect to the base coordinate system O_1, x_1, y_1, z_1 by the angle φ_2 around the base axis while $z_1 \equiv z_2$. The coordinate system O_3, x_3, y_3, z_3 of the member 3 is shifted by the length of the first element l_2 along the x_2 axis and rotated by angle φ_3 around the z_3 axis. Generalized coordinates for rotational movement of members are: $q_1=\varphi_2$ and $q_2=\varphi_3$. We search: $\mathbf{r}_{1M}, \mathbf{v}_{1M}, \mathbf{a}_{1M}$.

The motion of the member 3 with respect to the base 1 is determined by the movement of the point M and described by the equation:

$$\mathbf{r}_{1M} = \prod_{i=1}^2 \mathbf{T}_{i,i+1} \cdot \mathbf{r}_{3M} \tag{1}$$

the relative spherical motion is described by the transformation matrix:

$$\mathbf{T}_{13} = \prod_{i=1}^2 \mathbf{T}_{i,i+1} \tag{2}$$

The matrix equation of the trajectory of the point M relative to the coordinate system of the base 1 is:

$$\mathbf{r}_{1M} = \mathbf{T}_{12} \cdot \mathbf{T}_{23} \cdot \mathbf{r}_{3M} \tag{3}$$

where:

$$\mathbf{T}_{12} = \mathbf{T}_{Z6}(\varphi_2) \tag{4}$$

$$\mathbf{T}_{23} = \mathbf{T}_{Z6}(\varphi_3) \mathbf{T}_{Z1}(l_2) \tag{5}$$

and:

$$\mathbf{r}_{3M} = [l_3 \ 0 \ 0 \ 1]^T \tag{6}$$

then

$$\begin{aligned}
\mathbf{r}_{1M} &= \mathbf{T}_{12} \cdot \mathbf{T}_{23} \cdot \mathbf{r}_{3M} = \mathbf{T}_{Z6}(\varphi_2) \cdot \mathbf{T}_{Z6}(\varphi_3) \cdot \mathbf{T}_{Z1}(l_2) \cdot \mathbf{r}_{3M} = \\
&= \begin{bmatrix} c \varphi_2 & -s \varphi_2 & 0 & 0 \\ s \varphi_2 & c \varphi_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} c \varphi_3 & -s \varphi_3 & 0 & 0 \\ s \varphi_3 & c \varphi_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & l_2 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} l_3 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \\
&= \begin{bmatrix} c \varphi_2 c \varphi_3 - s \varphi_2 s \varphi_3 & -c \varphi_2 s \varphi_3 - s \varphi_2 c \varphi_3 & 0 & c \varphi_2 c \varphi_3 l_2 - s \varphi_2 s \varphi_3 l_2 \\ s \varphi_2 c \varphi_3 + c \varphi_2 s \varphi_3 & -s \varphi_2 s \varphi_3 + c \varphi_2 c \varphi_3 & 0 & s \varphi_2 c \varphi_3 l_2 + c \varphi_2 s \varphi_3 l_2 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} l_3 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \\
&= \begin{bmatrix} (c \varphi_2 c \varphi_3 - s \varphi_2 s \varphi_3) l_3 + c \varphi_2 c \varphi_3 l_2 - s \varphi_2 s \varphi_3 l_2 \\ (s \varphi_2 c \varphi_3 + c \varphi_2 s \varphi_3) l_3 + s \varphi_2 c \varphi_3 l_2 + c \varphi_2 s \varphi_3 l_2 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{7}$$

Position vector of point M with respect to the base coordinate system O_1, x_1, y_1, z_1 :

$$\mathbf{r}_{1M} = \begin{bmatrix} x_{1M} \\ y_{1M} \\ z_{1M} \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (c \varphi_2 c \varphi_3 - s \varphi_2 s \varphi_3) l_3 + c \varphi_2 c \varphi_3 l_2 - s \varphi_2 s \varphi_3 l_2 \\ (s \varphi_2 c \varphi_3 + c \varphi_2 s \varphi_3) l_3 + s \varphi_2 c \varphi_3 l_2 + c \varphi_2 s \varphi_3 l_2 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}. \tag{8}$$

The matlab script (Fig.2a) for the calculation of the position vector in symbolic form and the matlab script (Fig.2b) to determine the trajectory of point M:

```

clc
syms q1 q2 l2 l3
T12=[cos(q1) -sin(q1) 0 0;sin(q1) cos(q1) 0 0;0 0 1 0;0 0 0 1]
T23r=[cos(q2) -sin(q2) 0 0;sin(q2) cos(q2) 0 0;0 0 1 0;0 0 0 1]
T23t=[1 0 0 l2;0 1 0 0;0 0 1 0;0 0 0 1]
T23=T23r*T23t
T13=T12*T23
r3M=[l3;0;0;1]
r1M='position vector of M'
r1M=T13*r3M
x1M_y1M_z1M='position x1M(t),y1M(t),z1M(t)'
x1M=r1M(1,1)
y1M=r1M(2,1)
z1M=r1M(3,1)

figure(4)
set(4,'Name','Trajectory y1M=f(x1M) of M, position x1M=x1M(t), y1M=y1M(t)')
clc
l2=0.4; % m
l3=0.3; % m
omega1=0.35; %rad/s,
omega2=0.35; %rad/s,
t=(1: 0.001: 30)
x1M=(cos(omega1.*t).*cos(omega2.*t)-sin(omega1.*t).*sin(omega2.*t))*l3 ...
+(cos(omega1.*t).*cos(omega2.*t)-sin(omega1.*t).*sin(omega2.*t))*l2;
y1M=(sin(omega1.*t).*cos(omega2.*t)+cos(omega1.*t).*sin(omega2.*t))*l3 ...
+(sin(omega1.*t).*cos(omega2.*t)+cos(omega1.*t).*sin(omega2.*t))*l2;
subplot(1,3,1)
plot(x1M,y1M,'k','LineWidth', 1.5);
xlabel('x1M ');
ylabel('y1M ');
title('Trajectory y1M=y1M(x1M)');
grid on
hold on
subplot(1,3,2)
plot(t,x1M,'b','LineWidth', 1.5);
title('x1M=x1M(t)');
xlabel('Time [sec]');
ylabel('x1M [m]');
grid on
subplot(1,3,3)
plot(t,y1M,'g','LineWidth', 1.5);
title('y1M=y1M(t)');
xlabel('Time [sec]');
ylabel('y1M [m]');
grid on

```

Fig. 2. M–file for a) position vector of the manipulator r_{1M} , b) trajectory of the manipulator $y_{1M} = y_{1M}(x_{1M})$ and position $x_{1M} = x_{1M}(t)$, $y_{1M} = y_{1M}(t)$

Solution of the position vector r_{1M} , position x_{1M} and y_{1M} in symbolic form in Matlab are shown in Figure 3.

```

T12 =
[ cos(q1), -sin(q1), 0, 0]
[ sin(q1), cos(q1), 0, 0]
[ 0, 0, 1, 0]
[ 0, 0, 0, 1]
T23r =
[ cos(q2), -sin(q2), 0, 0]
[ sin(q2), cos(q2), 0, 0]
[ 0, 0, 1, 0]
[ 0, 0, 0, 1]
T23t =
[ 1, 0, 0, l2]
[ 0, 1, 0, 0]
[ 0, 0, 1, 0]
[ 0, 0, 0, 1]
T23 =
[ cos(q2), -sin(q2), 0, cos(q2)*l2]
[ sin(q2), cos(q2), 0, sin(q2)*l2]
[ 0, 0, 1, 0]
[ 0, 0, 0, 1]
T13 =
[ cos(q1)*cos(q2)-sin(q1)*sin(q2), -cos(q1)*sin(q2)-sin(q1)*cos(q2), 0,
cos(q1)*cos(q2)*l2-sin(q1)*sin(q2)*l2]
[ sin(q1)*cos(q2)+cos(q1)*sin(q2), cos(q1)*cos(q2)-sin(q1)*sin(q2), 0,
sin(q1)*cos(q2)*l2+cos(q1)*sin(q2)*l2]
[ 0, 0, 1, 0]
[ 0, 0, 0, 1]
r3M =
l3
0
0
1
r1M =
position vector of M
r1M =
(cos(q1)*cos(q2)-sin(q1)*sin(q2))*l3+cos(q1)*cos(q2)*l2-sin(q1)*sin(q2)*l2
(sin(q1)*cos(q2)+cos(q1)*sin(q2))*l3+sin(q1)*cos(q2)*l2+cos(q1)*sin(q2)*l2
0
1

x1M_y1M_z1M =
position x1M(t),y1M(t),z1M(t)
x1M =
(cos(q1)*cos(q2)-sin(q1)*sin(q2))*l3+cos(q1)*cos(q2)*l2-sin(q1)*sin(q2)*l2
y1M =
(sin(q1)*cos(q2)+cos(q1)*sin(q2))*l3+sin(q1)*cos(q2)*l2+cos(q1)*sin(q2)*l2
z1M =
0
    
```

Fig. 3. Solution in Matlab of the position vector r_{1M} of the manipulator

The trajectory of the manipulator $y_{1M}=y_{1M}(x_{1M})$, position $x_{1M} = x_{1M}(t)$, $y_{1M} = y_{1M}(t)$ of the point M is shown in Figure 4.

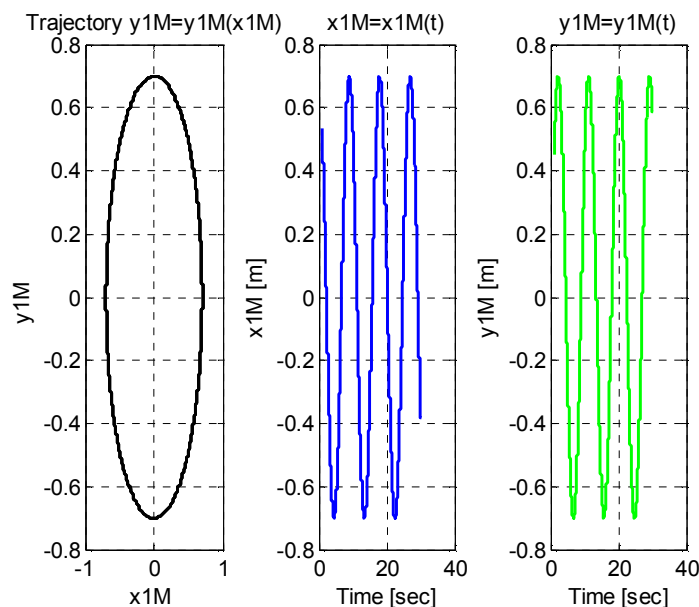


Fig. 4. Trajectory of the manipulator $y_{1M}=y_{1M}(x_{1M})$, position $x_{1M} = x_{1M}(t)$, $y_{1M}= y_{1M}(t)$

Model of manipulator with 3 degrees of freedom of movement.

The manipulator in Fig. 5 is an open kinematic chain of four members 1, 2, 3, and 4. The chain is four-dimensional with 3 degrees of freedom of movement. The member 2 is rotated about the z_1 axis, the member 3 is moved along the member 2 in the $z_2 \equiv z_3$ direction and the member 4 moves along the member 3 in the direction of the axis $x_3 \equiv x_4$. We investigate the absolute movement of the member 4 and its point M. The movement of the member 4 is expressed by means of the basic decomposition to the reference point M. It is necessary to determine by the matrix method, by means of transformation matrices of basic movements the position vector \mathbf{r}_{1M} (position of point M relative to base 1) velocity \mathbf{v}_{1M} and acceleration \mathbf{a}_{1M} of the point M relative to base 1.

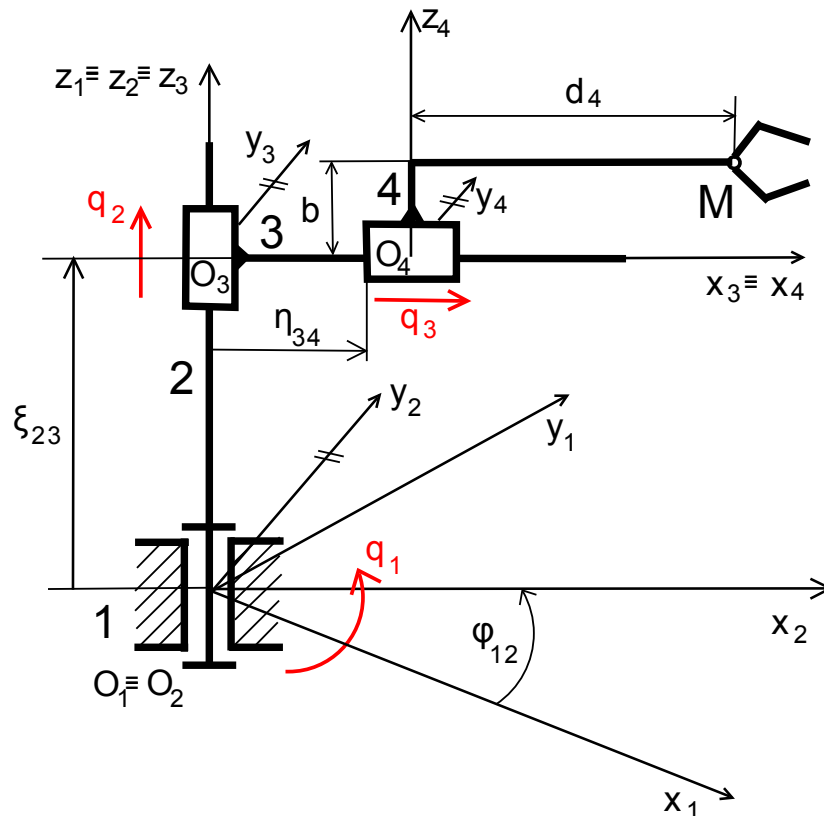


Fig. 5. Model of the manipulator with 3 DOF

We introduce the coordinate systems of individual members (Fig 5). The movement of the member 2 with respect to the base 1 is rotational, the coordinate system O_2, x_2, y_2, z_2 of the member 2 is rotated with respect to the base coordinate system O_1, x_1, y_1, z_1 by the angle φ_{12} around the axis $z_1 \equiv z_2$. The coordinate system O_3, x_3, y_3, z_3 of the member 3 is offset by the value ξ_{23} in the direction of the z_2 axis of the member 2. The member 4 moves on the member 3 by the value η_{34} in the x_3 direction of the member 3. The length of the member 4 is d_4 and the goal is to determine the movement of the end point M.

The generalized coordinate of the rotational motion of the member 2 is $q_1 = \varphi_{12}$ and the generalized coordinate of the translational motion of the member 3 is $q_2 = \xi_{23}$ and the generalized coordinate of the translational motion of the member 4 is $q_3 = \eta_{34}$. In the initial position, the coordinate systems of members 1, 2, 3, 4 coincide $q = [0 \ 0 \ 0]^T$.

The position \mathbf{r}_{1M} , the velocity \mathbf{v}_{1M} and the acceleration \mathbf{a}_{1M} of the point M relative to the base coordinate system are investigated.

The motion of the member 4 with respect to the base 1 is determined by the motion of the point M and described by the equation:

$$\mathbf{r}_{1M} = \prod_{i=1}^3 \mathbf{T}_{i,i+1} \cdot \mathbf{r}_{4M} \tag{9}$$

The relative spherical motion is described by the transformation matrix:

$$\mathbf{T}_{14} = \prod_{i=1}^3 \mathbf{T}_{i,i+1} \tag{10}$$

We express the individual transformation matrices using the basic matrices. In each member, we introduce coordinate systems (Fig. 5) and mark the dimensions and coordinates. Then we write the transformation matrices using the transformation matrices of the basic movements in the form:

$$\mathbf{T}_{12} = \mathbf{T}_{Z6}(\varphi_{12}) \tag{11}$$

$$\mathbf{T}_{23} = \mathbf{T}_{Z3}(\xi_{23}) \tag{12}$$

$$\mathbf{T}_{34} = \mathbf{T}_{Z1}(\eta_{34}) \tag{13}$$

Then we obtain the equation of the trajectory of the point M of member 4 in the coordinate system of the base 1 by means of the basic matrices:

$$\mathbf{r}_{1M} = \mathbf{T}_{12} \cdot \mathbf{T}_{23} \cdot \mathbf{T}_{34} \cdot \mathbf{r}_{4M} \tag{14}$$

where

$$\mathbf{r}_{4M} = [d_4 \ 0 \ b \ 1]^T \tag{15}$$

and

$$\begin{aligned} \mathbf{r}_{1M} &= \mathbf{T}_{Z6}(\varphi_{12}) \cdot \mathbf{T}_{Z3}(\xi_{23}) \cdot \mathbf{T}_{Z1}(\eta_{34}) \cdot \mathbf{r}_{4M} = \\ &= \begin{bmatrix} \cos(\varphi_{12}) & -\sin(\varphi_{12}) & 0 & 0 \\ \sin(\varphi_{12}) & \cos(\varphi_{12}) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \xi_{23} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & \eta_{34} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} d_4 \\ 0 \\ b \\ 1 \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} \cos(\varphi_{12}) & -\sin(\varphi_{12}) & 0 & \eta_{34} \cos(\varphi_{12}) \\ \sin(\varphi_{12}) & \cos(\varphi_{12}) & 0 & \eta_{34} \sin(\varphi_{12}) \\ 0 & 0 & 1 & \xi_{23} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} d_4 \\ 0 \\ b \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} d_4 \cos(\varphi_{12}) + \eta_{34} \cos(\varphi_{12}) \\ d_4 \sin(\varphi_{12}) + \eta_{34} \sin(\varphi_{12}) \\ b + \xi_{23} \\ 1 \end{bmatrix} \end{aligned} \tag{16}$$

Position vector of point M with respect to the base coordinate system O_1, x_1, y_1, z_1 :

$$\mathbf{r}_{1M} = \begin{bmatrix} x_{4M} \\ y_{4M} \\ z_{4M} \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} d_4 \cos(\varphi_{12}) + \eta_{34} \cos(\varphi_{12}) \\ d_4 \sin(\varphi_{12}) + \eta_{34} \sin(\varphi_{12}) \\ b + \xi_{23} \\ 1 \end{bmatrix} \tag{17}$$

Velocity vector of point M with respect to the base coordinate system O_1, x_1, y_1, z_1 :

$$\mathbf{v}_{1M} = \dot{\mathbf{r}}_{1M} = \begin{bmatrix} \dot{\eta}_{34} \cdot \cos(\varphi_{12}) - (d_4 + \eta_{34}) \cdot \dot{\varphi}_{12} \cdot \sin(\varphi_{12}) \\ \dot{\eta}_{34} \cdot \sin(\varphi_{12}) + (d_4 + \eta_{34}) \cdot \dot{\varphi}_{12} \cdot \cos(\varphi_{12}) \\ \dot{\xi}_{23} \\ 0 \end{bmatrix} \tag{18}$$

Acceleration vector of point M with respect to the base coordinate system O_1, x_1, y_1, z_1 :

$$\mathbf{a}_{1M} = \dot{\mathbf{v}}_{1M} = \ddot{\mathbf{r}}_{1M} = \begin{bmatrix} \ddot{\eta}_{34} \cdot \cos(\varphi_{12}) - \dot{\eta}_{34} \dot{\varphi}_{12} \sin(\varphi_{12}) - (\ddot{\varphi}_{12} (d_4 + \eta_{34}) + \dot{\varphi}_{12} \cdot \dot{\eta}_{34}) \sin(\varphi_{12}) - \dot{\varphi}_{12}^2 (d_4 + \eta_{34}) \cdot \cos(\varphi_{12}) \\ \ddot{\eta}_{34} \cdot \sin(\varphi_{12}) + \dot{\eta}_{34} \dot{\varphi}_{12} \cos(\varphi_{12}) + (\ddot{\varphi}_{12} (d_4 + \eta_{34}) + \dot{\varphi}_{12} \cdot \dot{\eta}_{34}) \cos(\varphi_{12}) - \dot{\varphi}_{12}^2 (d_4 + \eta_{34}) \cdot \sin(\varphi_{12}) \\ \ddot{\xi}_{23} \\ 0 \end{bmatrix} \tag{19}$$

Solution of the position of the point M in the Matlab program is performed by m-files (Fig.6a, b):

```
figure(5)
set(5,'Name','Position x1M=x1M(t), y1M=y1M(t), z1M=z1M(t)')
d4=0.5; % m
b=0.3; % m
omega21=0.35; %rad/s,
v23=0.1; %m/s
v34=0.1; %m/s
t=(1: 0.001: 30)
x1M=d4.*cos(omega21.*t)+(v34.*t).*cos(omega21.*t);
y1M=d4.*sin(omega21.*t)+(v34.*t).*sin(omega21.*t);
z1M=b+v34.*t;

subplot(2,2,1)
plot3(x1M,y1M,z1M,'k','LineWidth', 1.5);
title('Trajectory of point M of the member 4');
xlabel('x1M ');
ylabel('y1M ');
zlabel('z1M ');
grid on
hold on
subplot(2,2,2)
plot(t,x1M,'c','LineWidth', 1.5);
title('Position x1M=x1M(t) of the member 4');
%legend('x1M(t)');
xlabel('t [s]');ylabel('x1M [m]');
grid on
subplot(2,2,3)
plot(t,y1M,'m','LineWidth', 1.5);
title('Position y1M=y1M(t) of the member 4');
%legend('y1M(t)');
xlabel('t [s]');ylabel('y1M [m]');
grid on
subplot(2,2,4)
plot(t,z1M,'g','LineWidth', 1.5);
title('Position z1M=z1M(t) of the member 4');
%legend('z1M(t)');
xlabel('t [s]');ylabel('z1M [m]');
grid on
```

a

```
figure(5)
set(5,'Name','Position x1M=x1M(t), y1M=y1M(t), z1M=z1M(t)')
d4=0.5; % m
b=0.3; % m
omega21=0.35; %rad/s,
v23=0.1; %m/s
v34=0.1; %m/s
t=(1: 0.001: 30)
x1M=d4.*cos(omega21.*t)+(v34.*t).*cos(omega21.*t);
y1M=d4.*sin(omega21.*t)+(v34.*t).*sin(omega21.*t);
z1M=b+v34.*t;
subplot(2,2,1)
plot3(x1M,y1M,z1M,'k','LineWidth', 1.5);
title('Trajectory of point M of the member 4');
xlabel('x1M ');ylabel('y1M ');zlabel('z1M ');
grid on
hold on
subplot(2,2,2)
plot(x1M,y1M,'c','LineWidth', 1.5);
title(' y1M=y1M(x1M) of member 4');
xlabel('x1M [m]');ylabel('y1M [m]');
grid on
subplot(2,2,3)
plot(x1M,z1M,'m','LineWidth', 1.5);
title(' z1M=z1M(x1M) of member 4');
xlabel('x1M [m]');ylabel('z1M [m]');
grid on
subplot(2,2,4)
plot(y1M,z1M,'g','LineWidth', 1.5);
title(' z1M=z1M(y1M) of member 4');
xlabel('y1M [m]');ylabel('z1M [m]');
grid on
```

b

Fig. 6. M –file of the trajectory and a) position $x_M = x_M(t)$, $y_M = y_M(t)$, and $z_M = z_M(t)$, b) position $y_M = y_M(x_M)$, $z_M = z_M(y_M)$, $z_M = z_M(x_M)$

The trajectory and position $x_{1M}=x_{1M}(t)$, $y_{1M}=y_{1M}(t)$, $z_{1M}=z_{1M}(t)$ of the point M is shown in Fig. 7.

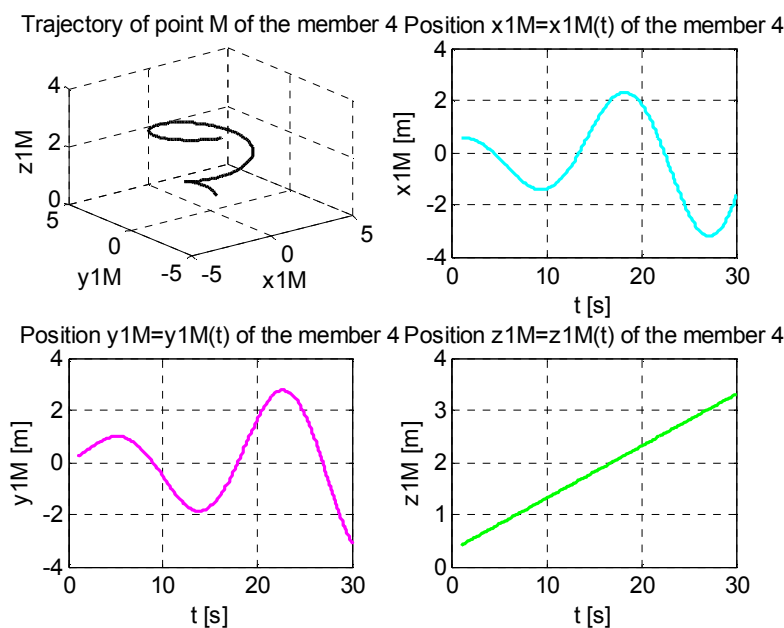


Fig. 7. Trajectory and position $x_{1M} = x_{1M}(t)$, $y_{1M} = y_{1M}(t)$, $z_{1M} = z_{1M}(t)$ of the manipulator

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

The trajectory and position $y_{1M}=y_{1M}(x_{1M})$, $z_{1M}=z_{1M}(x_{1M})$, $z_{1M}=z_{1M}(y_{1M})$ of the point M is shown in Figure 8.

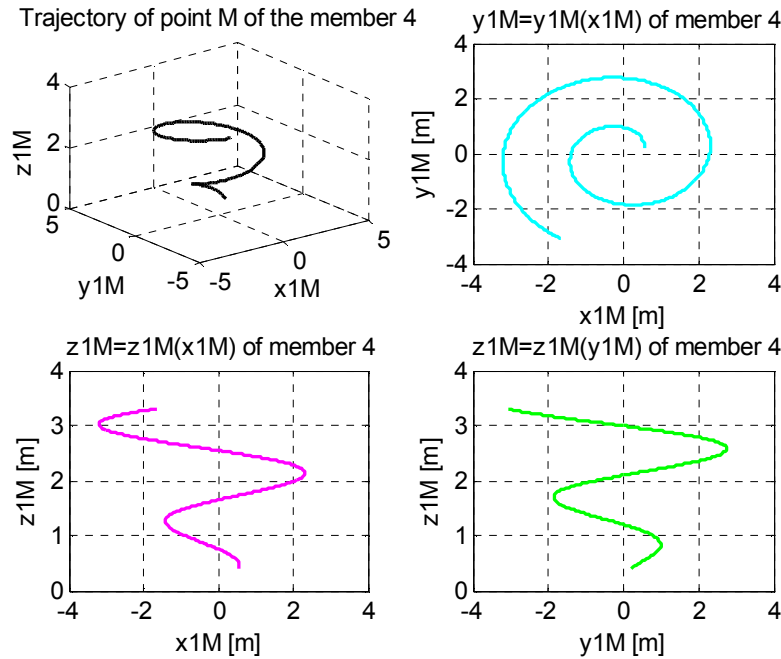


Fig. 8. Trajectory and position $y_{1M} = y_{1M}(x_{1M})$, $z_{1M} = z_{1M}(x_{1M})$, and $z_{1M} = z_{1M}(y_{1M})$ of the manipulator

Computer simulation in MSC Adams software. An example of how to use Adams to simulate the movement of a R-R-T-R model manipulator is in the following section.

We create a model of the R-R-T-R manipulator with the basket according to Fig. 9a)-c) using modeling elements and procedures for building body, geometric and kinematic links in MSC.ADAMS/View and verifying its functionality. The manipulator consists of the base part on which is mounted the stand. There is an arm with a basket at the end. Once the model is assembled, another task is to investigate the endpoint movement. The solution is shown in graphical form. A preview of the assembled model of the manipulator and the simulation of its movement is shown in Fig. 9a)-f).

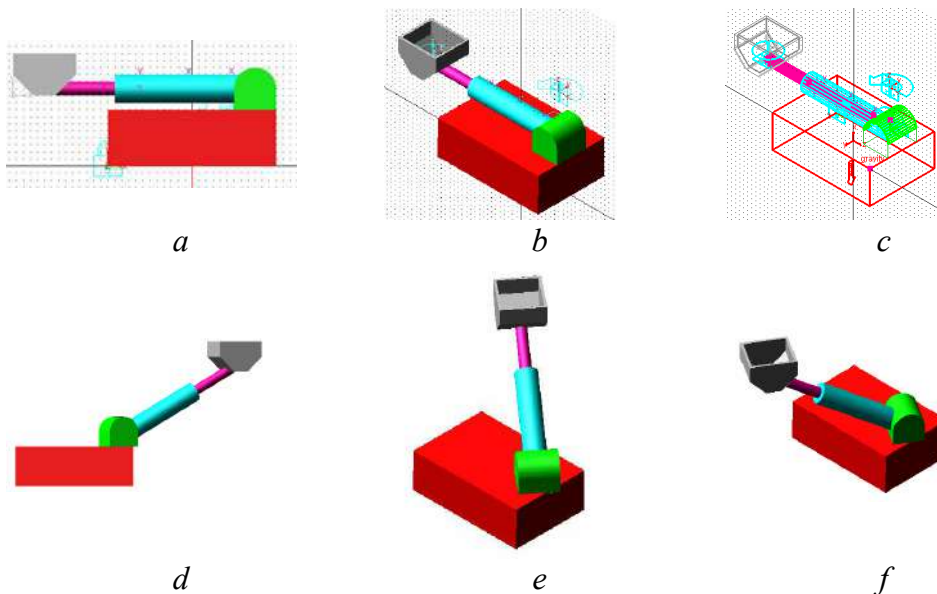


Fig. 9. Models of the manipulator in MSC Adams- View

The trajectory of the end-effector during the simulation is shown in the Fig. 10.

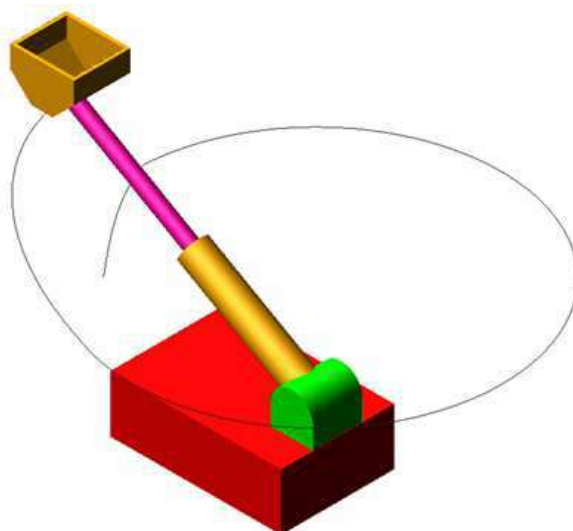


Fig. 10. Model of the manipulator- trajectory of the end-effector

Movement is depicted using the Postprocessor in Fig. 11.

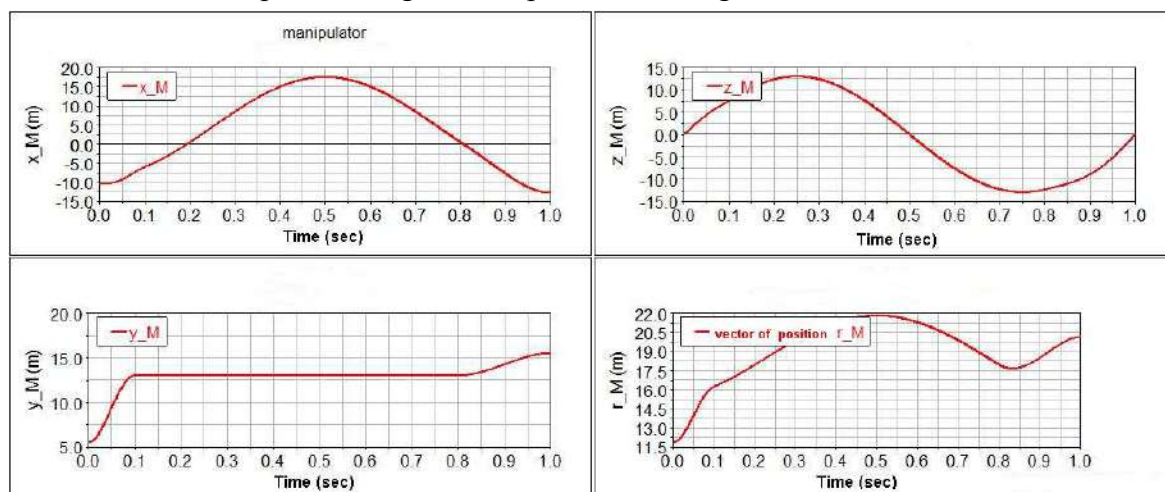


Fig. 11. Position x_M , y_M , z_M and position vector r_M of the end effector

The position $x_M=x_M(t)$, $y_M=y_M(t)$, $z_M=z_M(t)$ and magnitude of the position vector $r_M=r_M(t)$ of the point M of the end effectors in Postprocessor is shown in Figure 11.

Conclusion. This work deals with the problem of kinematic analysis of an open kinematic chain of an industrial robot. The aim was to determine the kinematic properties and also to evaluate the influence of the parameters of the mechanism which influence these kinematic properties. The matrix method was used. The process of the solution consisted of determining the transformation matrices of the coordinate systems, the kinematic analysis of the industrial robot and the graphical representation of the effector handling space. The analysis also includes graphical representations of the kinematic properties of the mechanical system.

Acknowledgement.

This work was supported in part by the Ministry of Education of the Slovakia Foundation under grant projects VEGA No. 1/0872/16, grant projects KEGA No. 018TUKE-4/2018, grant projects KEGA No. 049TUKE-4/2017, grant projects VEGA No. 1/0389/18, grant projects VEGA No. 1/0731/16 and FGV/2016 supported by Faculty of Mech. Eng. at Technical University of Kosice.

References

1. BRÁT, V. (1981). Maticové metody v analýze prostorových vázaných systému, Academia, Praha.
2. STEJSKAL, V., & VALÁŠEK, M. (1996). Kinematics and dynamics of Machinery, Marcel Dekker, Inc., New York.
3. VAVRO, J., JR., VAVRO, J., KOVÁČIKOVÁ, P., BEZDEDOVÁ, R., HÍREŠ, J. (2017). Kinematic and dynamic analysis and distribution of stress in items of planar mechanisms by means of the MSC ADAMS software, Manufacturing Technology, Volume 17, Issue 2, Pages 267-270.
4. YAO, Y., WANG, W., HUANG, M. (2015). A state-space dynamic model for vapor compression refrigeration system based on moving-boundary formulation. International Journal of Refrigeration, Volume 60, Pages 1-16.
5. JAVORIK J.(2016). Numerical optimization of large shade sail support, Manufacturing Technology Volume 16, Issue 4, Pages 707-712.
6. DUCHOŇ, F., HUBINSKÝ, P., HANZEL, J., BABINEC, A., & TÖLGYESSY, M. (2012). Intelligent Vehicles as the Robotic Applications. *Procedia Engineering*, 48 (2012), 105–114. doi.org/10.1016/j.proeng.2012.09.492.
7. TEDESCHI, F., CARBONE, G. (2017). Design of a novel leg-wheel hexapod walking robot, Robotics, Volume 6, Issue 4, 2017, Article number 40.
8. TEDESCHI, F., CARBONE, G. (2015). Hexapod walking robot locomotion, Mechanisms and Machine Science, Volume 29, Pages 439-468.
9. CARBONE, G., DI NUOVO, A. (2016). A hybrid multi-objective evolutionary approach for optimal path planning of a hexapod robot a preliminary study, Lecture Notes in Computer Science (including sub-series Lecture Notes in Artificial Intelligence and Lecture Notes in Bioinformatics), Volume 9668, Pages 131-144.
10. ZI, B., ZHANG, L., ZHANG, D., QIAN, S. (2015). Modeling, analysis, and co-simulation of cable parallel manipulators for multiple cranes. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 229, Issue 9, p. 1693-1707.
11. FARAHANI, R.Z., REZAPOUR, S., DREZNER, T., ESFAHANI, A.M., AMIRI-AREF, M. (2015). Locating and capacity planning for retailers of a new supply chain to compete on the plane. Journal of the Operational Research Society, Volume 66, Issue 7, Pages 1182-1205.
12. BENABDELAZIZ, K., MAAROUFI, M. (2017). Battery dynamic energy model for use in electric vehicle simulation, International Journal of Hydrogen Energy 42(30), pp. 19496-19503
13. CAO, X., JIN, Z., WANG, C., DONG, M. (2016). Kinematics simulation of environmental parameter monitor robot used in coalmine underground, 13th International Conference on Ubiquitous Robots and Ambient Intelligence, Article No. 7625783, Pages 576-581.
14. WANG, L., DING, Z., MENG, S., ZHAO, H., SONG, H. (2017). Kinematics and dynamics of a particle on a non-simple harmonic vibrating screen. Particuology, Vol.32, p.167-177.
15. CHRISTOULOUKAS, D., SAVAIDIS, A. (2016). Theoretical dynamic simulation software for slider crank mechanism of V8 engines, Materialwissenschaft und Werkstofftechnik Volume 47, Issue 10, Pages 935-943.
16. KARIBEERAN, S.S., PRAKASH, M., ALAGURAJA, R., RADHAKRISHNAN, M. (2015). Computer assisted design and analysis of shedding mechanism of powerloom machineries, ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE), Volume 4A.
17. FURCH, J., GLOS, J., NGUYEN, T.T. (2016). Modelling and simulation of mechanical gearbox vibrations, Transport Means - Proceedings of the International Conference, Pages 133-139.

