

ԲԱՆԲԵՐ
ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ ԱԶԳԱՅԻՆ ՊՈԼԻՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ
ՀԱՄԱԼՍԱՐԱՆԻ

ՄԵԽԱՆԻԿԱ, ՄԵՔԵՆԱԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆ,
ՄԵՔԵՆԱՇԻՆՈՒԹՅՈՒՆ

№1

Երևան 2017

ВЕСТНИК
НАЦИОНАЛЬНОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА АРМЕНИИ

МЕХАНИКА, МАШИНОВЕДЕНИЕ,
МАШИНОСТРОЕНИЕ

№ 1

Ереван 2017

PROCEEDINGS
OF NATIONAL POLYTECHNIC UNIVERSITY
OF ARMENIA

MECHANICS, MACHINE SCIENCE,
MACHINE-BUILDING

№ 1

Yerevan 2017

Բանբերը հրատարակվում է 1998 թվականից, հանդեսը՝ 2012 թ.

Բանբերի խմբագրական խորհուրդ. Յու.Լ. Սարգսյան (գլխավոր խմբագիր, տ.գ.դ.), Ա.Խ. Գրիգորյան (գլխավոր խմբագրի տեղակալ, տ.գ.դ.), Ա.Գ. Ավետիսյան (պատասխանատու քարտուղար, տ.գ.դ.), Ս.Գ. Աղբալյան (տ.գ.դ.), Մ.Ք. Բաղդասարյան (տ.գ.դ.), Բ.Ս. Բալասանյան (տ.գ.դ.), Ն.Բ. Կնյազյան (տ.գ.դ.), Ո.Զ. Մարության (տ.գ.թ.), Ս.Հ. Սիմոնյան (տ.գ.դ.)

Հանդեսի խմբագրական խորհուրդ. Բ.Ս. Բալասանյան (հանդեսի գլխավոր խմբագիր, տ.գ.դ.), Ս.Գ. Հարությունյան (հանդեսի գլխավոր խմբագրի տեղակալ, տ.գ.թ.), Ա.Ս. Բաբայան (հանդեսի պատասխանատու քարտուղար, տ.գ.թ.), Վ.Հ. Առաքելյան (տ.գ.դ., Ֆրանսիա), Ա.Կ. Ամիրյան (տ.գ.դ.), Ա.Գ. Խառատյան (տ.գ.թ.), Ա.Ն. Միխայլով (տ.գ.դ., Ուկրաինա), Գ.Վ. Մուսաելյան (տ.գ.թ.), Ա.Ռ. Պապոյան (տ.գ.դ.), Գ.Լ. Պետրոսյան (տ.գ.դ.), Մ.Գ. Ստակյան (տ.գ.դ.), Հ.Գ. Շեկյան (տ.գ.դ.), Լ.Ա. Շեկյան (ֆ-մ.գ.դ.)

խմբագիրներ՝ Ժ.Ս. Սեյրանյան, Հ.Յ. Պետրոսյան, Հ.Զ. Ղազարյան

© Հայաստանի ազգային պոլիտեխնիկական համալսարան (ՀԱՊՀ)

«Ճարտարագետ» հրատարակչություն, հասցեն՝ 0009, Երևան, Տերյան 105, ՀԱՊՀ
banber.polytechnic.am

Вестник издается с 1998 г., журнал – с 2012 г.

Редакционная коллегия Вестника: Ю.Л. Саркисян (главный редактор, д.т.н.), А.Х. Григорян (зам. главного редактора, д.т.н.), А.Г. Аветисян (ответственный секретарь, д.т.н.), С.Г. Агбалин (д.т.н.), М.К. Багдасарян (д.т.н.), Б.С. Баласанян (д.т.н.), Н.Б. Князян (д.т.н.), В.З. Марухян (к.т.н.), С.О. Симонян (д.т.н.)

Редакционная коллегия журнала: Б.С. Баласанян (главный редактор журнала, д.т.н.), М.Г. Арутюнян (зам. главного редактора журнала, к.т.н.), А.С. Бабалян (ответственный секретарь журнала, к.т.н.), А.К. Амирян (д.т.н.), В.А. Аракелян (д.т.н., Франция), А.Н. Михайлов (д.т.н., Украина), Г.В. Мусаелян (к.т.н.), А.Р. Папоян (д.т.н.), Г.Л. Петросян (д.т.н.), М.Г. Стакян (д.т.н.), А.Г. Харатян (к.т.н.), Г.Г. Шекиян (д.т.н.), Л.А. Шекиян (д.ф.-м.н.)

Редакторы: Ж.С. Сейранян, А.Ц. Петросян, А.З. Казарян

© Издательство Национального политехнического университета Армении (НПУА) “Чартарагет”,
Адрес: 0009, Ереван, ул. Теряна 105, НПУА
vestnik.polytechnic.am

Proceedings has been published since 1998, the journal since 2012

Editorial Council of Proceedings: Yu.L. Sarkissyan (Editor-in-chief, doctor of tech. sciences), A.Kh. Grigoryan (vice Editor-in-chief, doctor of tech. sciences), A.G. Avetisyan (responsible secretary, doctor of tech. sciences), S.G. Aghbalyan (doctor of tech. sciences), M.K. Baghdasaryan (doctor of tech. sciences), B.S. Balasanyan (doctor of tech. sciences), N.B. Knyazyan (doctor of tech. sciences), V.Z. Marukhyan (cand. of tech. sciences), S.H. Simonyan (doctor of tech. sciences)

Editorial Council of the journal: B.S. Balasanyan (Editor-in-chief of the journal, doctor of tech. sciences), M.G. Harutyunyan (vice Editor-in-chief of the journal, cand. of tech. sciences), A.S. Babayan (responsible secretary of the journal, cand. of tech. sciences), V.H. Arakelyan (doctor of tech. sciences, France), A.K. Amiryanyan (doctor of tech. sciences), A.G. Kharatyan (cand. of tech. sciences), A.N. Mikhailov (doctor of tech. sciences, the Ukraine), G.V. Musayelyan (cand. of tech. sciences), A.R. Papoyan (doctor of tech. sciences), G.L. Petrosyan (doctor of tech. sciences), M.G. Stakyan (doctor of tech. sciences), H.G. Shekryan (doctor of tech. sciences), L.A. Shekryan (doctor of phys.-math. sciences)

Editors: Zh. S. Seyranyan, H.Ts. Petrosyan, H.Z. Ghazaryan

© National Polytechnic University of Armenia (NPUA) “Tchartaraget” Publishing House
Address: 0009, Yerevan, 105 Teryan str., NPUA,
proceedings.polytechnic.am

ԲՈՎԱՆԴԱԿՈՒԹՅՈՒՆ

Խմբագրի կողմից 6

ԱԿՆԱՐԿԱՅԻՆ ՀՈԴՎԱԾՆԵՐ

Բալասանյան Բ.Ս.

Ուլտրաձայնային մեքենաշինական տեխնոլոգիաների զարգացումը Հայաստանի ազգային պոլիտեխնիկական համալսարանում

9

ՄԵԽԱՆԻԿԱ

Շեկյան Հ.Գ., Ավետիսյան Ռ.Ա., Խաչատրյան Ֆ.Ս.

Ասինխրոն շարժիչի ռոտորի տատանումներն ու կայունությունը

34

Գևորգյան Ա.Վ.

Ճկուն լիսեռի պտտման դեպքում ոչ գծային իներցիայի առաջացման հարցի մասին

44

ՄԵՔԵՆԱԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆ

Հարությունյան Մ.Գ., Վերլինսկի Ս.Վ., Մելքոնյան Ս.Տ., Սարգսյան Յու.Լ.

Ելքի օղակի բազմափուլ համընթաց շարժումներ ապահովող վերականգնիչ ֆուրացվող մանիպուլատորի կինեմատիկայի և դինամիկայի թվային վերլուծությունը

55

Հակոբյան Ն.Խ.

Եռակողմանի տեղափոխություններ իրականացնող գերճշգրիտ միկրոմանիպուլատորի կինեմատիկայի և դինամիկայի մոդելավորումը

65

ՄԵՔԵՆԱՇԻՆՈՒԹՅՈՒՆ

Արզումանյան Ա.Մ., Բալթայան Ա.Հ.

Հիդրոլիտիկ քայքայման հաշվառումը գունավոր մետաղների և համաձուլվածքների նրբասայր մշակման դեպքում

75

Սիմոնյան Մ.Մ., Նավոյան Մ.Հ., Սարգսյան Մ.Ս.

Կոնտակտային դինամիկ լարումների հաշվարկը ընդհատ կտրման գործընթացում

85

ՏՐԱՆՍԴՈՐՏԱՅԻՆ ՀԱՄԱԿԱՐԳԵՐ

Մելիքսեթյան Ն.Գ., Աղբալյան Ս.Գ., Մելիքսեթյան Գ.Ն., Կարապետյան Ա.Ն.