УДК 004.4

Дарина Гронцова

БАГАТОКОМПОНЕНТНІ СИСТЕМИ ТА МОДЕЛЮВАННЯ В MATLAB

Актуальність теми дослідження. Комп'ютерне моделювання змінює методику навчання, спосіб мислення й можливості застосування. Це допомагає перейти від зовнішніх до внутрішніх властивостей і від індивідуальних до зв'язаних властивостей. Розробка продукту прискорюється проведенням експериментів із комп'ютерною моделлю.

Постановка проблеми. Кінематичний аналіз в Matlab і MSC Adams View. Мета полягає в тому, щоб досліджувати обертання окремих елементів роботизованої системи й визначити просторовий рух виконавчого органу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. *MSC Adams* представляє динамічні симулятори віртуальних прототипів механічних систем. Віртуальні прототипи дозволяють моделювати, аналізувати і оптимізувати майбутні продукти і вивчати їхні властивості, перш ніж створювати реальний прототип. Цей прийом підходить для розробки мініатюрних мехатронних елементів, а також складних систем.

Виділення не досліджених частин загальної проблеми. Віртуальні прототипи становлять собою відповідний ресурс для тестування процедур контролю і регулювання.

Постановка завдання. Компіляція віртуального прототипу механічної системи, яка має всі вирішальні особливості і є стабільною з точки зору обчислень.

Виклад основного матеріалу. Віртуальна модель – це математичне представлення структур реального світу, що віртуально відтворює всі його фізичні властивості.

Висновки відповідно до статті. Мета полягала в тому, щоб визначити кінематичні властивості, а також оцінити вплив параметрів механізму, які впливають на ці кінематичні властивості. Був використаний матричний метод. Процес рішення складався з визначення матриць перетворення систем координат, кінематичного аналізу промислового робота і графічного представлення простору маніпулювання виконавчого пристрою.

Ключові слова: віртуальна модель; відкритий кінематичний ланцюг; роботизована система; програмне моделювання; виконавчий пристрій; матриці перетворення.

Рис.: 11. Бібл.: 17.

Hroncová Darina – Ing., PhD., Faculty of Mechanical Engineering, Technical University of Kosice (Letná 9, 04200 Kosice, Slovakia).

E-mail: darina.hroncova@tuke.sk

Scopus Author ID: 55988359500

Rudolf Jánoš, Dominik Dobiaš

DESIGN OF INDUSTRIAL ROBOT WITH INCREASED LOCOMOTION

Urgency of the research. *One of the top trends in the field of mechanical engineering is automation. An inherent part of automation in today's businesses is industrial robots of various categories. In today's industrial production, human and robot are usually separated from each other in order to avoid potential collisions. Continuous development and the growing trend of robotics, in order to increase competitiveness, abandons this individual and isolated robot deployment and prevents group-building of human-robot workplaces.*

Target setting. *The reason for designing industrial robots with capacity around 5-10kg according to human anatomy is that the transition from semi-automated production (operating lines controlled by operators) to fully automated production requires industrial robots that have dimensions similar to human anatomy.*

Actual scientific researches and issues analysis. *The current production of robot devices reaches a high technical level, which is further enhanced by the continued development of their subsystems, but also by the upgrading of functional principles and elements that are involved in the architecture and morphology of these devices.*

The research objective. *To what extent is it possible for the work process to be mechanized or automated depends also on the level of development of the used equipment. In today's development stage, design of automated device is also automated.*

The statement of basic materials: *From the point of view of approaching the design of robots systems means a common sign is a mechatronic approach. Robots technical devices are a typical product with all the features of mechatronics (linking knowledge of engineering, management methods and artificial intelligence). This becomes the starting point for the elaboration of the methods of designing robots at all.*

Conclusions. *This article focuses on the design of the robotics devices, whose main task is to perform the assembly. The future of deploying human-robot collaboration has enormous boundaries and many variables that still need to be addressed. It is important to remember that this technology is not about replacing people with robots. Rather, it is about using robust human features and robot strengths to achieve a new level of efficiency and productivity that could not be achieved by self-employment.*

Keywords: *industrial robot, assembly, robotics, production cell*

Fig.: 6. References: 12.

Introduction. One of the top trends in the field of mechanical engineering is automation. An inherent part of automation in today's businesses is industrial robots of various categories. Another very significant trend is the reduction of production costs, which forces engineers working in the field of development to continually work on new technology solutions that bring cost savings to the same productivity. In the case of this work, this is a design of an industrial robot applicable in the field of automotive production, hired when mounted in assembly lines. The aim was to design a device that is capable of replacing two industrial robots, a collaborative robot and a human worker [1; 3].

Robotic installations are currently fully-developed technical systems that are standardized into manufacturing systems in industries, expanding their use in non-productive and non-industrial sectors, and starting to move dynamically to service activities. The current production of robot devices reaches a high technical level, which is further enhanced by the continued development of their subsystems, but also by the upgrading of functional principles and elements that are involved in the architecture and morphology of these devices [4; 6; 8].

In current industrial production, man and robot are usually separated from each other to prevent possible collisions. Continuous development and growing robotic trend to increase competitiveness, abandoning this individual and isolated robot deployment, and preventing group robot building.

Concept of kinematics

The main idea behind the task is to create a kinematic chain that consists of a kinematics of a SCARA industrial robot and 6 axis industrial robot with an angular workspace, fig. 1 [2; 7].

By combining these two kinematic chains, we get to a totally new kinematic chain and thus to a whole new category of industrial robots. Such a kinematic chain has a higher handling capability and a new "latching" function that is applicable to events when it is necessary to circumvent the obstacle from the side.

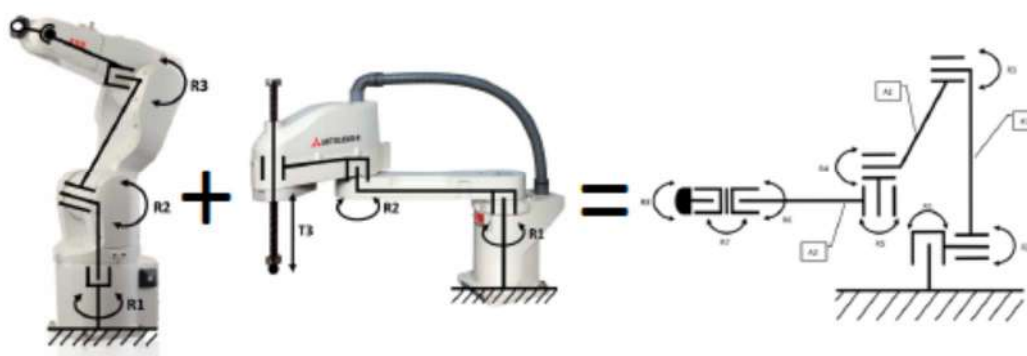


Fig. 1. Proposal of the kinematic concept

Currently, industrial robotics uses the concept of a shoulder, which is based on the comparison of the anatomical construction of the upper limb of a human being called "hand". The proposed kinematic chain concept is shifted to the concept of "hand and hull" when compared to human anatomy, fig. 2 [5; 9].

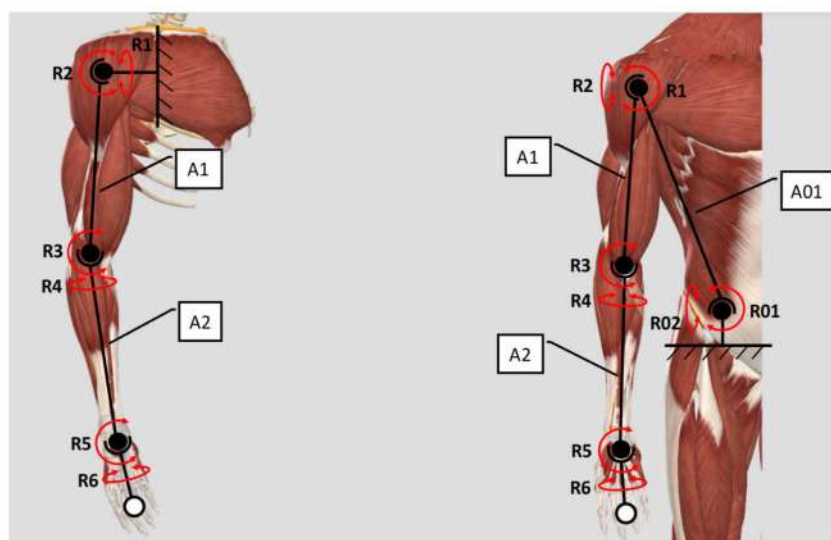


Fig. 2. View kinematic on human anatomy

The reason for designing industrial robots capacity around 5-10kg according to human anatomy is that the transition from semi-automated production (operator-operated workplaces) to fully automated production requires industrial robots that have dimensions similar to human anatomy. For companies, in the field of automotive, it is preferable to modify actual production or, projects by deploying industrial robots to build new fully automated production lines. These lines are ergonomically designed to provide operators with the most natural and health-conscious jobs in their jobs [10; 11].

From practice, we can determine that the width of jobs is about one meter. Therefore, it is necessary to consider this fact in the design of the industrial robot and to choose the shoulder size accordingly.

On the basis of the analysis carried out, a solution was proposed for the operation of the standard workplaces. The design includes three arms that increase the handling capacity of the industrial robot. The kinematic chain is inspired by the SCARA and angular industrial robot links, Fig. 3.

This solution, by adding another degree of freedom, becomes slightly more complex from a structural point of view. Also, by adding any additional degree of freedom, the task becomes more complex in terms of governance as well. Each arm layout is to a certain extent governed

by a spring as a spring, thus vibrations are generated, and the exact positioning of the end member is all the more complicated. For these reasons, it is necessary to choose components with sufficient stiffness and low will, which is more demanding and costly [11; 12].

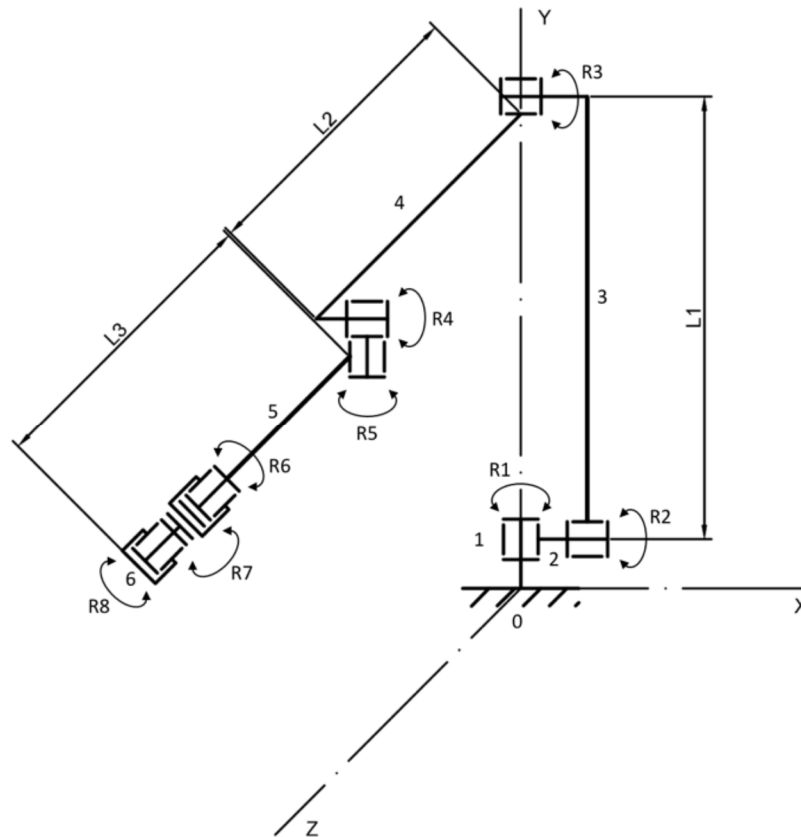


Fig. 3. Kinematics of robot

advantages:

1. Higher handling ability
2. Ability to bypass obstacles from the side
3. The ability to move in SCARA mode at any height
4. Control of axle distance when moving in SCARA mode

disadvantages:

1. Design requirements
2. Rigorous management
3. Higher costs

Design of robot dimensions

Based on the analysis of existing workplaces and on the basis of the requirements of businesses for a space for easy maneuvering activities (up to 10kg), I propose, based on the human anatomy model, the ratio of shoulder to arm 2 - 2: 3. Thus the suggested dimensions are as follows:

- L1 600 [mm]
- L2 400 [mm]
- L3 500 [mm]

Based on the robot kinematics I suggested the following workspace:

The anguloid workspace has the largest dimension of 1500mm, which is the range of the proposed industrial robot. Fig. 4 shows the robot kinematics in a stretched position (full line) and also in the SCARA mode (dashed line).

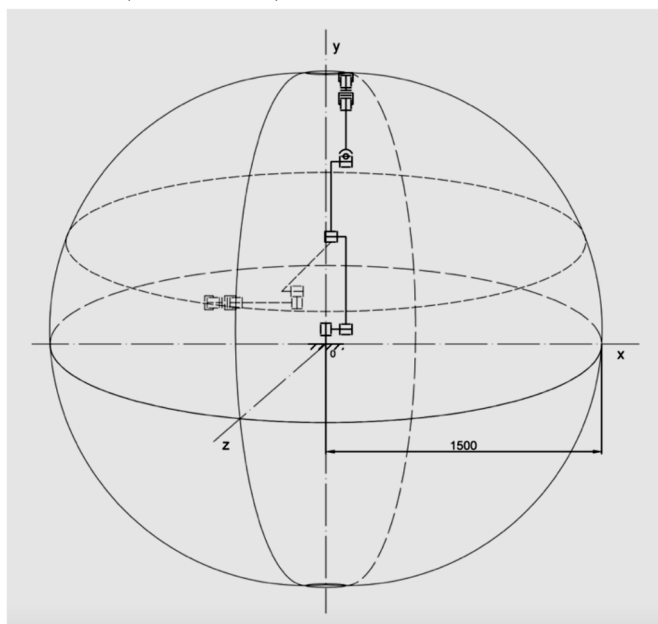


Fig. 4. Design of the robot workspace

Assembly of the proposed industrial robot

The methodology of the thesis is as follows:

- calculation and design of the propulsion system, simulation from the calculations is in fig. 5.

- modeling of parts and sub-assemblies from the robot end - the reason for this methodology is possible SolidWorks calculates moments of inertia of the parts of the robot and the team

then simple calculation and design of other drives from the effector to the carousel,

- creation of robot assembly fig. 6

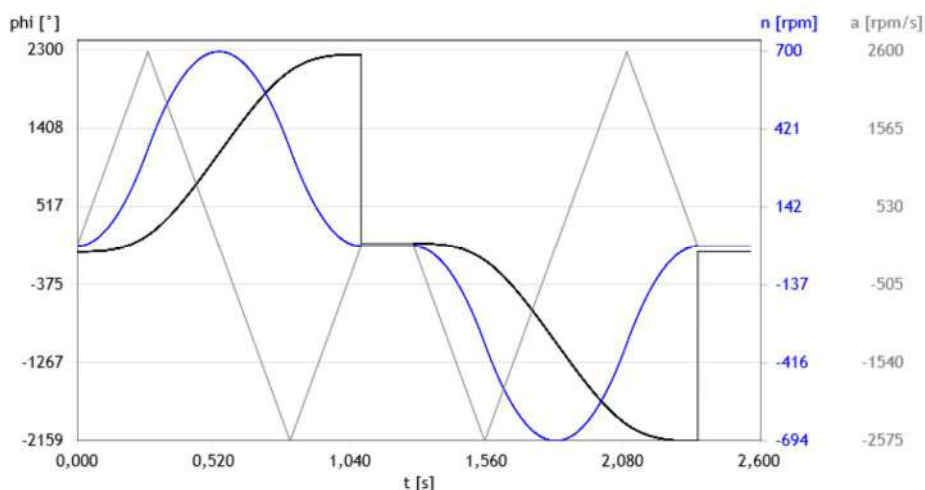


Fig. 5. Simulation from the CAE system



Fig. 6. Design of robot

Conclusion. At present, a large proportion of industrial activities are carried out using robots. Nevertheless, manpower is still done manually, where a human worker has added value for performing tasks that the robot can't (or very difficult) perform. That is why new opportunities are opened and thinking about the types of applications where it is possible to combine individual tasks of the robot and human work. This is accomplished by deploying cooperating robots to production lines and workplaces. The future of deploying human-robot collaboration has enormous boundaries and many variables that still need to be addressed. It is important to remember that this technology is not about replacing people with robots. Rather, it is about using robust human features and robot strengths to achieve a new level of efficiency and productivity that could not be achieved by self-employment.

Acknowledgement

The authors would like to thank to Slovak Grant Agency – project KEGA 018TUKE-4/2018, and FGV/2016 supported by Faculty of Mech. Eng. at Technical University of Kosice.

References

1. *Pritschow G., Wurst K.-H.: Modular robots for flexible assembly, 1998*
2. *Reif H. J.: Asymptotically optimal kinodynamic motion planning for self-reconfigurable robots, Department of computer science, Duke University, Durham, USA, 2006*
3. *Rus D., Butler Z.: Distributed planning and control for modular robots with unit-compressible modules, Dartmouth CS Technical Report TR2003-462*
4. *Rus D., Vona M.: A physical Implementation of the self-reconfigurable Crystalline robot, Hanover, USA*
5. *Salemi B. a kol.: SUPERBOT: A deployable, multi-functional and modular self-reconfigurable robotic system, Proceedings of the 2006 IEEE/RSJ International Conference on intelligent robots and systems, Beijing, China, 2006*
6. *Salemi B., Shen W., Will P.: Autonomous discovery and functional response to topology change in self-reconfigurable robots, Information Sciences Institute, Department of Computer Science, University of Southern California, USA, 2006*
7. *Smrček, J.; Palko, A.; Tuleja, P.: Robotika – Uchopovacie efekty, Prešov: Michal Vaško, 2007, 248 s., ISBN 978-80-8073-961-4*
8. *Palko A.: Modular Robotics system. In: Proceedings 2th Project Workshop on CIM and Robotics Applications. Mihajlo Pupin Institute Beograd (Yugoslavia) 1991, pp. 54-60*
9. *Skařupa, J. – Mostýn, V.: Metody a prostředky návrhu průmyslových a servisních robotů. Vienaľa košice, Košice 2002.*
10. *Skařupa, J.- Mostýn, V.: Teorie průmyslových robotů. Vienaľa Košice, 2000.*
11. *Skařupa, J. – Zelina, P.: Navrhování a výpočty efektorů PRaM. ES VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 1996.*
12. *Smrček, J. – Nemčík, J. – Štecová, E. – Tuleja, P.: Mobile Robot – Classic Model for Inspection Activities. In: Int. Workshop on Robot-Multi-Agent-Systems „R-MAS 2001“, Ostrava, pp. 47-52.*

УДК 621.865.8

Рудольф Янош, Домінік Добіяш

КОНСТРУКЦІЯ ПРОМИСЛОВОГО РОБОТА З ПІДВИЩЕНОЮ ГНУЧКІСТЮ

Актуальність теми дослідження. Одним з основних напрямків у галузі машинобудування є автоматизація. Невід'ємною частиною автоматизації сучасних підприємств є промислові роботи різних категорій. У сучасному промисловому виробництві людина й робот зазвичай відокремлені один від одного, з метою уникнення можливих протиріч. Безперервний розвиток робототехніки і зростаюча тенденція її конкурентоспроможності зумовлюють необхідність розташування цього робота окремо, ізольовано, що запобігає масовому створенню робочих місць людина – робот.

Постановка проблеми. Причиною проектування промислових роботів вантажопідйомністю близько 5-10 кг відповідно до анатомії людини є те, що для переходу від напівавтоматичного виробництва (робочі лінії, контрольовані операторами) до повністю автоматизованого виробництва потрібні промислові роботи, розміри яких аналогічні анатомії людини.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Поточне виробництво роботизованих пристроїв досягає високого технічного рівня, який ще більше посилюється внаслідок постійного розвитку їх підсистем, а також за рахунок поновлення функціональних принципів і елементів, які беруть участь в архітектурі та морфології вказаних пристроїв.

Постановка завдання. Механізований або автоматизований процес роботи залежить також від рівня роботи використовуюваного обладнання. На сучасному етапі розвитку проектування автоматизованого пристрою також повинно бути автоматизованим.

Виклад основного матеріалу. З погляду підходу до розробки робототехнічних систем можна зробити висновок, що загальною ознакою є мехатронний підхід. Робототехнічні пристрої – це типовий продукт з усіма функціями мехатроніки (зв'язує знання техніки, методів управління і штучного інтелекту). Це стає відправною точкою для розробки методів проектування роботів взагалі.

Висновки. Стаття присвячена розробці пристроїв робототехніки, основним завданням яких є виконання складання. Майбутнє використання співробітництва між людиною і роботом має величезні межі і безліч змінних, які необхідно розглянути. Важливо пам'ятати, що запропонована технологія не призначена для заміни людей роботами. Скоріше, йдеться про використання надійних характеристик людини та сил робота для досягнення нового рівня ефективності та продуктивності, які неможливо досягти окремо.

Ключові слова: промисловий робот; складання; робототехніка; виробнича дільниця.

Рис.: 6. Бібл.: 12.

Jánoš Rudolf - Eng., PhD, assistant professor, Technical university in Kosice, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Automatization, Mechatronics and Robotics, Department of Robotics, Komenskeho Park 8, 042 00 Kosice, Slovakia

E-mail: rudolf.janos@tuke.sk

Scopus Author ID: 55016528600

Dominik Dobiaš - Eng., Technical university in Kosice, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Automatization, Mechatronics and Robotics, Department of Robotics, Komenskeho Park 8, 042 00 Kosice, Slovakia

E-mail: dominik.dobias@student.tuke.sk

Peter Tuleja, Michal Demko

ANALYSIS OF THE ASPECTS THAT DETERMINE THE SELECTION OF THE DRIVE SYSTEM FOR A VEHICLE DRIVEN BY COMPRESSED AIR

Urgency of the research. Activities in the field of compressed air drive unit design are the subject of research into alternative energies for automotive drive. The competition mentioned in this article is intended to stimulate universities and high school students to make material outcomes in this area of research. These activities bring new, sometimes unconventional solutions to problems that can potentially bring about solutions applicable in technical practice.

Target setting. The aim of this article was to map out possible ways of realizing a drive unit of a vehicle that is driven by compressed air. Based on an analysis of the most commonly used ways of solving this problem, the article indicates the direction of development of such a drive unit.

Actual scientific researches and issues analysis. Research in this area consists in designing a drive unit that would allow dynamic driving at low compressed air consumption. This requires the perfect mastering of the theoretical knowledge about recirculation in compressed gas as well as the optimization of the power parameters of the unit by appropriate design of the basic construction component - linear pneumatic drive.

Uninvestigated parts of general matters defining. Only one group of transformation mechanisms is analyzed in the article that allow the compressed air drive unit to be constructed.

The research objective. The aim of the research is to provide a theoretical and mathematical basis for determining the optimum parameters of a compressed air propelled vehicle unit as well as its application for the construction of new vehicles for competition.

The statement of basic materials. The basic material for the creation of the article was taken from the bachelor thesis of the co-author of the article [3], from the contest proposals and other sources available in the library and magazine materials as well as from the prepared study materials for the students of the Technical University of Kosice, Slovakia.

Conclusions. Conclusions of the article lead to the determination of the appropriate concept of transformation of linear motion of the pneumatic drive to rotational in order to achieve the best results in the next year of the International Aventions Pneumobile Competition.

Keywords: drive system; vehicle; compressed air; pneumatic components, consumption, power, force, torque.

Fig.: 9. Table: 1. References: 10.

Introduction

If it's built problem of replacing fossil fuels in the car of their compensation with electric propulsion units, it is not quite true.

The development was reported in the use of hydrogen. The experiment was carmaker Citroen unveiled a hybrid car, which in addition to the internal combustion engine is driven by the compressed air prepared in time using an internal combustion engine, respectively. using the kinetic energy of the moving car (use of vehicle kinetic energy to compress air). Qualitative new form of use of compressed air was provided by the Luxembourg company MDI (Moteur Developpment International), which in its concept called AirPod has a modified piston engine (Fig. 4), which is driven by compressed air from a tank in which the pressure reaches 24.8 MPa. The air from the surrounding environment is sucked into the pistons and is pressed to raise the temperature to approximately 400°C. Subsequently, relatively cool compressed air is injected from the tank; this is in hot air rapidly expands and thereby drives the piston [1; 3].

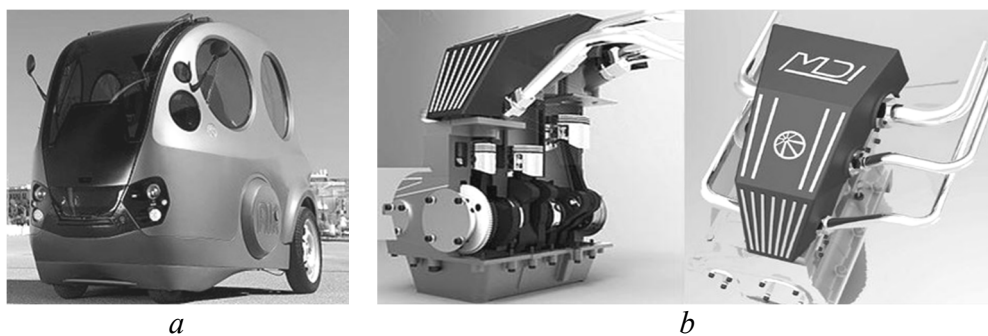


Fig. 1. MDI car AirPod (a) and its drive unit (b)

Source: [1; 3].


AVENTICS Company (successor to pneumatic Bosch Rexroth division) in 2019 organizes already the 12-th annual competition for students of secondary schools of technical field named *International Aventics Pneumobile Competition*, where students will compete for the best placement in 4 basic categories:

- Long-distance race
- Arcade races
- Acceleration race
- Team Presentations

The vehicle that the students enter into the competition must be placed within the specified time. The pneumatic components used in its construction must be exclusively from AVENTICS [2]. The drive unit of the vehicle must be made up to a maximum of 4 linear pneumatic actuators, the dimensions of which are given in Table.

Table

Permitted dimensions of pneumatic drive AVENTICS PRA series [9]

	Piston diameter [mm]	32	40	50	63	80	100
	Stroke [mm]	50*, 80*, 100*, 125*, 160*, 200*, 250, 320, 400, 500					
		* - cannot be used for piston diameter 32 and 40					

Rotary drives are forbidden. This means that students must devise a way to optimally transform the force of a linear pneumatic drive into a torque.

However, they must do so at the maximum torque to use a minimum volume of compressed air. Other pneumatic components of AVENTICS may also be used. Their selection can be made either from the competition catalog or from AVENTICS main catalog, or other cooperating companies (BOSCH Rexroth, National Instruments, Emerson). Approved components are provided by AVENTICS Hungary Kft., others are paid for by the participant himself.

The compressed air source for each team is a bottle filled with pressurized nitrogen with a volume of 10 liters at a pressure of 20 MPa (200 bar). The maximum pressure applicable to the drive unit and the pneumatic circuit is generally 1 MPa (10 bar). The pressure level is provided by the regulator without air venting, Fig. 2. Therefore, every vehicle in its pneumatic circuit must necessarily be assigned EMEGRENCY-STOP SWITCHING as protection against dangerous overpressure in the circuit, Fig. 2.

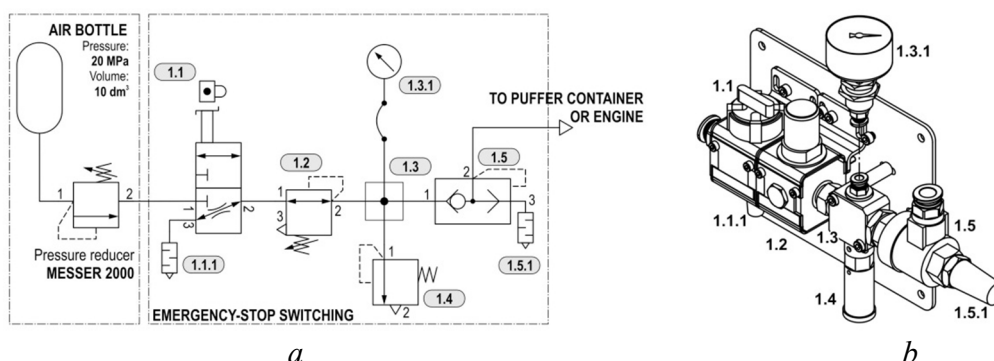


Fig. 2. Pneumatic circuit diagram of the vehicle's pneumatic circuit at the inlet (a) and its picture after assembling (b)

Source: [2].

Since the volume of usable compressed air is limited, and also the limited maximum usable pressure compressed air used only optimization concept powertrain (engine) of the pneumobil is possible to achieve a competitive result.

From the next analysis, it will be clear that it is not possible to build a vehicle that would win all competitions.

Compressed air consumption

Total compressed air consumption during engine operation and pneumatic circuit protection circuits will mainly limit the result of part of the competition Long Distance Race.

To calculate the specific volume of compressed air we start from the Boyle-Mariotte law [5]:

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2 \tag{1}$$

where p_1 ...pressure before compression [MPa] V_1 ... volume before compression

p_2 ...pressure after compression (20 MPa) V_2 ... volume after compression (10 l)

By modifying equation (1) for a range of useful pressures can be determined usable volume of compressed air, Table 2.

Table 2

The values of usable compressed air at a selected pressure value [5]

	Air pressure in system p_1 [MPa]	Usable volume V_1 [dm^3]
1	1,0	200,00
2	0,9	222,22
3	0,8	250,00
4	0,7	285,71
5	0,6	333,33
6	0,5	400,00
7	0,4	500,00
8	0,3	666,67

Air consumption for double-acting linear drives can be calculated according to the relationship [5]:

$$Q = S \cdot L \cdot n \tag{2}$$

where Q ... air consumption of drive [$l_N \cdot min^{-1}$];

S ... the piston area of the drive [mm^2];

L ... length of drive path of the drive (drive stroke) [mm];

n ... number of cycles per minute [min^{-1}].

For one cycle while considered full extension and retraction of the piston (rod).

Table 3

Average air consumption at 1 MPa at one double cylinder stroke [3]

$p=1 \text{ MPa}$		Piston diameter D [mm]					
		32	40	50	63	80	100
		$Q_{A \text{ IN}} + Q_{A \text{ OUT}}$ [$l_N \cdot min^{-1}$]					
Stroke L [mm]	50	-	-	0,279	0,456	0,737	1,173
	80	-	-	0,446	0,730	1,180	1,877
	100	-	-	0,557	0,913	1,474	2,346
	125	-	-	0,696	1,141	1,843	2,933
	160	-	-	0,891	1,461	2,359	3,754
	200	-	-	1,114	1,826	2,949	4,693
	250	0,576	0,891	1,393	2,282	3,686	5,866
	320	0,738	1,141	1,783	2,921	4,718	7,508
	400	0,922	1,426	2,228	3,651	5,898	9,385
500	1,153	1,783	2,785	4,564	7,372	11,732	

Then the average air consumption is given by:

$$Q_A = Q_{AIN} + Q_{AOUT} = k \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} L \cdot \frac{(p + 0,10135)}{10^5} n_{IN} + k \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} L \cdot \frac{(p + 0,10135)}{10^5} n_{OUT} \quad (3)$$

where $k=1,4$ is the coefficient reflecting the thermodynamic changes in the drive operation.

For accurate calculation, it is also necessary to take into account the air that circulates through the hoses [3]

$$Q_{AT} = k \cdot \frac{\pi \cdot d_T^2}{4} L \cdot \frac{p}{10^5} n \quad (4)$$

where d_T is the inside diameter of the hose and L is its length.

To determine the appropriate valve, coupling size and connection hose diameters to the drive, it is necessary to calculate the instantaneous maximum air consumption Q_O [$l_N \cdot \text{min}^{-1}$]

$$Q_O = k \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} v \cdot \frac{(p + 0,10135) \cdot 60}{10^5} \quad (5)$$

It is clear from this that when constructing the drive unit, we must carefully handle both the diameter and stroke of one drive as well as their number.

It is obvious that the total air consumption will also be strongly dependent on the drive speed. This parameter is limited by the used supply valve (flow rate) as well as the diameter and length of the hoses used.

Force versus torque

For Arcade Races and Acceleration race, the decisive criterion is not the consumption of compressed air, but the power of the drive unit, that is, sufficient torque. This parameter is based on the maximum achievable force of linear pneumatic drives used and on the principle of linear motion transformation to rotational. Obviously, the designer will be interested in the power of the drive.

For a linear double-acting pneumatic drive, it is expressible by a relationship [5]

$$F_T = S \cdot p \quad (6)$$

where F_T is the theoretical force of the linear drive [N]; S is the area of the piston [m^2]; p is the working pressure of the compressed air in the circuit [Pa].

For single-piston linear double-acting drive, Fig. the drive force is greater than the force when the piston is pulled out. When pulling the piston, the relationship applies:

$$F_{OUT} = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot p \quad [\text{N}] \quad (7)$$

and when the piston is pushed, is valid

$$F_{IN} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot p \quad [\text{N}] \quad (8)$$

when D is piston diameter [m], d is piston rod diameter [m], p is working pressure [Pa].

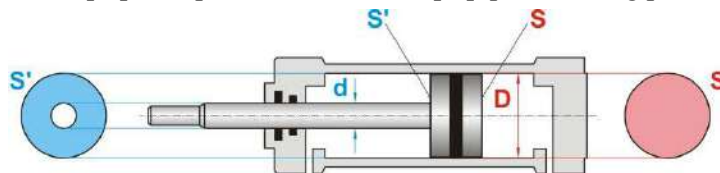


Fig. 3. Force ratios on double-acting linear drive

Table 4

Theoretical forces of drives usable for engine construction [3]

$p=1 \text{ MPa}$	Piston diameter D [mm]					
	32	40	50	63	80	100
F_{OUT} [N]	804	1257	1963	3117	5027	7854
F_{IN} [N]	691	1056	1649	2803	4536	7363

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

Drive efficiency 80–95 % varies between 80–0,95 %. This value depends strongly on the drilling diameter of drive and the working pressure. The upper limit applies to larger drilling diameters and higher working pressures [5].

Using the transformation of a linear to rotary motion by a crank mechanism [3], Fig. 4, is the resulting torque M_K by angle of rotation α :

$$M_K = \frac{F \cdot r [(r \cdot (1 - \cos \alpha) + l_0) + r \cdot \cos \alpha] \cdot \sin \alpha}{\sqrt{(r \cdot (1 - \cos \alpha) + l_0)^2 + r^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \quad (9)$$

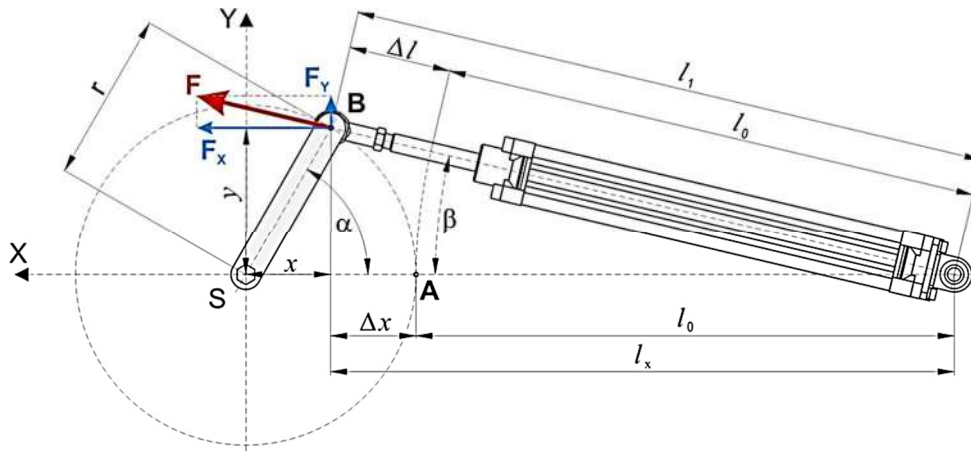


Fig. 4. Ratios on crank mechanism

Source: [3].