Արգելակային շփանյութերի բարձրջերմաստիճանային շփման ֆիզիկական մոդելավորումը

92

Երիցյան Գ.Ս.

Տարածաշրջանային տրանսպորտա-լոգիստիկական կենտրոնի կառուցման սկզբունքները (Հայաստանի օրինակով)

101

ՀԻԴՐՈՏԵԽՆԻԿԱ ԵՎ ՀԻԴՐԱՎԼԻԿԱ

Բալջյան Պ.Հ.

Հիդրավիկական լվացման տևողության որոշումը չկապակցված գրունտային միջավայրի տրված բնութագրիչների դեպքում

109

Հեղինակների ցուցակ

118

Հոդվածների ձևավորման կանոններ

121

СОДЕРЖАНИЕ

От редактора	7
ОБЗОРНЫЕ СТАТЬИ	
Баласанян Б.С. Развитие ультразвуковых машиностроительных технологий в Национальном политехническом университете Армении	9
МЕХАНИКА	
Шекян Г.Г., Аветисян Р.А., Хачатрян Ф.С. Колебания и устойчивость ротора асинхронного двигателя	34
Геворкян А.В. К вопросу возникновения нелинейной инерционности при вращении гибкого ротора	44
МАШИНОВЕДЕНИЕ	
Арутюнян М.Г., Верлинский С.В., Мелконян С.Т., Саркисян Ю.Л. Численный анализ кинематики и динамики реконфигурируемого манипулятора с многорежимным поступательным движением выходного звена	55
Акопян Н.Х. Моделирование кинематики и динамики прецизионного микроманипулятора трехкоординатных перемещений	65
МАШИНОСТРОЕНИЕ	
Арзуманян А.М., Балтаян А.О. Учет гидролитического разрушения при тонколезвийной обработке сплавов из цветных металлов	75
Симонян М.М., Навоян М.О., Саркисян М.С. Расчет динамических контактных напряжений в процессе прерывистого резания	85
ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ	
Меликсетян Н.Г., Агбалян С.Г., Меликсетян Г.Н., Карапетян А.Н. Физическое моделирование высокотемпературного трения тормозных фрикционных материалов	92
Ерицян Г.С. Принципы построения регионального транспортно-логистического центра (на примере Армении)	101
ГИДРОТЕХНИКА И ГИДРАВЛИКА	
Балджян П.О. Определение продолжительности гидравлической промывки при заданных характеристиках несвязанной грунтовой среды	109
Список авторов	119
Правила оформления статей	122

PROCEEDINGS NPUA. MECHANICS, MACHINE SCIENCE, MACHINE-BUILDING, 2017. №1

	CONTENTS	
Quest editorial		8
	REVIEW PAPERS	
Balasanyan B.S. Developing Ultrasonic Machine Building Technologies at National Polytechnic University of Armenia		9
	MECHANICS	
Shekryan H.G., Avetisyan R.A., Khachatryan F.S. Vibrations and Stability of the Induction Motor Rotor		34
Gevorkyan A.V. On the Origin of Nonlinear Sluggishness at the Rotation of a Flexible Rotor		44
	MACHINE SCIENCE	
Harutyunyan M.G., Verlinski S.V., Melkonyan S.T., Sargsyan Yu.L. Numerical Analysis of Kinematics and Dynamics of the Reconfigurable Manipulator with a Multiphase Translatory Motion of the Output Link		55
Hakobyan N.Kh. Modeling of Kinematics and Dynamics of a Precision Micromanipulator of Three-coordinate Displacements		65
	MACHINE BUILDING	
Arzumanyan A.M., Baltayan A.H. Considering the Hydrolitic Destruction at Fine-blade Processing of Alloys of Non-ferrous Metals		75
Simonyan M.M., Navoyan M.H., Sargisyan M.S. Calculating the Dynamic Contact Stresses at Interrupted Cutting		85
	TRANSPORTATION SYSTEMS	
Meliksetyan N.G., Aghbalyan S.G., Meliksetyan G.N., Karapetyan A.N. Physical Modeling of High-temperature Friction of Brake Friction Materials		92
Yeritsyan G.S. Principles of Building a Regional Transportation-logistical Centre (by the Example of Armenia)		101
	HYDRO-ENGINEERING AND HYDRAULICS	
Baljyan P.H. Determining the Duration of Hydraulic Flushing at Specified Characteristics of Unrelated Soil Ground		109
List of the authors		120
Rules for preparing the manuscripts		123

ԽՄԲԱԳՐԻ ԿՈՂՄԻՑ

Հարգելի ընթերցողներ.

Ձեր սեղանին է Հայաստանի ազգային պոլիտեխնիկական համալսարանի Բանբերի «Մեխանիկա, մեքենագիտություն, մեքենաշինություն» հանդեսի հերթական համարը, որում ներկայացված են տեսական և կիրառական հետազոտությունների նոր արդյունքներ մեխանիկայի, մեքենագիտության, մեքենաշինության, տրանսպորտային համակարգերի, հիդրոտեխնիկայի և հիդրավլիկայի ոլորտներում:

Հիշեցնում ենք, որ խմբագրական խորհուրդը շարունակում է աշխատել Հայաստանի ազգային պոլիտեխնիկական համալսարանի Բանբերի «Մեխանիկա, մեքենագիտություն, մեքենաշինություն» հանդեսը “Scopus” և “Web of Science” տվյալների բազաներում ներմուծելու ուղղությամբ: Այդ կապակցությամբ անհրաժեշտ է լուծել հանդեսի որակի բարելավման և հեղինակության բարձրացման խնդիրները, ինչը միաժամանակ կնպաստի հոդվածների ինքնատիպության և դրանց հղումների ինդեքսների բարձրացմանը:

Այս կապակցությամբ առաջարկում ենք հեղինակներին՝ հոդվածն ուղարկելուց առաջ ստուգել նրա ինքնատիպությունը որևէ Antiplagiat ծրագրի միջոցով, օրինակ՝ <http://text.ru/antiplagiat>: Սա թույլ կտա ձեզ բացահայտել տարբեր տեխնիկական թերություններ, ինչպես նաև ուշադրություն դարձնել հայտնի աշխատանքներին չարված հղումների վրա: Արդյունքում՝ կբարձրանա ձեր հոդվածի որակը, որը, իր հերթին, կհստակեցնի խմբագրության աշխատանքը և կարագացնի հոդվածների վերջնական ձևակերպման գործընթացը: Հանդեսի ընթացիկ համարում խմբագրություն ներկայացված բոլոր հոդվածները մեր կողմից ստուգվել են Antiplagiat ծրագրի միջոցով: Հարկ ենք համարում նշել, որ դրանց ինքնատիպության մակարդակը եղել է բավական բարձր:

Հարգելի հեղինակներ.

Խնդրում ենք ձեզ՝ զերծ մնալ հոդվածների տեքստերը ինքնուրույն ձևավորելու նախաձեռնությունից և դրանք ներկայացնել ըստ ձևավորման կանոնների, որոնք նշված են հանդեսի յուրաքանչյուր համարի վերջում, Microsoft Office Word 2003 ֆորմատով, իսկ բանաձևերը ձևակերպել միմիայն Equation 3 բանաձևերի խմբագրի միջոցով՝ խուսափելու համար խմբագրության կողմից հանդեսում ձեր հոդվածի տեղադրման և այն PDF ֆորմատի փոխակերպելիս առաջացող վրիպումներից:

Հուսով ենք՝ այսուհետ ևս մեր համագործակցությունը կլինի արդյունավետ և փոխշահավետ: Սպասում ենք Ձեր նոր մշակումներին, նորարարական և հիմնարար հետազոտություններին նվիրված աշխատանքներին՝ մեր հանդեսում հրատարակելու համար:

Հանդեսի գլխավոր խմբագիր՝ Բ.Ս. Բալասանյան

ОТ РЕДАКТОРА

Уважаемый читатель!

В Ваших руках очередной номер журнала “Вестник Национального политехнического университета Армении: Механика, машиноведение, машиностроение”, в котором представлены новые результаты теоретических и прикладных исследований в областях механики, машиноведения, машиностроения, транспортных систем, гидротехники и гидравлики.

Напоминаем, что редакция продолжает работы по введению журнала “Вестник Национального политехнического университета Армении: Механика, машиноведение, машиностроение” в базы данных “Scopus” и “Web of Science”. В этой связи считаем, что основной нашей задачей является всемерное повышение качества журнала и поднятие его престижа, что одновременно повысит индексы цитирования представленных статей и самого журнала.

В этом аспекте предлагаем авторам перед тем, как отправить статью, проверить ее оригинальность с помощью одной из программ антиплагиата, например <http://text.ru/antiplagiat>. Это позволит Вам выявить различные технические огрехи, а также обратить внимание на неуказанные ссылки известных работ. В итоге повысится качество Вашей статьи, что, в свою очередь, облегчит работу редакции и ускорит ее окончательное оформление. В текущем номере журнала мы впервые проверили представленные в редакцию для публикации статьи с использованием программы антиплагиат, и, к нашей радости, их оригинальность оказалась достаточно высокой.

Уважаемые авторы!

Большая просьба к Вам. Не возлагайте на свои плечи работу верстальщика и представляйте статьи по правилам их оформления, приведенным в конце каждого номера в формате Microsoft Office Word 2003, а формулы оформляйте только посредством редактора формул Equation 3. В противном случае - у нас могут возникнуть большие проблемы, связанные с версткой Вашей статьи в журнале и ее конвертированием в PDF.

Надеемся на плодотворное и взаимовыгодное сотрудничество. Ждем от Вас работы о новых разработках, инновационных и фундаментальных исследованиях для опубликования в нашем журнале.

Главный редактор журнала Б.С. Баласанян

EDITORIAL

Dear reader,

We introduce the next number of the journal "Proceedings of National Polytechnic University of Armenia–Mechanics, Machine Science, Machine Building", presenting some new and interesting results interesting papers in the fields of mechanics, machine science, machine building, transportation systems, hydraulic engineering and hydraulics.

We would like to remind that the editorial staff continues the attempts of introducing the journal Proceedings of National Polytechnic University of Armenia – Mechanics, Machine Science, Machine Building in the databases "Scopus" and "Web of Science". In this regard, we believe that our main task is to improve the quality of the journal, and to raise its prestige, which will simultaneously increase the citation indices of the papers presented, and of the journal itself.

In this aspect, we suggest that the authors, before submitting an article, check its originality with the help of one of the antiplagiarism programs, for example <http://text.ru/antiplagiat>. This will allow you to identify various technical flaws, as well as to pay attention to the not cited known works. As a result, the quality of your paper will improve, which, in turn, will facilitate the editorial work and accelerate its final design. In the current issue of the journal, for the first time, we checked the articles submitted to the editorial office for the publication of the article by using the antiplagiarism program, and to our delight, their originality level was rather high.

Dear authors,

Please, do not undertake the functions of a layout designer and submit your articles according to the rules for their design listed at the end of each number in the Microsoft Office Word 2003 format, and use the formula editor Equation 3 to format the formulas. Otherwise, problems related to the layout of your article in the journal and its conversion to the PDF format may arise.

We hope for further fruitful and mutually beneficial cooperation. We expect your new works on new developments, innovative and fundamental research and development for publication in our journal.

B.S. Balasanyan
Editor-in-chief of the journal

УДК 621.9

**РАЗВИТИЕ УЛЬТРАЗВУКОВЫХ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ
ТЕХНОЛОГИЙ В НАЦИОНАЛЬНОМ ПОЛИТЕХНИЧЕСКОМ
УНИВЕРСИТЕТЕ АРМЕНИИ**

Б.С. Баласанян

Национальный политехнический университет Армении

Приведены этапы развития ультразвуковых машиностроительных технологий в Национальном политехническом университете Армении (НПУА). Показано, что на основе научной политики создания и внедрения перспективных технологий, существовавшей в бывшем СССР, согласно которой разработка теоретико-экспериментальной базы новых процессов сосредотачивалась в академических институтах и вузах, в 1967 году решением Государственного комитета по науке и образованию СССР (ГКНиО СССР) в Ереванском политехническом институте им. К. Маркса (ЕрПИ) под руководством академика АН СССР, д.т.н., профессора М.В. Касьяна была создана проблемная лаборатория “Реология резания” (ПРР). Научным руководителем лаборатории М-02 “Ультразвуковые технологии” в составе ПРР был назначен ветеран Великой Отечественной войны, талантливый организатор и ученый, профессор Вартанян М.Е., который сплотил вокруг себя коллектив из молодых специалистов и сотрудников кафедры “Технология машиностроения”, а с 1968 г. и новой кафедры “Автоматизация и комплексная механизация машиностроения”. На основании постановления Правительства Республики Армения от 01.01.2005 в Государственном инженерном университете Армении (ГИУА) была организована базовая научно-исследовательская лаборатория “Машиностроительные технологии” (МТ), которая стала правопреемником базовой лаборатории ПРР.

За полвека лаборатория приобрела определенные научные успехи в области исследования, разработки, развития и совершенствования теории и практики резания материалов лезвийным инструментом, в том числе ультразвуковыми методами, а также обработки материалов применением ультразвуковых колебаний, в частности: ультразвукового эмульгирования несмешиваемых жидкостей, ультразвукового упрочнения рабочих поверхностей деталей машин пластическим деформированием, создания поверхностного регулярного рельефа на трибологических поверхностях деталей машин. В работе приводятся краткие сведения о научной деятельности лаборатории. На основе полученных результатов по основным направлениям базовой лаборатории МТ, начиная со дня ее создания, защищены 2 докторские, более 40 кандидатских диссертаций, получены более 40 авторских свидетельств и патентов РФ и РА.

Ключевые слова: базовая лаборатория, ультразвук, машиностроение, технология, резание, зубообработка, эмульгирование, многоступенчатое лезвие, режущий инструмент.

Введение. Научно-технический прогресс в машиностроении, авиастроении, приборостроении, автомобилестроении, судостроении, ракетостроении и в других областях промышленности во второй половине XX века выдвинул перед разработчиками и конструкторами задачу постоянного улучшения технико-экономических показателей проектируемых ими машин и оборудования, которая сопровождалась повышением интенсивности режимов работы производственной продукции и все более ужесточающимися требованиями к качеству выпускаемой продукции. Это стимулировало опережающее развитие новых конструкционных материалов, таких как жаропрочные, титановые, коррозионностойкие стали и сплавы, обладающих повышенными прочностными характеристиками, а следовательно, и низкой обрабатываемостью резанием. Обработка сложных поверхностей таких материалов осуществлялась применением методов электроэрозионной и электрохимической обработки, которые основаны на получении заданной формы детали путем разрушения их поверхностного слоя обрабатываемого материала посредством электрических разрядов или анодного растворения. К сожалению, эти методы были неприменимы для обработки диэлектрических материалов (кварца, ситалла, керамики, драгоценных и полудрагоценных камней и кристаллов и др.).

Для обработки таких материалов в США, бывшем СССР, Японии, Чехословакии, Великобритании и ФРГ были начаты исследования, направленные на изучение возможностей использования инструмента, совершающего ультразвуковые колебания (УЗК), для формообразования деталей из твердых и хрупких материалов. Впервые в 1948 г. на основе результатов этих исследований американский инженер Льюис Бэлемут разработал и предложил способ прошивки отверстий в таких материалах частицами свободного абразива в жидкой среде [1] под воздействием на них колеблющегося с ультразвуковой (УЗ) частотой инструмента, что было положено в основу прошивочных станков для УЗ размерной обработки.

В середине 50-х гг. в названных странах начали появляться первые УЗ станки, ламповые генераторы для возбуждения в инструменте или технологической среде УЗК мощностью более 1 кВт, что позволило использовать их для интенсификации различных технологических процессов, включая очистку деталей от технологических загрязнений в жидкой или абразивной среде, пластического деформирования материалов (волочение, прессование, прокатка), пайки, сварки, эмульгирования, диспергирования,

экстрагирования, распыления жидкостей, шлифования, резания лезвийным инструментом и т.д.

В вышеназванных странах стали создаваться новые исследовательские центры и проблемные лаборатории по изучению и выявлению новых технологических возможностей мощного ультразвука. В Акустическом институте им. Н.Н. Андреева АН СССР создан отдел ультразвука, возглавляемый Л.Д. Розенбергом, сотрудники которого досконально изучили физику мощного ультразвука и на ее базе разработали источники мощного ультразвука [2], основы создания мощных УЗ полей [3], физические основы УЗ технологий [4], физические основы УЗ резания [5].

Научные основы физики процесса УЗ формообразования деталей из хрупких материалов и резания труднообрабатываемых металлов и сплавов были заложены также в трудах советских ученых Б.А. Аграната [6], В.В. Клубовича, В.П. Северденко и А.В. Степаненко [7], А.И. Маркова [8,9], В.Д. Мартынова [10], немецкого ученого Л. Бергмана [11], сотрудников Токийского университета Нишимура и Кумабэ [12]. Одновременно разрабатывались методы расчета и конструирования УЗ преобразователей колебаний [13], создавались мощные ламповые и электронные генераторы УЗК [14].

Историческая справка. В СССР существовала достаточно стройная политика создания и внедрения перспективных технологий, согласно которой разработка теоретико-экспериментальной базы новых процессов сосредотачивалась в академических институтах и вузах. Оптимизация серийных технологий и разработка специального оборудования для их реализации осуществлялась в научно-исследовательских институтах (НИИ), проводивших их внедрение совместно с заводами-изготовителями изделий, для которых эти технологии создавались [15].