Because the force of the double-acting linear cylinder is different when pulling and pushing the piston rod, for $\alpha \in \langle 0^\circ; 180^\circ \rangle$ is valid:

$$M_K = \frac{F_{OUT} \cdot r [(r \cdot (1 - \cos \alpha) + l_0) + r \cdot \cos \alpha] \cdot \sin \alpha}{\sqrt{(r \cdot (1 - \cos \alpha) + l_0)^2 + r^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \quad (10)$$

and for $\alpha \in \langle 180^\circ; 360^\circ \rangle$ is valid:

$$M_K = \frac{F \cdot r [(r \cdot (1 - \cos \alpha) + l_0) + r \cdot \cos \alpha] \cdot \sin \alpha}{\sqrt{(r \cdot (1 - \cos \alpha) + l_0)^2 + r^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \quad (11)$$

The crank radius r can be selected arbitrarily with a maximum value equal to half the stroke of the cylinder. Torque dependency graph created by one pneumatic cylinder depending on the crankshaft angle at the diameter of the cylinder bore 50 mm, at the diameter of the piston rod 20 mm and at the stroke 200 mm (crank radius 100 mm) is in Fig. 5.

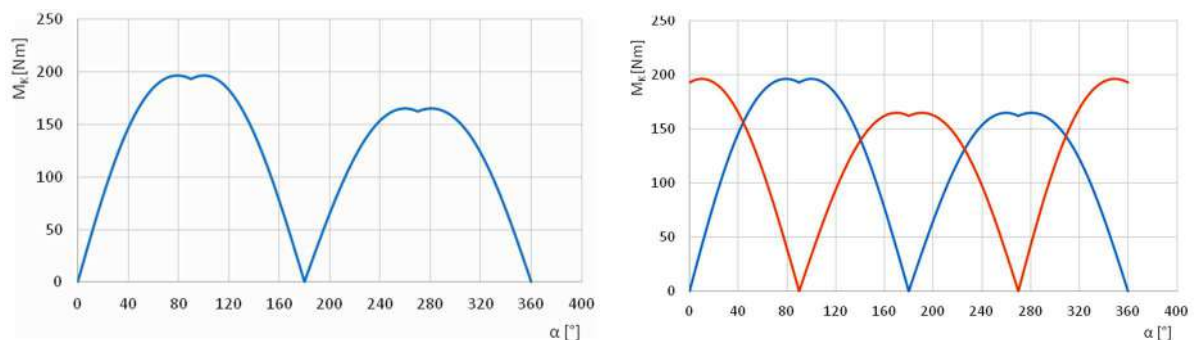


Fig. 5. Ratios on crank mechanism [3]

Source: [3].

The very concept of transforming the linear force to the torque is not limited. There are several proven forms available:

crank mechanism (with one to four actuators with different arrangements)

1.1 two, Fig. 6a, or four actuators next to each other, Fig. 6b;

1.2 one to four actuators above myself, Fig. 6c;

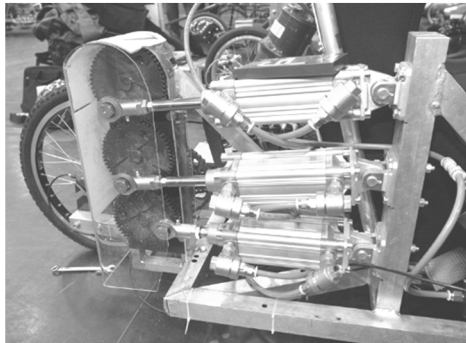
1.3 three drives arranged in the star, Fig. 6d.



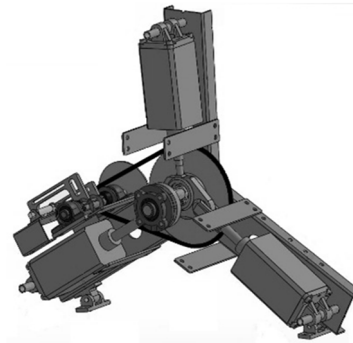
a source [10]



b source [8]



c source [8]



d source [7]

Fig. 6. Examples of drive units utilizing a crank mechanism

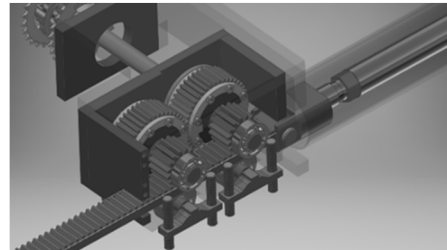
the rack and pinion (pinions)

2.1 a pair of pinions above the other, Fig. 7a;

2.2 a pair of pinions behind, Fig. 7b.



a



b

Fig. 7. Examples of drive units utilizing a rack-pinion pair:
a – a pair of pinions above the other [6], b – a pair of pinions behind [4]

chain mechanism, Fig. 8;

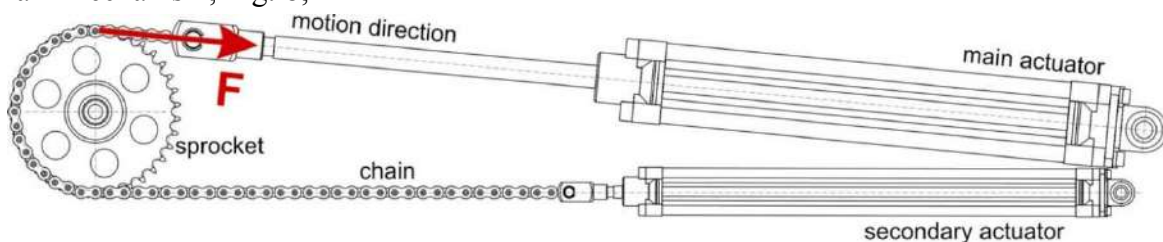


Fig. 8. The principle of a drive unit that utilizes a chain mechanism [3]

axial mechanism, Fig. 9.

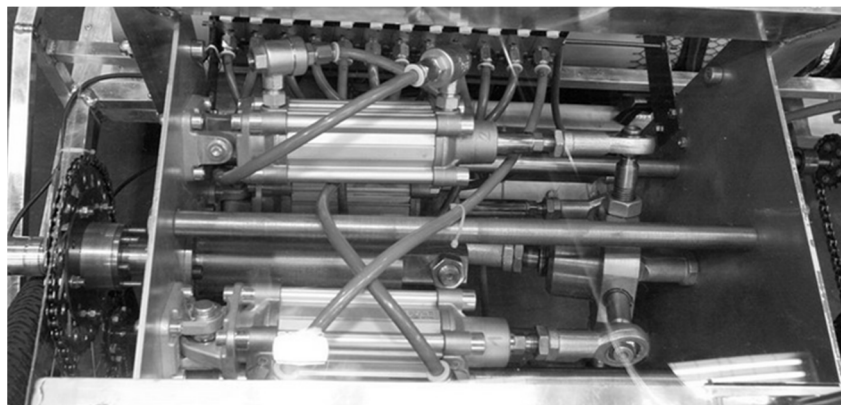


Fig. 9. Example of a drive unit utilizing an axial mechanism [8]

Conclusion. Therefore, the question of optimal selection of a suitable linear pneumatic drive is the question of vehicle designers. To select applies restrictive criterion set out in Table 1. Based on the experience of participating in the race, the vehicles used to transform the linear movement into a rotary way by means of a pair of rack-pinion were the most used of the concepts.

This concept for the next year is also planned by one of our faculty teams. We believe that the abilities of our students will lead to an improvement in the placement from the last year of the *International Aventics Pneumobile Competition*.

This contribution is the result of the project implementation: Research modules for intelligent robotic systems (ITMS: 26220220141) supported by the Research & Development operational Program funded by the ERDF.

References

1. *Air Volution Ltd : MDI Compressed Air Engine*. [online]. [cit. 2018-05-07]. Available on the Internet: <http://www.air-volution.com.au/technology/compressed-air-engine/>
2. *Aventics Hungary Kft.: Announcement and rules, XII. International Aventics Pneumobile Competition 2019 – powered by Emerson*, Available on the Internet: http://en.pneumobil.hu/pneumobile_2019/announcement_and_rules/announcement_and_rules_2019
3. *Demko, M., Tuleja P.: Analýza hnacej sústavy pre vozidlo poháňané stlačeným vzduchom (Analysis of drive system for a vehicle powered by compressed air)*. Bachelor thesis. Technical university of Košice, Košice 2018, 50 pp., (in Slovak)
4. *Hajda, J.: Evolventní ozubení*. [online]. [cit. 2018-05-10] (in Czech). Available on the Internet: <http://forum.strojirenstvi.cz/download/file.php?id=83674>
5. *Hajduk, M., Tuleja, P.: ZÁKLADY PNEUMATICKÝCH MECHANIZMOV I.: Výroba, úprava a rozvod stlačeného vzduchu a vakuá*, Technická univerzita v Košiciach, Košice 2013, ISBN 978-80-553-1605-5, (in Slovak)
6. *Navrátil, L., Ranuš, M.: Analýza a optimalizace pneumatického systému závodního pneumobilu*. Bachelor thesis. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Brno 2016. (in Czech)
7. *Palko, M., Tuleja, P.: Návrh experimentálního vozidla poháňaného stlačeným vzduchom (Design of an experimental compressed air powered vehicle)*. Diploma thesis. Technical university of Košice, Košice 2018, 70 pp., (in Slovak)
8. *Pneumobil.hu: Gallery*. [online]. [cit. 2018-05-10]. Available on the Internet: <http://en.pneumobil.hu/introduction/history>
9. *Profile cylinder ISO 15552, Series PRA, Datasheet*. Available on the Internet: https://www.aventics.com/pneumatics-catalog/Configuration/?Language=en&Variant=internet&file=en/pdf/PDF_p8771_en.pdf
10. *Sodolák, M., Nevrlý, J.: Teoretické řešení pneumobilu*. Diploma thesis. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Brno 2011 (in Czech).

УДК (07)621.7.621.8

*Петер Тулейя, Міхал Демко***АНАЛІЗ АСПЕКТІВ, ЩО ВИЗНАЧАЮТЬ ВИБІР СИСТЕМИ ПРИВОДА
ДЛЯ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ, ЩО ПРИВОДИТЬСЯ В РУХ СТИСНЕНИМ
ПОВІТРЯМ**

Актуальність теми дослідження. Діяльність в області проектування приводів стисненого повітря є предметом дослідження альтернативних джерел енергії для автомобільного приводу. Конкурс, згаданий у цій статті, покликаний стимулювати університети і старшокласників до досягнення матеріальних результатів у цій галузі досліджень. Ці дії приносять нові, іноді нетрадиційні рішення проблем, які можуть потенційно привести до рішень, що можуть застосовуватися в технічній практиці.

Постановка проблеми. Метою цієї статті було намітити можливі шляхи реалізації вузла приводу транспортного засобу, який приводиться в рух стисненим повітрям. На основі аналізу найбільш часто використовуваних способів вирішення цієї проблеми в статті вказується напрямок розвитку такого приводу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження в цій сфері полягають у розробці приводу, який дозволяв би динамічне водіння при низькому споживанні стисненого повітря. Це вимагає ідеального засвоєння теоретичних знань про рециркуляції в стиснутому газі, а також оптимізації енергетичних параметрів агрегату шляхом відповідної конструкції основного конструктивного елемента - лінійного пневматичного приводу.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. У статті проаналізовано тільки одну групу перетворюючих механізмів, які дозволяють створити приводний агрегат на стисненому повітрі.

Постановка завдання. Метою дослідження є забезпечення теоретичної та математичної основи для визначення оптимальних параметрів самохідного агрегату з двигуном на стиснутому повітрі, а також його застосування для створення нових транспортних засобів для змагань.

Виклад основного матеріалу. Основний матеріал для створення статті було взято з дипломної роботи співавтора статті [3], з конкурсних пропозицій та інших джерел, доступних у бібліотеці, і журнальних матеріалів, а також з підготовлених навчальних матеріалів для студентів Технічного університету Кошице, Словаччина.

Висновки відповідно до статті. Стаття веде до визначення підходящої концепції перетворення лінійного руху пневматичного приводу у обертальний з метою досягнення найкращих результатів у наступному році на Міжнародному конкурсі пневматичних автомобілів Aventics.

Ключові слова: система приводу; транспортний засіб; стиснене повітря; пневматичні компоненти; витрата; потужність; сила; крутний момент.

Рис.: 9. Табл.: 1. Бібл.: 10.

Tuleja Peter – Eng., PhD, assistant professor, Technical university in Kosice, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Automatization, Mechatronics and Robotics, Department of Robotics, Komenskeho Park 8, 042 00 Kosice, Slovakia

E-mail: peter.tuleja@tuke.sk

Scopus Author ID: 55570858300

Demko Michal – Bc., student, Technical university in Kosice, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Automatization, Mechatronics and Robotics, Department of Robotics, Komenskeho Park 8, 042 00 Kosice, Slovakia

E-mail: demko.misko@gmail.com

Ivan Virgala, Filip Filakovský

CONCERTINA LOCOMOTION OF A SNAKE ROBOT IN THE PIPE

Urgency of the research. Nowadays robotics and mechatronics come to be mainstream. With development in these areas also grow computing fastidiousness. Since there is significant focus on numerical modeling and algorithmization in kinematic and dynamic modeling. Inspection of the pipes is well-known engineering application. For this application are usually used wheel-based robots. Another approaches are based on biologically inspired mechanisms like inchworm robot. Our study deals with another kind of pipe inspection robot, namely snake robot.

Target setting. Modeling and testing of snake robot moving in the pipe for the inspection purposes.

Actual scientific researches and issues analysis. Pipe inspection is usually done by wheel-based robots. However, snake robots have great potential to do these applications.

Uninvestigated parts of general matters defining. Inspection in section of curved pipes is still the actual point of research.

The research objective. In the paper the locomotion pattern of namely snake robot is designed and experimentally verified.

The statement of basic materials. This paper investigates the area of numerical modeling in software MATLAB. The paper presents locomotion pattern of snake robot moving in the narrow pipe. Next, kinematic model for robot is derived and motion of robot simulated in the software MATLAB. Subsequently the experiments are done with experimental snake robot LocoSnake. In the conclusion the simulation and experiment results are compared and discussed.

Conclusions. The paper introduces concertina locomotion pattern of namely snake robot with numerical modeling as well as experimental verification. The results of experiment are different from simulation mainly because of differences of kinematic configuration between simulation and real model. The experiment also shows uniqueness of kinematic configuration using revolute as well as prismatic joints, what is for concertina locomotion significant.

Keywords: concertina; kinematics; locomotion; snake robot.

Fig.: 8. References: 9.

Introduction. Researcher many years work on biologically inspired mechanisms and robots. One of the first contributions in this research area was done by J. Gray [1] and H. W. Lissmann [2]. Gray and Lissmann have investigated the muscles activity on biological snake. As the first pioneer in designing of snake robot from the view of engineering is considered to be professor Shiego Hirose. He was an author of the first snake robot, namely ACM III[3]. The robot was developed in 1972. From this point the research on snake robots increased, especially in last two decades [9; 10; 11].

An investigation of the new approach of concertina motion is in the paper [4]. The authors dealt with new curve describing concertina locomotion of snake robot.

Shape of this curve rises from the shape of a snake body during its locomotion. In the following research [5] the authors have investigated the utilization of anchoring of a snake robot in the confined space. In the study there is determined the minimum number of self-locking contact points for concertina locomotion. Next contribution to the field of concertina locomotion is [6]. The authors investigated friction between snake body and the surface on which it moves. In the paper the video sequences of snake concertina locomotion is showed. On the video sequences can be seen that snake changes its anchoring to the confined space based on confined space width.

Based on mentioned researches, our aim is to state the locomotion pattern of a snake robot moving in the confined space. Our study will consider a pipe with a square shape. The paper is divided as follows: at first the sequence of motion of snake robot is introduced. Next is determination of kinematic model of snake robot concertina locomotion. Subsequently, the kinematic model is simulated in software Matlab. At last, the concertina locomotion is verified by experimental snake robot LocoSnake in the pipe with square shape. The results in the conclusion are discussed.

Introduction of concertina locomotion. A snake performs concertina locomotion especially in narrow spaces where it cannot use lateral undulation. This is typical for snakes with small body cross-section. Two features are characteristic for concertina locomotion. The first feature consists of anchoring the snake rear by pushing against the walls of confined space while rest of body moves forward. The second feature consists of anchoring front of snake by pushing against the walls of confined space and drawing the snake rear forward. By repeating of this sequence the snake performs forward locomotion. Anchoring the body of snake can be performed by several shapes of body. The study of prof. Hu [6] and his team shows the way of snake body anchoring in dependence on diameter of channel, see Fig. 1.

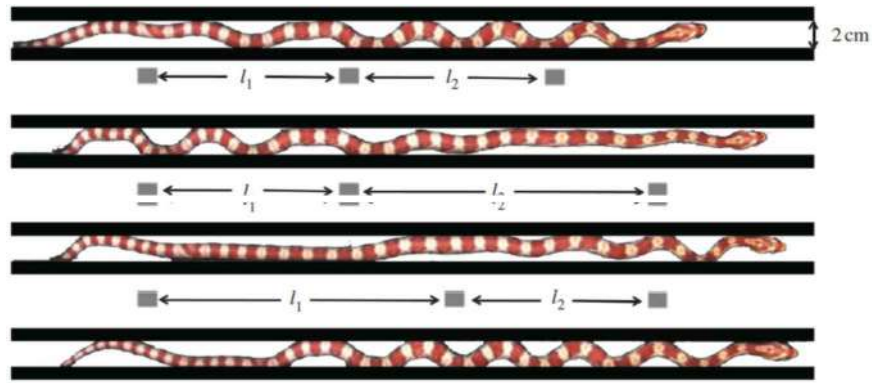


Fig. 1. Video sequence of snake concertina locomotion [6]

Above mentioned sequence of locomotion can be seen in the Fig. 1. In this figure the video sequence of biological snake locomotion is shown. In this study the snake moves through the different pipe diameters and ways of its locomotion were observed. From other video sequences in [6] can be seen that the narrower pipe diameter is the more similar snake locomotion than “concertina” motion is. According to this locomotion (Fig. 1) a sequence of locomotion of snake robot consisting of eight identical links will be designed, see Fig. 2. During locomotion the biological snake uses muscle activity by which it can reach bending of particular parts to the sides as well as it can reach lengthening and shortening of these parts. From this reason we replace biological snake body by several identical links, which can move to the sides as well as they can lengthen and shorten.[9] For motion to the sides the revolute joint is assumed and for lengthening and shortening the prismatic joint is assumed. Our analysis considers snake robot with eight identical links, but it may be extended by other links.

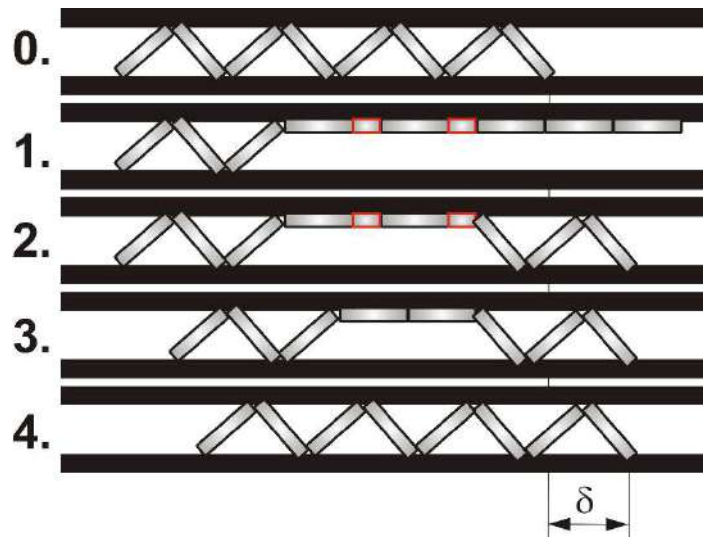


Fig. 2. Sequence of snake robot locomotion

In the Fig. 2 one locomotion cycle is shown. Three links are considered as static links and other five links move forward. This is the first phase of locomotion cycle. The 4th and 5th links lengthen by means of prismatic joint (red color). In the second phase the front of robot is anchored by pushing the first three links against the walls of pipe. During the third phase the last three links are slightly released in order to 4th and 5th links can be shortened. In the last fourth phase the rest of snake robot body only attract to the front part of the robot. By repeating of these four phases snake robot performs forward locomotion in the pipe.

The letter δ denotes the traveled distance in one locomotion cycle. This distance is dependent on the relation between length of snake robot link and diameter of the pipe.

The pipe diameter is of course important parameter. Locomotion according the Fig. 2 can be performed when pipe diameter is lower than length of snake robot link. Locomotion according the Fig. 2 would be able with pipe diameter higher than length of snake robot link only when robot has more links. However, snake robots are the robots with many identical links there can be added next links according to requirements.

Description of this locomotion can be expressed by following considerations:

- Pipe has rectangular cross-section
- Pipe diameter is lower than length of snake robot link
- One locomotion cycle consists of four phases. By repeating of these phases the snake robot performs forward locomotion with traveled distance δ during one cycle
- Snake robot uses for its locomotion revolute as well as prismatic joints
- Static links have to push against the walls of pipe with such torque in order to they stay static.

For locomotion in the pipe can be used also different locomotion pattern like in [7] or [8]. The authors used for their study traveling wave locomotion of snake robot.

Uniqueness of our solution is in utilization of revolute as well as prismatic joint in one snake robot link. Snake robot with this kinematic configuration is on one hand more flexible and universal to the changes of environment. On the other hand utilization of prismatic joint in each link is more similar to a biological snake muscle activity.

Kinematic model of Concertina

The kinematic model describes geometrical aspects of snake robot motion. The model of the investigated snake robot consists of 8 identical links and each of link has 2 degrees of freedom. Each link has one revolute joint and one prismatic joint. Link has length L_i and position of center of gravity CG_i . The reference frame (ground fixed frame) has denotation $O = \{x_0, y_0\}$. The position vector from the reference frame to the origin of particular link is $r_i \in \mathbb{R}^2$, to end of the head link $r_H \in \mathbb{R}^2$ and to origin of rear link $r_R \in \mathbb{R}^2$. The protrusion of particular link by prismatic joint is l_i .

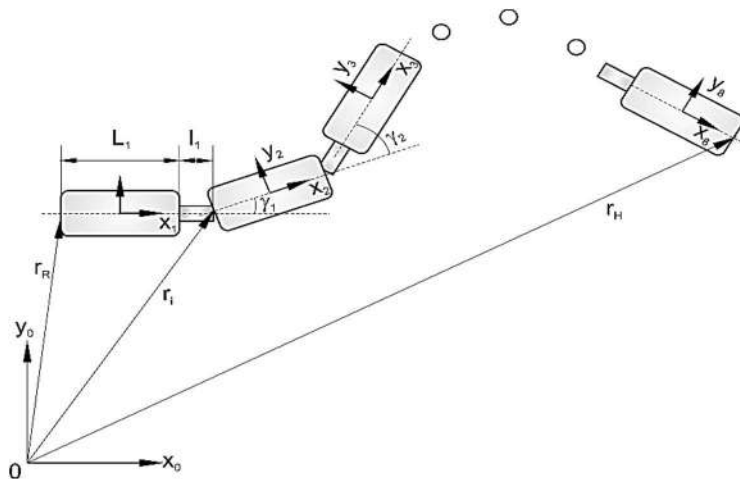


Fig. 3. Kinematic aspect of investigated snake robot

Angle between two adjacent links is denoted as γ_i . Considering above mentioned kinematic convention, each link of snake robot is described by homogeneous transformation matrix

$$A_{i-1}^i = \begin{bmatrix} & & r_{xi} \\ & R_{i-1}^i & r_{yi} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \tag{1}$$

where \mathbf{R}_{i-1}^i presents rotation matrix from coordinate system i to coordinate system $i-1$, r_{xi} and r_{yi} are coordinates of position vector of i -th link. Final transformation matrix from i -th link to the reference frame O is denoted as

$$\mathbf{T}_0^i = \prod_{i=1}^n \mathbf{A}_{i-1}^i. \quad (2)$$

\mathbf{T}_0^i represents transformation matrix of i -th link to reference frame O . Position vector of any link can be expressed by multiplication of corresponding transformation matrices according to equation (2). By transformation matrix of last link to reference frame can be also described workspace of snake robot.

Next important issue of snake robot kinematic is expressing of its traveled distance during one locomotion cycle. It is clear that the higher traveled distance of one locomotion cycle will be the higher average velocity the robot will have. The analysis is based on relation between pipe diameter and length of snake robot link, see Fig. 4.

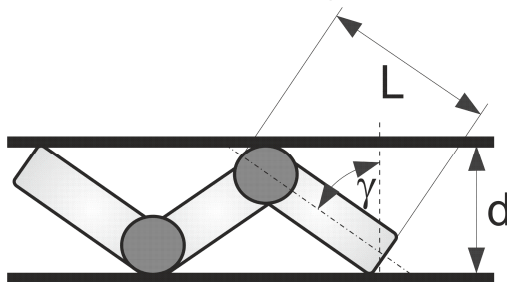


Fig. 4. Relation between pipe diameter and length of snake robot link

According to Fig. 2 the traveled distance δ can be derived. Let consider that angle between links is the same γ , see Fig. 2 – 0th phase. Maximum protrusion of prismatic joint is l (red color), see Fig. 2 – 1th phase. By considering all phases we can derive final traveled distance of one locomotion cycle denotes as δ by following relation

$$\delta = 2(L + l) - 2L \sin \left[\arccos \left(\frac{d}{L} \right) \right] \quad (3)$$

From the equation (3) can be seen, that final traveled distance δ is function of pipe diameter d , length of snake robot link L and maximum protrusion of prismatic joint l . Graphic expression of this relation in the Fig. 5 is shown.

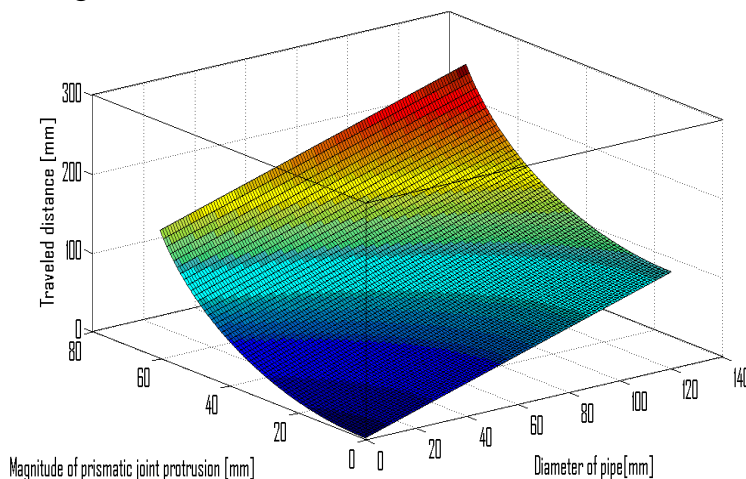


Fig. 5. Dependence of traveled distance on changing pipe diameter and prismatic joint protrusion

From the Fig. 5 is obvious that the higher prismatic joint protrusion is the higher distance the snake robot passes. For graphic expression the following parameters are used: $l_i \in (0,50) \text{ mm}$ and $d \in (0,120) \text{ mm}$, length of link is $L = 130 \text{ mm}$. There was considered eight links according the Fig. 2.

Simulations and Experiments

In the section two the sequence of concertina locomotion for snake robot was designed and in the section three the direct kinematic model was derived. Based on these two sections the concertina locomotion can be simulated. Simulation is done in software Matlab.

The parameters of the simulation and experiment are: length of link $L_i = 0.13$ m, prismatic protrusion of link is $l_i = 0.05$ m, radius of the pipe (rectangle cross-section) is $d = 0.12$ m, number of links $n = 8$, weight of one link $w = 0.225$ kg.

Used approach is based on transformation matrices, described in the section 3. Actual position and orientation of each link can be obtained in arbitrary time.

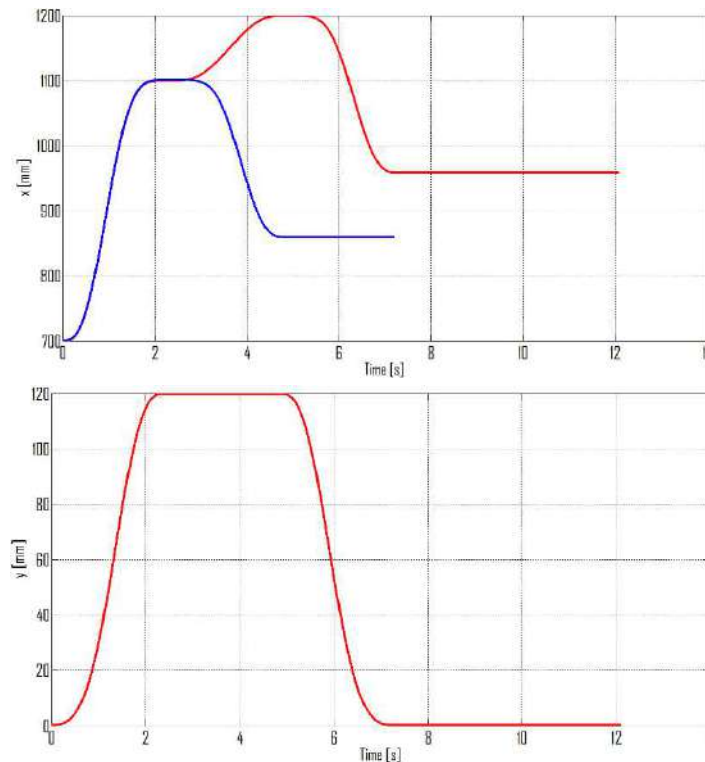


Fig. 6. Position of head link during one locomotion cycle

In the Fig. 6 the head position in x-axis and y-axis is shown during one locomotion cycle. Red color shows snake robot locomotion using prismatic joints with protrusion 50 mm and blue color shows locomotion without using prismatic joints.

Position of the head link in y-axis changes only in the range 0 – 120 mm, what corresponds with diameter of pipe. Position of the head link in x-axis changes from the initial position 700 mm to 958 mm (red color). Consequently, the final traveled distance of head link using prismatic joints (HLPJ) is 258 mm, what is the distance of one locomotion cycle during concertina locomotion. One locomotion cycle without using prismatic joints (HL) gives 160 mm of traveled distance what makes 98 mm difference between model with prismatic joints and without them. This considerable difference can be seen also in the Fig. 5 as well.

While difference of traveled distance between HL and HLPJ is 98 mm, one locomotion cycle of HL is almost twofold faster than HLPJ. Traveled distance of HL can be higher than traveled distance of HLPJ after several cycles. Of course, this hypothesis is only theoretical and it depends on speed and dynamics of real actuators of snake robot. However, this study shows that by means of prismatic joints can be achieved considerably higher traveled distance of one locomotion cycle. By utilization of several prismatic joints (together with adding additional links to robot) this effect increases.

The course of entire simulation is animated in Matlab. Particular figures from the simulation are in the Fig. 7 shown.

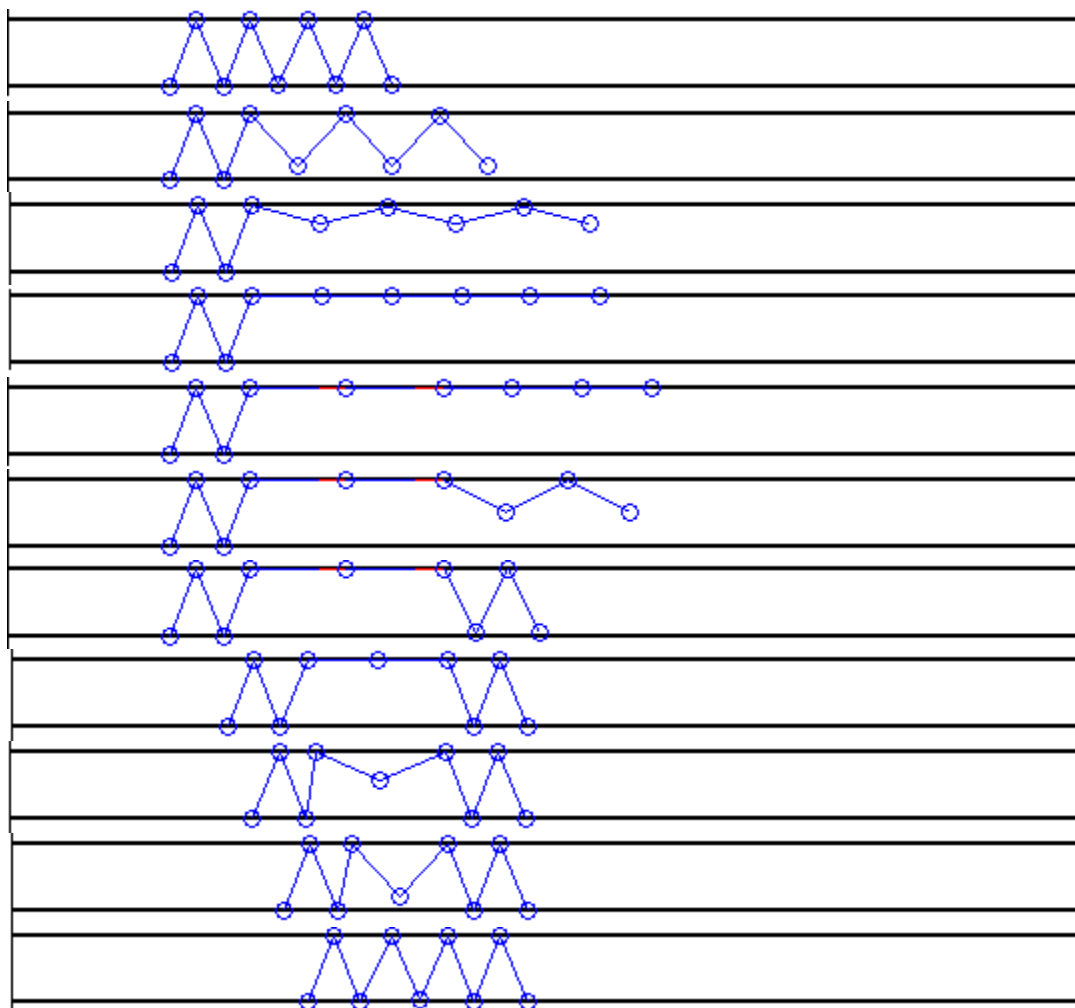


Fig. 7. Simulation of concertina locomotion in Matlab

In the Fig. 7 only one locomotion cycle is shown. Prismatic joints protrusion is depicted by red color. Visualization only serves for verification purposes of kinematic model which is above mentioned.

Next point of our study is verification of achieved results by experimental analysis. For this purposes have been used snake robot - LocoSnake. Snake robot LocoSnake was designed and built in 2012 at Department of Applied Mechanics and Mechatronics – Technical University of Košice, Slovakia. This robot was designed for experimental purposes of concertina locomotion analysis. Each segment of the robot has 2-DOF, one revolute servomechanism and one prismatic servomechanism. Length and weight of segment are the same like in simulation model. Each servomechanism has its own inner position controller and position of all segments are controlled by 32-bit microcontrollers BasicAtom Pro 28-M, 16 MHz. Supply voltage of the servomechanisms is 6 V DC. The speed of rotation of servomechanism without any load is approximately 60° per 0.2 seconds. Considering other segments as load the speed significantly decreases. The speed of prismatic servomechanism protrusion without any load is 23 mm/s. considering other segments as load the speed of servomechanism decreases also.

Diameter of pipe is the same like in simulation. In the following shots the concertina locomotion of LocoSnake is shown.



Fig. 8. Experiment with snake robot LocoSnake

Considering that snake moves from left side to right side, mark the first segment from right side as 1 and the first segment from left side as 8. The most critical point of locomotion is in 2nd and 6th shot, during pushing static segments against walls of pipe. Let consider 2nd shot. Last three segments (6, 7, 8) push against the walls of pipe and this is base for forward motion of other segments. During the experiment there has to be increased the supply of electrical current in order to increase the revolute joint performance. Next critical point is backlash rising between two adjoining segments what creates not quite pushing the segments against the walls of pipe.

In the Fig. 8 one locomotion cycle is shown. Our interest was focused on traveled distance during one cycle. Traveled distance during experiment is only 162 mm what differs from simulation about 96 mm. There are several logical reasons. First of all, in simulation model there was considered with segment as link with neglected width. This changes kinematic configuration in the pipe. Next reason is, in simulation model next adjoining link has origin at the end of previous link. In real model of snake robot, next adjoining segment has origin at the end of previous link only in the case when there is 0° angle between two adjoining segments. In the case when there is a non-zero angle between two segments, the situation is different, see Fig. 9.

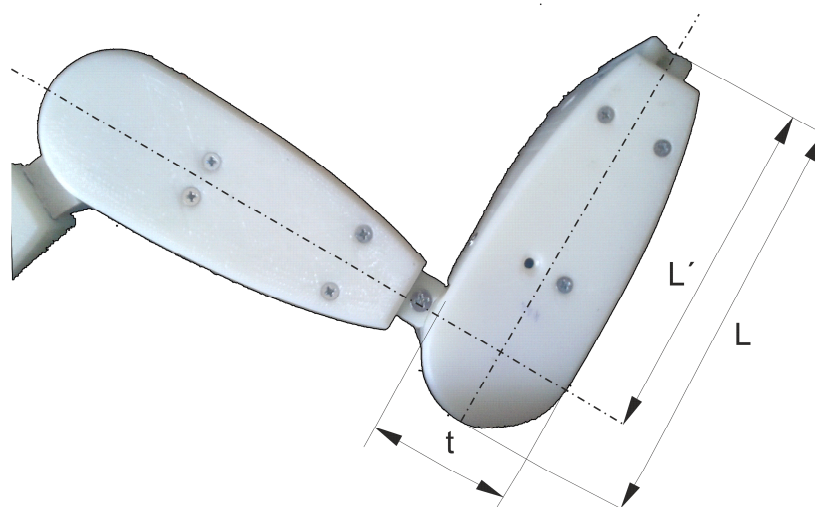


Fig. 9. Geometry of LocoSnake segment

Considering Fig. 9, in simulation model the left link would be offset with value $L - L'$ in the direction of axis of right segment. In simulation model the rotation axis of revolute joint is also the contact point with the wall of pipe. In real model, the rotation axis of revolute joint and contact point of segment with wall of pipe are two different places.

Of course, these differences between simulation and real model result in different traveled distance during one locomotion cycle.

Conclusion. A concertina locomotion from the view of biology is introduced. Based on knowledge about locomotion pattern, new pattern of snake robot is designed using revolute and prismatic joints as well. Assuming our locomotion pattern the relation for traveled distance is derived with dependence on diameter of pipe with rectangle cross section, and length of snake robot link. This relation shows signification of using prismatic joint for traveled distance in one locomotion cycle. The direct kinematic model of snake robot is derived using transformation matrix. Kinematic model for simulation in Matlab is used. There were done two simulations. The first - with assuming prismatic joints and the second - without them. By focusing on traveled distance the difference is considerable. Next, an experiment with snake robot LocoSnake was done.

The main aim of experiment was verification of concertina locomotion in the pipe. The most critical point of experiment was evolving required torque of first static segment (adjoining with first moving segment) in order to other segments can move forward. Next critical point is that junction between two adjoining segments is not too rigid and there arise backlash.

The results of experiment are different from simulation mainly because of differences of kinematic configuration between simulation and real model. Even though, the experiments shows that concertina locomotion is able with snake robot LocoSnake and expose new limitations and disadvantages of its design. The experiment also shows uniqueness of kinematic configuration using revolute as well as prismatic joints, what is for concertina locomotion significant.

Acknowledgement

This paper was supported by project VEGA1/0872/16 "Research of synthetic and biological inspired locomotion of mechatronic systems in rugged terrain" and project VEGA 1/0389/18 "Research on kinematically redundant mechanisms".

References

1. J. Gray, The mechanism of locomotion in snakes, in: Journal of Experimental Biology, 1946, Vol. 23, No. 2, pp. 101 - 120.

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

2. H. W. Lissmann, Rectilinear locomotion in a snake, in: The Journal of Experimental Biology, 1949, pp. 368 – 379.
3. S. Hirose, Biologically Inspired Robots: Snake-like Locomotors and Manipulators, Oxford University Press, 1993, Oxford.
4. A. Akbarzadeh, Jal. Safedian, Jav. Safedian, H. Kalani, Generating Snake Robot Concertina Locomotion Using a New Dynamic Curve, in: International Journal of Modeling and Optimization, 2011, Vol. 1, No. 2, pp. 134 – 140.
5. F. Barazandeh, B. Bahr, A. Moradi, How Self-Locking Reduces Actuators Torque in Climbing Snake Robots, IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, 2007, pp. 1 – 6.
6. H. Marvi, D. L. Hu, Friction enhancement in concertina locomotion of snakes, in: Journal of the Royal Society, 2012, pp. 1 – 14.
7. H. Kalani, A. Akbarzadeh, J. Safedian, Traveling Wave Locomotion of Snake Robot along Symmetrical and Unsymmetrical Body Shapes. In: Robotics (ISR) - 6th German Conference on Robotics, pp. 62 – 68, 2010.
8. Suzumori, K., Wakimoto, S., Takata, M., A miniature Inspection Robot Negotiating Pipes of Widely Varying Diameter. Proceedings of the 2003 IEEE International Conference on Robotics & Automation, Taiwan, pp. 2735 – 2740, 2003
9. K. Trnka, P. Božek, Optimal Motion Planning of Spot Welding Robot Applications. In: Applied Mechanics and Materials, ICMME 2012, ISSN 1660-9336, pp. 589-593.

УДК 004.896

Іван Віргала, Філіп Філаковскі

СПІРАЛЬНЕ ПЕРЕМІЩЕННЯ РОБОТА-ЗМІЇ В ТРУБОПРОВОДІ

Актуальність теми дослідження. Нині робототехніка й мехатроніка стають мейнстрімом. З розвитком цих сфер також збільшуються обчислювальні можливості. Значна увага приділяється чисельному моделюванню й алгоритмізації в кінематичному й динамічному моделюванні. Обстеження труб є загальновідомим інженерним завданням. Для цього завдання зазвичай використовуються колісні роботи. Інші підходи засновані на біологічно подібних механізмах, таких як робот-черв'як. Наше дослідження стосується іншого виду робота для перевірки труб, а саме робота-змій.

Постановка проблеми. Моделювання і тестування робота-змій, що рухається в трубі з метою контролю.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Перевірка труб переважно виконується роботами на колесах. Однак роботи-змій мають великий потенціал для такого застосування.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. Дослідження в перетині вигнутих труб досі залишається актуальним предметом досліджень.

Постановка завдання. У статті розроблена й експериментально перевірена модель руху робота-змій.

Виклад основного матеріалу. У цій статті досліджено область чисельного моделювання в програмному забезпеченні MATLAB. У статті представлена модель пересування змійного робота, що рухається у вузькій трубі. Потім представлена кінематична модель для робота і моделювання руху робота в програмному забезпеченні MATLAB. Згодом експерименти проводяться з експериментальним змійним роботом LocoSnake. У висновку порівнюються й обговорюються результати моделювання й експерименту.

Висновки відповідно до статті. У статті представлена модель спіральної подібної переміщення робота-змій з чисельним моделюванням та експериментальною перевіркою. Результати експерименту відрізняються від моделювання, головним чином, через відмінності кінематичної конфігурації між моделюванням і реальною моделлю. Експеримент також демонструє унікальність кінематичної конфігурації, що використовує як обертові, так і призматичні з'єднання, що є важливим для спірального переміщення.

Ключові слова: спіраль; кінематика; переміщення; робот-змія.

Рис.: 8. Бібл.: 9.

Ivan Virgala – assoc. professor, Technical University of Košice, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Automation, Mechatronics and Robotics, Department of Mechatronics (Park Komenského 8, 042 00 Košice)

Filip Filakovský – PhD student, Technical University of Košice, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Automation, Mechatronics and Robotics, Department of Mechatronics (Park Komenského 8, 042 00 Košice)

РОЗДІЛ II. ІНФОРМАЦІЙНО-КОМП'ЮТЕРНІ ТЕХНОЛОГІЇ

УДК 004.382:004.042

DOI: 10.25140/2411-5363-2018-4(14)-118-127

Інна Стеценко, Марина Суханюк, Владислав Шишкін

ІНФОРМАЦІЙНА СИСТЕМА РОЗУМНОГО ВІДЕОРЕЄСТРАТОРА

Актуальність теми дослідження. Нині великою популярністю користуються «розумні пристрої». Такі пристрої зазвичай є певною модернізацією вже звичних речей. У цій статті представлена розробка пристрою «розумний відеореєстратор», що підтримує можливість розпізнавання українських автомобільних номерів. Такий засіб може підвищити рівень захищеності на дорогах, що також є актуальним питанням.

Постановка проблеми. У процесі розробки комплексу такого рівня з'являється безліч питань, пов'язаних із його архітектурою та роботою з даними, а саме: які методи та алгоритми використовувати для перетворення даних у потрібний формат, передачі, прийому, консолідації даних та зберігання їх у базі даних. Крім того, необхідно взяти за увагу, що в процесі побудови необхідно враховувати фізичні особливості модулів та їхні можливості з обробки та передачі даних (швидкість роботи процесора, розмір пам'яті).

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Були розглянуті останні технології у сфері обробки даних (бібліотеки для серіалізації та десеріалізації), алгоритми розпізнавання автомобільних номерів та бази даних із можливістю текстового пошуку.

Виділення недослідженої частини загальної проблеми. Побудова архітектури та розробка програмних модулів розумного відеореєстратора, вирішення задачі передачі даних до кластера за умови великої завантаженості та переривчастого інтернет-зв'язку, повнотекстовий та частковий пошук автомобільних номерів у базі даних, алгоритм розпізнавання автомобільних номерів у русі.

Постановка задачі. Вибір необхідної комбінації методів та алгоритмів для успішної реалізації інформаційної системи розумного відеореєстратора.

Виклад основного матеріалу. Опис основних модулів, з яких складається пристрій розумного відеореєстратора, та з якою метою використовується кожний модуль. Представлена схема роботи системи загалом та описаний алгоритм знаходження автомобільних номерів у режимі реального часу YOLO. Розглянуто основні принципи комунікації між серверами та пристроями.

Висновки відповідно до статті. Наданий матеріал надає змогу зрозуміти, яким чином може бути побудований такий пристрій, які проблеми можуть з'явитись та як знайти шляхи їх вирішення.

Ключові слова: відеореєстратор; розумні пристрої; ASUS Tinker Board; Satellite Based Augmentation System; GPS; NMEA, GPRSD; JSON; серіалізація даних; YOLO.

Рис.: 8. Табл.: 2. Бібл.: 11.

Актуальність. Нині великою популярністю користуються «розумні пристрої». Такі пристрої зазвичай є певною модернізацією вже звичних речей. У цій статті представлена розробка пристрою «розумний відеореєстратор», що підтримує можливість розпізнавання українських автомобільних номерів.

За даними УНН, в Україні протягом січня-червня 2017 року було зафіксовано 3563 випадки викрадення автомобілів. Зокрема, 647 автомобілів було викрадено тільки у м. Києві. Ці дані були надані у відповідь інформаційному запиту УНН Національної поліцією України.

Такий засіб може підвищити рівень захисту на дорогах, що також є актуальним питанням.

Постановка проблеми. Програмно-апаратний комплекс розумного відеореєстратора являє собою сукупність модулів апаратного забезпечення та методів обробки вхідної відеоінформації, що об'єднані з метою отримання масиву даних для розпізнавання автомобільного номера та передачі його на кластер для подальшої обробки та аналізу. У процесі розробки комплексу такого рівня з'являється безліч питань, пов'язаних із його архітектурою та роботою з даними, а саме: які методи та алгоритми використовувати для перетворення даних у потрібний формат, передачі, прийому, консолідації даних та зберігання їх у базі даних. Крім того, необхідно взяти за увагу, що в процесі побудови пристрою необхідно враховувати фізичні особливості модулів та їхні можливості з обробки та передачі даних (швидкість роботи процесора, розмір пам'яті).

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Було розглянуто останні дослідження у сфері роботи з даними, що були надані модулем GPS (формат NMEA), процесів, пов'язаних із серіалізацією та десеріалізацією. Проаналізовано останні міжнародні публікації у сфері алгоритмів розпізнавання, а саме: Yolov2, Yolo, Tiny Yolo та CNN, що їх здійснили такі автори, як Kiana Ehsani, Hessam Bagherinezhad, Joseph Redmon, Roozbeh Mottaghi, Ali Farhadi, Daniel Gordon, Aniruddha Kembhavi, Mohammad Rastegari.

Постановка завдання. Метою цієї роботи є опис програмно-апаратного комплексу розумного відеореєстратора із можливістю розпізнавання автомобільних номерів із відеопотоку в режимі реального часу в умовах руху.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. Рішення проблеми вибору методів серіалізації та десеріалізації даних, алгоритму розпізнавання автомобільних даних із відеопотоку, побудова архітектури та реалізація програмних модулів розумного відеореєстратора, передача даних за умов великої навантаженості на кластер та використання методів ElasticSearch для пошуку автомобільних номерів, які були отримані за допомогою алгоритму розпізнавання автомобільних номерів, що був реалізований як програмна частина розумного відеореєстратора.

Виклад основного матеріалу. На сучасному ринку вже існують пристрої, функціонально схожі на розумний відеореєстратор. Однак головна відмінність таких пристроїв – статичність камери. У пристрої, модель якого представлена далі, важливим досягненням є те, що він являється програмно-апаратним комплексом, який поєднує в собі апаратні частини: датчики та мікрокомп'ютер, які можуть бути об'єднані в мобільний та невеликий за розміром пристрій під назвою «розумний відеореєстратор» та програмну частину – розпізнавання автомобільних номерів (рис. 1).

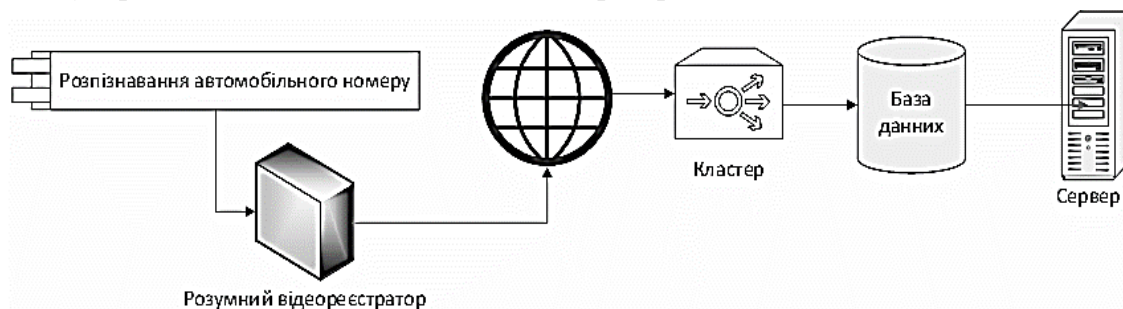


Рис. 1. Апаратно-програмний комплекс розумного відеореєстратора

Далі розглядаються основні модулі, які були використані для побудови моделі розумного відеореєстратора.

Основа відеореєстратора.

Основою став одноплатний комп'ютер ASUS Tinker Board. Він має схожу архітектуру, що і в Raspberry Pi. Ця плата підтримує відео в розширенні 4K, має 2 Гб оперативної пам'яті, гігабітний інтернет і процесор Rockchip RK3288 з частотою 1,8 ГГц [1]. Завдяки процесору Rockchip цей мікрокомп'ютер добре пристосований до обробки відеоінформації.

Опис компонентів.

Складові модулі розумного відеореєстратора наведені далі.

1. GPS модуль від компанії WaveShare на основі NEO-6M. Цей модуль виконує функціональність, пов'язану з обчисленням координат, швидкості, курсу й інших параметрів. Приймач використовується в системі для отримання координат транспортного засобу. NEO-6M має середню точність та невеликий розмір, що є важливим аспектом. Neo-6M вміє використовувати супутникові системи диференціальної корекції, що збільшує точність визначення положення до 2 м.

2. Модуль камери від компанії Raspberry. Для роботи із Raspberry Pi Camera використовують інфрачервоні (NoIR) та звичайні камери (v2). У цьому проекті використовується звичайна камера. Версія v2 має значні переваги над першою, надає можливість знімати FULL HD відео з кадровою частотою 30 fps та має кращу якість зйомки. Крім того, кількість мегапікселів збільшилась на 3 одиниці.

3. Монітор руху 10 DOF IMU Sensor (C) - модуль десяти ступенів свободи від Waveshare. Цей модуль об'єднує в собі трьохосьовий гіроскоп, трьохосьовий акселерометр і трьохосьовий компас (магнітометр) на одному кристалі MPU9255 та барометричний датчик тиску BMP280. Вибір саме цього датчика зумовлений ціною та якістю збирання. Крім того, наявна можливість додатково доповнювати функціонал відеореєстратора такими можливостями: стабілізація камери, контроль нахилу відеореєстратора і т. ін.

4. Модем LTE. Якість Інтернету відіграє вирішальну роль, оскільки використання розумного відеореєстратора тісно пов'язане з постійним обміном даних між сервером та відеореєстратором. Через постійний рух автомобіля, на якому встановлений відеореєстратор, можуть спостерігатися збої в передачі даних або мережеві ями.

5. СУБД SQLite. Вибір цієї СУБД зумовлений такими факторами:

- невеликий розмір;
- популярність серед портативних пристроїв;
- швидкість;
- надійність.

Крім того, СУБД SQLite підтримує SharedPreferences – це сховище ключів-значень, в якому зберігаються дані під певним ключем, а саме, координати транспортного засобу, на якому встановлений розумний відеореєстратор.

На рис. 2 представлені основні модулі відеореєстратора, їхні складові та як вони взаємодіють один з одним.

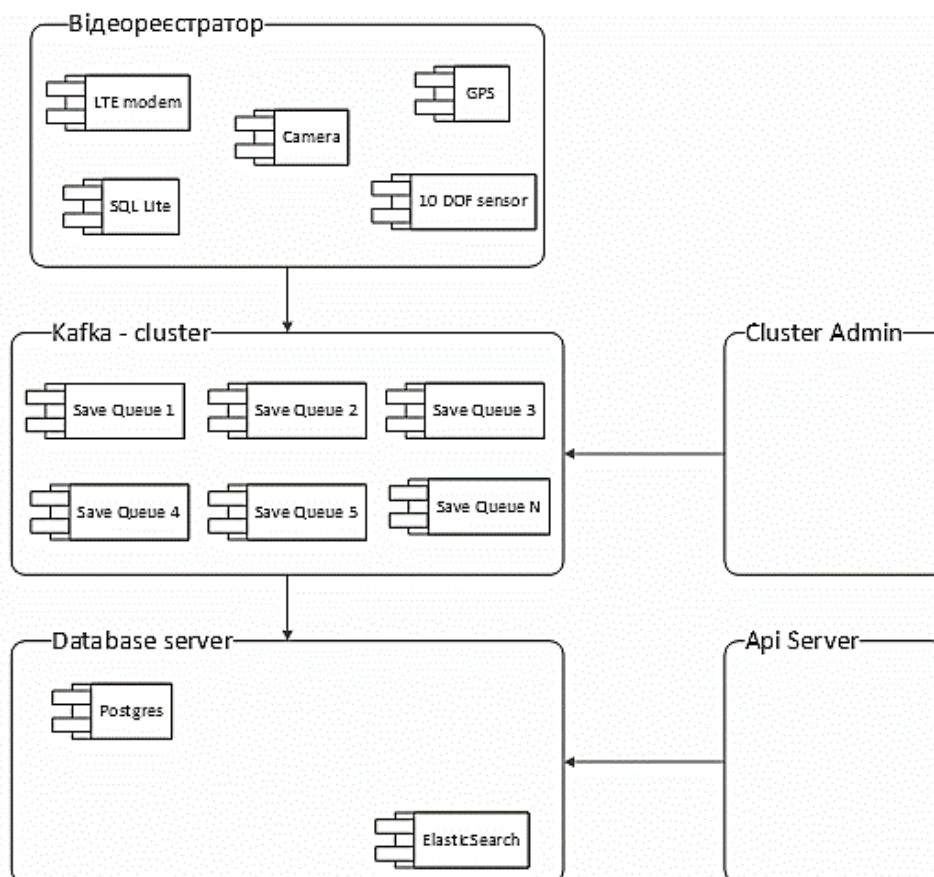


Рис. 2. Схема ключових модулів проекту

Датчик GPS.

До Asus Tinker Board був підключений датчик NEO-6M, за допомогою якого відслідковується положення транспортного засобу. Цей пристрій передає дані, які він отримав від супутників у форматі NMEA кожні N секунд. Дуже важливою є інформація про ширину, довготу, висоту та швидкість руху об'єкта. Для підключення датчика до Asus tinker board необхідно з'єднати контакти плати та датчик NEO-6M за такою схемою, що наведена в табл. 1.

Таблиця 1

Підключення датчика до Asus Tinker Board

Asus Tinker Board/ Raspberry PI	Waveshare GPS Neo6m
Pin 1 (3.3 V)	VCC
Pin 8 (TX)	RX
Pin 10 (RX)	TX
Pin 6 (GND)	GND

Робота з форматом NMEA.

Для роботи з датчиком NEO-6M використовується бібліотека GPSD [2]. Ця бібліотека підтримує виконання таких функцій:

- 1) синтаксичний розбір вхідного потоку даних у форматі NMEA з датчику GPS Neo6m;
- 2) перетворення даних у формат JSON;
- 3) фільтрування даних від непотрібної або неправильної інформації;
- 4) надає можливість передавати дані за допомогою TCP/UDP та інших популярних протоколів.

При роботі з форматом NMEA необхідно враховувати його команди. Наведемо перелік основних команд NMEA 0183 версії 3:

- GPGGA – дані про останнє місцезнаходження пристрою;
- GPGLL – координати: широта, довгота, висота;
- GPGSA – DOP(GPS) активні супутники;
- GPGSV – спостережувані супутники;
- GPWPL – параметри заданої точки;
- GPBOD – азимут однієї точки відносно іншої;
- GPRMB – рекомендований мінімум навігаційних даних для досягнення заданої точки;
- GPRMC – рекомендований мінімум навігаційних даних;
- GPRTE – маршрути;
- HCHDG – дані від компасу [3].

Бібліотека GPSD має певні недоліки та не відповідає всім вимогам проекту, який розробляється. За результатами проведеного тестування навантаження дана бібліотека не є стабільною, якщо встановлена велика кількість з'єднань. Використання TCP/UDP з'єднання не є доречним, оскільки при пересуванні транспортного засобу Інтернет має властивість «пропадати», що призводить до постійного оновлення підключення. Дані знайдених транспортних засобів та положення транспортного засобу передаються одним блоком даних.

Бібліотека GPSD написана на мові C. Для того щоб інтегрувати її в проект, був написаний клієнт на Java, який підключається до відкритого сервера GPSD (є доступним тільки локально), обмінюється інформацією та передає необхідні команди.

Формат JSON.

Бібліотека GPSD надає дані у форматі JSON, проте для подальшої роботи необхідно перетворити ці дані в більш зручний для обробки формат. Для забезпечення ефективності обробки даних необхідна висока швидкість серіалізації/десеріалізації та мінімально можливі витрати пам'яті [4].

Було проведено тестування найпопулярніших бібліотек для мови програмування Java GSON [5] та Jackson [6]. У результаті випробувань бібліотека GSON виявилась швидшою, проте її швидкість недостатня для використання в проекті.

Через низьку ефективність формату JSON для передачі даних між сервером та пристроєм у цьому проекті використовується бібліотека ProtoBuf від компанії Google [7], яка є бінарною та за результатами тестувань є швидшою за GSON.

Далі наведено результати тестування бібліотек GSON, Jackson и Protobuf за наступними критеріями:

- 1) швидкість серіалізації і десеріалізації для 100 000 ітерацій;
- 2) швидкість серіалізації і десеріалізації для 10 000 000 ітерацій;
- 3) використання CPU;
- 4) динаміка використання пам'яті.

Результати даних випробувань наведені в табл. 2.

Таблиця 2

Результати випробувань

Критерій	GSON	Jackson	Protobuf
Швидкість серіалізації й десеріалізації для 100 000 ітерацій, мс	445	13544	210
Швидкість серіалізації і десеріалізації для 10 000 000 ітерацій, мс	3223	91877	903
Використання ЦП, %	12,5	12,6	12,1
Розмір задіяних ресурсів на останній ітерації, Б	39 088 584	59 816 548	49 696 136

Кластер Kafka.

Для обміну даними між відеореєстратором та сервером як брокер повідомлень використовується технологія, розроблена компанією LinkedIn під назвою Kafka. Сервіс підтримує такі можливості:

- кластеризація;
- зберігання повідомлень;
- можливість використання різних баз даних;
- кешування;
- ведення журналів.

Для реалізації серверної частини використовується кластер з N серверів Kafka. Це надає можливість розвантажити кластер, який не здатний обробити вхідний потік інформації з усіх пристроїв. За рахунок розподіленої технології передачі даних є можливість додавати сервери до кластера для розвантаження та збалансування черги запису до бази даних.

Бібліотека YOLO.

Для виявлення об'єктів у реальному часі використовується бібліотека YOLO, найбільша перевага якої відображена власне в її назві: «You Only Look Once» [8]. Існує декілька версій конфігурацій і наборів даних для машинного навчання, однак найкраще обрати свій варіант, яким є найбільш «компактна» версія продукту – Tiny YOLO. Важливою перевагою Tiny YOLO є те, що вона не втрачає швидкості, навіть працюючи на таких пристроях, як смартфони та Raspberry Pi.

Особливістю моделі є те, що ця модель накладає на зображення сітку, розділяючи його на осередки (рис. 3).



Рис. 3. Накладення сітки на зображення

Першим етапом цього алгоритму являється обробка зображення з метою отримання його стиснутої копії. Наприклад, на вхід подається зображення розмірності $448 \times 448 \times 3$. Після пропускання зображення через операції конволюції [10] отримаємо на виході тензор розмірності $7 \times 7 \times 3$.

Схематично цей процес зображений на рис. 4.

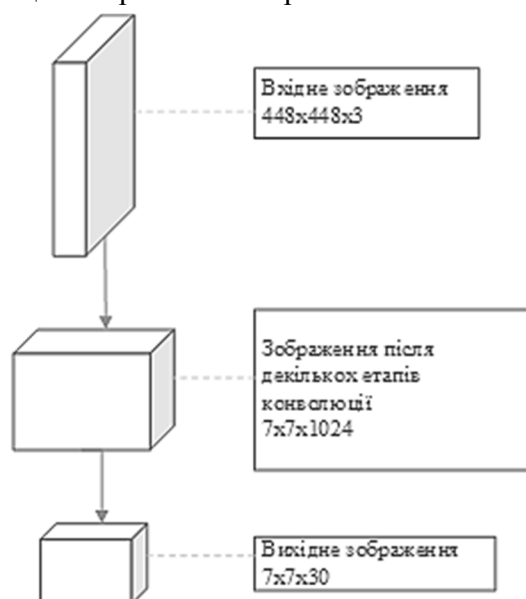


Рис. 4. Конволюція зображення

Після отримання тензора розмірністю $7 \times 7 \times 30$ продовжується робота саме з ним, та за допомогою нього має бути задіяна процедура знаходження номерного знака.

Отже, сітку розмірністю 7×7 було накладено на зображення. Для кожної комірки будується вектор (рис. 5).

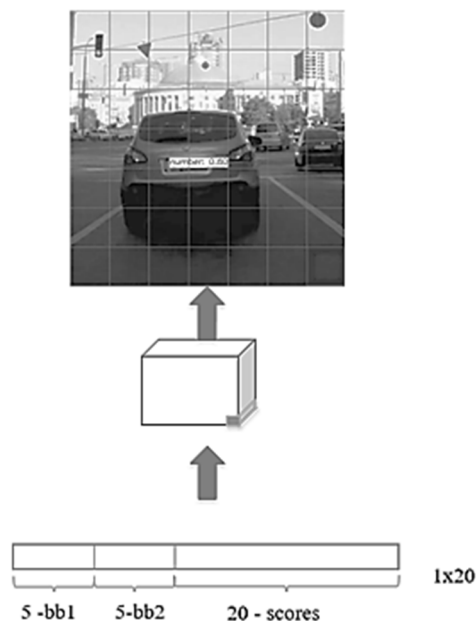


Рис. 5. Побудова вектору для кожної комірки

У результаті було отримано вектор 20×1 , який містить оцінки для кожного класу для конкретного bbox-a.

Ця операція повторюється для кожної комірки сітки 7×7 . Таким чином була отримана матриця оцінок розмірністю 20×98 . Дана матриця оброблюється з метою залишити в ній тільки ті обрамляючі прямокутники, які найвірогідніше розташовані навколо потрібного класу, які й накладаються на вихідне зображення.

Вихідним даними етапу знаходження потрібної області є область зображення, якій відповідає номерний знак автомобіля, що відображений на рис. 6.



Рис. 6. Область номерного знаку автомобіля

Знайдена область потім обробляється за допомогою алгоритму Tesseract [11]. На виході маємо номерний знак у строковому вигляді: «CB2558AK».

Збереження даних.

Зберігання даних грає важливу роль в інформаційній системі. У представленій інформаційній системі дані потрапляють до бази даних вже після їх обробки.

У цьому випадку використані дві бази даних: Elasticsearch та Postgres. В Elasticsearch зберігаються дані про місцезнаходження пристрою та знайдені автомобільні номери на цій ділянці дороги. У Postgres зберігаються дані про пристрої, їхні параметри (клас пристрою, параметри пристрою, налаштування, список «чорних» номерів) та дані про користувача.

Далі наведений алгоритм обробки даних про місцезнаходження пристрою.

Крок 1. Отримання даних з датчику GPS у форматі NMEA та отримання даних відеопотоку.

Крок 2. Фільтрація та перетворення отриманих даних за допомогою бібліотеки GPSD.

Крок 3. Використання алгоритму YOLO для знаходження автомобільних номерів.

Крок 4. Зчитування автомобільного номеру на знайдений області.

Крок 5. Відсіювання некоректно зчитаних автомобільних номерів.

Крок 6. Серіалізація даних за допомогою протоколу Protocol Buffers.

Крок 7. Передача даних до кластеру Kafka.

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

Крок 8. Збереження даних з Kafka до ElasticSearch.

ElasticSearch надає Restfull Арі для збереження даних у свою БД у форматі JSON та надає можливість для повнотекстового пошуку.

На рис. 7 наведений приклад структури даних, які зберігаються в ElasticSearch. На рис. 8 відображена схема бази даних в Postgres.

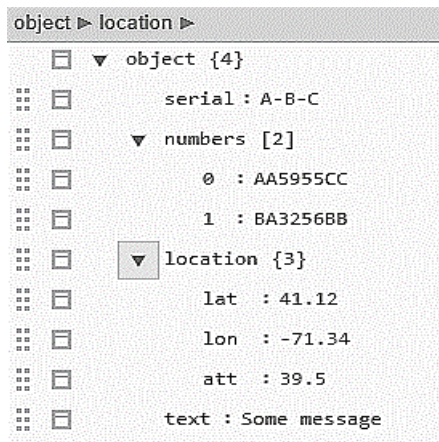


Рис. 7. Структура даних, що відповідає за збереження даних автомобільних номерів та місцезнаходження приладу

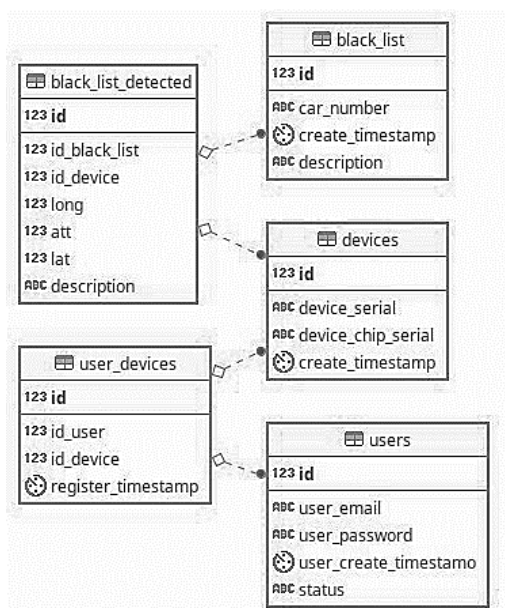


Рис. 8. Схема бази даних, що відповідає за збереження даних про пристрій та користувача

Висновок відповідно до статті. У роботі були розглянуті основні модулі для розробки інформаційної технології розумного відеореєстратора: ASUS Tinker Board, датчики, перетворення даних, клієнтський сервер. Описано вибір оптимального формату даних, який забезпечує прийнятну швидкість передачі та прийому. За результатами тестування доведено, що Protobuf має більш високі показники якості в порівнянні з бібліотеками GSON та Jackson.

Наведена архітектура моделі розумного відеореєстратора з описом компонентів. Описані основні засади алгоритму знаходження автомобільного номеру: обробка зображення, накладення сітки, побудова вектору та обрамляючих прямокутників. Наведені вихідні дані алгоритму та описана подальша робота з ними.

Також у роботі наведено опис збереження даних у базах даних ElasticSearch та Postgres.

Список використаних джерел

1. Chan J. W. Learn 5 Single Board Computer: Raspberry Pi, Asus Tinkerer Board, Banana PI M2, Pine A 64, Chip, Rock 64 / James Watson Chan., 2018. – 240 с.
2. El-Rabbany A. Introduction to GPS: The Global Positioning System / Ahmed El-Rabbany., 2002. – 176 с.
3. Kaplan E. Understanding GPS/GNSS: Principles and Applications / E. Kaplan, C. J. Hegarty., 2017. – 1002 с.
4. Kleppmann M. Designing Data-Intensive Applications / Martin Kleppmann. – Sebastopol : O'Reilly Media, 2010.
5. Patel S. K. Instant GSON / Sandeep Kumar Patel., 2013. – 60 с.
6. Young T. M. The Jackson Cookbook / Ted M. Young. // LeanPub. – 2013. – С. 1–16.
7. Protocol buffers [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://developers.google.com/protocol-buffers>.
8. Redmon J. YOLOv3: An Incremental Improvement / J. Redmon, A. Farhadi // University of Washington. – 2016. – С. 1–6.
9. Rother C. Computer Vision I - Image Processing / Carsten Rother // Computer Vision Lab. – 2016. – С. 41–46.
10. Redmon J. Real-Time Grasp Detection Using Convolutional Neural Networks / J. Redmon, A. Angelova. // University of Washington. – С. 1–7.
11. Smith R. An Overview of the Tesseract OCR Engine / Ray Smith // IEEE. – 2007. – С. 629–633.

References

1. Statystyka vykradennia avtomobiliv [Car Jacking Statistics]. (n.d.). www.unn.com.ua. Retrieved from <https://www.unn.com.ua/uk/news/1676376-v-ukraini-za-pivroku> [in Ukrainian].
2. Chan, J. W. (2018). *Learn 5 Single Board Computer: Raspberry Pi, Asus Tinkerer Board, Banana PI M2, Pine A 64, Chip, Rock 64*. Amazon Digital Services LLC [in English].
3. El-Rabbany, A. (2006). *Introduction to GPS: The Global Positioning System*. Boston: Artech House [in English].
4. Kaplan, E., Hegarty, C. J. (2006). *Understanding GPS principles and applications*. Boston: Artech House [in English].
5. Kleppmann, M. (2010). *Designing data-intensive applications: The big ideas behind reliable, scalable, and maintainable systems*. Sebastopol, CA: O'Reilly Media [in English].
6. Patel, S. K. (2013). *Instant GSON*. Packt Publishing [in English].
7. Welty, E. (2001). *The Jackson cookbook*. Jackson, MS: The League [in English].
8. Protocol Buffers | Google Developers. (n.d.). [developers.google.com](https://developers.google.com/protocol-buffers/). Retrieved from <https://developers.google.com/protocol-buffers/> [in English].
9. YOLOv3: An Incremental Improvement. (n.d.). pjreddie.com. Retrieved from <https://pjreddie.com/media/files/papers/YOLOv3.pdf> [in English].
10. Rother, C. (2016). *Computer Vision I - Image Processing*. Computer Vision Lab [in English].
11. Redmon, J., Angelova, A. (2014, December 01). Real-Time Grasp Detection Using Convolutional Neural Networks. adsabs.harvard.edu. Retrieved from <http://adsabs.harvard.edu/abs/2014arXiv1412.3128R>. [in English].
12. Smith, R. (2007). *An Overview of the Tesseract OCR Engine*. IEEE [in English].

UDC 004.382:004.042

*Inna Stetsenko, Maryna Sukhaniuk, Vladyslav Shyshkin***SMART DVR INFORMATION SYSTEM**

Relevance of research topic. Nowadays, smart devices are very popular, namely modern devices with built-in information technologies. This article presents the development of a smart DVR that supports the ability to recognize Ukrainian automobile numbers and their further analysis. Such a tool can speed up the search of stolen cars, which is a topical issue.

Target setting. During the development of the hardware-software complex, issues related to its architecture and data processing are solved, namely, which methods and algorithms are used for the transformation, transmission, receiving, consolidation of data and storing in the database. It should be kept in mind that during construction of device, the physical features of the modules and their processing and transmission capabilities, such as processor speed, memory size have to be considered.

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

Analysis of recent research and publications. The latest technologies in the field of data processing (serialization and deserialization libraries), automobile number recognition algorithms and the database with the possibility of accelerated text search are analyzed.

Uninvestigated parts of general matters defining. The architecture and software modules of smart DVR is proposed for the first time, the problem of data transmission to the cluster under the conditions of high load and intermittent Internet communication is solved; full-text and partial search of automobile numbers in the database is proposed; algorithm of automobile numbers recognition in motion is developed.

The research objective. Identify the required combination of methods and algorithms for the implementation of the smart DVR information system, which ensures the reliable and efficient execution of its functional capabilities.

The statement of basic materials. The article presents the description of modules, which represent the smart DVR, and the purpose of each module is taken into consideration. The scheme of the system as a whole is presented and the algorithm of real-time search of automobile numbers based on the YOLO neural network is developed. The basic principles of communication between servers and devices are considered.