Исходя из вышесказанного, решением ГКНиО СССР в 1967 году в ЕрПИ, ныне НПУА, в отделе научно-исследовательских работ (ОНИР) под руководством академика АН АрмССР, д.т.н., профессора М.В. Касьяна созданы три лаборатории машиностроительного профиля: М-01 - "Резание материалов", М-02 - "Ультразвуковые технологии" (УЗТ), М-03 - "Порошковые материалы". С 1973 года эти лаборатории были объединены под руководством академика М.В. Касьяна в единую проблемную лабораторию ПРР. Необходимо отметить, что в середине прошлого века в Армении было открыто множество машиностроительных предприятий союзного значения, организованы филиалы передовых НИИ СССР, таких как, например, Экспериментальный НИИ металлорежущих станков, и республика выдвинулась на передовые позиции в области машиностроения. Разумеется, в этот период необходимо было подготовить и армию машиностроителей – исследователей. Только под

руководством академика М.В. Касьяна были защищены 168 кандидатских диссертаций.

Научным руководителем лаборатории М-02 был назначен ветеран Великой Отечественной войны, талантливый организатор и ученый, к.т.н., профессор М.Е. Варганян, который сплотил вокруг себя коллектив из молодых специалистов и сотрудников кафедры “Технология машиностроения” (ТМ), а с 1968 г. и новой кафедры “Автоматизация и комплексная механизация машиностроения” (АиКММ).

Решением ГКНиО СССР в 1987 году базовая лаборатория “Проблемы реологии резания” была реорганизована в проблемную лабораторию “Порошковая металлургия и покрытия” (ППМП), которая в то время считалась более перспективным научным направлением. Руководителем лаборатории был назначен д.т.н., профессор Н.В. Манукян. Лаборатория “Ультразвуковые технологии” была переименована в научно-исследовательскую лабораторию “Ультразвуковые техника и технологии” (УЗТиТ) и оставлена при кафедре АиКММ Механико-машиностроительного факультета.

Интенсивность научных исследований в лаборатории УЗТиТ в 90-е годы по понятным причинам несколько снизилась, но сохранилась. Были выполнены исследования, результаты которых нашли применение в промышленности РА, защищены докторские и кандидатские диссертации. После реорганизации лаборатории ПРР ее научные сотрудники перешли на преподавательскую работу на кафедрах ТМ (Егизарян Р.А.) и АиКММ (Христафорян С.Ш., Баласанян Б.С.), где продолжили также свою научную деятельность по разработке новых УЗ технологий и техники.

Достижения и высокий авторитет лаборатории как в области научных разработок и внедрения результатов исследований в промышленность СССР, так и в деле подготовки научно-педагогических кадров стали общеизвестны. Об этом свидетельствует такой факт. В 1996 г. основоположник разработки теории и практики применения УЗК при резании материалов, профессор Московского авиационного института А.И. Марков во время защиты докторской диссертации С.Ш. Христафоряна на заседании Специализированного совета 034 - “Машиностроение и машиноведение” ГИУА отметил, что армянская школа “резальщиков и ультразвуковиков” состоялась, утвердилась окончательно и стала общепризнанной в научном мире, что послужило новым толчком для бывших сотрудников лаборатории ПРР для продуктивного продолжения своей научной деятельности.

В 2003 г. Правительство РА с целью сохранения и концентрации научного потенциала Армении и выполнения финансируемых из государственного бюджета Республики Армения научно-исследовательских работ, имеющих важнейшее научно-прикладное значение для республики, объявило конкурс

тематик исследований. Заявка по теме "Реологические основы совершенствования современных технологий в машиностроении", представленная Машиностроительным факультетом ГИУА, была утверждена в качестве одного из приоритетных направлений научных исследований в Республике Армения.

На основании постановления Правительства РА от 01.01.2005 г. в ГИУА была организована базовая научно-исследовательская лаборатория "Машиностроительные технологии" (МТ), научным руководителем которой был назначен д.т.н., проф. С.Ш. Христафорян. Тем самым была возрождена проблемная лаборатория ПРР и продолжено дело М.В. Касьяна.

Исследования, проведенные в лаборатории М02 - "Ультразвуковые технологии". Первыми научными работниками лаборатории М02 были молодые в то время инженеры: Исаакян С.Г., Сафарян А.Г., Овсепян Г.С., Киракосян А.Б., Ксаджикян К.А., мастер Мартиросян В.М. В лаборатории начали свою трудовую деятельность в качестве инженеров молодые выпускники Механико-машиностроительного факультета ЕрПИ: Христафорян С.Ш. (1970 г.), Баласанян Б.С. (1973 г.), Егиазарян Р.А. (1978г.), которые в дальнейшем дополнили преподавательский состав кафедр ТМ и АиКММ.

За время своего существования (1968-1984 гг.) в лаборатории М02 были проведены следующие научно-исследовательские работы:

1. 1967 г. Применение ультразвука в процессе получения деталей прессованием и давлением (рук.: к.т.н., доц. Вартанян М.Е., исп.: инженер Исаакян С.Г.).
2. 1968 г. Применение ультразвука в промышленности. Часть I - Применение УЗ в процессе получения деталей прессованием. Часть II – Обработка металлов и металлокерамических материалов УЗ способом. Часть III – Поисковая тема. Получение неразъемных соединений элементов реле УЗ сваркой (рук.: к.т.н., доц. Вартанян М.Е., исполн.: ведущие инженеры Исаакян С.Г., Сафарян А.Г., Овсепян Г.С.).
3. 1969-1970 гг. Применение ультразвука в технологии машиностроения. Часть I – Обработка корунда ультразвуковым способом. Часть II – Ультразвуковая свариваемость цветных металлов (рук.: к.т.н., доц. Вартанян М.Е., исполн.: ст. инж. Сафарян А.Г. и Киракосян А.Б., инженер Христафорян С.Ш.).
4. 1971 г. Разработка процессов обработки материалов с применением ультразвука. Часть I – Исследование технологических и акустических параметров УЗ сварки, их взаимосвязи и связи со свариваемостью металлов УЗ способом. Часть II – Поисковая тема: Исследование процесса УЗ формирования поверхностей в пластмассовых деталях (рук.: к.т.н., доц.

- Вартанян М.Е., отв. исп.: ст. инж. Сафарян А.Г., соис.: ст. мастер Мартиросян В.М., лаборант Авакян А.Г.).
5. 1972 г. Разработка процесса обработки корунда ультразвуковым способом (рук.: к.т.н., доц. Вартанян М.Е., отв. исп.: ст. инж. Киракосян А.Б. и Ксаджикян К.Г.).
 6. 1973-1974 гг. Разработка процессов обработки материалов с применением ультразвука. Часть I – Обработка корунда ультразвуковым способом. Часть II – Ультразвуковая свариваемость цветных металлов (рук.: к.т.н., доц. Вартанян М.Е., исп.: ст. инж. Сафарян А.Г., Киракосян А.Б. и Ксаджикян К.А., инж. Христафорян С.Ш. и Баласанян Б.С., мастер Мартиросян В.М.).
 7. 1975-1976 гг. Разработка процессов обработки материалов с применением ультразвука. Часть I – Исследование технологических и акустических параметров УЗ сварки, их взаимосвязи и связи со свариваемостью металлов УЗ способом. Часть II – Поисковая тема: Исследование процесса УЗ формирования поверхностей в пластмассовых деталях (рук.: к.т.н., доц. Вартанян М.Е., исп.: ст. инж. Сафарян А.Г. и Киракосян А.Б., инж. Христафорян С.Ш. и Баласанян Б.С., мастер Мартиросян В.М.).
 8. 1977-1978 гг. Исследование контактных явлений в ультразвуковом поле. (рук.: к.т.н., доц. Вартанян М.Е., отв. исп.: ст. инженер Сафарян А.Г., соис.: ст. инж. Киракосян А.Б., Христафорян С.Ш. и Баласанян Б.С., мастер Мартиросян В.М.).
 9. 1979 г. Исследование и разработка процесса обработки материалов с применением ультразвуковых колебаний (рук.: к.т.н., доц. Вартанян М.Е. отв. исп.: ст. инженеры Киракосян А.Б., Христафорян С.Ш. соис: ст. инженеры Сафарян А.Г., Баласанян Б.С.).
 10. 1980-1982 г. Влияние акустического поля на процесс ультразвукового зубодолбления (рук.: к.т.н., доц. Вартанян М.Е., отв. исп.: с.н.с. Баласанян Б.С., соис.: с.н.с. Христафорян С.Ш., инженер Егиазарян Р.А., мастер Мартиросян В.М.).
 11. 1983–1985 гг. Разработка предложения для внедрения ультразвуковой технологии обработки зубчатых колес (рук.: к.т.н., доц. Вартанян М.Е., отв. исполнитель: с.н.с. Баласанян Б.С., соис.: с.н.с. Христафорян С.Ш., инженер Егиазарян Р.А.).
 12. 1984–1986 гг. Исследование процесса зубошевингования с использованием ультразвуковых колебаний и разработка рекомендаций по внедрению ультразвуковых технологий (рук.: к.т.н., доц. Вартанян М.Е., отв. исп.: м.н.с. Егиазарян Р.А., соис.: с.н.с. Христафорян С.Ш. и Баласанян Б.С., мастер Мартиросян В.М.).
 13. 1987 г. Разработка и исследование устройств и рекомендаций по выбору акустико-технологических параметров процесса зубодолбления с

наложением ультразвуковых колебаний для производства зубчатых колес в машиностроении (рук.: к.т.н., доц. Вартанян М.Е., отв. исп.: с.н.с. Баласанян Б.С., соис: с.н.с. Христафорян С.Ш., ст. инж. Егиазарян Р.А., инж. Макарян В.К., ст. техник Хандилян А.А.).