Conclusions. The architecture of a new smart device is proposed and the main algorithms that implement its functionality are developed. Identified problems that may arise in further development and identified ways to resolve them.

Keywords: DVR; smart device; ASUS Tinker Board; GPS; NMEA; GPSD; serialization; YOLO.

Fig.: 8. References: 11.

Стеценко Інна Вячеславівна – доктор технічних наук, професор кафедри автоматизованих систем обробки інформації та управління, НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» (вул. Борщагівська, 126, Київ, 03056, Україна).

Stetsenko Inna – Doctor of Science, Professor of Computer-Aided Management And Data Processing Systems Department, NTUU «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute» (126 Borschagivska Str., 03056 Kyiv, Ukraine).

E-mail: stiv.inna@gmail.com

Суханюк Марина Валентинівна – студентка, НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» (вул. Борщагівська, 126, Київ, 03056, Україна).

Sukhaniuk Maryna – student, NTUU «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute» (126 Borschagivska Str., 03056 Kyiv, Ukraine).

E-mail: sukhaniuk.marina@gmail.com

Шишкін Владислав Ігорович – студент, НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» (вул. Борщагівська, 126, Київ, 03056, Україна).

Shyshkin Vladyslav – student, NTUU «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute» (126 Borschagivska Str., 03056 Kyiv, Ukraine).

E-mail: shyshkin.vladyslav@gmail.com

УДК 005+65.015.1+007.5

DOI: 10.25140/2411-5363-2018-4(14)-128-135

Юрій Тесля, Юлія Хлевна, Олексій Єгорченков

ТЕХНОЛОГІЧНІ АСПЕКТИ РЕАЛІЗАЦІЇ КОНКРЕТИЗОВАНОЇ МЕТОДОЛОГІЇ УПРАВЛІННЯ ПРОЕКТАМИ

Актуальність теми дослідження. Підґрунтям мета-методології управління проектами є інструменти орієнтовані на умови проектно-орієнтованих підприємств – конкретизованих методологій управління проектами (КМУП). Для їх ефективного використання необхідна розробка деякого технологічного базису. Тому існує потреба у створенні налаштованих на умови проектно-орієнтованих підприємств методологій управління проектами, а також інформаційних технологій, які забезпечують ефективне використання таких методологічних інструментів в умовах цих підприємств.

Постановка проблеми. Впровадження КМУП вимагає розробки деякого технологічного базису, в якому основні методологічні інструменти відображаються в інформаційних технологіях управління проектами.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розглянуто останні публікації у відкритому доступі щодо впровадження методологій управління проектами, КМУП та інформаційних технологій у практику проектно-орієнтованих підприємств.

Виділення недосліджених раніше частин загальної проблеми. Встановлено, що питання формування технологічної підтримки КМУП у вигляді інформаційних технологій управління проектами залишається відкритим.

Постановка завдання. Формування технологічного базису процесів впровадження і використання КМУП на проектно-орієнтованих підприємствах.

Виклад основного матеріалу. Пропонується підхід створення інформаційних технологій управління проектами розглядати в розрізі їх системоутворюючих компонентів – організації, методології і технології. Аналіз основних програмних засобів управління проектами, стосовно підтримки інструментів КМУП, дав змогу встановити переваги ПП Primavera. Запропоновано етапи проекту впровадження орієнтованої на підтримку КМУП інформаційної технології управління проектами.

Висновки відповідно до статті. Пропонований підхід дозволяє перевести методологічні інструменти у сферу технологічної реалізації, що удосконалює весь процес управління проектами.

Ключові слова: конкретизована методологія управління проектами; технологічна підтримка; інформаційна технологія; управління проектами; мета-методологія управління проектами; процеси впровадження методологій управління проектами

Табл.: 1. Бібл.: 10.

Актуальність теми дослідження. На сьогодні існують десятки різноманітних методологій управління проектами, які орієнтовані на управління різними класами проектів в специфічних умовах. Найбільш відомі методології PMBOK, P2M, PRINCE2, Scrum та ін. Але в них не висвітлюються питання ефективного використання методології управління проектами проектно-орієнтованим підприємством; впровадження її в практику роботи з найменшими витратами і найбільшою ефективністю.

А таке впровадження тягне за собою й організаційні зміни, і реінжиніринг бізнес-процесів, і технологічне та технічне переозброєння і т. ін. Адже жодна з цих методологій не адаптована під конкретне підприємство, оскільки кожне підприємство має різний досвід використання інструментів професійного управління проектами, різний рівень технологічної зрілості, має свою специфіку. Крім того, проекти того ж самого підприємства можуть істотно відрізнятись.

Тому виникає актуальне наукове завдання створення налаштованих на умови проектно-орієнтованих підприємств методологій управління проектами, а також інформаційних технологій, які забезпечують ефективне використання таких методологічних інструментів в умовах цих підприємств.

Постановка проблеми. Створення мета-методології управління проектами (ММУП) [1] ініціює для багатьох проектно-орієнтованих підприємств вибір нового курсу розвитку – курсу, який орієнтований на професійний системний підхід до управління проектами. Цей курс має привести до такої організації управління проектно-орієнтованими бізнесами, який мінімізує кількість невдалих проектів, дозволить реалізувати ідеї проактивного управління, забезпечить усіх учасників актуальною інформацією про стан виконання проектів. Використання ММУП для формування конкретизованих методологій управління проектами (КМУП) спрямоване на створення

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

методологічного підґрунтя для ефективного управління інвестиціями будь-якого проектно-орієнтованого підприємства. Без вирішення цього завдання неможливий сталий і випереджальний розвиток проектно-орієнтованих бізнесів. Саме необхідність вирішення цього завдання є джерелом впровадження методів професійного управління всіма сферами її діяльності, зокрема й в управлінні проектами.

Особливим питанням з погляду впровадження КМУП є інформаційна технологія управління проектами. Адже будь-які управлінські напрацювання, стандарти, методи, шаблони в сучасних умовах вимагають застосування різноманітних засобів автоматизації управлінської праці. Тому впровадження КМУП вимагає розробки деякого технологічного базису, в якому основні методологічні інструменти відображаються в інформаційних технологіях управління проектами. Наприклад, традиційний метод критичного шляху вже ніхто не використовує в «ручному» варіанті. Є прекрасні інструментальні засоби управління проектами (MS Project, Primavera, ті ін.), які реалізують цей метод. По суті, для всіх методологічних інструментів потрібно підбирати чи створювати засоби автоматизації, які дають змогу «підсилити» їхній вплив на процес управління проектами. Саме питанню створення технологічного базису КМУП і присвячена ця наукова робота.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Питання використання методологій управління проектами представлено в роботах [2–6]. Труднощами є те, що досить часто інструменти сформованих методологій не відповідають умовам конкретного підприємства і специфіці проектів. Рішення цієї проблеми пропонується в роботі [7], основна увага в якій приділена процесу формування методологій управління проектами і їх впровадження під умови конкретного проектно-орієнтованого підприємства – КМУП. Разом з тим у роботі не виокремлено нішу інформаційних технологій у розрізі КМУП, роль яких висвітлено в роботах [8; 9]. Але як показує аналіз літературних джерел, питання формування технологічної підтримки КМУП у вигляді інформаційних технологій управління проектами залишається відкритим. Таким чином, постає наукове завдання створення таких інформаційних технологій управління проектами, які були б орієнтовані на підтримку інструментів КМУП.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. Головне питання управління проектами: яку методологію вибрати і як її використати на конкретному проектно-орієнтованому підприємстві. У попередніх дослідженнях авторів для цього була розроблена мета-методологія управління проектами. Мета-методологія управління проектами – це методологія створення і впровадження орієнтованої на підприємство конкретизованої методології управління проектами. Але залишалась невирішеною одна проблема. Постає питання створення для такої конкретизованої методології інформаційно-технологічного підґрунтя, щоб використання її інструментів було найбільш ефективним.

Постановка завдання. Стаття присвячена розгляду питання формування технологічного базису процесів впровадження й використання КМУП на проектно-орієнтованих підприємствах.

Виклад основного матеріалу. В уявленні авторів конкретизована методологія управління проектами (КМУП) являє собою набір методологічних інструментів, які відповідають потребам і умовам функціонування конкретного проектно-орієнтованого підприємства. Але кожна КМУП – це складна система, яка містить значну кількість інструментів управління проектами, які ще й перебувають у постійній взаємодії один з одним.

З теорії систем відомо, що складність будь-якої системи зростає в геометричній прогресії щодо кількості її елементів. Це пов'язано зі збільшенням кількості взаємодій між елементами «великої» системи. Ефективно управляти складними системами можна лише в тому випадку, коли ці взаємодії класифіковані та згруповані таким чином, що кількість типів взаємодій мінімальні. Для цього необхідно занурити систему в деяке технологічне

середовище, яке дозволить і алгоритмізувати всі процеси взаємодії, і упорядкувати систему. В управлінні проектами це означає, що необхідно створити інформаційну технологію, яка візьме на себе все навантаження з реалізації методологічних інструментів. Адже ручне (реактивне) управління не дозволить ефективно використовувати ці інструменти. Актуальне проактивне управління. Необхідно створити таку інформаційну технологію управління проектами, яка стане основою реалізації конкретизованої методології управління проектами. І в якій на перший план виходять такі поняття, як «організація», «план», «системність», «інформація» і ін. Лише в цьому випадку можна ефективно використовувати методологічні інструменти управління проектами.

КМУП регламентує сферу діяльності професійних проектних менеджерів, яка включає людей, політику, організацію, методику, інформаційну систему. І все це повинно реалізуватися в інформаційній технології управління проектами. Організація – ролі, функції, структури. Люди – програма формування кадрового потенціалу підприємства у сфері управління проектами, яка базується на прийомі на роботу професійних проектних менеджерів і навчання. Політики – формується стратегія бізнесу у сфері проектного менеджменту та реалізації КМУП. Методика – включає опис бізнес-процесів, регламентів, положень, інструкцій, методів і способів вирішення завдань управління проектами. Інформаційна система розробляється відповідно до технічного завдання і включає як інструментальні програмні засоби, так і засоби, які є індивідуальними й необхідними саме цьому підприємству.

Таким чином, у межах проекту впровадження КМУП постає завдання створення такої технічної підтримки, яка забезпечує формування технологічної основи впровадження сучасних методів і засобів управління проектами відповідно до принципів розвитку складних організаційно-технічних систем. Такою підтримкою може слугувати інформаційна технологія управління проектами, яка і забезпечує реалізацію конкретизованої методології управління проектами в засобах комп'ютерної техніки.

Інформаційна технологія управління проектами (ІТУП) повинна забезпечувати не тільки отримання всіма суб'єктами управління проектами необхідної інформації, але й бути орієнтованою на формування інформаційного стандарту бізнесу проектно-орієнтованого підприємства, а також на підтримку методологічних інструментів управління проектами.

Розробку і впровадження такої інформаційної технології управління проектами, дозволить вирішувати в автоматизованому режимі завдання планування, моніторингу, обліку, бюджетування і формувати в процесі вирішення цих завдань інформаційний стандарт бізнесу. Крім того, створення такої інформаційної підтримки проектів, дасть змогу:

- відображати в засобах ІТУП своєчасну, актуальну, повну інформацію про необхідні дії в проектах;
- автоматизувати процес використання методологічних інструментів КМУП;
- в автоматизованому режимі вести формалізований інформаційний обмін між учасниками управління проектами.

Розглянемо питання створення інформаційної технології управління проектами, яка автоматизує КМУП у розрізі її системоутворюючих компонентів – організації, методології і технології.

1. Організаційний компонент КМУП. Відділ розробки офісу управління проектами [10]. Місія відділу: розробка та впровадження конкретизованої методології управління проектами та технологічних інструментів її підтримки і корпоративної системи управління проектами, орієнтованих на підприємство. Начальник відділу несе персональну відповідальність за методичне, організаційне, технічне та програмне забезпечення процесів впровадження КМУП.

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

Відділ складається з двох груп – група розробки, впровадження та супроводу корпоративної системи управління проектами підприємства (КСУПР) і група розробки та впровадження орієнтованої на підприємство конкретизованої методології управління.

2. Методологічний компонент КМУП. Включає опис бізнес-процесів, регламенти, положення, інструкції, методи і способи вирішення завдань управління проектами. Є продуктом діяльності відділу розробки.

3. Технологічний компонент КМУП. Повинен ґрунтуватися на одному чи кількох програмних продуктах управління проектами, на основі якого (их) буде розроблено додатки, що реалізують вузькоспеціалізовані завдання в управлінні проектами. Процес розробки і впровадження буде забезпечуватися діяльністю групи розробки ІТУП.

У КМУП методологія та інформаційна технологія виконують роль підсистем для функціональної підсистеми – організації управління проектами.

Інформаційна технологія управління проектами для підтримки КМУП повинна вирішувати завдання:

- планування;
- моніторингу (контроль виконання плану; облік фізичних обсягів робіт, фінансовий і бухгалтерський облік; звітність);
- управління ресурсами;
- управління фінансами (вартістю) проектів;
- забезпечення інформаційної взаємодії;
- створення інформаційного стандарту підприємства (всі дані про хід реалізації проекту зберігаються у сховищі даних і знань);
- забезпечення функціонування технічного середовища.

Для цього в інформаційній технології повинні застосовуватись засоби:

- планування й моніторингу проектів;
- обліку обсягів виконаних робіт;
- управління фінансами (вартістю) проектів;
- управління ресурсами;
- ведення інформаційного стандарту підприємства і проектів;
- інформаційної взаємодії;
- технічні (придбання сервера, розвиток локальної мережі, віддалений доступ, удосконалення технології інформаційного обміну).

Авторами було проведено порівняльний аналіз MS Project і ПП Primavera щодо можливості застосування як засобів підтримки конкретизованих методологій управління проектами (таблиця).

Як показав аналіз, із позицій створення методологічного базису підприємства більш підходить ПП Primavera, оскільки містить більше інструментів, які дозволяють автоматизувати не тільки процес управління проектами, але і процес методичного забезпечення управління проектами.

Важливим питанням створення КМУП є питання впровадження як методологічних, так і технологічних інструментів управління проектами. Для створення інформаційної технології, яка б підтримувала інструменти КМУП пропонується реалізувати проект, що міститиме такі етапи:

1. Придбання та установка ліцензійних інструментальних програмних засобів управління проектами.
2. Установка інструментів управління проектами на робочих місцях менеджерів, які навчаються методології управління проектами та зайнятих наповненням інформаційної бази.
3. Регламентація, навчання, супровід роботи із засобами інформаційної технології управління проектами.

4. Наповнення інструментальних програмних засобів управління проектами актуалізованою інформацією.
5. Розробка шаблонів плану проекту.
6. Розробка інформаційної технології бюджетування проектів.
7. Експериментальна апробація інформаційної технології бюджетування проектів.
8. Розробка структури економічної карти проекту.
9. Розробка і впровадження технології відображення факту оплат у системі управління проектами.
10. Інтеграція всіх засобів управління проектами для автоматичного формування бази інформації про проекти.

11. Формування структури комп'ютерного сховища документів по проектах.

Реалізація такого проекту дозволить створити технологічний базис для більш ефективного використання методологічних інструментів управління проектами на проектно-орієнтованих підприємствах. По суті, інформаційна технологія, у такому розумінні, є підсилювачем методології управління проектами.

Таблиця

Порівняльна характеристика MS Project і ПП Primavera щодо підтримки КМУП

№	Найменування параметру	MS Project	Primavera	Вага параметра	Бал	
					MS Project	Primavera
1	2	3	4	5	6	7
1	Календарний графік	1	1	10	10	10
2	Планування і відстеження проектів	1	1	10	10	10
3	Формування та аналіз бюджету проектів	0,3	1	8	2,4	8
4	Настройка зручних представлень даних	1	1	6	6	6
5	Угрупування, сортування	1	1	5	5	5
6	Графічні індикатори	1	1	5	5	5
7	Аналіз за методикою освоєного обсягу	1	1	8	8	8
8	Календарі завдань	1	1	8	8	8
9	Матеріальні та трудові ресурси	1	1	10	10	10
10	Розрахунок критичного шляху	1	1	10	10	10
11	Резервне копіювання	0,2	1	10	2	10
12	Розрахунок даних за формулами	1	1	5	5	5
13	Призначені для користувача поля і коди	1	1	5	5	5
14	Контроль доступності ресурсів	1	1	8	8	8
15	Пріоритизація проектів і завдань	1	1	7	7	7
16	Загальний пул корпоративних ресурсів	0,7	1	8	5,6	8
17	Майстер заміни ресурсів	0,3	1	5	1,5	5
18	Табелі звітності ресурсів по трудовитратах	1	1	6	6	6
19	Управління документами проектів	1	1	8	8	8
20	Зручний інтерфейс спільної роботи членів команди проекту	0,5	1	9	4,5	9
21	Аналіз завантаження ресурсів	1	1	8	8	8
22	Управління портфелем проектів	0,2	1	10	2	10
23	Формування аналітичної звітності по проектах	0	1	7	0	7
24	Створення команди проекту	0	1	6	0	6
25	Табелі звітності співробітників	1	1	6	6	6
26	Сповіднення та нагадування	1	1	9	9	9
27	Управління правами доступу користувачів до інформації	0,5	1	10	5	10

Закінчення табл.

1	2	3	4	5	6	7
28	Інтернет-доступ до проекту	1	1	10	10	10
29	Управління ризиками	0,5	1	8	4	8
30	Завантаження і збереження проекту	0,2	1	10	2	10
31	Інтеграція з іншими продуктами	1	0,5	10	10	5
32	Наявність документації	0	1	10	0	10
33	Підтримка	0	1	10	0	10
34	Робота з SQL базою	0,5	1	8	4	8
35	Управління договорами \ контрагентами	0	1	7	0	7
36	Управління закупівлями	0	1	7	0	7
37	Опис організаційної структури підприємства	0	1	8	0	8
	Сумарний бал				187	290

Висновки відповідно до статті. У статті розглянуто питання створення технологічної підтримки конкретизованим методологіям управління проектами у вигляді інформаційної технології управління проектами. Така технологія дає змогу автоматизувати дії з використання методологічних інструментів у процесах управління проектами. Проведено порівняльний аналіз основних програмних засобів управління проектами – ПП Primavera та MS Project стосовно підтримки інструментів конкретизованих методологій управління проектами. Показано, що ПП Primavera має переваги щодо підтримки КМУП. Запропоновано етапи проекту впровадження орієнтованої на підтримку КМУП інформаційної технології управління проектами.

Список використаних джерел

1. *Тесля Ю. М.* Управління знаннями в мета-методології управління проектами / Ю. М. Тесля, Ю. Л. Хлевна, Н. Ю. Єгорченкова // Управління проектами та розвиток виробництва. – Луганськ, 2016. – № 4(60). – С. 53–61.
2. *A guide to the Scrum Body of Knowledge (SBOK Guide)* / SCRUMstudy, a brand of VMEdU, Inc., Phoenix, Arizona USA, 2016. P. 340.
3. *How to Build Your Own Project Management Methodology* [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <http://seanwhitaker.com/how-to-build-your-own-project-management-methodology>.
4. *Ильина О. Н.* Методология управления проектами: становление, современное состояние и развитие / О. Н. Ильина. – М. : ИНФРА-М, 2011. – 208 с.
5. *Данчук В. Д.* Специфіка впровадження agile методологій для проектів розробки програмного забезпечення [Електронний ресурс] / В. Д. Данчук, Д. В. Луцюк // Вісник Національного транспортного університету. – 2011. – № 24(2). – С. 346-350. – Режим доступу : http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vntu_2011_24%282%29_85.
6. *Бушуев С. Д.* Механизмы конвергенции методологий управления проектами / С. Д. Бушуев, Н. С. Бушуева, Н. И. Неизвестный // Управління розвитком складних систем. – 2012. – № 11. – С. 5–13.
7. Development concept and method of formation of specific project management methodologies / Teslia I., Yehorchenkov O., Khlevna I., Khlevnyi A. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2018. – № 5/3(95). – С. 6–16. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.142707>
8. *Чернов С. К.* Управление проектами и информационные технологии на современном этапе развития наукоемкого предприятия / С. К. Чернов // Управління проектами та розвиток виробництва : зб. наук. пр. – Луганськ : Вид-во СХУ ім. В. Даля, 2006. – № 2 (18). – С. 10–16.
9. *Yao Chen, Joe Zhu* Measuring Information Technology's Indirect Impact on Firm Performance Information Technology and Management [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://link.springer.com/article/10.1023/B:ITEM.0000008075.43543.97>.
10. *Хлевна Ю. Л.* Проблеми впровадження методологій управління проектами на проектно-орієнтованих підприємствах / Ю. Л. Хлевна // Управління проектами та розвиток виробництва : зб. наук. пр. – Луганськ : Вид-во СХУ ім. В. Даля (м. Северодонецьк), 2018. – № 4 (65). – С. 69–76.

References

1. Teslya, I., Khlevna, I., Yegorchenkova, N. (2016). Upravlinnia znanniamy v meta-metodolohii upravlinnia proektamy [Knowledge management in meta-methodology of project management]. *Upravlinnia proektamy ta rozvytok vyrobnytstva – Project management and production development*, 4 (60), 53-61 [in Ukrainian].
2. *A guide to the Scrum Body of Knowledge (SBOOK Guide)*. (2016). SCRUMstudy, a brand of VMEdU, Inc., Phoenix, Arizona USA [in Ukrainian].
3. *How to Build Your Own Project Management Methodology*. Retrieved from <http://seanwhitaker.com/how-to-build-your-own-project-management-methodology>.
4. Ilyina, O. N. (2011). *Metodologiya upravleniya proektamy: stanovlenie, sovremennoe sostoianie y razvitiie [Methodology of Project Management: Formation, Contemporary Condition and Development]*. Moscow: INFRA-M [in Russian].
5. Danchuk, V. D. (2011). Spetsyfika vprovadzhennia agile metodolohii dlia proektiv rozrobky prohramnoho zabezpechennia [Specificity of implementation of agile methodologies for software development projects]. *Visnyk Natsionalnoho transportnoho universytetu – Bulletin of the National Transport University*, 24 (2), 346-350 [in Ukrainian].
6. Bushuev, S. D., Bushueva, N. S., Neizvesnoi, N. I. (2012). Mekhanizmy konvergentsii metodolohii upravleniya proektami [Mechanisms for the Convergence of Project Management Methodologies]. *Upravlinnia rozvytkom skladnykh system – Controlling the Development of Folding Systems*, 11, 5–13 [in Russian].
7. Teslia, I. (2018). Development concept and method of formation of specific project management methodologies. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 5/3(95), 6–16. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.142707>.
8. Chernov, S. K. (2006). Upravlenie proektami i informatsionnye tekhnologii na sovremennom etape razvitiia naukoemkogo predpriiatia [Project management and information technology at the present stage of development of high-tech enterprises]. *Upravlinnia proektamy ta rozvytok vyrobnytstva – Project management and development of virobnytstva*, 2 (18), 10-16 [in Russian].
9. Chen, Y., Zhu, J. Measuring Information Technology's Indirect Impact on Firm Performance Information Technology and Management. Retrieved from <https://link.springer.com/article/10.1023/B:ITEM.0000008075.43543.97>.
10. Khlevna, I. (2018). Problemy vprovadzhennia metodolohii upravlinnia proektamy na proektno-oriietovanykh pidpriemstvakh [Problems of implementation of project management methodologies at project-oriented enterprises]. *Upravlinnia proektamy ta rozvytok vyrobnytstva – Project management and production development*, 4 (65), 69-76 [in Ukrainian].

UDC 005+65.015.1+007.5

Iurii Teslia, Iulia Khlevna, Oleksii Yehorchenkov

TECHNOLOGICAL ASPECTS OF THE SPECIFIED PROJECT MANAGEMENT METHODOLOGY IMPLEMENTATION

Urgency of the research. *The use of project management meta-methodology is intended to create a methodological basis for effective project-oriented enterprise management. Such a foundation is based on the project-oriented enterprise-oriented tools, specified project management methodology (SPMM). For their efficient use, the development of some technological basis is required. Therefore, there is a need to create project-oriented enterprise-led project management methodologies, as well as information technologies that ensure the efficient use of such methodological tools in these enterprises.*

Target setting. *SPMM Implementation requires the development of some technological basis, in which the main methodological tools are reflected in project management information technologies.*

Actual scientific researches and issues analysis. *The last open access publications concerning on the implementation of project management methodologies, SPMM and information technologies in the practice of project-oriented enterprises are considered.*

Uninvestigated parts of general issues defining. *It is established that the question of formation of technological support of SPMM in the form of project management information technology remains open.*

The research objective. *Formation of the technological basis of the processes of implementation and use of SPMM at project-oriented enterprises.*

The statement of basic materials. *It is proposed to consider approach of creation project management information technologies in the context of their system-based components - organizations, methodologies and technologies. The analysis of major software tools for project management, in the context of support of SPMM tools, allowed us to prioritize Oracle Primavera. The stages of the project of implementation of SPMM support oriented project management information technology are proposed.*

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

Conclusions. *The offered approach allows transfer of methodological tools into the sphere of technological realization, which improves the whole process of project management.*

Keywords: *specified project management methodology; technological support; information technology; project management; project management meta-methodology; processes of implementation of project management methodologies*

Table: 1. References: 10.

Тесля Юрій Миколайович – доктор технічних наук, професор, декан факультету інформаційних технологій, Київський національний університет імені Тараса Шевченка (вул. Володимирська, 60, м. Київ, 01033, Україна).

Teslia Iurii – Doctor of Technical Science, Professor, Dean of the Faculty of Information Technology, Taras Shevchenko National University of Kyiv (60 Volodymyrska Str., 01033 Kyiv, Ukraine).

E-mail: teslyas@ukr.net

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5185-6947>

Хлевна Юлія Леонідівна – кандидат технічних наук, доцент кафедри технологій управління, Київський національний університет імені Тараса Шевченка (вул. Володимирська, 60, м. Київ, 01033, Україна).

Khlevna Iulia – PhD in Technical Science, Associate Professor of Department of Technology Management, Taras Shevchenko National University of Kiev (60 Volodymyrska Str., 01033 Kyiv, Ukraine).

E-mail: yuliya.khlevna@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1874-1961>.

Сгорченков Олексій Володимирович – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри геоінформатики, Київський національний університет імені Тараса Шевченка (вул. Володимирська, 60, м. Київ, 01033, Україна).

Yehorchenkov Oleksii – PhD in Technical Science, Associate Professor, Associate Professor of Department of Geoinformatics, Taras Shevchenko National University of Kiev (60 Volodymyrska Str., 01033 Kyiv, Ukraine).

E-mail: alexee@ukr.net

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1390-5311>

УДК 004.415

DOI: 10.25140/2411-5363-2018-4(14)-136-144

Володимир Арутюнян

КЛІЄНТ-СЕРВЕРНА МОДЕЛЬ ІНФОРМАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ МАСОВОГО ОПОВІЩЕННЯ НАСЕЛЕННЯ

Актуальність теми дослідження. Стрімкий розвиток інформаційних технологій зачіпає мережеві технології, комунікаційні та обчислювальні пристрої, програмні продукти, дозволяє підвищувати їхню ефективність у системах масового оповіщення.

Постановка проблеми. Обґрунтування необхідності розробки програмного комплексу оповіщення при надзвичайних ситуаціях у вигляді мобільного додатку.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз досвіду використання мобільних пристроїв та додатків у Японії, США, Польщі та інших країнах. Уточнення деяких особливостей сучасних систем оповіщення, які використовують мобільні пристрої в сучасних публікаціях та на онлайн-ресурсах у відкритому доступі.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. Можливості використання мобільних додатків у системах масового оповіщення населення при надзвичайних ситуаціях – переваги, обмеження та підвищення ефективності їх використання.

Постановка завдання. Розробка клієнт-серверної моделі масового оповіщення населення при надзвичайних ситуаціях у вигляді мобільних додатків для операційних систем Android та iOS та серверної частини, що використовує сервіси Google Maps.

Виклад основного матеріалу. Для реалізації такого підходу визначена необхідність використовувати інтерактивні карти (Google і Yandex), які дають можливість визначати географічне місце розташування кожного окремого абонента, спираючись на отримані зі смартфона геодані про положення в просторі. Проаналізовані корисні можливості інформації про точне місцезнаходження потенційних потерпілих при надзвичайній ситуації. Представлена клієнт-серверна модель масового оповіщення населення при надзвичайних ситуаціях у вигляді мобільних додатків для операційних систем Android та iOS та серверної частини, що використовує сервіси Google Maps. Обмін даними між клієнтами й сервером здійснюється за рахунок Application Programming Interface (API), який є набором визначень взаємодії різномітного програмного забезпечення, що надає інтерфейс для прийому та обробки даних від клієнта. Проаналізовані її переваги перед існуючими системами масового оповіщення, у тому числі використання всіх переваг мобільних пристроїв та програм, які можливо застосувати для обслуговування комплексу.

Висновки відповідно до статті. Представлена авторська розробка програмного комплексу оповіщення при надзвичайних ситуаціях з урахуванням сучасних можливостей смартфонів та стрімкого збільшення кількості їх користувачів, яка дозволяє максимально ефективно використовувати переваги мобільних пристроїв.

Ключові слова: мобільні пристрої; мобільні додатки; надзвичайна ситуація; система оповіщення; програмний комплекс; клієнт-серверна модель.

Рис.: 6. Бібл.: 14.

Актуальність дослідження. Стрімкий розвиток інформаційних технологій зачіпає мережеві технології, комунікаційні та обчислювальні пристрої, програмні продукти. Як результат – зв'язок життєдіяльності людини та інформаційних технологій стає все тіснішим, вони все частіше впроваджуються в різні сфери життя. Отже, однією з актуальних областей наукових досліджень є сфера безпеки людства та своєчасного попередження про небезпеку різного характеру з використанням технічних можливостей мобільних пристроїв.

Постановка проблеми. У сучасних умовах вимоги до цих систем значно зросли через ускладнену розвинену інфраструктуру, зростання щільності населення, підвищення ризиків техногенних та природних катастроф. Крім цього, масове використання смартфонів полегшує сьогодні можливості застосування мобільних додатків із масового оповіщення, отже, постає необхідність ефективно використовувати можливості сучасних мобільних пристроїв у системах масового оповіщення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Сьогодні мобільні додатки – це найефективніший засіб для оповіщення населення [2; 13]. Такі висновки отримуються з актуальних досліджень аналітичної інформації компанії Comscore з використання інтернет-трафіку з різних пристроїв людьми в різних країнах [7]. Споживачі використовують медіаконтент здебільшого на мобільних пристроях, що робить мобільний трафік ще ціннішим, ніж будь-коли. Підрозділ компанії Comscore – Comscore mobile metrix аналізує загальну поведінку аудиторії користувачів мобільних пристроїв залежно від використання браузерів і додатків на смартфонах і планшетах (рис. 1).

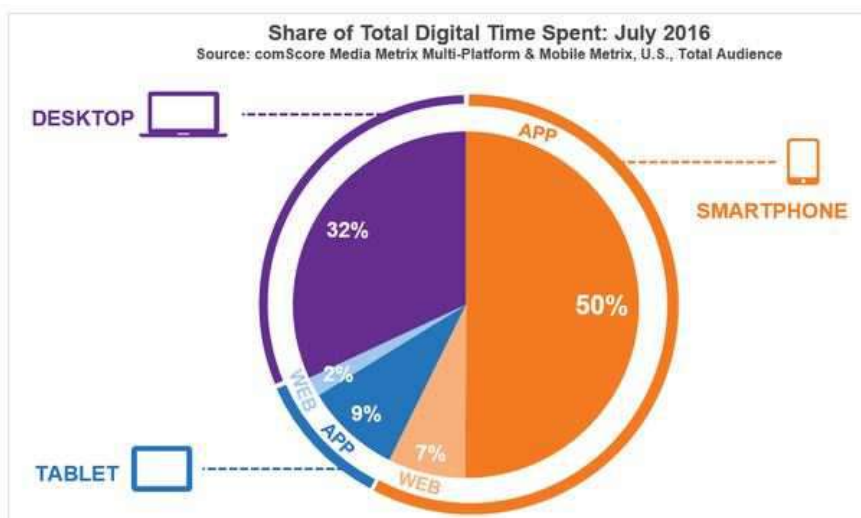


Рис. 1. Використання цифрових пристроїв у США (липень 2016)

Згідно з рис. 1, у загальній кількості часу, який користувачі проводять он-лайн, 50 % припадає на мобільні девайси (смартфони) – отже, вони є такими, які використовуються частіше за всі інші. Крім цього, смартфони сьогодні серед мобільних телефонів та інших пристроїв зв'язку використовуються все частіше і все більшою кількістю абонентів, які переходять на смартфони зі звичайних мобільних телефонів. Це дозволяє все більшій кількості абонентів встановлювати різноманітні додатки, а розробникам створювати нові продукти та удосконалювати наявні.

Зростання використання смартфонів для отримання різноманітних даних та медіа відбуваються у всьому світі (рис. 2).

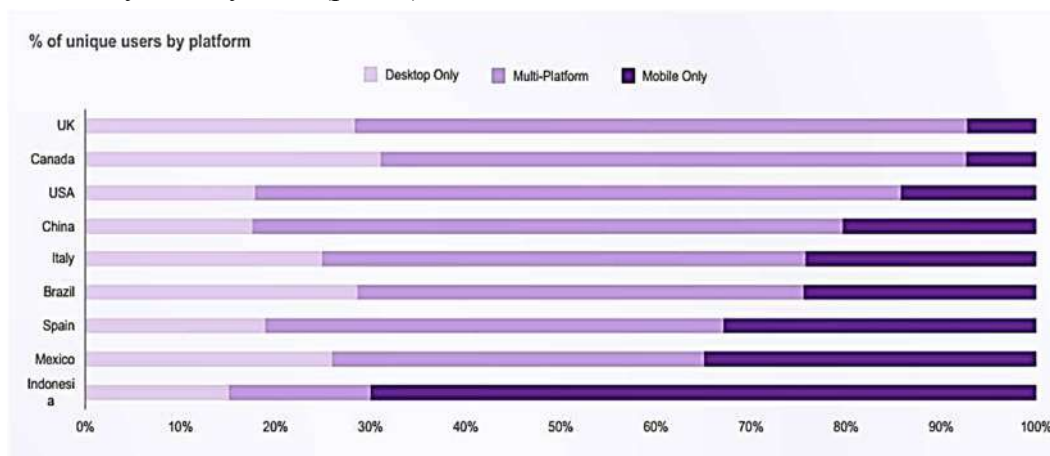


Рис. 2. Використання різних типів пристроїв

Відповідно до рис. 2, відбувається збільшення використання мобільних пристроїв у всьому світі, навіть там, де абоненти використовують різні варіанти отримання даних, кількість тих, хто користується мобільними, сягає в середньому 30 %. Йдеться не про користування телефонами та смартфонами загалом, а виключно про спосіб отримання даних.

Згідно з рис. 3, за декілька років використання саме мобільних девайсів у США зросло вдвічі (майже на 100 %). Це свідчить про те, що смартфони є найбільш ефективним пристроєм для передачі інформації користувачам, у тому числі масового оповіщення населення.

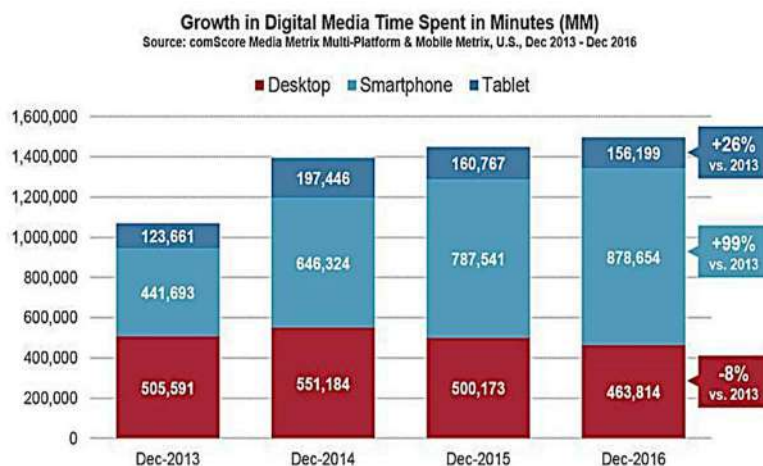


Рис. 3. Зростання часу використання цифрових медіа-даних у США за період 2013–2016 рр.

У можливостях використання мобільних додатків для масового оповіщення населення є певні обмеження, одне з яких пов'язано з віком користувачів. Користувачі старших вікових груп менше користуються мобільними девайсами, тим більше смартфонами – це демографічні групи понад 55 років. Особливо це стосується країн третього світу та країн, які розвиваються.