Результаты научной деятельности лаборатории М02 - “Ультразвуковые технологии”. В течение своей 20-летней деятельности сотрудниками лаборатории М02 было опубликовано более 120 научных публикаций в ведущих научных журналах, получено 22 авторских свидетельства СССР на изобретения, разработаны новые оригинальные конструкции оборудования и технологии для УЗ прессования порошков, УЗ пайки контактов реле, УЗ размерной обработки монокристалла корунда, УЗ точения, растачивания, зубодолбления и зубошвингования, УЗ очистки деталей машин от производственных загрязнений, которые были внедрены в Ереванских заводах электродвигателей и производства малогабаритных реле, Ереванском часовом заводе, Ереванском ювелирном заводе (ЕЮЗ), Киевском НПО им. Артема.

Одним из таких оригинальных решений является конструкция пресс-автомата для УЗ прессования деталей из металлических порошков [16-18], который был разработан и изготовлен в 1967 г. в виде лабораторного стенда для проведения экспериментальных исследований, затем без каких-либо изменений был внедрен в 1968 г. на Чаренцаванском инструментальном заводе для изготовления пластинок резцов из твердосплавных материалов.

На основе исследований, проведенных посредством этого пресс-автомата, было установлено, что при прессовании порошков с наложением УЗК для изготовления брикетов высотой до 8 мм потери усилия прессования на трение практически отсутствуют, а для более высоких прессовок эти потери в 3...6 раз меньше по сравнению с обычным процессом прессования, что позволяет получать практически однородные по высоте брикеты. Установлено, что при УЗК прессования с увеличением амплитуды улучшаются все показатели процесса прессования. Наилучшие результаты получены при прессовании под давлением 150...200 МПа, а изменение частоты в пределах 18...22 кГц заметного влияния не оказывает.

При УЗ прессовании твердых сплавов Т15К6 и ВК8 происходит измельчение хрупких карбидных зерен, вследствие чего фазы в сплавах становятся мелкозернистыми. При этом значительно повышается плотность сплавов; в сплаве Т15К6 кобальтовая фаза распределяется равномерно. Все

эти факторы приводят к повышению износостойкости на 30...40% по сравнению со статически прессованными образцами. Уменьшение потери усилия прессования на трение и увеличение “текучести” порошка при УЗ прессовании дает возможность получать заготовки сложной формы со сравнительно равномерным распределением плотности. Повышение равномерности распределения плотности брикетов, спрессованных с наложением УЗК, дает возможность получать детали с незначительным искажением геометрической формы.

Аналогичные исследования, в смысле прессования порошков, были возобновлены в 1996 г. Это было связано с тем, что по межгосударственному соглашению между правительствами Сирии и Республики Армения в аспирантуру ГИУА был направлен на обучение сирийский гражданин Иса Ахмед. Условия выбора темы диссертационной работы были таковы, что она тем или иным образом должна была быть связана с фармацевтикой. Учитывая, что Иса Ахмед до поступления в аспирантуру должен был вначале пройти магистерское обучение, вместе с ним трем нашим студентам магистратуры предложили следующие темы: применение УЗК для интенсификации процесса стерилизации медицинского и фармацевтического инструмента; применение УЗК для интенсификации процесса эмульгирования лекарственных препаратов; применение УЗК для интенсификации процесса диспергирования лекарственных препаратов и применение УЗК для повышения эффективности прессования лекарственных таблеток. Из этих тем последнюю выполнял Иса Ахмед, которая стала основой его диссертационной работы [19].

На основании проведенных исследований [19] было установлено, что применение радиальных и продольных УЗК матрицы при прессовании таблеток из порошка корня армянского женьшеня является перспективным направлением повышения эффективности процесса за счет повышения качества прессуемых таблеток и увеличения производительности прессования, улучшения внешнего вида, исключения из состава лекарственного препарата связующих элементов (крахмал, глюкоза), возможности управления плотностью и массой таблетки с точностью 4...5%, снижения усилия прессования в 2...3 раза. Разработан способ УЗ прессования [20], позволяющий компенсировать износ матрицы и пуансона без

дополнительной их обработки (патент РА №667 А2). Сущность метода заключается в том, что дозированное количество порошка загружают в матрицу и прессуют встречно перемещающимися верхним и нижним пуансонами, которым сообщают УЗК. При этом до загрузки порошка матрицу сжимают в радиальном направлении до образования между матрицей и пуансонами зазора величиной не более половины минимальной величины зерна порошка, а после прессования выводят верхний пуансон и разжимают матрицу.

В процессе исследований было замечено явление “всплеска” прессуемости, которое заключалось в том, что при средних усилиях прессования и амплитуды УЗК плотности таблеток оказывались на 20...50% больше, чем при наибольших усилиях прессования и амплитуды УЗК. Механизм этого явления получил свое теоретическое обоснование в последующей работе лаборатории [21]. На основе этих исследований было установлено, что явление “всплеска” прессуемости связано с изменениями параметров состояния системы, и при достижении определенных их пороговых значений система может изменить свои характеристики и перейти в новое равновесное состояние, соответствующее более высокой плотности прессовки. С учетом этого разработан способ энергосберегающего процесса УЗ прессования порошков, заключающийся в том, что УЗК включают в течение 0,1...0,5 с, и в этом промежутке времени плавно увеличивают частоту и амплитуду УЗК [21].

Экспериментальными исследованиями установлено [21-23], что плотность прессовок, в зависимости от прессуемого материала, при наложении УЗК на пуансон и матрицу в осевом направлении возрастает в среднем в 1,05...1,12 раза, а при крутильно-радиальных УЗК матрицы и осевых УЗК пуансона - в 1,13...1,16 раза. Зависимость силы давления на нижний пуансон от амплитуды УЗК носит экстремальный характер, максимальные значения которой наблюдаются при амплитудах крутильно-радиальных УЗК матрицы 28...32 мкм и осевых УЗК пуансона 18...20 мкм. Экономический эффект от использования сложных схем наложения УЗК на процесс прессования порошка Al_2O_3 для выращивания синтетических сапфиров только за счет повышения производительности процесса, по оценке АОЗТ “Bagdasarov Crystals Group production”, составляет около 2200 долл. США; одновременно в течение одной загрузки выход массы готового кристалла повышается на 10...15% [21]. С 1979 по 1996 гг. основным направлением научной тематики

лаборатории стали процессы УЗ резания металлов лезвийным инструментом [24-33]. Этот период отличается реальными внедрениями разработок и технологий лаборатории в Киевском НПО им. Артема.

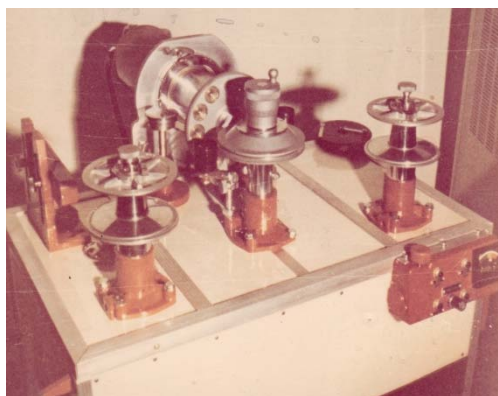
В этот период были разработаны: способ получения металлических покрытий (А.с. СССР №726045), позволяющий произвести нанесение высокопрочных покрытий на сапфировую подложку, и способ исследования силы резания при зубодолблении (А.с. СССР №1227990), пригодный для любого вида многолезвийной обработки, особенность которого в том, что в качестве исследуемого силового параметра принимается значение средней силы резания, приходящейся на один режущий зуб долбяка из числа его одновременно режущих зубьев. Этим достигается сокращение числа экспериментальных точек до 4-х раз, а также появляется возможность сопоставления силы резания для любых сочетаний чисел зубьев долбяка и нарезаемого колеса.