Попередньо проведений і відображений у наших публікаціях аналітичний огляд використання смартфонів і мобільного трафіку переконує в актуальності застосування мобільних додатків як один із засобів для систем масового оповіщення. Максимальна ефективність використання мобільних додатків у системах масового оповіщення досягається лише із застосуванням повного набору функцій сучасних смартфонів, таких як:

- GPS (геопозиція);
- акселерометр, магнітометр, гіроскоп (положення в просторі);
- технологія передачі даних (Wi-Fi, Bluetooth) [1].

Ефективність оповіщення за допомогою мобільних пристроїв перевірена на прикладі багатьох країн [2; 3]. У попередніх публікаціях були проаналізовані системи оповіщення у США, Японії, Польщі [4; 5; 8; 9; 11; 14]. Уточнимо деякі особливості сучасних систем оповіщення, які використовують мобільні пристрої.

Наприклад, в Японії всі мобільні телефони, які підтримують формат 3G і більш нові моделі, повинні мати вбудовану систему оповіщення для того, щоб в автоматичному режимі розсилалися повідомлення про землетрус або цунамі. Зазвичай, таким системам потрібно менше хвилини, щоб попередити про надзвичайну ситуацію населення всієї країни. Вимкнені пристрої також спрацьовують, коли включається система оповіщення про надзвичайну ситуацію. Для цього вони забезпечуються спеціальними датчиками [6].

Досвід використання мобільних пристроїв для оповіщення про надзвичайні ситуації у США також є цікавим. Текстові повідомлення з попередженнями про надзвичайні ситуації розсилаються на телефони, смартфони, планшети. Вони містять інформацію про тип надзвичайної ситуації та дії, які необхідно вжити. Розсилка здійснюється з урахуванням регіону, в якому відбувається надзвичайна ситуація. Для таких повідомлень існує окремий сигнал, щоб абоненти не сплутали його ні з яким іншим [4; 10; 12].

У Польщі, крім стандартної SMS-розсилки, є спеціальні програми для смартфонів (вони розроблені для різних операційних систем). Однак оповіщення за допомогою додатків для смартфонів – більш інформативне, ніж розсилка повідомлень. Тут користувач знайде більш детальну інформацію про характер, локації, інші характеристики ситуації, що відбувається, а також отримає рекомендації щодо дій. SMS містить менш ємну інфо-

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

рмацію, проте її отримують не тільки власники смартфонів, але й абоненти з більш застарілими моделями мобільних телефонів, що для України є достатньо актуальним – кількість власників смартфонів менша, ніж у Польщі чи Японії та США.

Досвід використання мобільних пристроїв у надзвичайних ситуаціях в інших країнах також показує, що зазвичай для оповіщення по мобільній мережі вдаються до двох способів: Cell Broadcast (CBC) і SMS-розсилка [7]. В обох випадках система автоматично вибирає всіх абонентів, що знаходяться в мережі в межах зазначеного радіусу. Однак не всі мобільні телефони підтримують цю технологію. Вона працює мінімум у 2G-мережі, прості апарати з нею справляються добре, у смартфонах підтримку цієї функції власник повинен виставити в налаштуваннях самостійно. Тут знов постає проблема якості мобільного інтернету та територій, які він охоплює.

Отже, принцип SMS-розсилки як спосіб оповіщення має свої переваги: є звуковий сигнал, SMS приймають всі телефони; SMS-розсилка достатньо інформативна. Якщо платформа, яка розсилає SMS про надзвичайні ситуації ніяк не пов'язана з білінгом, то абонент отримує повідомлення, незважаючи на його баланс, якщо його SIM-карта зареєстрована в мережі в радіусі оповіщення, телефон включений і доступний.

Проте в SMS-розсилки є певні обмеження та недоліки: процес розсилки триває деякий час, оскільки обладнання розсилає SMS у порядку черги. Здебільшого це не займає більше ніж 15-20 хвилин, але й вони можуть бути в таких випадках критичні. З огляду на це, CBC застосовують за необхідності охопити велику кількість зареєстрованих у мережі номерів, а SMS ефективніше на відносно невеликому радіусі охоплення. Загалом, межею є число у сто тисяч абонентів.

Мета статті – обґрунтувати необхідність розробки програмного комплексу оповіщення при надзвичайних ситуаціях у вигляді мобільного додатку та представити його опис.

Виклад основного матеріалу. Представлені в аналізі останніх досліджень і публікацій статистичні дані з використання мобільних пристроїв, а також дані про збільшення кількості смартфонів серед мобільних пристроїв, якими користуються абоненти, показує, що розробка систем оповіщення при надзвичайних ситуаціях у вигляді спеціальних додатків для мобільних пристроїв є перспективним та актуальним напрямком.

Більшість проаналізованих систем масового оповіщення не використовують корисні функції смартфонів навіть частково, що мало відповідає сучасним вимогам. Також жодна з проаналізованих систем не передбачає зворотний зв'язок для передачі даних із датчиків смартфона до системи, тим самим втрачаючи безліч корисних можливостей і вирішує лише одну загальну проблему щодо оповіщення населення, за можливості вирішення безлічі локальних проблем.

За допомогою перерахованих вище функцій смартфона та зворотного зв'язку клієнтської частини із серверною, є можливість розбивати одне спільне завдання з раннього оповіщення населення на пул локальних завдань, необхідних кожному окремому користувачеві системи і тим самим отримати більш ефективне рішення. Для реалізації такого підходу необхідно використовувати інтерактивні карти (наприклад, Google і Yandex), які дають можливість визначати географічне місце розташування кожного окремого абонента, спираючись на отримані зі смартфона геодані про положення в просторі.

Інформація про точне місцезнаходження потенційних потерпілих при надзвичайній ситуації, дає системі масового оповіщення певні корисні можливості:

1. Визначити зону, в якій перебуває потерпілий і залежно від рівня небезпеки передати більш точні інструкції або рекомендації.
2. Запропонувати за необхідності всі наявні поблизу сховища та укриття, показати маршрути до них, розрахувати найкоротший шлях до найближчого укриття або сховища.
3. Розрахувати час прибуття допомоги і передати її абоненту.

4. Дізнатися кількість абонентів у певній локації і більш точно розрахувати план евакуації.

5. Створити динамічні плани евакуації, які можуть змінюватися в режимі реального часу при зміні ключових факторів.

6. Збирати аналітичні дані для розробки більш ефективних методів масового оповіщення до кожної окремої місцевості зі своїми особливостями.

З урахуванням можливостей сучасних мобільних пристроїв та аналізу існуючих систем масового оповіщення населення, була розроблена нова клієнт-серверна модель для сучасної системи масового оповіщення при надзвичайних ситуаціях (рис. 4), яка передбачає використання сервісів інтерактивних карт місцевості для обробки або доповнення даних, надісланих із мобільних девайсів потерпілих, які вже були отримані сервером системи й опрацьовані через запрограмовані в ньому алгоритми. Обмін даними між клієнтами і сервером здійснюється за рахунок Application Programming Interface (API), який є набором визначень взаємодії різнотипного програмного забезпечення, який надає інтерфейс для прийому та обробки даних від клієнта [8].



Рис. 4. Сучасна клієнт-серверна модель масового оповіщення населення при надзвичайних ситуаціях

Розроблений програмний комплекс складається з двох частин: клієнтська частина, яка представлена у вигляді мобільних додатків для Android і iOS, які можливо встановити на будь-якому мобільному девайсі; серверна частина, на якій запрограмовані необхідні алгоритми обробки інформації від клієнтів, API для обміну інформацією. У серверній частині використовуються можливості інтерактивних карт за типом Google Maps.

Розроблена система зможе змінювати плани евакуації населення з урахуванням окремих дій клієнта, параметрів його швидкості, місцезнаходження та ін., дозволить уникнути великої кількості жертв та зробить евакуацію населення швидшою та ефективнішою. Алгоритм початку роботи програмного комплексу для визначення місцезнаходження потерпілого зображений на рис. 5.

У разі виникнення надзвичайної ситуації додаток, встановлений на мобільних девайсах потерпілих, автоматично визначає координати і швидкість руху й передає ці дані на сервер. Сервер, у свою чергу, розраховує, яку відстань зможуть подолати абоненти за однаковий час і передає дані на сервіс Google Maps, який підбирає координати найбільш відповідного сховища або точки збору, що розміщені в заданому діапазоні [1]. Кожен клієнт отримує на свій мобільний девайс координати розрахованої сервером точки, що підходить саме йому, і отримує план евакуації у вигляді мапи з зазначеним місцезнаходженням сховища або точки збору. Якщо швидкість руху клієнта зміниться, сервер перерахує маршрут і відправить на його девайс новий план евакуації.

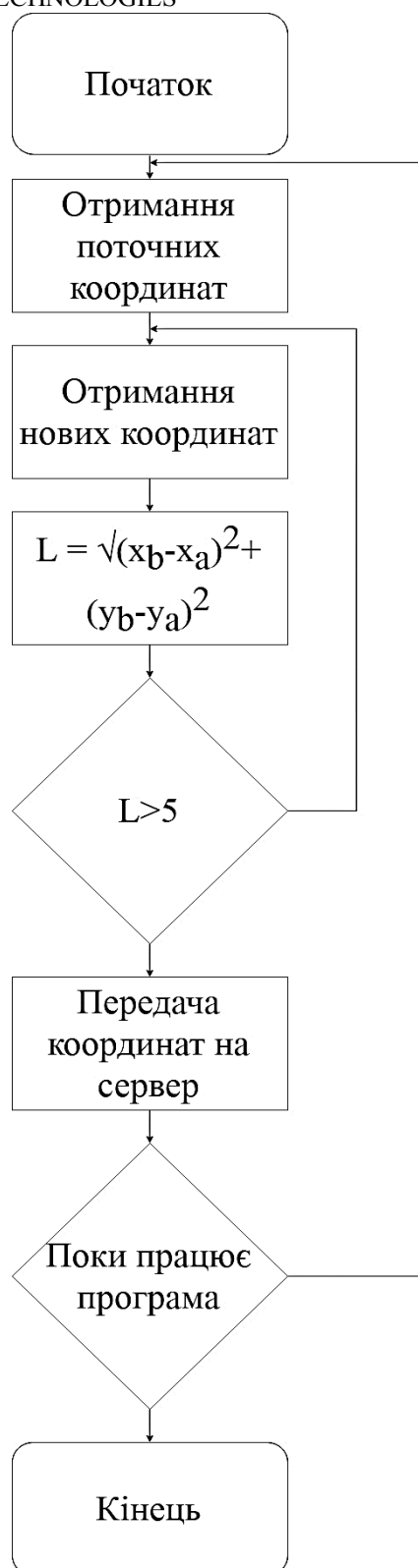


Рис. 5. Блок-схема роботи модуля визначення зміни координат знаходження потерпілого сучасної клієнт-серверної системи оповіщення в надзвичайних ситуаціях

Також за допомогою програмного комплексу можливо визначати останнє місцезнаходження потерпілих після закінчення тривоги, їх кількість у заданому пункті, чи залишилися вільні місця у сховищах або пунктах збору та, відповідно до отриманих даних, корегувати плани евакуації.

Роботу алгоритму системи оповіщення з динамічними можливостями двостороннього обміну інформацією можна розглянути на прикладі обробки сервером даних про швидкість руху клієнтів (рис. 6).



Рис. 6. UML-діаграма динамічного корегування маршруту евакуації

Девайс потерпілого передає на сервер швидкість руху та координати, сервер обробляє отримані дані за допомогою модулів визначення шляху за швидкістю та наповненістю. Модуль роботи СКБД визначає вільні сховища. Спираючись на результати попередніх розрахунків визначається діапазон сховищ за віддаленістю та швидкістю руху потерпілого та обирається найближче сховище з діапазону. Якщо координати місцезнаходження потерпілого змінюються, то відбувається перевизначення найближчого сховища.

Висновки відповідно до статті. Вказані у статті можливості мобільного додатку для оповіщення населення в надзвичайних ситуаціях, з урахуванням стрімкого розповсюдження використання мобільних девайсів у всьому світі відкривають нові можливості в порятунку постраждалих унаслідок надзвичайних ситуацій, природних та техногенних катастроф, робить цей процес надійним та ефективним, дозволяє врятувати більшу кількість людей, зробити це швидше. Розроблений програмний комплекс використовує всі переваги мобільних пристроїв та програм, які можна використати для обслуговування комплексу.

Список використаних джерел

1. Васильев А. А. Сравнительный анализ систем оповещения о техногенных опасностях [Електронний ресурс] / А. А. Васильев. – Режим доступу : <http://openbooks.ifmo.ru/ru/file/5575/5575.pdf>.
2. Ranganath, M. K. Safety notification broadcast system: a Thesis Presented to the Faculty of San Diego State University [Електронний ресурс]. Spring 2012. – 66 p. – Режим доступу : http://sdsu-dspace.calstate.edu/bitstream/handle/10211.10/1871/Ranganath_Mithun.pdf?sequence=1.
3. Dharani, R. Web API Design: Crafting Interfaces that Developers Love – Independently published, December, 2017. – 37 p.
4. Арутюнян В. Е. Сучасна клієнт-серверна модель програмного комплексу масового оповіщення у надзвичайних ситуаціях / В. Е. Арутюнян // Матеріали Другої міжнародної науково-технічної конференції «Комп'ютерні та інформаційні системи та технології». – Х. : ХНУРЕ, 2018. – С. 69–71.
5. Носов М. В. Основные характеристики и показатели качества функционирования систем оповещения населения / М. В. Носов // Научные и образовательные проблемы гражданской защиты. – 2014. – № 2. – С. 14–18.
6. Alert-IMGW oraz RSO [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <http://antyapps.pl/alert-imgw>.

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

7. Alert origination software providers [Електронний ресурс]. – Режим доступу : https://www.fema.gov/media-library-data/1513184978922-e4ac90300d4255f54d213b469cc64c24/Alert_Origination_Software_Providers_12072017.pdf.
8. Distance Matrix API: developer's guide [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://developers.google.com/maps/documentation/distance-matrix/start?hl=ru>.
9. Jones, E. Organization for the Advancement of Structured Information Standards [Електронний ресурс]. – Режим доступу : https://www.fema.gov/media-library-data/20130726-1725-25045-4129/090415dm_sig_cap.pdf.
10. Memorandum of Agreement (MOA) with the Federal Emergency Management Agency (FEMA) [Електронний ресурс]. – Режим доступу : https://www.fema.gov/media-library-data/1438269192616-64f850f94ddc59227fe0c8612fb5900b/OpenDevelopers_07162015.pdf.
11. Regional Warning System [e-services] [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://www.premier.gov.pl/mobile/en/news/news/regional-warning-system-e-services.html>.
12. Civil Protection Portal Site of Japan [Електронний ресурс]. – Режим доступу : http://www.kokuminhogo.go.jp/en/pc-index_e.html.
13. Integrated Public Alert & Warning System [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://www.fema.gov/integrated-public-alert-warning-system>.
14. National IPAWS EAS Test Final Report (2017) // [Електронний ресурс]. – Режим доступу : https://www.fema.gov/media-library-data/1523303270960-0ddf8c45ca3eac68c4a4256c39da431c/2017_IPAWS_EAS_National_Test_Final_Report_FINAL.pdf.

References

1. Vasilev, A. A. (n.d.). Sravnitelnyi analiz sistem opovesheniia o tekhnogennykh opasnostiakh [Comparative analysis of warning systems of man-made hazards]. *openbooks.ifmo.ru*. Retrieved from <http://openbooks.ifmo.ru/ru/file/5575/5575.pdf>.
2. Ranganath, M. K. (2012). Safety notification broadcast system: a Thesis Presented to the Faculty of San Diego State University. *sdsu-dspace.calstate.edu*. Retrieved from http://sdsu-dspace.calstate.edu/bitstream/handle/10211.10/1871/Ranganath_Mithun.pdf?sequence=1.
3. Dharani, R. (2017). *Web API Design: Crafting Interfaces that Developers Love*. Independently published [in English].
4. Arutianian, V. E. (2018). Suchasna kliient-serverna model prohramnoho kompleksu masovoho opovishchennia u nadzvychaiynykh sytuatsiiakh [Modern client-server model of mass-notification software in emergency situations]. *Kompiuterni ta informatsiini systemy ta tekhnologii – Computer and Information Systems and Technologies: Materials of the Second International Scientific and Technical Conference*. (pp. 69-71). Kharkiv: KhNURE [in Ukrainian].
5. Nosov, M. V. (2014). Osnovnye kharakteristiki i pokazateli kachestva funktsionirovaniia sistem opoveshchennia naseleniia [Main characteristics and quality indicators of public alert systems]. *Nauchnye i obrazovatelnye problemy grazhdanskoi zashchity – Scientific and educational problems of civil protection*, 2, 14–18 [in Russian].
6. Alert-IMGW oraz RSO. (2017). *antyapps.pl*. Retrieved from <http://antyapps.pl/alert-imgw>.
7. Alert origination software providers. (n.d.). *www.fema.gov*. Retrieved from https://www.fema.gov/media-library-data/1513184978922e4ac90300d4255f54d213b469cc64c24/Alert_Origination_Software_Providers_12072017.pdf.
8. Distance Matrix API: developer's guide. (n.d.). *developers.google.com*. Retrieved from <https://developers.google.com/maps/documentation/distance-matrix/start?hl=ru>.
9. Jones, E. (2009). Organization for the Advancement of Structured Information Standards. *www.fema.gov*. Retrieved from https://www.fema.gov/media-library-data/20130726-1725-25045-4129/090415dm_sig_cap.pdf.
10. Memorandum of Agreement (MOA) with the Federal Emergency Management Agency (FEMA). (2015). *www.fema.gov*. Retrieved from https://www.fema.gov/media-library-data/1438269192616-64f850f94ddc59227fe0c8612fb5900b/OpenDevelopers_07162015.pdf.
11. Regional Warning System [e-services]. (2015). *www.premier.gov.pl*. Retrieved from <https://www.premier.gov.pl/mobile/en/news/news/regional-warning-system-e-services.html>.
12. Actions in case of missiles flying to Japan (n.d.). *www.kokuminhogo.go.jp*. Retrieved from http://www.kokuminhogo.go.jp/en/pc-index_e.html.

13. Integrated Public Alert & Warning System. (n.d.). www.fema.gov. Retrieved from <https://www.fema.gov/integrated-public-alert-warning-system>.

14. National IPAWS EAS Test Final Report (2017). www.fema.gov. Retrieved from https://www.fema.gov/media-library-data/1523303270960-0ddf8c45ca3eac68c4a4256c39da431c/2017_IPAWS_EAS_National_Test_Final_Report_FINAL.pdf.

UDC 004.415

Volodymyr Arutiunian

CUSTOMER-SERVER MODEL OF THE INFORMATION OF MASS NOTIFICATION IN EMERGENCY SITUATIONS SYSTEM

Urgency of the research. *The rapid development of information technology affects network technologies, communication and computing devices, software products allows to increase their efficiency in mass notification systems.*

Target setting. *There is an urgent need to develop an emergency notification software package in the form of a mobile application.*

Actual scientific researches and issues analysis. *The analytical review of modern systems of mass notification of the population in emergency situations was carried out on the examples of three countries with innovative and close to modern technologies with the use of mobile devices in current publications and online resources in the open access.*

Uninvestigated parts of general matters defining. *The analysis of the existing systems of mass notification of the population in emergency situations has showed, that at the moment there is not a single implemented mass notification system that would use the useful functionality of interactive maps for its own purposes.*

The research objective. *The development of a client-server model of mass notification of mass notification – the mobile applications for the Android and iOS operating systems and server-side using Google Maps services.*

The statement of basic materials. *The paper presents a client-server model of mass emergency alert system, which consists of two parts: the mobile applications for Android and iOS operating systems and the server part, that uses Google Maps services. The advantages of the client-server model are presented in front of existing mass alert systems, including the use of all the benefits of mobile devices and applications that can be used to service the complex.*

Conclusions. *The author presents the development of an emergency alert software package taking into account the modern capabilities of smartphones and the rapid increase in the number of their users, which allows to maximize the benefits of mobile devices.*

Keywords: *mobile devices; mobile applications; emergency; the system of mass notification; software package; client-server model.*

Fig.: 6. References: 14.

Арутюнян Володимир Едуардович – аспірант кафедри інформаційних технологій, Запорізький інститут економіки та інформаційних технологій (вул. Кияшка, 16б, м. Запоріжжя, 69041, Україна).

Volodymyr Arutiunian – PhD student of the Department of Information technology, Zaporizhzhya Institute of Economics and Information Technologies (16B Kyashko Str., 69041 Zaporizhzhya, Ukraine).

E-mail: vova.ara@gmail.com

ORCID: orcid.org / 0000-0002-3573-8393

Андрей Копп, Дмитрий Орловский

АНАЛИЗ И ОПТИМИЗАЦИЯ МОДЕЛЕЙ БИЗНЕС-ПРОЦЕССОВ В НОТАЦИЯХ EPC И BPMN

Актуальность темы исследования. В настоящее время процессное управление является одной из наиболее популярных управленческих концепций. Основой данной концепции является моделирование бизнес-процессов, целью которого является документирование деятельности предприятия с использованием графических моделей бизнес-процессов, построенных при помощи различных нотаций моделирования.

Постановка проблемы. Организация коллекции моделей бизнес-процессов открывает возможности для их повторного использования при проектировании и совершенствовании бизнес-процессов предприятия. Поэтому возникает необходимость поддержки корректности и согласованности моделей бизнес-процессов, накапливаемых в репозитории предприятия.

Анализ последних исследований и публикаций. Были рассмотрены последние публикации в открытом доступе, включая существующие формальные методы, основанные на представлении моделей бизнес-процессов в виде связанных ориентированных графов и использовании различных метрик, а также соответствующих им пороговых значений.

Выделение неисследованных частей общей проблемы. Существующие формальные методы позволяют предположить о наличии ошибок, но не позволяют определить их количество и местонахождение в модели бизнес-процесса.

Постановка задачи. Разработка метода анализа и совершенствования структуры потока управления бизнес-процессов.

Изложение основного материала. Определены основные ошибки, которые могут возникать при формировании структуры потока управления бизнес-процесса. Предложен коэффициент, позволяющий определить наличие и количество ошибок, а также оптимизационная задача, решение которой позволяет сформировать рекомендации по совершенствованию модели бизнес-процесса. Для проверки работоспособности метода была выполнена его программная реализация, проанализированы модели бизнес-процессов в различных нотациях моделирования.

Выводы в соответствии со статьей. Предложенный метод позволяет определить наличие и количество обнаруженных ошибок, местонахождение ошибок в модели бизнес-процесса с целью их последующего устранения.

Ключевые слова: модель бизнес-процесса; нотации моделирования; метрики моделей бизнес-процессов; ошибки моделирования бизнес-процессов; поток управления бизнес-процесса; метод анализа и совершенствования.

Рис.: 5. Библ.: 21.

Актуальность темы исследования. В настоящее время одной из наиболее популярных управленческих концепций является процессное управление – BPM (Business Process Management). Подход BPM базируется на методах и инструментах моделирования, анализа, совершенствования и автоматизации бизнес-процессов, которые рассматриваются в качестве особых ресурсов предприятия [1]. Бизнес-процессом называется совокупность взаимосвязанных работ, которые выполняются в определенной последовательности, преобразуя входные ресурсы в определенные товары или услуги, имеющие ценность для определенных клиентов [2]. Основой процессного управления является моделирование бизнес-процессов, предназначенное для документирования деятельности предприятия с использованием графических моделей бизнес-процессов, построенных с использованием правил различных нотаций моделирования [3].

Постановка проблемы. Большинство современных предприятий для поддержки непрерывного совершенствования своей деятельности используют репозиторий моделей бизнес-процессов [4]. Использование репозитория позволяет накапливать, хранить и поддерживать в актуальном состоянии информацию о деятельности предприятия в виде коллекции моделей бизнес-процессов. Кроме того, появляется возможность повторного использования моделей бизнес-процессов для проектирования новых или совершенствования существующих бизнес-процессов предприятия. Таким образом, возникает необходимость поддержки корректности и согласованности накапливаемых и хранимых моделей бизнес-процессов предприятия.

Анализ последних исследований и публикаций. Одними из наиболее популярных нотаций моделирования бизнес-процессов являются BPMN (Business Process Model and Notation) и EPC (Event-driven Process Chain) [5]. Обе этих нотации предназначены для описания потока управления бизнес-процесса, однако BPMN используется также и для описания потока управления автоматизированного бизнес-процесса, предназначенного

для исполнения в системе класса BPM [3]. Нотация EPC используется для описания бизнес-процессов в рамках методологии ARIS (Architecture of Integrated Information Systems) компании Software AG (ранее IDS Sheer) [6]. Данная нотация получила широкое распространение благодаря ее использованию для описания референтных моделей процессов в ERP-системе SAP (ранее SAP R/3). Референтная модель SAP содержит около 600 моделей бизнес-процессов, представленных в виде событийных цепочек процессов EPC [7; 8]. Помимо EPC, в последние годы значительную популярность приобрела нотация BPMN, которая, наряду с EPC, включена в наиболее популярные инструменты моделирования бизнес-процессов, в том числе и в инструментарий ARIS [9]. Нотации BPMN и EPC используют 64 и 18 % предприятий, участвовавших в исследовании [5], соответственно. Вопросы, связанные с анализом структуры потока управления бизнес-процессов были рассмотрены в исследованиях [7; 8; 10; 11]. Существующие формальные методы основаны на представлении модели бизнес-процесса в виде связного ориентированного графа и использовании различных метрик, а также соответствующих им пороговых значений [12].

Выделение неисследованных частей общей проблемы. Существующие формальные методы позволяют предположить о наличии ошибок, но не позволяют определить их количество и местонахождение в модели бизнес-процесса.

Постановка задачи. Разработка метода анализа и совершенствования структуры потока управления бизнес-процессов.

Изложение основного материала.

Формальное представление моделей бизнес-процессов. Основными элементами структуры потока управления бизнес-процесса, описываемого при помощи нотаций EPC и BPMN, являются события, функции или задачи, а также логические символы или шлюзы («AND», «OR» и «XOR»), соединяемые между собой направленными дугами (потоками управления) [13; 14].

Графические объекты нотаций моделирования EPC и BPMN, используемые для описания структуры потока управления бизнес-процесса, представлены на рис. 1.



Рис. 1. Графические объекты нотаций EPC и BPMN

Структура потока управления бизнес-процесса формально описывается при помощи связного ориентированного графа [11; 14]:

$$BPMModel = (N, l, A),$$

где $N = F \cup E \cup C$ – множество узлов графа, F – множество функций, E – множество событий, $C = S \cup J$ – множество логических символов, S – множество разветвлений потока управления (split), J – множество соединений потока управления (join), l – отображение, определяющее типы логических символов, $v: C \rightarrow \{and, or, xor\}$, A – множество дуг (потоков управления), $A \subseteq N \times N$.

Основными ошибками, которые могут возникать при формировании структуры потока управления бизнес-процесса, описанного при помощи нотаций EPC и BPMN [11; 15], являются:

- 1) пропущено начальное событие (рис. 2, а);
- 2) пропущено конечное событие (рис. 2, б);
- 3) пропущен логический символ разветвления потока управления (рис. 2, в);
- 4) пропущен логический символ соединения потока управления (рис. 2, г).

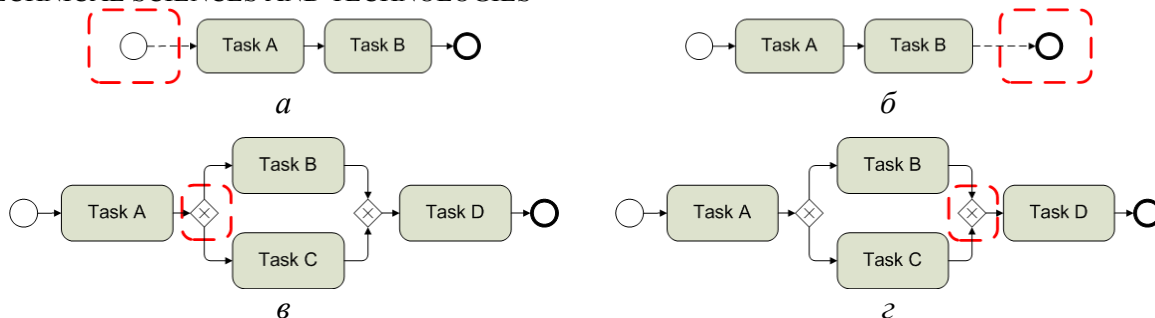


Рис. 2. Основные ошибки структуры потока управления бизнес-процесса:
 а – пропущено начальное событие; б – пропущено конечное событие; в – пропущен логический символ разветвления потока управления; г – пропущен логический символ соединения потока управления

Обнаружение ошибок в моделях бизнес-процессов. На основе рассмотренных ошибок (рис. 2) был сформирован коэффициент, позволяющий определить их наличие и количество в модели бизнес-процесса, описанной в нотации EPC или BPMN:

$$ERR = \sum_{n \in F} \sum_{i=1}^k v_i(n),$$

где k – количество видов возможных ошибок (рис. 2), допускаемых при формировании потока управления бизнес-процесса, $k = 4$;

$v_i(n)$ – функции, позволяющие определить наличие или отсутствие ошибки i -го вида, допущенной для узла графа $n \in F$, $v_i(n) \in \{0,1\}$:

$$\forall n \in F: v_1(n) = \begin{cases} 1, & |n_{in}| = 0 \\ 0, & |n_{in}| > 0 \end{cases}, v_2(n) = \begin{cases} 1, & |n_{out}| = 0 \\ 0, & |n_{out}| > 0 \end{cases}, v_3(n) = \begin{cases} 1, & |n_{out}| > 1 \\ 0, & |n_{out}| \leq 1 \end{cases}, v_4(n) = \begin{cases} 1, & |n_{in}| > 1 \\ 0, & |n_{in}| \leq 1 \end{cases}$$

где n_{in} – множество входящих потоков управления, определенных для узла $n \in F$;

n_{out} – множество исходящих потоков управления, определенных для узла $n \in F$.

Для измерения значений данного коэффициента используется абсолютная шкала, рекомендованная стандартом ISO/IEC 9126-2, указывающая на количество ошибок, допущенных при формировании структуры потока управления бизнес-процесса [16].

В отличие от существующих методов, предложенный коэффициент позволяет однозначно определить наличие и количество ошибок в структуре потока управления бизнес-процесса.

Для совершенствования структуры потока управления бизнес-процесса необходимо обнаружить и устранить ошибки (рис. 2), которые были допущены при ее формировании. Таким образом, была сформирована следующая оптимизационная модель:

$$\sum_{n \in F} \sum_{i=1}^k (v_i(n) + 1) \cdot r_{ni} \rightarrow \max_{\{r_{ni}\}},$$

$$\sum_{n \in F} \sum_{i=1}^k r_{ni} \leq ERR,$$

$$r_{ni} \in \{0,1\}, n \in F, i = \overline{1, k},$$

где r_{ni} – элементы матрицы рекомендаций R по совершенствованию структуры потока управления бизнес-процесса, которые демонстрируют необходимость или отсутствие необходимости устранения ошибки i -го вида, допущенной для узла $n \in F$; матрица R имеет $|F|$ строк и k столбцов соответственно.

Таким образом, решение данной задачи позволит сформировать рекомендации по совершенствованию структуры потока управления бизнес-процесса, указывающие на наличие ошибок различных видов (рис. 2), а также их местонахождение в структуре

потока управления бизнес-процесса. Рассмотренная задача является NP-трудной задачей дискретной оптимизации, близкой к задаче о рюкзаке 0-1 [17]. Однако небольшая, зачастую, размерность реальных моделей бизнес-процессов в нотациях EPC или BPMN позволяет решать данную задачу за приемлемое время [18].

Общая схема метода анализа и совершенствования структуры потока управления бизнес-процессов представлена на рис. 3.

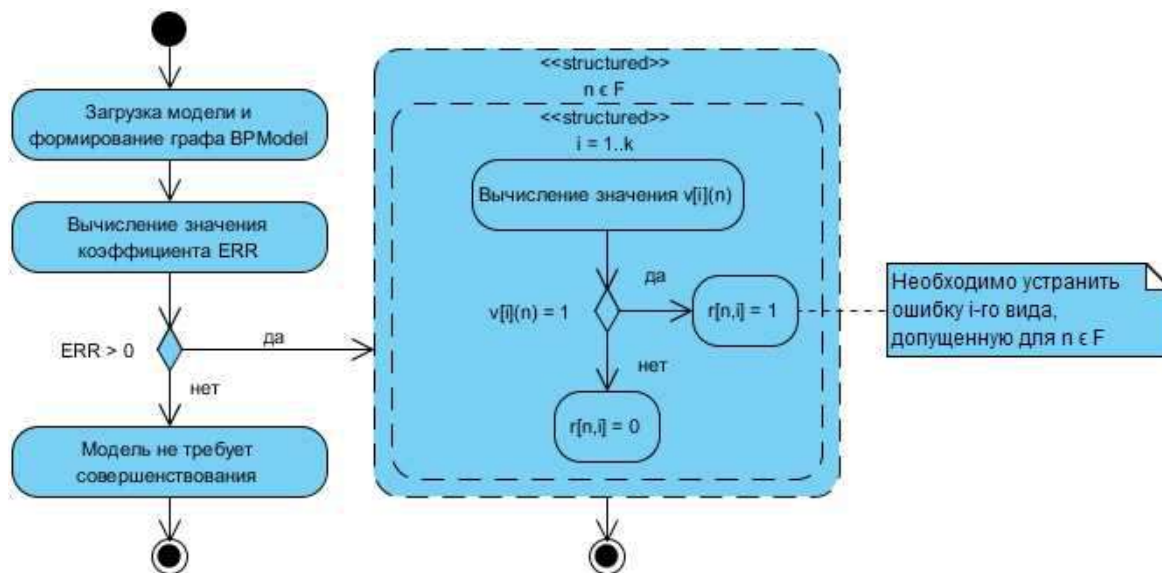


Рис. 3. Общая схема метода анализа и совершенствования структуры потока управления бизнес-процессов

Особенности программной реализации рассматриваемого метода представлены с помощью диаграммы компонентов (рис. 4).

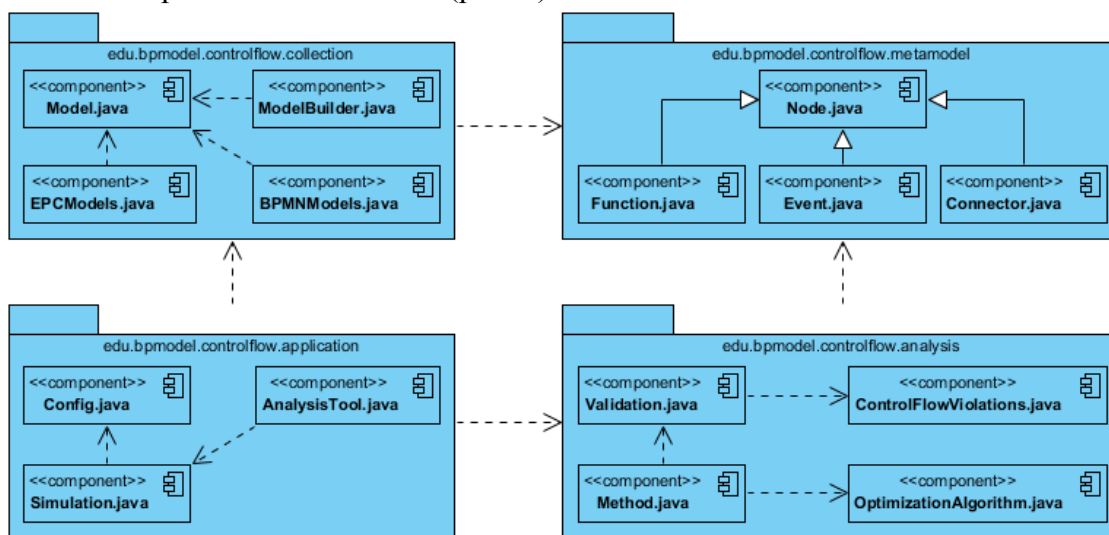


Рис. 4. Диаграмма компонентов

Для программной реализации был использован язык Java. В качестве основных компонентов можно выделить:

- 1) пакет «metamodel» – содержит описания основных элементов структуры потока управления (класс «Node» и производные классы «Function», «Event» и «Connector»);
- 2) пакет «analysis» – позволяет определять наличие и количество ошибок в модели бизнес-процесса (классы «Validation» и «ControlFlowViolations»), формировать и решать оптимизационную задачу (классы «Method» и «OptimizationAlgorithm»);

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

3) пакет «collection» – предназначен для описания (класс «Model»), формирования (класс «ModelBuilder») и хранения графов (классы «EPCModels» и «BPMNModels»), используемых для представления анализируемых моделей бизнес-процессов;

4) пакет «application» – позволяет запускать анализ и совершенствование моделей бизнес-процессов (классы «AnalysisTool», «Simulation» и «Config»).