Разработаны также: тяговый механизм волочильной машины со скольжением (А.с. СССР N1759495); способ намотки проволоки витка к витку и намоточное устройство (А.с. СССР N1801652); устройство для многократного волочения проволоки (А.с. СССР N1759496) для УЗ волочильного стана, внедренные на ЕЮЗ (рис. 1) для волочения драгоценной проволоки с применением продольных УЗК фильеры, что позволило исключить из существующей технологии операции отжига проволоки по причине ее упрочнения при ее изготовлении без УЗК.

Одним из оригинальных решений осуществления УЗ процесса точения является устройство вибрационного резания (А.с. СССР N11645058), при котором УЗК передаются стружке, а не резцу или заготовке, что позволяет на один и более порядков уменьшить мощность УЗ оборудования с одновременным упрощением конструкции. Устройство внедрено на Киевском НПО им. Артема [31] при наружном продольном обтачивании колец диаметром до 250 мм из высокопрочных титановых сплавов марки ОТ4.

В области УЗ обработки зубчатых колес нами разработаны: способ чистовой обработки зубчатых колес шевингованием с радиальными УЗК шевера (А.с. СССР N1521565), позволяющий осуществлять обработку зубчатых колес, закрытых с одного из торцев; способ нарезания цилиндрических зубчатых колес (А.с. СССР N1306657), позволяющий увеличить точность

изготовления зубчатых колес на 1-2 степени по ГОСТ 1643-81; способ бочкообразного шевингования цилиндрических зубчатых колес (А.с. СССР N1364444), позволяющий исключить из конструкции станка механизм качания шевра. Эти разработки были внедрены на Киевском НПО им. Артема [31-33] при нарезании блока зубчатых колес наружного и внутреннего зацепления.



а)



б)

Рис. 1. Ультразвуковые многониточные волочильные станы, внедренные в ЕЮЗ:

а - двуниточный, диаметры волочения - 1,2 ... 0,2 мм, скорость волочения - 30...120 м/мин, б - 12-ниточный, диаметры волочения - 2,4 ... 1,2 мм, скорость волочения - 10...30 м/мин

При выполнении поисковых тем, а также в течение работы в проблемной лаборатории ППМП были разработаны: инструменты для резания слоистых материалов (А.с. СССР №1544555), способ оценки обрабатываемости материалов резанием (А.с. СССР N1587419), два устройства для металлизации порошков из газовой фазы (А.с. СССР N1343661, А.с. СССР N1502190), устройство для металлизации (А.с. СССР N1600928), а также способ металлизации порошка (А.с. СССР N1616779).

Результаты научной деятельности научно-исследовательской лаборатории “Ультразвуковые технологии и техника” в составе кафедры АиКММ и совместно с базовой лабораторией “Машиностроительные технологии”. С 1994 г. лаборатория, можно сказать, получает второе дыхание, и научные исследования в лаборатории активизируются. Основными научными

направлениями остаются: разработка и совершенствование УЗ методов и технологий обработки материалов пластическим деформированием в закрытых пресс-формах; разработка и совершенствование УЗ методов и технологий резания труднообрабатываемых сплавов лезвийным инструментом; разработка и совершенствование УЗ методов эмульгирования жидкостей; разработка и совершенствование методов поверхностно-упрочняющих технологий.

В лаборатории проводятся активные исследования по изучению процессов эмульгирования органических масел в воде с целью получения эмульсии отработанных моторных масел в воде и использования их в качестве смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ). Как известно [34], интенсивность процессов эмульгирования органических масел в воде зависит от мощности энергии, вводимой в жидкую среду, которая, в свою очередь, зависит от амплитуды и частоты УЗК. Частота УЗК преобразователя в процессе эмульгирования не может регулироваться, и остается единственная возможность управления мощностью УЗК в жидкой среде посредством амплитуды УЗК. Помимо этого, используемые для УЗ эмульгирования мембранные преобразователи УЗК имеют неравномерное распределение интенсивности УЗК по поверхности мембраны, а амплитуда их колебаний не превышает 5 мкм, что, как показали наши исследования, недостаточно для осуществления эффективного процесса эмульгирования.

Следует отметить также, что интенсивность процесса эмульгирования с течением времени снижается по гиперболическому закону, достигая в конце некоторой величины, обеспечивающей низкую производительность. С целью устранения этого явления по истечении некоторого времени УЗК отключают и посредством механических мешалок интенсивно смешивают жидкую среду, после чего вновь включают УЗК, при котором интенсивность процесса эмульгирования опять возрастает, однако с течением времени снова снижаются [34]. Поэтому этот процесс периодически повторяют. Одновременное механическое перемешивание жидкости в процессе УЗ эмульгирования снижает интенсивность процесса вследствие влияния потоков жидкости, образованной в процессе ее механического смешивания, на распространение УЗК.

В этой связи была поставлена задача изыскать возможности улучшения равномерности распределения интенсивности УЗК на поверхности прямоугольной мембраны и возбуждения в жидкой среде низкочастотных колебаний, не влияющих на распространение УЗК. Исходя из поставленной задачи, был разработан новый способ возбуждения УЗК в прямоугольной мембране (патент РА №1570 А2) [35], который отличался от известных тем, что на мембране второй ряд трансформаторов УЗК размещают перпендикулярно первому ряду. Межосевые расстояния между трансформаторами в рядах принимают равными половине длины волны УЗК. Первые трансформаторы в

обоих рядах подключают в одной и той же фазе, а соседние трансформаторы обоих рядов подключают со сдвигом 180° (рис. 2). Этим обеспечивается повышение интенсивности УЗК в локальных точках прямоугольной мембраны, где амплитуда УЗК в 1,4 раза больше амплитуды известных преобразователей. Именно такой излучатель был использован при изготовлении УЗ волоочильного стана (рис.1 б), который получил первую премию в конкурсе ГИУА “Лучшее изобретение 2004-2005 гг.”.

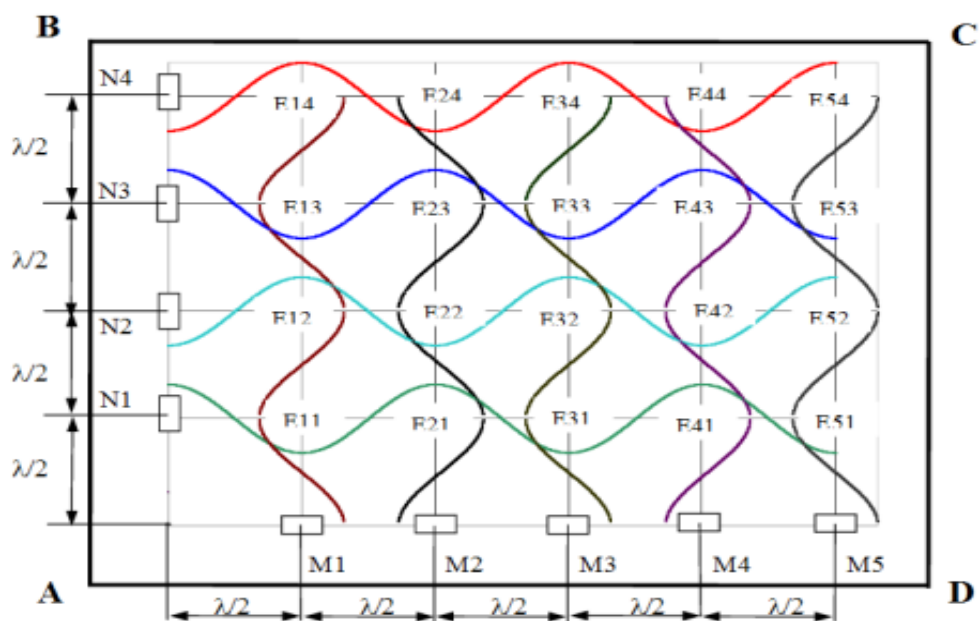


Рис. 2. Способ возбуждения УЗК в прямоугольных мембранах

Вторая задача была решена следующим образом. На мембранном круглом излучателе была прикреплена ось с плоскими лопастями, а в свободной конечной части лопастей установлены концентрированные массы. Частоты собственных колебаний лопастей были выбраны таким образом, что при включении преобразователя в жидкой среде от мембранного трансформатора создается поле УЗК, которое способствует интенсификации процессов, протекающих в жидкости, а лопасти одновременно в жидкости создают низкочастотные колебания, которые не препятствуют распространению УЗК, осуществляют непрерывное смешивание жидкости, увеличивая интенсивность протекания процесса эмульгирования (патент РА №1569 А2). К сожалению, лопасти не выдерживали больших механических напряжений у места крепления и через определенный промежуток времени ломались [35].