Результаты исследования и их обсуждение. Для проверки работоспособности предложенного метода были проанализированы модели в нотациях EPC и BPMN, предлагаемые в качестве примеров компаниями-разработчиками программного обеспечения для бизнес-моделирования Conceptdraw, Edraw и MyDraw [19; 20; 21]. В результате было обнаружено, что среди 45 проанализированных моделей бизнес-процессов, 27 моделей содержат ошибки формирования потока управления бизнес-процесса (рис. 2), которые необходимо устранить (рис. 5).

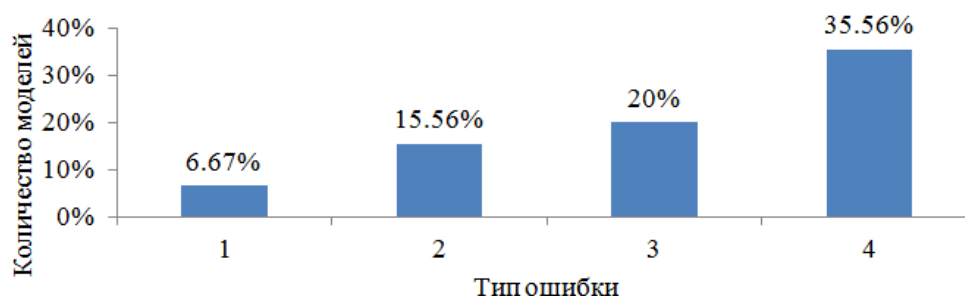


Рис. 5. Обнаруженные ошибки структуры потока управления бизнес-процесса

Как было отмечено ранее, существующие методы основываются на использовании различных метрик, а также соответствующих пороговых значений [11; 12]. Базовыми метриками являются:

1) размер (количество узлов графа всех типов S_N , количество логических символов S_N , количество событий S_E , количество функций S_F , количество дуг S_A):

$$S_N = |N| > 48, S_C = |C| > 8, S_E = |E| > 22, S_F = |F| > 40, S_A = |A| > 62;$$

2) плотность:

$$\Delta = |A| / (|N| \cdot (|N| - 1)) > 0,22;$$

3) связность:

$$CNC = |A| / |N| > 1,1;$$

4) сложность потока управления (количество возможных состояний после «XOR» CFC_{xor} , количество возможных состояний после «OR» CFC_{or} , количество возможных состояний после «AND» CFC_{and}):

$$CFC_{xor} = \sum_{c \in S_{xor}} |c_{out}| > 17, CFC_{or} = \sum_{c \in S_{or}} 2^{|c_{out}|} - 1 > 4, CFC_{and} = \sum_{c \in S_{and}} 1 > 2.$$

Результаты использования данных метрик и соответствующих пороговых значений при обнаружении моделей, содержащих ошибки, следующие:

1) при использовании метрик размера и плотности не обнаружено ни одной модели, которая содержит ошибки (рис. 2);

2) при использовании метрики связности обнаружено 6 моделей;

3) при использовании метрик сложности потока управления обнаружено 8 моделей.

Направлением дальнейших исследований является сравнение разработанного метода и существующих методов, основанных на данных метриках.

Выводы в соответствии со статьей. В работе был предложен метод анализа и совершенствования структуры потока управления бизнес-процессов, представленных в нотациях EPC или BPMN. Также как и существующие методы, разработанный метод

основывается на формальном представлении моделей бизнес-процессов при помощи связанных ориентированных графов. В то же время, в отличие от существующих методов, данный метод позволяет определить наличие и количество обнаруженных ошибок различных видов (рис. 2), а также их местонахождение в модели бизнес-процесса с целью их последующего устранения. Недостатком метода является его большая, в сравнении с существующими методами, вычислительная сложность $O(|N|k)$, а также ограниченность в силу фиксированного набора возможных ошибок, которые необходимо обнаружить и устранить в структуре потока управления бизнес-процесса.

Список использованных источников

1. *Van der Aalst W.* Business process management: a comprehensive survey / W. Van der Aalst. – Hindawi Publishing Corporation : ISRN Software Engineering, 2013. – 37 p.
2. *Hammer M.* Reengineering the Corporation: A Manifesto for Business Revolution / M. Hammer, J. Champy. – Zondervan, 2009. – 272 p.
3. *Репин В. В.* Процессный подход к управлению. Моделирование бизнес-процессов / В. В. Репин, В. Г. Елиферов. – М. : Манн, Иванов и Фербер, 2013. – 544 с.
4. *Elias M.* Design of business process model repositories: requirements, semantic annotation model and relationship meta-model : Doctoral thesis / M. Elias. – Department of Computer and Systems Sciences, Stockholm University, 2015. – 223 p.
5. *Harmon P.* The State of Business Process Management 2016 / P. Harmon. – Business Process Trends, 2016. – 50 p.
6. *Scheer A. W.* ARIS architecture and reference models for business process management / A. W. Sheer, M. Nuttgens // Business process management. – Springer, Berlin, Heidelberg, 2000. – P. 376–389.
7. *Mendling J.* Faulty EPCs in the SAP reference model / J. Mendling et al. // International Conference on Business Process Management. – Springer, Berlin, Heidelberg, 2006. – P. 451–457.
8. *Mendling J.* Detection and prediction of errors in EPCs of the SAP reference model / J. Mendling et al. // Data & Knowledge Engineering. – 2008. – Vol. 64. – No. 1. – P. 312–329.
9. *Kluza K.* Overview of BPMN model equivalences: towards normalization of BPMN diagrams / K. Kluza, K. Kaczor // 8th Workshop on Knowledge Engineering and Software Engineering (KESE2012) at the biennial European Conference on Artificial Intelligence (ECAI 2012): August. – 2012. – Vol. 28. – P. 38–45.
10. *Mendling J.* Detection and prediction of errors in EPC business process models : Doctoral thesis / J. Mendling. – Vienna : Wirtschaftsuniversität Wien, 2007.
11. *Mendling J.* Understanding the occurrence of errors in process models based on metrics / J. Mendling, G. Neumann, W. Van der Aalst // OTM Confederated International Conferences “On the Move to Meaningful Internet Systems”. – Springer, Berlin, Heidelberg, 2007. – P. 113–130.
12. *Sanchez-Gonzalez L.* Quality assessment of business process models based on thresholds / L. Sanchez-Gonzalez et al. // OTM Confederated International Conferences “On the Move to Meaningful Internet Systems”. – Springer, Berlin, Heidelberg, 2010. – P. 78–95.
13. *Gottschalk F.* Merging event-driven process chains / F. Gottschalk, W. Van der Aalst, M. H. Jansen-Vullers // OTM Confederated International Conferences “On the Move to Meaningful Internet Systems”. – Springer, Berlin, Heidelberg, 2008. – P. 418–426.
14. *Braghetto K. R.* From business process model and notation to stochastic automata network / K. R. Braghetto, J. E. Ferreira, J. M. Vincent // RTMAC-2011-03, Universidade S o Paulo. – 2011. – Vol. 7. – P. 73.
15. *Rozman T.* Analysis of most common process modeling mistakes in BPMN process models / T. Rozman, G. Polancic, R. V. Horvat // 2008 BPM and Workflow Handbook. – 2008. – P. 1–15.
16. *Jung H. W.* Measuring software product quality: A survey of ISO/IEC 9126 / H. W. Jung, S. G. Kim, C. S. Chung // IEEE software. – 2004. – No. 5. – P. 88–92.
17. *Puntambekar A. A.* Design and Analysis of Algorithms / A. A. Puntambekar. – Technical Publications, 2010 – 376 p.
18. *Pietron R.* Best practices in business process modeling / R. Pietron // Information Systems in Management. – 2016. – Vol. 5. – No. 4. – P. 551–562.

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

19. Business Processes [Електронний ресурс]. – Режим доступа : https://www.conceptdraw.com/solution-park/business_process.
20. Free Flowchart Templates [Електронний ресурс]. – Режим доступа : <https://www.edrawsoft.com/share-flowchart.php>.
21. Diagram Templates and Examples [Електронний ресурс]. – Режим доступа : <https://www.mydraw.com/templates>.

References

1. Van der Aalst, W. (2013). *Business process management: a comprehensive survey*. Hindawi Publishing Corporation: ISRN Software Engineering.
2. Hammer, M., & Champy, J. (2009). *Reengineering the Corporation: A Manifesto for Business Revolution*. Zondervan.
3. Repin, V. V., & Eliferov V. G. (2013). *Protcessnyi podkhod k upravleniiu. Modelirovanie biznes-protcessov [The process approach to management. Business process modeling]*. Moscow: Mann, Ivanov i Ferber [in Russian].
4. Elias, M. (2015). *Design of business process model repositories: requirements, semantic annotation model and relationship meta-model: Doctoral thesis*. Department of Computer and Systems Sciences, Stockholm University.
5. Harmon, P. *The State of Business Process Management 2016*. Business Process Trends.
6. Scheer, A. W., & Nuttgens, M. (2000). ARIS architecture and reference models for business process management. *Business process management. Springer, Berlin, Heidelberg*, 376-389.
7. Mendling, J. (2006). Faulty EPCs in the SAP reference model. *International Conference on Business Process Management. Springer, Berlin, Heidelberg*, 451-457.
8. Mendling, J. (2008). Detection and prediction of errors in EPCs of the SAP reference model. *Data & Knowledge Engineering*, 64(1), 312-329.
9. Kluza, K., & Kaczor, K. (2012). Overview of BPMN model equivalences: towards normalization of BPMN diagrams. *8th Workshop on Knowledge Engineering and Software Engineering (KESE2012) at the biennial European Conference on Artificial Intelligence (ECAI 2012): August, 28, 38-45*.
10. Mendling, J. (2007). *Detection and prediction of errors in EPC business process models: Doctoral thesis*. Vienna: Wirtschaftsuniversität Wien.
11. Mendling, J., Neumann, G., & Van der Aalst, W. (2007). Understanding the occurrence of errors in process models based on metrics. *OTM Confederated International Conferences "On the Move to Meaningful Internet Systems"*. Springer, Berlin, Heidelberg, 113-130.
12. Sanchez-Gonzalez, L. et al. (2010). Quality assessment of business process models based on thresholds. *OTM Confederated International Conferences "On the Move to Meaningful Internet Systems"*. Springer, Berlin, Heidelberg, 78-95.
13. Gottschalk, F., Van der Aalst, W., & Jansen, M. H. (2008). Merging event-driven process chains. *OTM Confederated International Conferences "On the Move to Meaningful Internet Systems"*. Springer, Berlin, Heidelberg. 418-426.
14. Braghetto, K. R., Ferreira, J. E., & Vincent, J. E. (2011). From business process model and notation to stochastic automata network. *RTMAC-2011-03. Universidade S o Paulo*, 7, 73.
15. Rozman, T., Polancic, G., & Horvat, R. V. (2008). Analysis of most common process modeling mistakes in BPMN process models. *2008 BPM and Workflow Handbook*, 1-15.
16. Jung, H. W., Kim, S. G., & Chung, C. S. (2004). Measuring software product quality: A survey of ISO/IEC 9126. *IEEE software*, 5, 88-92.
17. Puntambekar, A. A. (2010). *Design and Analysis of Algorithms*. Technical Publications.
18. Pietron, R. (2016). Best practices in business process modeling. *Information Systems in Management*, 5(4), 551-562.
19. *Business Processes*. Retrieved from https://www.conceptdraw.com/solution-park/business_process.
20. *Free Flowchart Templates*. Retrieved from <https://www.edrawsoft.com/share-flowchart.php>.
21. *Diagram Templates and Examples*. Retrieved from <https://www.mydraw.com/templates/>.

UDC 004.42:004.94

Andrii Kopp, Dmytro Orlovskiy

**ANALYSIS AND OPTIMIZATION OF EPC
AND BPMN BUSINESS PROCESS MODELS**

Urgency of the research. Nowadays business process management is the one of the most popular management concepts. It is based on business process modeling which is used to document enterprise activities with the help of graphical business process models built using various modeling notations.

Target setting. Maintenance of the collection of business process models provides ways to their future reuse for design and improvement of enterprise business processes. Therefore, the need for support of correctness and consistency of business process models stored in the enterprise repository becomes relevant.

Actual scientific researches and issues analysis. The last open-access publications, including existing formal methods based on the representation of business process models by using coherent, directed graphs, as well as various metrics with the corresponding thresholds, are considered.

Uninvestigated parts of general matters defining. The existing formal methods allow guessing about the presence of errors, but do not allow defining their amount and place within a business process model.

The research objective. To develop the method of analysis and improvement of the control flow structure of business processes.

The statement of basic materials. Basic errors that might occur during the control flow structure of business process is formed are defined. The coefficient which allows defining the presence and amount of errors, as well as the optimization problem which solution allows elaborating recommendations for business process model improvement, are proposed. The software implementation of the method is used to validate it by analyzing sample business process models presented in various modeling notations.

Conclusions. The proposed method allows defining the presence and amount of detected errors, as well as their place within a business process model in order to their further elimination.

Keywords: business process model; modeling notations; business process model metrics; business process modeling errors; control flow of business process; analysis and improvement method.

Fig.: 5. References: 21.

Копп Андрей Михайлович – аспирант, ассистент кафедры ПИИТУ, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт» (ул. Кирпичева 2, г. Харьков, 61002, Украина).

Kopp Andrii – PhD Student, Assistant of the Department of SEMIT, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute» (2 Kyrpychova Str., 61002 Kharkiv, Ukraine).

E-mail: kopp93@gmail.com

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-3189-5623>

ResearcherID: T-4283-2018

Scopus Author ID: 57202887287

Орловский Дмитрий Леонидович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры ПИИТУ, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт» (ул. Кирпичева 2, г. Харьков, 61002, Украина).

Orlovskiy Dmytro – PhD in Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of SEMIT, National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute” (2 Kyrpychova Str., 61002 Kharkiv, Ukraine).

E-mail: ordm@kpi.kharkov.ua

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-8261-2988>

ResearcherID: X-6782-2018

Scopus Author ID: 57202894400

Юрій Кривченко

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ САМООРГАНІЗАЦІЇ КЛАСТЕРНИХ СИСТЕМ: ЗАЛЕЖНІСТЬ СТРУКТУРИ ВІД ОСОБЛИВОСТЕЙ ГЕНЕЗИСУ

Актуальність теми дослідження. Перколяційні методи показують високу ефективність під час дослідження речовини, генезису й еволюції зв'язкових областей у матеріалах. У таких задачах вивчається і кластерна система фізичного тіла, і її вплив на об'єкт загалом. Вивчення структури та властивостей перколяційних кластерів дозволить досліджувати і прогнозувати поведінку об'єктів (твердих тіл) у різних умовах зовнішнього середовища, генезис їх утворень у часі.

Постановка проблеми. Практичне дослідження кластерних систем у твердих тілах пов'язано зі складністю і трудомісткістю експериментів. Основні проблеми полягають у тому, що для отримання достовірної інформації про структуру і властивості необхідно синтезувати кластери із широким діапазоном параметрів і створити надійну систему їх діагностики.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У статті наведено огляд останніх публікацій в українських і закордонних журналах, включаючи експериментальні й теоретичні роботи, що містять дослідження самоорганізованої критичності.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. У наведених дослідженнях розширюються можливості опису процесів генерації та еволюції кластерних систем у твердих тілах; міститься гіпотеза, що дозволяє істотно збільшити кількість варіантів кластероутворення.

Постановка завдання. Провести імітаційне моделювання кластероутворення із взаємодіючими елементами за допомогою методу Монте-Карло. Визначити залежності параметрів перколяційних систем, що самоорганізуються, від ступеня самоорганізації, довжини кореляції, швидкості генерації системи та інших параметрів. Отримати аналітичні вирази залежностей та значення відносної похибки.

Виклад основного матеріалу. Для вирішення задач, пов'язаних із практичним дослідженням кластерних систем, розроблено програмний комплекс моделювання кластероутворення, у якому імітується взаємодія кластер-кластер і кластер-частка. У моделі вирішується багатовимірний перколяційний задачі. Як алгоритм зростання кластерів використовується шлях послідовного нарощування заданої кількості часток.

Висновки відповідно до статті. Комп'ютерні розрахунки, проведені, зокрема, методом Монте-Карло, дають найбільш надійні передбачення властивостей перколяційних систем. У роботі отримані аналітичні вирази для залежностей потужності нескінченного кластера, радіус-вектора центра мас, ступеня анізотропії та фрактальної розмірності від відстані агрегації, від кількості часток, генерованих на кожній ітерації, та від кількості актів взаємодії між елементами кластерної системи.

Ключові слова: самоорганізована критичність; перколяційні задачі із самоорганізацією; структура кластера; взаємодія часток; кластероутворення; комп'ютерне моделювання.

Рис.: 2. Бібл.: 14.

Актуальність теми дослідження. Неминуча актуальність перколяційних методів дослідження речовини протягом останніх майже п'ятдесяти років пов'язана з ефективністю теорії протікання при розгляді великого спектра питань, що відносяться до генезису й еволюції зв'язкових областей у матеріалах. У таких задачах зазвичай вивчається і кластерна система фізичного тіла, і її вплив на об'єкт загалом.

Як добре відомо, для перколяційних явищ характерно існування якогось порогу, нижче якого зв'язність у системі обмежується розмірами малих кластерів, і лише при досягненні потужністю кластерної системи критичного значення, виникає область, що пронизує всю систему – нескінченний (перколяційний) кластер [1; 2].

Поблизу порога протікання нескінченний кластер – це фрактальна безліч, великома-штабна геометрія якого не залежить від властивостей середовища [1; 2]. Такий кластер містить різномасштабні лакуни, може бути вписаний у дробовий евклідовий простір, характеризується спектром розмірностей Реньї, зокрема, фрактальною розмірністю; володіє статистичною самоподібністю й іншими властивостями.

Перколяційні задачі із самоорганізацією (СОП) (англ. SOP – self-organized percolation) – невід'ємна складова теорії самоорганізованої критичності [3]. Поняття самоорганізованої критичності (СОК) (англ. SOC – self-organized critically), як відомо, введено в [4; 5], насамперед для осмислення зв'язку між локальною організацією та механізмом розвитку критичності, для дослідження взаємної обумовленості локальних динамічних правил і глобального еволюційного механізму, для можливого пояснення тенденції великих і складних систем спонтанно досягати критичних станів і реалізації в таких станах ступеневих кореляцій у часі та просторі.

До найбільш загальних закономірностей еволюції перколяційних систем зі взаємодіючими елементами відноситься існування в них нерівноважних квазістаціонарних станів, що виникають за рахунок багатомасштабних кореляцій у просторі й часі [6].

Достатньо різні за своєю фізичною природою, але споріднені за генезисом та структурою кластерні системи провокують явища і процеси, що значно впливають на властивості матеріалу. При зростанні концентрації елементів деякої з підсистем матеріалу може виникнути перколяційний кластер, що призводить до структурного фазового переходу, коли в матеріалі стрибкоподібно змінюється кореляційна довжина, з'являється виділений напрям, знижується симетрія об'єкта.

Залежно від фізичної природи перколяційного кластера це може призвести до виникнення аномальної дифузії, до ефектів зміцнення або до деструкції матеріалу, до появи спонтанної намагніченості у феромагнетиках, до переходу Мотта в домішкових напівпровідниках, зміни тепло- і вологостійкості тіла та ін. Вивчення структури та властивостей перколяційних кластерів дасть змогу досліджувати і прогнозувати поведінку об'єктів (твердих тіл) у різних умовах зовнішнього середовища, генезис їх утворень у часі, структуру композиційних матеріалів у проміжній асимптотиці.

Постановка проблеми. Практичне дослідження кластерних систем у твердих тілах пов'язано зі складністю і трудомісткістю експериментів. Основні проблеми полягають у тому, що для отримання достовірної інформації про структуру і властивості необхідно синтезувати кластери із широким діапазоном параметрів і створити надійну систему їх діагностики. У зв'язку з цим має сенс використовувати імітаційне і статистичне моделювання, причому найбільш надійні передбачення властивостей таких систем дають комп'ютерні розрахунки, проведені, зокрема, методом Монте-Карло.

Для вирішення задач, пов'язаних із практичним дослідженням кластерних систем, має бути створена надійна та точна комп'ютерна модель кластероутворення, у якій імітується взаємодія кластер-кластер і кластер-частка, і саме така система характерна для структури різних утворень у твердих тілах – сукупності часток, тріщин, структурних неоднорідностей, пустот, пор, меж розділу та ін.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розглянемо декілька цікавих експериментальних і теоретичних робіт, що містять дослідження SOP.

У [7] методом чисельного моделювання досліджена геометрична структура мікроемульсій на площині. Встановлено, що взаємодія між частками призводить до утворення динамічної однорідної фрактальної структури мікроемульсії; за відсутності взаємодії між частками структура емульсії – однорідна. Показано також, що розмір неоднорідностей (радіус кореляції) залежить від концентрації часток у системі й максимальний при концентрації перколяційного переходу.

У [8] введено поняття килима Серпінського з гібридною (звичайно-нескінченною) розгалуженістю. Модифікація цього фракталу передбачає, що з'єднаними вважаються клітини або дотичні сторонами, або ті, які мають загальну вершину. У [8] для гібридного килима Серпінського Ренорм-перетворенням визначено поріг протікання, розраховані показники параметра порядку і довжини кореляції; крім того, із системи рівностей двопоказникового скейлінгу [9] отримано індекс, що визначає максимальний обсяг кінцевих кластерів, показники аналога теплоємності й середньої довжини кінцевого кластера.

На базі уявлення про килим Серпінського з гібридною розгалуженістю в [8; 10; 11] розроблена модель генезису й еволюції мереж взаємодіючих тріщин на поверхні твердих тіл. У припущенні, що створювані поля – визначальний фактор руху до критичності, у моделі аналітично, спираючись на уявлення про систему тріщин як автономну розподілену неконсервативну коливальну систему, а також чисельно – вирішуючи запропоновану в моделі систему рекурентних білінійних рівнянь, визначено силові поля, створювані полімасштабною мережею внутрішніх кордонів квадрата Серпінського на довільному кроці розбиття [8; 10].

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. У [12] досліджено механізм росту перколяційних кластерів, в якому самоорганізація істотно впливає на кількість вузлів або зв'язків у фронті зростання агрегату, що моделюється. У процесі еволюції система спонтанно спадає на стаціонарний стан, який відповідає виникненню перколяційного кластера в завданні вузлів і зв'язків. Автори [12] припускають, що узагальнення цього підходу на інші основні правила і геометрії решітки можуть пояснити властивості перколяційних структур у ряді невпорядкованих систем, наприклад, у полімерах, а також описувати стан кровоносних судин біологічних об'єктів.

Описані в [13] експериментальні результати для ковалентного скла свідчать про існування проміжної фази, виникнення якої пов'язують із самоорганізацією матеріалу при протіканні процесів, що мінімізують її внутрішнє напруження. У запропонованій авторами [13] перколяційній моделі пружності випадкової сітки показано, що проміжна фаза може виникати в системах поблизу перколяційного порога. Природа фази залишається неясною.

У [14] розроблена перколяційна модель вузлів на регулярній решітці з поглиненими анклавами. На відміну від класичної перколяції в розглянутій моделі анклави-кластери, повністю оточені нескінченним кластером, у результаті взаємодії поглинаються ним. Автори показали, що таке розширення моделі одночасно має особливості фазових переходів першого і другого роду, включаючи аномальну критичну поведінку, яка узгоджується з експериментами. Генеровані в моделі кластери належать до нового класу універсальності, який відрізняється від звичайної перколяції всіма критичними показниками, за винятком індексу кореляційної довжини.

Мультимасштабна структура, яка характеризує перколяційний кластер, спроможна значно розширити можливості опису процесів генерації та еволюції кластерних систем у твердих тілах, зокрема, дозволить істотно збільшити варіативність умов об'єднання їхніх елементів у процесі утворення. Але дослідження цих процесів ускладнене необхідністю синтезу кластерів із широким діапазоном параметрів.

Постановка завдання (цілей статті). Імітаційне моделювання кластероутворення дозволить вирішити такі задачі:

- розраховувати параметри модельних кластерів, статистику розподілу кластерів у перколяційному полі, апроксимувати експериментальні дані, будувати графіки та отримувати аналітичні формули залежностей характеристик кластерів від параметрів кластероутворення;

- досліджувати синергетичні й фізичні механізми генезису структури кластерів і можливостей впливу на них із візуалізацією процесів коагуляції часток, об'єднання часток у кластери, появи перколяційного кластера;

- вивчати вплив хаотичності на типи модельних кластерів, їхню структуру і властивості, виявити роль факторів упорядкування й міжчасткової взаємодії при концентраційних фазових переходах; досліджувати, таким чином, структуру твердих тіл у проміжній асимптотиці.

Як уже зазначалося, перколяційний кластер – фрактальний об'єкт, який характеризується лакунарністю, ступенем анізотропії, спектром розмірностей Реньї, кореляційною довжиною, радіусом гірації, потужністю та ін., але конкретні значення параметрів, що характеризують ці та інші властивості, залежать зокрема й від мікроструктури. Необхідно визначити залежності параметрів перколяційних систем, що самоорганізуються, від ступеня самоорганізації, довжини кореляції, швидкості генерації системи та інших параметрів.

В імітаційній моделі повинні бути отримані перколяційні системи, властивості яких будуть обумовлені як їхньою структурою, так і історією генезису. Для таких систем будуть досліджені залежності їх структури і властивостей від ступеня самоорганізації, характерних значень довжини кореляції і швидкості генерації системи; для цього необхідно досліджувати залежності відповідно від кількості актів взаємодії часток, від

довжини агрегації (мінімальної відстані, на якій елементи системи можуть об'єднуватися в кластер), а також від кількості часток, що генеруються на перколяційному полі на кожному кроці створення нескінченного кластера.

Виклад основного матеріалу. І в модельних, і у фізичних системах значення параметрів перколяційних кластерів, як відомо, варіюються в досить широких межах. Вони визначаються фізико-хімічними властивостями часток, інтенсивністю їх взаємодії, розмірністю й агрегатним станом матриці, в якій перебувають кластери, перколяційним класом, до якого належить система, і іншим.

У статті розглядаються перколяційні 3-вимірні задачі із самоорганізацією, в яких властивості перколяційного кластера зумовлені також історією розвитку системи. Отримано аналітичні вирази для залежності від цих параметрів потужності нескінченного кластера, його радіуса гірації, ступеня анізотропії та фрактальної розмірності.

Для вирішення задач, пов'язаних із практичним дослідженням кластерних систем, розроблено програмний комплекс моделювання кластероутворення (ПКМК), у якому імітується взаємодія кластер-кластер і кластер-частка.

Алгоритм моделювання поділяється на дві частини. Перша сформована конструкціями загального призначення. Вони служать для опису обчислень, керуючих структур, підпрограм, модульної структури складної моделі й бібліотек підпрограм і фрагментів моделей, імпорту зовнішніх модулів у модель або в саму систему. Друга частина алгоритму відображає специфіку проблемної області – дослідження кластерних систем. Основні типи об'єктів спеціалізованої семантики програмного комплексу в цій частині служать для опису кластерних структур, їх частин, елементів, композицій і станів. У ПКМК реалізуються конструктори об'єктів: Main, Cluster, Cells, Dimension, Model, Particle, Anisotropy, Stats, Settings, Distribution та ін.; і оператори для роботи з об'єктами моделі, зокрема: newCalculation, newIteration, getNewParticlePosition, percolationSearch, cellsSearch, setR2s, writeClusterCells, getClusterCenter, addCluster та ін.

При розробці ПКМК вирішено такі основні задачі:

- розроблено алгоритм генерування перколяційної системи методом Монте-Карло;
- реалізовано метод багаторазового маркування кластерів Хошена-Копельмана для знаходження порогу перколяції на квадратній, кубічній та багатовимірній решітках;
- відпрацьовано алгоритми нумерації кластерів, розподілу кластерів за розмірами, розрахунку таких характеристик, як середній розмір кластерів, радіус гірації, ступень анізотропії; визначення критичних показників, таких як індекс довжини кореляції, індекс зростання потужності кластерної системи, а також розмірностей (фрактальної, кореляційних) перколяційного кластера і кластерів, маса яких перевищує 20 % його маси;
- передбачено отримання результатів аналізу властивостей кластерної системи в множині циклів моделювання з графічним та текстовим поданням даних.

У моделі вирішується багатовимірна перколяційна задача. Імітація процесів кластероутворення проводиться на полі, заповнюваному ненульовими елементами з певною ймовірністю. У міру нарощування кількості, частки коагулюють і утворюють кластери. При моделюванні у ПКМК процес об'єднання часток у кластери візуалізується та анімується в реальному часі (рис. 1). В основному вікні ПКМК передбачено обертання 3D-візуальної моделі в усіх напрямках і масштабування поля моделювання, а відповідно, і всієї кластерної системи.

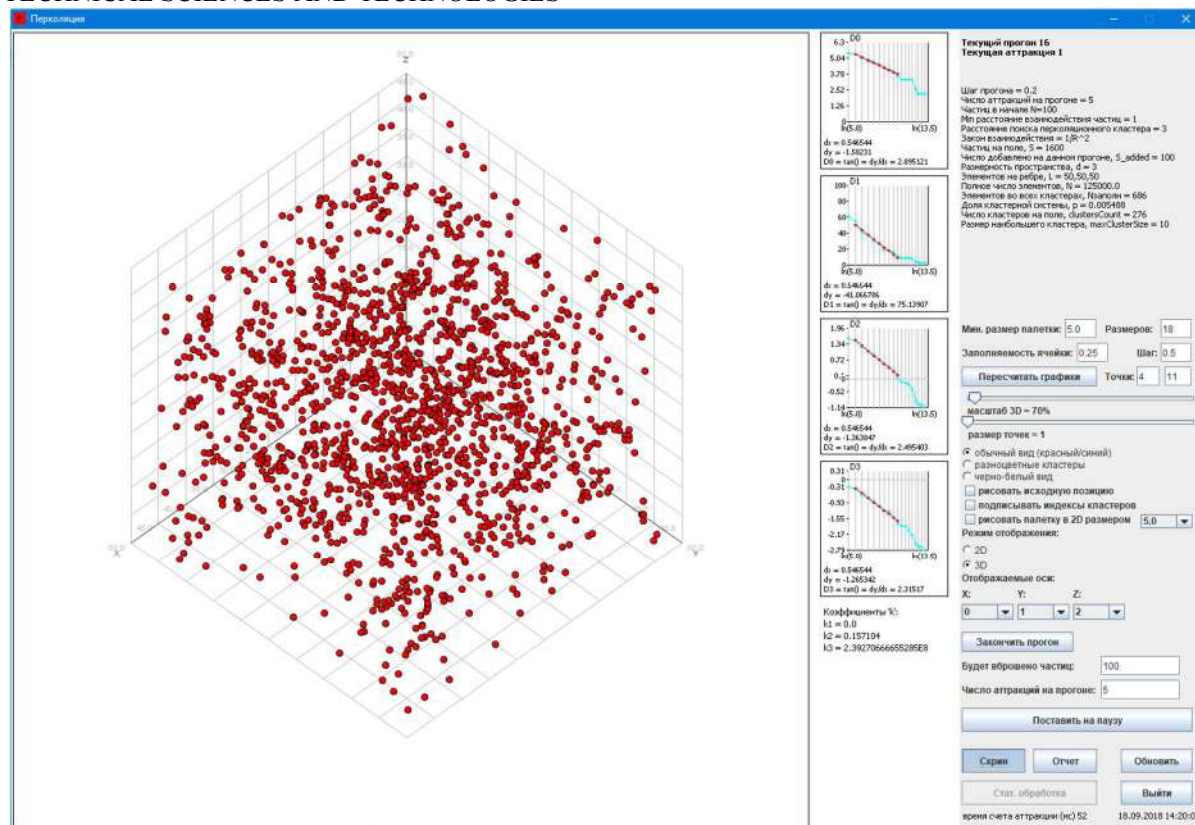


Рис. 1. Інтерфейс ПКМК під час одного з етапів коагуляції часток

Як алгоритм зростання кластерів використовується шлях послідовного нарощування заданої кількості часток. Одну з важливих ролей у цьому процесі відіграє надійний генератор випадкових чисел із рівномірним розподілом: спочатку за його допомогою обираються координати центрів кластероутворення, а потім той із центрів, у якому відбуватиметься процес заповнення, після чого генератор вказує місце, де буде розташована чергова частка зростаючого кластера. Керуваними параметрами комп'ютерної моделі кластероутворення є співвідношення між розміром часток і стороною поля, кількість актів тяжіння часток на кожному етапі генерування, мінімальна відстань взаємодії часток, довжина зв'язності перколяційного кластера, вибір закону взаємодії часток – $1/R^2$ або $1/R$. Крім того, у кожному модельному експерименті задається кількість вимірів простору на полі, розміри поля, кількість центрів кластероутворення.

Основні особливості реалізації взаємодії елементів системи в моделі:

1) використано ітераційний алгоритм; у кожній ітерації спочатку розраховується взаємодія між поодинокими частками; потім – між частками і кластерами, і, нарешті, – взаємодія кластерів;

2) реалізується два варіанти закону взаємодії: тяжіння із силами, пропорційними $1/R^2$ або $1/R$;

3) якщо взаємодіють об'єкти однакового розміру (маси), вони зсуваються вздовж прямої, що з'єднує їх центри, на однакову відстань інакше пройдені відстані обернено пропорційні масам;

4) відстань, за якої об'єкти системи вважаються з'єднаними, задається в діапазоні від 0 до 10 одиниць довжини;

5) при об'єднанні об'єктів кластер, що утворився, успадковує компоненти з більшою кількістю нереалізованих.

Ще одна особливість комп'ютерної реалізації моделі пов'язана з підвищенням швидкодії: в моделі реалізовано алгоритм, який дозволяє перевіряти наявність області, що з'єднує довільну пару протилежних сторін перколяційного поля. Така можливість пояснюється інваріантністю цього процесу щодо повороту осей координат. Незважаючи на витрати, пов'язані зі збільшенням кількості перевірок, у результаті це дає вигравш за часом, особливо в разі багатовимірних задач.

Ситуації, що виникають на перколяційному полі в процесі реалізації моделі, потребують деяких пояснень.

По-перше, усі частки, що потрапили до кластера, втрачають свою індивідуальність, і в подальших взаємодіях бере участь тільки кластер як ціле. У цьому випадку, як зазначалося, відстані вимірюються від центра мас кластера.

По-друге, якщо якась частка в результаті взаємодії з кластером виявилася від нього на відстані, достатній для взаємодії, то вона вважається приєднаною до кластера.

По-третє, частка і кластер, що її поглинув, мають таку ж кількість актів тяжіння, яку мали до об'єднання. При цьому спочатку реалізується взаємодія частки з іншими, розташованими всередині кластера, потім кластер як ціле взаємодіє з кластерною системою.

По-четверте, частка може приєднатися до кластера і зсередини, опинившись у результаті чергового накидання часток у лакуні кластера.

Розглянемо побудову перколяційної системи в моделі на кубічному полі розміром $50 \times 50 \times 50$ умовних одиниць довжини; частки, з яких будується кластерна система – кулі діаметром дві одиниці. Координати часток визначаються генератором випадкових чисел із рівномірним розподілом. У процесі моделювання на полі генерується фіксована для цього прогону кількість часток, кожна з яких бере участь у заданій кількості актів взаємодії. При вивченні залежності параметрів кластерної системи від цього параметра, кількість таких актів у відповідних експериментах варіюється від 5 до 100.

Отримано такі аналітичні залежності для закону взаємодії часток $1/R^2$:

- потужність нескінченного кластера залежить від відстані агрегації, як $y = 0,073x^{-1,68}$;
- потужність нескінченного кластера залежить від кількості часток, генерованих на кожній ітерації, як $y = 0,06x^{0,18}$;
- потужність нескінченного кластера залежить від кількості актів взаємодії між елементами кластерної системи, як $y = 0,07 \ln x - 0,0005$;
- радіус-вектор центра мас залежить від відстані агрегації, як $y = 0,68x + 47,2$;
- радіус-вектор центра мас залежить від кількості часток, генерованих на кожній ітерації, як $y = 0,0003x + 47,3$;
- радіус-вектор центра мас залежить від кількості актів взаємодії між елементами кластерної системи, як $y = 0,42 \ln x + 46,2$;
- ступінь анізотропії залежить від відстані агрегації, як $y = 0,98x^{-0,025}$;
- ступінь анізотропії залежить від кількості часток, генерованих на кожній ітерації, як $y = 0,004 \ln x + 0,96$;
- ступінь анізотропії залежить від кількості актів взаємодії між елементами кластерної системи, як $y = 0,003 \ln x + 0,98$;
- фрактальна розмірність залежить від відстані агрегації, як $y = 2,5x^{0,056}$;
- фрактальна розмірність залежить від кількості часток, генерованих на кожній ітерації, як $y = 2,97x^{-0,02}$;
- фрактальна розмірність залежить від кількості актів взаємодії між елементами кластерної системи, як $y = 3,15x^{-0,06}$.

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

На рис. 2, як приклад, представлені залежності потужності нескінченного кластера, радіус-вектора центра мас, ступеня анізотропії, фрактальної розмірності кластерів від кількості актів взаємодії часток у разі, коли в системі діють сили, пропорційні $1/R^2$.