Можно сказать, что эта задача была решена случайно. В процессе экспериментальных исследований под действием УЗК лопнула химическая стеклянная емкость, в которой осуществлялся процесс эмульгирования. Пришлось искать замену, и в глаза попала пластиковая бутылка из-под минеральной воды. Перерезав верхнюю часть бутылки, мы сделали новую емкость и продолжили эксперименты. При включении УЗК сразу увидели, что в сфероподобных частях у основания емкости жидкость вращается с определенной скоростью, где происходит перемешивание эмульгируемой жидкости, что и послужило основой для разработки нового УЗ реактора, приведенного на рис.3 (патент РА №2166 А2).

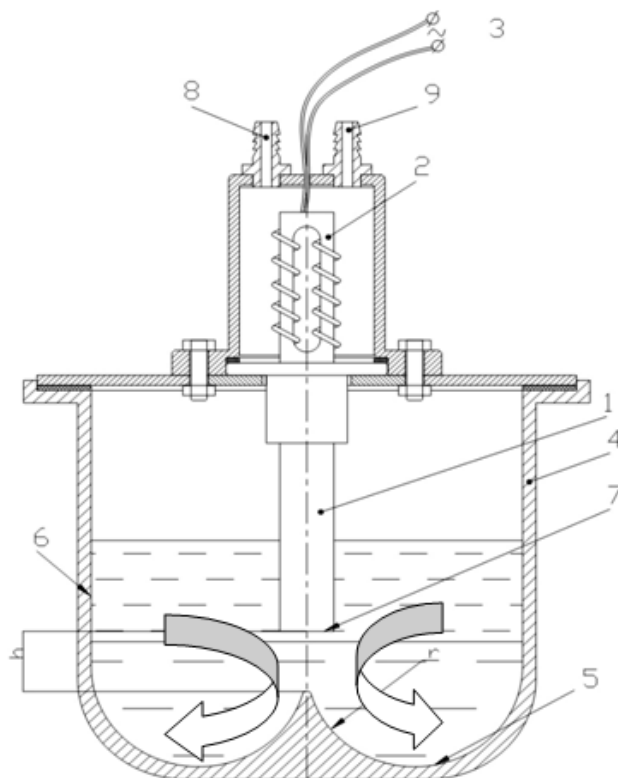


Рис.3. Ультразвуковой реактор для эмульгирования: 1 - УЗ излучатель, 2 - преобразователь УЗК, 3 - электрические выводы обмотки преобразователя, 4 - реактор, 5 - основание реактора, 6 - боковая поверхность реактора, 7 - торец излучателя УЗК, 8 и 9 - штуцера для жидкого охлаждения преобразователя УЗК

УЗ реактор имеет корпус в виде тела вращения 6 и соосно расположенный преобразователь УЗК 2 (рис.3), к которому закреплен излучатель 1,

находящийся в корпусе 6. Внутренняя поверхность основания корпуса выполнена в виде полуокруглой образующей с радиусом r , равным половине длины волны УЗК. При этом одна конечная точка образующей совпадает с вертикальной осью корпуса, а другая сопряжена с боковой образующей корпуса, причем нижняя торцовая часть УЗ излучателя находится на расстоянии 10...15 мм от крайней точки полуокруглой образующей, совпадающей с вертикальной осью корпуса. Такое исполнение реактора дает возможность одновременного наложения в жидкой среде УЗ и низкочастотных колебаний, что позволяет упростить конструкцию реактора и повысить его надежность.

Разработан способ получения водно-парафиновой эмульсии (патент РА №2371 А2), который широко используется в пищевой промышленности, в производстве взрывчатых веществ и других областях промышленности, а также для изготовления влагозащитающего упаковочного материала. Сущность способа в том, что перед эмульгированием получают зависимости условной вязкости всех компонентов от температуры, с помощью которых определяют первую точку пересечения их графиков, и эмульгирование проводят при температуре, соответствующей точке пересечения, а после завершения процесса эмульгирования эмульсию охлаждают до комнатной температуры, затем в течение 4...8 мин подвергают термообработке при температуре 80...95°C. При этом повышается стабильность эмульсии.

Одновременно проводились исследования процессов резания материалов с применением УЗК и исследовались возможности повышения эффективности процесса УЗ точения материалов путем определения условий и промежутка времени полного отрыва режущего инструмента от обрабатываемого материала в течение одного периода УЗК, что способствует повышению стойкости режущего инструмента.

К числу таких работ относится исследование процесса шабрения поверхностей и отверстий с применением УЗК [36], на основании которого были выявлены оптимальные акустико-технологические параметры и условия осуществления процесса УЗ шабрения, а также разработан и изготовлен многолезвийный промышленный шабер (патент РА №393 А2). Проведенные исследования и разработанный промышленный образец УЗ шабера, прошедший промышленные испытания и технико-экономическое обоснование целесообразности применения предлагаемой технологии, позволяют рекомендовать технологию шабрения поверхностей применением УЗК для: повышения производительности процесса шабрения за счет увеличения скорости и объема срезаемого материала; увеличения манипуляционных возможностей за счет снижения сопротивления резанию в среднем в 3,5...4 раза; расширения возможностей декоративной, отделочной и восстановительной

шабровки; повышения маслоудерживающей способности обработанных поверхностей.

Разработан также способ вибрационного резания (патент РА №738 А2), сущность которого заключается в том, что режущему инструменту сообщают вибрации в направлении тангенциальной и радиальной составляющих сил резания с поочередной последовательностью полупериодов по часовой стрелке и в направлении, противоположном направлению главного движения резания, а величину амплитуды тангенциальных a_t и радиальных a_r вибраций определяют из условий $a_t \geq 0,75VT$ и $a_r \geq 0,5VT$, где V - скорость главного движения резания, T - период вибрации. При такой схеме осуществления процесса резания с применением вибраций в течение определенного промежутка времени режущий инструмент полностью отрывается от обрабатываемого материала и стружки, что улучшает условия проникновения СОЖ в зону резания, и, как следствие, повышается стойкость резца. Во время апробации этого способа при вибрациях инструмента с УЗ частотой было установлено, что невозможно получить линейное смещение с помощью разработанной акустической системы и схемы его подключения к электропитанию, так как налагаемые друг на друга тангенциальные и радиальные составляющие колебания из-за переходных процессов в моменты коммутации их преобразователей искривляли траекторию движения вершины резца.

На основании этого возникла идея замены прямоугольной траектории движения вершины резца на эллиптическую, которая была решена применением эллиптических пространственных УЗК инструмента (ЭПКИ) путем одновременного возбуждения УЗК в режущем инструменте вдоль двух различных направлений. При этом частоты колебаний в этих направлениях были приняты одинаковыми, а между ними был установлен определенный угол сдвига фаз (патент РА № 739 А2). Отметим, что УЗ резание с ЭПКИ является новым научным направлением в области металлообработки труднообрабатываемых материалов, применение которого позволяет повысить как устойчивость обрабатывающей системы, так и эффективность использования УЗК.

Как известно [8-10,12,15,31-33], УЗ резание обычно осуществляют по трем основным схемам с применением радиальных, тангенциальных или осевых УЗК. Каждая из схем, наряду с безусловной эффективностью, отличается и характерным недостатком. Следует отметить, что из всех известных схем УЗ резания наибольшими преимуществами обладает схема с колебаниями режущего инструмента или обрабатываемой детали вдоль тангенциальной составляющей силы резания, что и способствовало ее наибольшему применению в области обработки материалов лезвийным инструментом. При этом основным

недостатком схемы УЗ резания с тангенциальными колебаниями является наличие в процессе резания постоянного контакта задней поверхности режущего инструмента с обрабатываемой деталью.

Многочисленными исследованиями влияния УЗК на различные процессы обработки материалов резанием установлено, что наибольший эффект повышения качества и производительности обработки, увеличение износостойкости режущего инструмента и улучшение условий пластического деформирования материала в зоне резания наблюдаются при чистовых операциях, т.е. в условиях низкой нагруженности обрабатываемой системы. В частности, при глубоком сверлении отверстий и нарезании резьбы в деталях из труднообрабатываемых материалов, чистовом зубодолблении блока зубчатых колес и секторов, обтачивании и растачивании деталей из титановых, жаропрочных и коррозионностойких сплавов и т.д. применение УЗК позволяет достичь качества обработки, которое недоступно для традиционных методов лезвийной обработки.

В этой связи была поставлена задача повышения эффективности УЗ резания при черновых операциях на основе изыскания возможностей снижения общей нагруженности обрабатываемой системы как при непрерывных, так и при прерывистых процессах резания. Эта задача особенно актуальна для случая УЗ резания многолезвийном инструментом, при котором процесс резания осуществляется с большими изменениями суммарной силы резания всех одновременно режущих зубьев инструмента. Причем использование УЗК с ограниченной мощностью еще больше способствует увеличению величины переменности силы резания, так как при меньших значениях суммарной силы резания эффективность влияния УЗК на процесс наибольшая, а при ее наибольших значениях происходит снижение амплитуды УЗК (практически вплоть до ее гашения), и резание осуществляется без УЗК. Вследствие этого в одном случае минимальная суммарная сила резания снижается в 1,5...2 раза, а в другом - наибольшая суммарная сила резания остается прежней, что в итоге приводит к увеличению ее переменности.