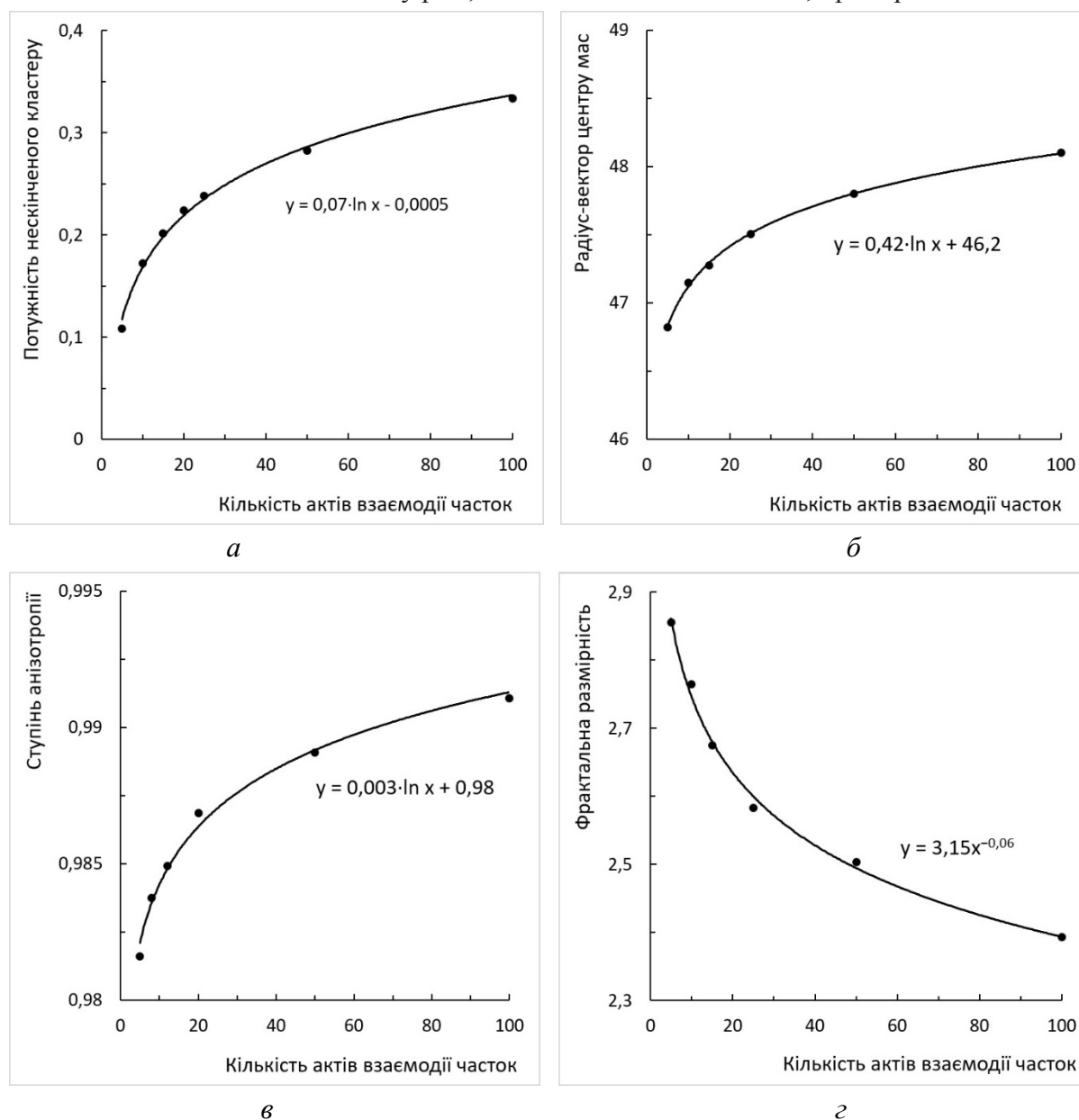


Рис. 2. Залежності потужності нескінченного кластера (а), радіус-вектора центра мас (б), ступеня анізотропії кластерів (в) та фрактальної розмірності (г) від кількості актів взаємодії між елементами кластерної системи

Висновки відповідно до статті. У роботі отримано аналітичні вирази для залежностей потужності нескінченного кластера, радіус-вектора центра мас, ступеня анізотропії та фрактальної розмірності від відстані агрегації, від кількості часток, генерованих на кожній ітерації, та від кількості актів взаємодії між елементами кластерної системи.

Кількість модельних експериментів, що проводяться з фіксованими значеннями параметрів, дозволило отримати результати зі стандартною для таких задач відносно похибкою, що не перевищує $10 \div 12\%$.

Список використаних джерел

1. *Feder J.* Fractals / J. Feder. – Plenum Press, New York, 1988. – 283 p.
2. *Mandelbrot B.* The Fractal Geometry of Nature / B. Mandelbrot. – W.H. Freeman and Co., San Francisco, 1982. – 468 p.
3. *Bak P.* Life laws / P. Bak // *Nature*. – 1998. – Vol. 391 (6668). – P. 652–653.
4. *Bak P.* Wiesenfeld, Self-organized criticality: an explanation of 1/f noise / P. Bak, C. Tang, and K. Wiesenfeld // *Physical Review Letters*. – 1987. – Vol. 59. – P. 381–384.
5. *Bak P.* Self-organized criticality / P. Bak, C. Tang, and K. Wiesenfeld // *Physical Review*. – 1988. – Vol. A38. – P. 367–374.
6. *Zelenyi L.* Fractal topology and strange kinetics: from percolation theory to problems in cosmic electrodynamics / L. Zelenyi, A. Milovanov // *Phys. Usp.* – 2004. – Vol. 47. – P. 749–788.
7. *Zosimov V.* Dynamic fractal structure of emulsions, caused by the motion and interaction of particles. The numerical model / V. Zosimov, D. Tarasov // *Journal of Experimental and Theoretical Physics*. – 1997. – Vol. 84. – P. 725–730.
8. *Herega A.* Hybrid ramified Sierpinski carpet: percolation transition, critical exponents, and force field / A. N. Herega, N. G. Drik, A. P. Ugol'nikov // *Physics-Uspekhi*. – 2012. – Vol. 55 (5). – P. 519–521.
9. *Sokolov I. M.* Dimensionalities and Other Geometrical Critical Exponents in Percolation Theory / I. M. Sokolov // *Sov. Phys. Usp.* – 1986. – Vol. 29. – P. 924–945.
10. *Herega A.* The Selected Models of the Mesostructure of Composites: Percolation, Clusters, and Force Fields / A. Herega. – Springer, Heidelberg, 2018. – 107 p.
11. *Herega A.* Multicentric genesis of material structure: Development of the percolation model and some applications / A. Herega, V. Sukhanov, V. Vyrovoy // *AIP Conference Proceedings*. – 2016. – Vol. 1783, 020072.
12. *Alencar A. M.* Self-organized percolation / A. M. Alencar, J. S. Andrade, Jr., L. S. Lucena // *Physical Review*. – 1997. – Vol. E56 (3). – P. 2379–2383.
13. *Chubynsky M. V.* Self-organization with equilibration: A model for the intermediate phase in rigidity percolation / M. V. Chubynsky, M.-A. Brière, N. Mousseau // *Physical Review*. – 2006. – Vol. E74, 016116.
14. *Anomalous discontinuity at the percolation critical point of active gels / M. Sheinman, A. Sharma, J. Alvarado, G. H. Koenderink, F. C. MacKintosh // Physical Review Letters*. – 2015. – Vol. 114, 098104.

References

1. Feder, J. (1988). *Fractals*. New York: Plenum Press [in English].
2. Mandelbrot, B. (1982). *The Fractal Geometry of Nature*. San Francisco: W.H. Freeman and Co [in English].
3. Bak, P. (1998). Life laws. *Nature*, 391, 652-653 [in English].
4. Bak, P., Tang, C., Wiesenfeld, K. (1987). Self-organized criticality: an explanation of 1/f noise. *Physical Review Letters*, 59, 381–384 [in English].
5. Bak, P., Tang, C., Wiesenfeld, K. (1988). Self-organized criticality. *Physical Review*, A38, 367–374 [in English].
6. Zelenyi, L., Milovanov A. (2004). Fractal topology and strange kinetics: from percolation theory to problems in cosmic electrodynamics. *Phys. Usp.*, 47, 749–788 [in English].
7. Zosimov, V., Tarasov, D. (1997). Dynamic fractal structure of emulsions, caused by the motion and interaction of particles. The numerical model. *Journal of Experimental and Theoretical Physics*, 84, 725–730 [in English].
8. Herega, A., Drik, N.G., Ugolnikov, A.P. (2012). Hybrid ramified Sierpinski carpet: percolation transition, critical exponents, and force field. *Physics-Uspekhi*, 55, 519–521 [in English].
9. Sokolov, I. M. (1986). Dimensionalities and Other Geometrical Critical Exponents in Percolation Theory. *Sov. Phys. Usp.*, 29, 924–945 [in English].
10. Herega, A. (2018). *The Selected Models of the Mesostructure of Composites: Percolation, Clusters, and Force Fields*. Heidelberg: Springer [in English].

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

11. Herega, A., Sukhanov, V., Vyrovoy, V. (2016). Multicentric genesis of material structure: Development of the percolation model and some applications. *AIP Conference Proceedings*, 20–72 [in English].
12. Alencar, A. M., Andrade, J. S. Jr., Lucena, L. S. (1997). Self-organized percolation. *Physical Review*, E56, 2379–2383 [in English].
13. Chubynsky, M. V., Brière, M.-A., Mousseau, N. (2006). Self-organization with equilibration: A model for the intermediate phase in rigidity percolation. *Physical Review*, E74 [in English].
14. Sheinman, M., Sharma, A., Alvarado, J., Koenderink, G. H., MacKintosh, F. C. (2015). Anomalous discontinuity at the percolation critical point of active gels. *Physical Review Letters*, 114 [in English].

UDC 004.94: 538.9

Yuri Kryvchenko

COMPUTER SIMULATION OF SELF-ORGANIZATION OF CLUSTER SYSTEMS: DEPENDENCE OF STRUCTURE OF GENESIS AND CONTROL PARAMETERS

Urgency of the research. Percolation methods show high efficiency in the study of matter, genesis and evolution of connected regions in materials. In such problems, the cluster system of the physical body and its impact on the object as a whole are studied. The study of the structure and properties of percolation clusters will make it possible to investigate and predict the behavior of objects (solids) under various environmental conditions, the genesis of their formations in time.

Target setting. The practical investigation of cluster systems in solids is associated with the complexity and labor intensity of the experiments. The main problems are that to obtain reliable information about the structure and properties it is necessary to synthesize clusters with a wide range of parameters and create a reliable system for their diagnostics.

Actual scientific researches and issues analysis. The article reviews recent publications in Ukrainian and foreign journals, including experimental and theoretical papers containing studies of self-organizing criticality.

Uninvestigated parts of general matters defining. In the above studies, the possibilities of describing the processes of generation and evolution of cluster systems in solids are expanding; there is a hypothesis that allows significantly increase the number of variants of cluster formation.

The research objective. To conduct simulation of cluster formation with interacting elements using the Monte Carlo method. To determine the dependence of the parameters of self-organizing percolation systems on the degree of self-organization, the correlation length, the generation rate of the system, and other parameters. To get analytical expressions for dependencies and relative error values.

The statement of basic materials. To solve the problems associated with the practical study of cluster systems, a software complex for modeling cluster formation has been developed, in which the cluster-cluster and cluster-particle interactions are simulated. In the model, a multidimensional percolation problem is solved. As an algorithm for the growth of clusters, a path to increase sequentially a given number of particles is used.

Conclusions. Computer calculations carried out, in particular, by the Monte Carlo method, give the most reliable predictions of the properties of percolation systems. Analytic expressions are obtained for the dependences of the power of an infinite cluster, its radius, the degree of anisotropy and lacunarity from the aggregation distance, on the number of particles generated at each iteration, and on the number of acts of interaction between the elements of the cluster system, and also the first three dimensions of the Renyi spectrum are calculated.

Keywords: self-organizing criticality; percolation problems with self-organization; cluster structure; interaction of particles; cluster formation; computer modelling.

Fig.: 2. References: 14.

Кривченко Юрій Вікторович – аспірант, викладач в/к комісії КТ і ПІ ОТК, Одеська національна академія харчових технологій (вул. Канатна 112, м. Одеса, 65039, Україна).

Kryvchenko Yuri – PhD student, h/c teacher of commission CT&PI OTC, Odessa National Academy of Food Technologies (112 Kanatna Str., 65039 Odessa, Ukraine).

E-mail: taediumvit@gmail.com

ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2726-317X>

ResearcherID: Q-5601-2016

UDC 681.5:539.319

DOI: 10.25140/2411-5363-2018-4(14)-162-168

Patrik Šarga, František Trebuňa, Branislav Grejták

DESIGN OF CONTROL FOR THE DEVICE USING FOR THE DETERMINATION OF RESIDUAL STRESSES BY RING-CORE METHOD

Urgency of the research. Residual stresses in machine parts and constructions greatly affect their service life and reliability. They are introduced into the manufactured object at each production process and their level can change significantly due to the operation of the product. Their main risk lies in the fact that they add up to the external load and can be the cause of the failure of the construction. Residual stresses can not be determined by simulation methods. They can only be determined using experimental methods. One of these method is the Ring-Core method, the principle of which is to form an annular groove around the strain gauge. Creating of annular groove releases the internal stresses, which can be recorded by a strain gauge. The quality of the formed groove has a significant impact on the overall results of residual stress determination, so it is important to make it as accurate as possible. For this reason, it is necessary to have the most reliable device to form an annular groove.

Target setting. Our goal was to design the drive and control for the measuring device for milling the annular groove. This will make it possible to mill the annular groove more precisely, and the resulting residual stresses will be minimally affected by the inaccuracy of the groove.

Actual scientific researches and issues analysis. When designing the control of the device and preparing this paper, we took into account not only current sources – publications and papers dealing with the current state of existing measuring devices used for determining residual stresses by Ring-Core method, but – we also took into account our practical experience gained in numerous residual stress determinations by experimental methods.

Uninvestigated parts of general matters defining. A modified device requires thorough testing, which has not been implemented during the research for this paper.

The research objective. The goal of the research was to create a control for the existing mechanical measuring device used for creating annular groove for determining residual stresses by Ring-Core method.

The statement of basic materials. The original mechanical device was supplemented by actuators, which were designed to automate the movement in horizontal axes as well as in the vertical axis. Thanks to this, we have achieved greater precision when positioning the work tool above the center of the strain gauge. At the same time, the original equipment was completed with a servo motor that serves to drive the cutter. For all these elements, control by Programmable Logic Controller was proposed.

Conclusions. Our task was to design control for the original device used for residual stress measurement by the Ring-Core method. We needed to design drives to automate the device. For our needs, we decided to apply linear actuators selected according to the requested criteria. After designing of the electric drives and modifying of the original device, we proceeded to implement control by Programmable Logic Controller. After that, we created a control program in the Automation studio software. This modified measuring device is able to achieve a much higher precision of the annular groove milling, which makes it possible to determine the residual stresses in the structures more precisely.

Keywords: residual stresses, Ring-Core method, control, actuator, servomotor, Programmable Logic Controller.

Fig.: 7. References: 10.

The current state of the problem

Our aim was to modify the original device used to determine residual stresses by the Ring-Core method (Fig. 1) [1; 2]. Residual stresses have a significant impact on the overall life of each construction. Therefore, they need to be given sufficient attention. Residual stresses can not be determined by simulation methods, they can only be determined by experiment. To make the experiment, a reliable measurement device is needed to get the most accurate measured values.

The original device had a relatively simple design, and since no electronic components were used, all processes were manually controlled [3]. This resulted in several disadvantages of this system.

Disadvantages of the original system:

- Manual positioning,
- Manual feed control in the vertical direction,
- Manual controlling of the rotation speed of the milling process,
- Significant impact of human factor.

Design of components

The main purpose of our design was to modify the original system so that it is possible to manage individual processes such as positioning and milling of the annual groove. For this purpose, actuators have been designed to provide positioning and drive for the milling cutter itself. For our needs, we have to consider the optimal type of drives according to the requirements. Addition of the actuators requires the modification of the original device. It was necessary to create a control unit capable of communicating with a personal computer. Finally, completing of the measuring chain was needed.

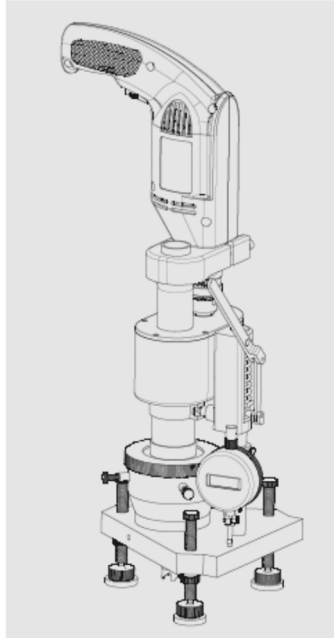


Fig. 1. Original design solution

Actuator requirements:

- Positioning accuracy,
- Repeatability of positioning,
- Sufficient load capacity,
- Sufficient movement range,
- Effectiveness of management,
- Low financial costs.

Design of the drive in horizontal direction

For the design, an electric drive was chosen whose accuracy ranges in μm . The most suitable type of electric drive has proved to be a linear actuator, namely, we chose the CXS6050-S2NN-ND [4]. Such an actor was used for positioning in x and y axes.

Actuator CXS6050-S2NN-ND is a linear drive type with single axis positioning. The maximum possible ejection is 50mm, which is sufficient, because only the fine positioning of the cutter will be realized in this way. The actuator's carrying capacity is 7kg, the weight carried will be 5.2kg. A positioning accuracy of $25\mu\text{m}$ is also sufficient. It is a two-step stepper motor and the supply voltage is 24V. The EE-SX498 optical sensor is also part of the actuator [4].

Design of the drive in vertical direction

In the next step it was necessary to solve the positioning of the device in the vertical direction. As in the previous case, we used a linear actuator, but it was necessary to create an additional structure that would allow the drive to be placed in the vertical direction. For vertical movement, we needed an actuator with a greater range of motion, so we chose the linear actuator CXN5075-S1VN-ND-P1 [5].

Again, this is a two-step stepper motor with 24V supply and a load of 10 kg. The accuracy for this type of device is reported at $0.25\mu\text{m}$, which is sufficient for our needs [5]. Locations suitable for attaching the actuator to the auxiliary construction have to be designed so that the actuator and the construction do not prevent positioning in the axes x and y. Therefore, we placed the construction on a platform that is attached to an x-axis actuator.

The next step was to fix the linear actuator to the original system. On the actuator, we connected the auxiliary piece with screws and we connected it to the top of the gearbox. In this way, we have ensured that it is also possible to position the device in the z-axis. The modified construction is visible in Fig. 2.

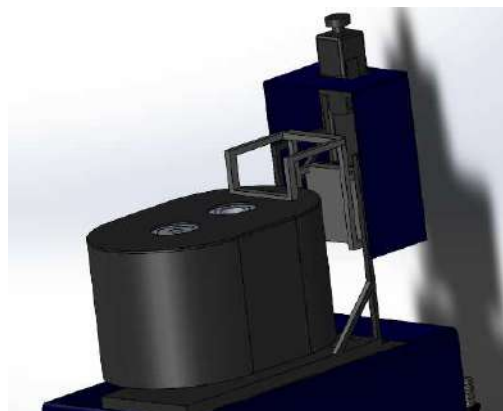


Fig. 2. Positioning mechanism in axis z

Selection of the cutter drive

The original device used a drill mounted in the rack as a drive, and the torque was transmitted through the gearing to the milling cutter. In principle, we designed a similar system, but not using a drill whose speed is controlled manually, but we used an electric motor controlled by a PLC. An important question was the type of electric drive. We have selected the B&R 8LVA33.ee021ffgg-0 servo motor. It is a synchronous electric servo drive with self-cooling with a nominal speed of 2200rpm and the power of 539W [6]. For the selected electric drive it was not necessary to change the structure of the device.

Assembling of the device

The original device was supplemented by two linear actuators designed to provide a horizontal displacement in the direction of the x and y axes. Due to the location of the individual electrical components, we had to adapt the original construction. We have placed three linear stepping motors for positioning in the vertical axis (z) and two horizontal axes (x, y). We used a servo motor to drive the milling cutter itself, with which we transmit the torque through the gear. We put the engine in the casing together with the gear. The complete device is shown in Fig. 3. The working range of the device allows us to move 50mm in the x axis direction and also 50mm in the y-direction. A working range of 75mm is available for z-axis positioning. The positioning accuracy in x and y axes is 15 μ m and 25 μ m in the z-axis.

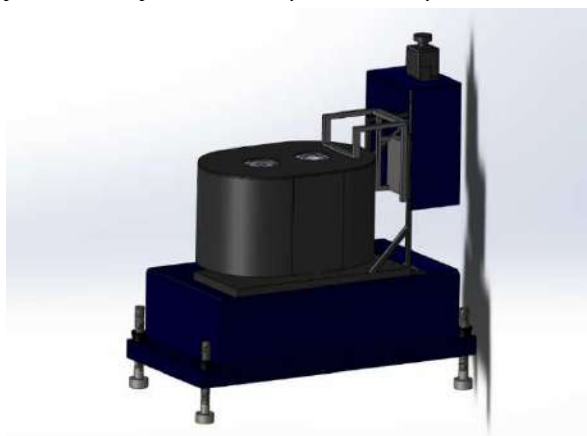


Fig. 3. Final modified device

Design of control unit

We have selected a Programmable Logic Controller (PLC) to control each element of the system. It is a small industrial computer that is used to automate industrial processes in real time. It is used in various branches of industry and automation. The difference between a microcomputer and PLC is that for a microcomputer, the length of the program depends on the number of commands, in the PLC it depends on the loop length setting and not on the number of commands in the loop [7; 8].

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

We used the PLC 4PPC70.0702-20W, B&R Modular Programmable Logic Controller. It is a device with a power panel and belongs to the C-series. It has a touch-screen display, and works at a maximum work cycle speed of up to 1ms. The PLC has 256MB of RAM. 2GB of FLASH memory and the processor Intel E620T, which operates at 333MHz. [9]

For the system, we also used PowerLink, Ethernet, USB, and two X2X bus. Each connector has its specific role. Ethernet provides communication with PC. Via the X2X bus, other bus cards are connected to the bus controller.

Using the PowerLink connector, a bus controller is attached to the PLC to connect additional cards.

The bus controller has two PowerLink ports, one is connected to the PLC and the other to the servo driver. A servo driver is a device that contains a controller for drive control and is powered by 230V.

The last steps were to connect the PLC to the PC with an Ethernet connector and to set the correct IP address of the PC and the PLC. The complete control system is shown in Fig. 4.

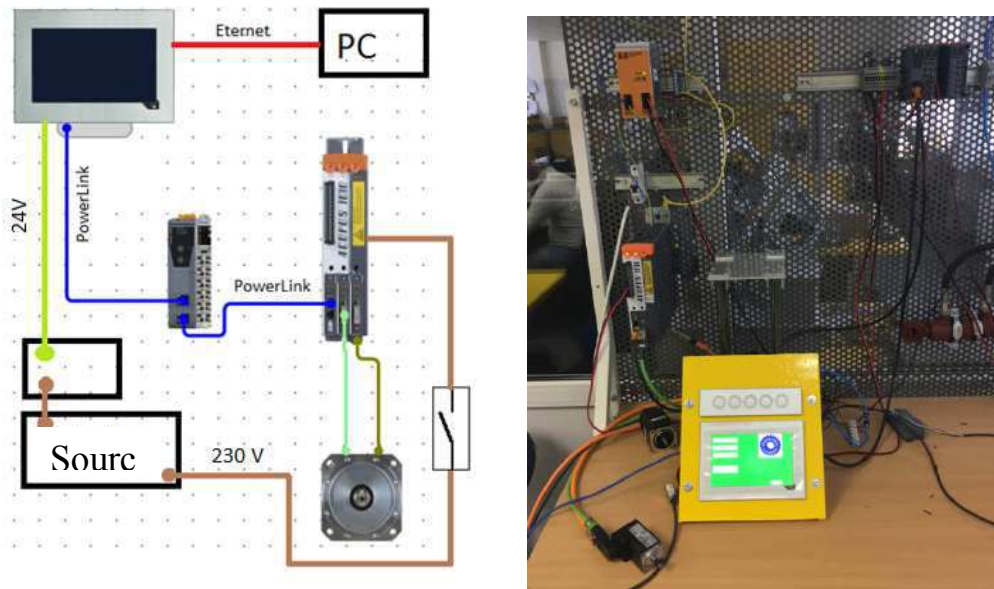


Fig. 4. Hardware Configuration

Software control was developed in Automation Studio 4. It is software designed for B&R logic automation programming (Fig. 5) [10].

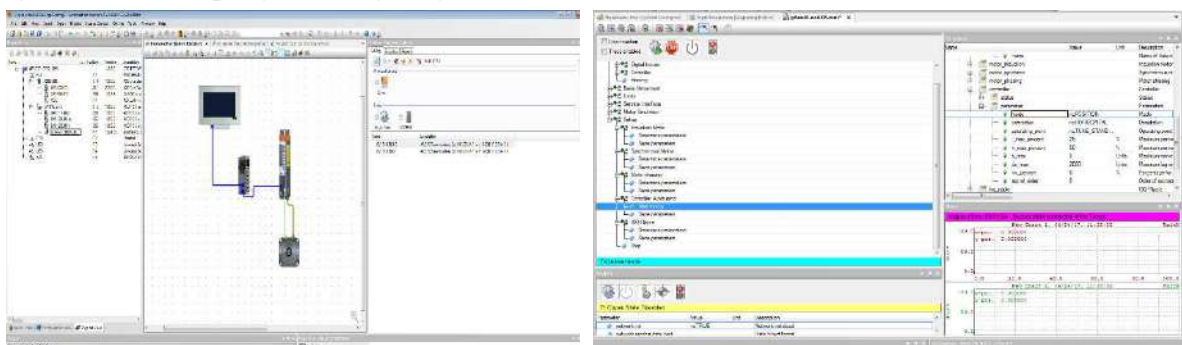


Fig. 5. Realization of control in the Automation Studio 4 software

In Fig. 6 we can see a preview of the created control program.

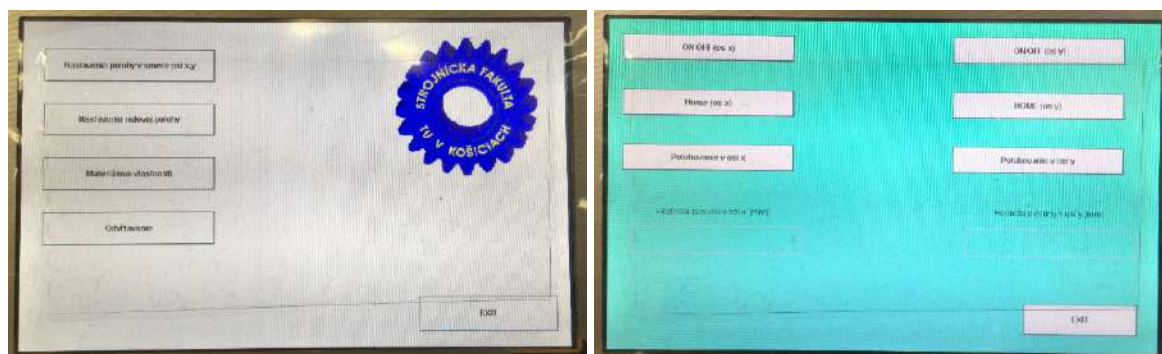


Fig. 6. Demonstration of the control program

Finalization of the measurement chain

The final step was to complete the measurement chain. We have added additional components to the modified measuring device with newly created control.

The final version of the measuring chain consists of the following components (Fig. 7):

- Measuring device,
- Control unit (PLC),
- QuantumX MX 840,
- QuantumX SCM-SG-120,
- Strain gauge RY 51,
- PC.

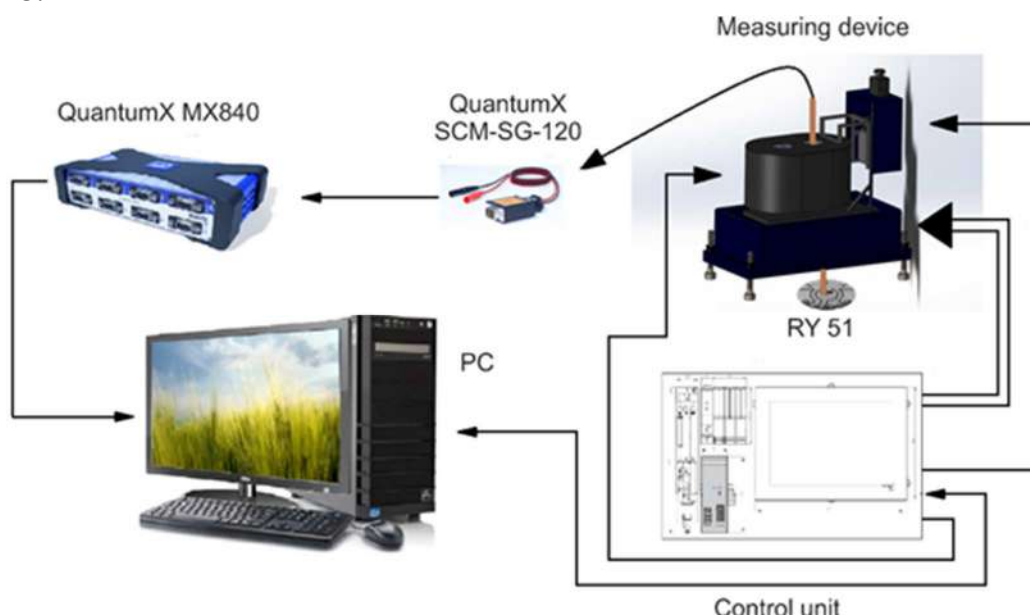


Fig. 7. Final measuring chain

Conclusions

Our task was to design control for the original device used for residual stress measurement by the Ring-Core method.

We needed to design drives to automate the device. For our needs, we decided to apply linear actuators selected according to the requested criteria. The advantage of these drives is their relatively simple control. For the drive of the cutter we used a 537W servo motor.

After designing of the electric drives and modifying of the original device, we proceeded to implement PLC control, completed the components to control the selected drives and created a control unit. After that, we created a control program in the Automation studio software and we also designed visualization on PLC panels where we can control the operation of the device using the programmed buttons.

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

The last part of the work was the completion of the measuring chain, which includes, in addition to the measuring device and the control unit, the QuantumX MX 840 measuring device with the necessary reduction to the SCM-SG-120 bridge, the RY 51 strain gauge and the PC.

Our improved automated measuring device is able to achieve much greater accuracy of ring groove milling, which makes determination of the residual stresses in the constructions more precise.

Acknowledgement

This work was supported by grant project KEGA 054TUKE-4/2016 Innovation of teaching courses with a focus on automation in response to the demands of industry and services and project VEGA 1/0751/16.

References

1. TREBUŇA, F., ŠIMČÁK, F. (2005) Kvantifikácia zvyškových napätí tenzometrickými metódami, Košice, ISBN 80-8073-227-2. [in Slovak]
2. *RING CORE TECHNIQUE* (2015). Retrieved from: <http://www.veqter.co.uk/residual-stress-measurement/ring-coring> [in English].
3. GOMBITA, P. (2016): Návrh meracieho zariadenia slúžiaceho na určovanie zvyškových napätí pomocou metódy Ring-Core, Košice. [in Slovak]
4. GMT Europe, Linear actuator, Retrieved from: <https://www.gmteurope.de/index.php/products/standard-motorized-stage/linear-stage/cs-type/x-axis.html> [in English]
5. GMT Europe, Precision motorized Stage, Retrieved from: <https://www.gmteurope.de/index.php/x-axis-5106.html> [in English]
6. BR-Automation, 8LVA synchronous motors: Retrieved from: <https://www.br-automation.com/en/products/motion-control/8lva-synchronous-motors/> [in English].
7. KOVÁŘ, J. a kol. (2015): Programování PLC, Praha. Retrieved from: http://www.spszl.cz/soubory/plc/programovani_plc.pdf [in Czech].
8. MARČAN, P. (2017): 04 Základy PLC – Voľba konfigurácie: Daily Automation, Kysucké Nové Mesto, Retrieved from: <http://dailyautomation.sk/volba-konfiguracie-plc/> [in Slovak]
9. *Power Panel C70: Anwenderhandbuch* (2015): Retrieved from: http://www.brautomation.com/downloads_br_productcatalogue/BRP44400000000000000443060/MAPPC70-GER.1.10.pdf [in English].
10. *Automation Studio: Perfection in Automation* (2013): Eggelsberg, Austria, Retrieved from: <http://we.pb.edu.pl/~files/Automation%20Studio%204.pdf> [in English].

УДК 681.5:539.319

Патрик Шарга, Франтишек Требуња, Бранислав Грейтак

РОЗРОБКА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ПРИСТРОЄМ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛИШКОВИХ НАПРУЖЕНЬ МЕТОДОМ КІЛЬЦЕВОЇ КАНАВКИ

Актуальність теми дослідження. Залишкові напруження в деталях і конструкціях машин сильно впливають на термін їх служби і надійність. Вони з'являються в об'єктах виробництва при кожному виробничому процесі, і їх рівень може значно змінюватися в результаті роботи об'єкта. Їх основний ризик полягає в тому, що вони додаються до зовнішнього навантаження і можуть бути причиною відмови конструкції. Залишкові напруження не можуть бути визначені методами моделювання. Вони можуть бути визначені тільки з використанням експериментальних методів. Одним з таких методів є метод кільцевої канавки, принцип якого полягає у формуванні кільцевої канавки навколо тензодатчика. Створення кільцевої канавки знімає внутрішні напруження, які можуть бути записані тензодатчиком. Якість сформованої канавки робить істотний вплив на загальні результати визначення залишкових напружень, тому важливо зробити її якомога більш точною. З цієї причини необхідно мати найнадійніший пристрій для формування кільцевої канавки.

Постановка проблеми. Метою цієї роботи було розроблення привода й системи керування вимірювальним пристроєм для фрезерування кільцевої канавки. Це дасть змогу більш точно фрезерувати кільцеву канавку, і результуючі залишкові напруження будуть мінімально залежні від похибки обробки канавки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. При розробці системи керування пристроєм і підготовці цієї статті були враховані не тільки наявні джерела – публікації та статті, присвячені існуючим вимірювальним приладам, які використовуються для визначення залишкових напружень методом кільцевої канавки, але також взято до уваги наш практичний досвід, отриманий у численних визначеннях залишкових напружень експериментальними методами.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. Модифікований пристрій вимагає ретельного тестування, яке не було реалізовано під час дослідження для цієї статті.

Постановка завдання. Метою дослідження було створення системи керування для існуючого механічного вимірювального пристрою, що використовується для створення кільцевої канавки для визначення залишкових напружень методом кільцевої канавки.

Виклад основного матеріалу. Існуючий механічний пристрій було доповнено виконавчими механізмами, які були розроблені для автоматизації руху по горизонтальній осі, а також по вертикальній осі. Завдяки цьому ми досягли більшої точності при розміщенні робочого інструмента над центром тензодатчика. Водночас існуюче обладнання було укомплектовано серводвигуном, який служить для приводу різця. Для всіх цих елементів було запропоновано управління за допомогою програмованого логічного контролера.

Висновки відповідно до статті. Нашим завданням було розробити систему керування вимірювальним пристроєм, що використовується для вимірювання залишкових напружень за методом кільцевої канавки. Нам потрібно було спроектувати привода для автоматизації пристрою. Для наших потреб ми вирішили використовувати лінійні приводи, обрані відповідно до необхідних критеріїв. Після проектування електроприводів і модифікації існуючого пристрою ми приступили до реалізації управління за допомогою програмованого логічного контролера. Після цього ми створили керуючу програму в програмному забезпеченні *Automation studio*. Цей удосконалений вимірювальний пристрій дозволяє досягти набагато більш високої точності фрезерування кільцевих канавок, що дозволяє більш точно визначати залишкові напруження в конструкціях.

Ключові слова: залишкові напруження; метод кільцевої канавки; управління; привод; серводвигун; Програмований логічний контролер.

Рис.: 7. Бібл.: 10.

Patrik Šarga – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Automation, Control and Human Machine Interactions, Faculty of Mechanical Engineering, Technical University of Košice, Letná 9 Košice, Slovakia.

E-mail: patrik.sarga@tuke.sk

Scopus Author ID: 15128102900

František Trebuňa – Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Applied Mechanics and Mechanical Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, Technical University of Košice, Letná 9 Košice, Slovakia.

E-mail: frantisek.trebuna@tuke.sk

Scopus Author ID: 11239966000

Branislav Grejták – student of mechanical engineering, Faculty of Mechanical Engineering, Technical University of Košice, Letná 9 Košice, Slovakia.

E-mail: branislav.grejtak@student.tuke.sk