Очевидно, что для повышения эффективности процесса УЗ резания многолезвийным инструментом необходимо разработать методы снижения переменности суммарной силы резания. К числу таких методов следует отнести разработанный нами способ аналитического исследования суммарной силы резания при обработке многолезвийным режущим инструментом (патент РФ №1770 А2), который основан на том, что для всех форм единичных импульсов силы резания наибольшая и наименьшая величины суммарной силы резания соответствуют определенным характерным точкам. При этом характерными являются все моменты изменения условий резания: вход в работу нового режущего зуба инструмента; выход из работы последнего режущего

инструмента; изменение фронта нарастания единичного импульса силы резания; достижение наибольшего значения единичного импульса силы резания. По величинам суммарной силы резания во всех характерных точках и их абсциссам определяется аналитическая зависимость суммарной силы резания от угла поворота режущего инструмента. Такое решение аналитического исследования суммарной силы резания позволяет исключить необходимость определения суммарной силы резания в любом положении многолезвийного режущего инструмента, что представляет собой весьма сложную, а в некоторых случаях - нерешаемую математическую задачу.

На основе этого получены аналитические зависимости наибольшей и наименьшей величин суммарной силы резания, переменности ее абсолютной величины и степени равномерности от числа одновременно режущих зубьев многолезвийного инструмента для всех основных форм единичного импульса силы резания, позволяющие управлять процессом обработки многолезвийным инструментом. Установлены возможности равномерного резания для всех основных форм единичных импульсов силы резания при обработке многолезвийным режущим инструментом и условие его осуществления с минимальной переменностью суммарной силы резания.

С учетом сказанного разработана технология многопроходного нарезания зубчатых колес [32], сущность которой заключается в том, что в зависимости от требуемой шероховатости поверхности зубьев нарезаемых колес устанавливают по возможности наибольшее число проходов. Из стандартного ряда промышленных долбяков (ГОСТ 9323-79) как сточенных, так и не бывших в употреблении, выбирают тот инструмент, который обеспечивает наименьшую суммарную силу резания и величину ее переменности. Такая технология нарезания зубчатых колес позволяет повысить точность их обработки на обычных серийно выпускаемых зубодолбежных станках стандартными долбяками, как минимум, на одну степень точности по ГОСТ 164-81. Для осуществления технологии многопроходного нарезания зубчатых колес установлена обобщенная закономерность назначения глубины врезания долбяка из условия равенства сил при каждом проходе применительно к любым числам проходов и смещениям исходного контура нарезаемого колеса [32].

Другим, как нам кажется, достаточно удачным решением снижения общей нагруженности обрабатывающей системы является разработанный в базовой лаборатории МТ резец с многоступенчатым лезвием (рис. 4) [37,38]. Вершины ступеней резца с многоступенчатым лезвием в направлении глубины резания находятся на расстоянии 0,3...0,4 мм друг от друга, а в направлении подачи - на расстоянии 0,6...0,8 мм. При этом лезвие разделено на отдельные режущие части, каждая часть содержит по три режущие ступени.

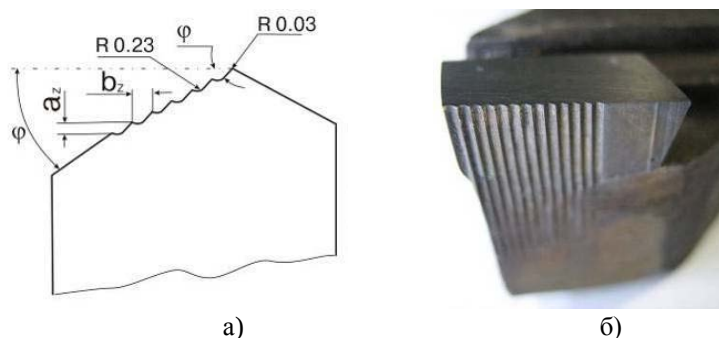
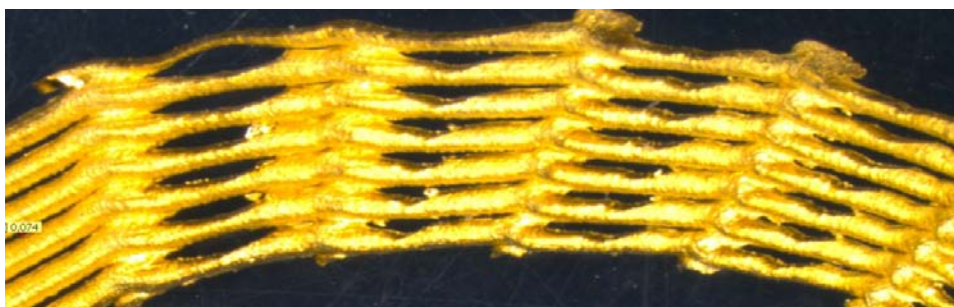


Рис.4. Резец с многоступенчатым лезвием: а - геометрия, б - общий вид

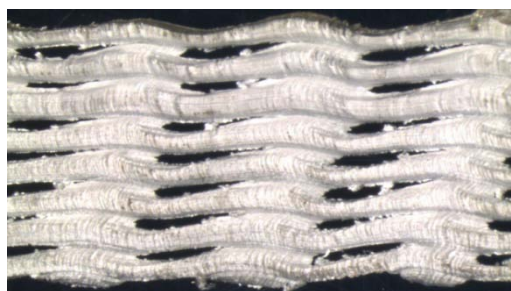
Применение такого резца позволяет до двух и более раз уменьшить суммарную силу резания за счет нелинейности зависимости силы резания от глубины резания при малых ее величинах (патент РА №2634 А2). Проведенные исследования показали, что при резании резцом с многоступенчатым лезвием при определенных режимах резания получается сетчатая стружка (рис. 5), которая облегчает условия проникновения СОЖ в зону резания, что способствует улучшению условий резания.



а)



б)



в)

Рис.5. Стружки, полученные при резании резцом с многоступенчатым лезвием: а - латунь марки Л62, б - сталь Stavax, в - дюралюминий марки Д16

Полученными результатами был воодушевлен проф. Христафорян С.Ш., который на одной из севастопольских международных научно-технических конференций Международного союза машиностроителей, где присутствовали представительства из более чем 20-ти стран, раздал всем участникам во время дружественной встречи цветные фотографии этих стружек и задал вопрос: “А скажите, пожалуйста, дорогие коллеги! Каким образом армяне получили такую стружку?”. Его воодушевление нам было понятно, так как согласно разработанной им теории резания, основанной на самоорганизации неравновесных систем, продуктом процесса является не деталь, как было принято считать, а стружка [31]. Деталь же является тем, что остается после получения стружки: чем лучше стружка, тем качественнее оставшаяся часть заготовки, называемая деталью. Помнится, после этого профессор Анджей Бухач из Силезского технологического университета Польши подошел к нам и сказал: “Степан Шмавович! Наконец, я въезжаю в Вашу теорию резания”. Нам было очень приятно это слышать.

Есть еще много технологий и разработок, которые были впервые осуществлены в лаборатории МТ, однако в связи с ограниченностью объема статьи здесь они не приводятся. Об этом мы расскажем в следующем номере.

Заключение. Для научно-исследовательской базовой лаборатории МТ, являющейся по идее правопреемником проблемной лаборатории ПРР, основанной в 1967 г., этот год юбилейный. За эти полвека лаборатория добилась определенных успехов в области исследования, разработки, развития и совершенствования теории и практики резания материалов лезвийным инструментом, в том числе УЗ методами, а также обработки материалов применением УЗК, в частности: УЗ эмульгирования несмешиваемых жидкостей; УЗ упрочнения рабочих поверхностей деталей машин пластическим деформированием; создания поверхностного регулярного рельефа на трибологических поверхностях деталей машин. На основе полученных результатов по основным направлениям базовой лаборатории МТ, начиная со дня ее создания, защищены 2 докторские, более 40 кандидатских диссертаций, получены более 40 авторских свидетельств и патентов РФ и РА.

Работа выполнена при финансовой поддержке Государственного комитета по науке при Министерстве образования и науки Республики Армения в рамках тематики научно-исследовательской базовой лаборатории “Машиностроительные технологии” Национального политехнического университета Армении.

Литература

1. **Balamuth L.** Recent developments in ultrasonic metalworking // SAE Preprints. S.A. - 1966. -№ 849 G. - P. 10.
2. **Розенберг Л.Д.** Физика и техника мощного ультразвука. Книга 1: Источники мощного ультразвука. - М.: Наука, 1967. - 379 с.
3. **Розенберг Л.Д.** Физика и техника мощного ультразвука. Книга 2: Мощные ультразвуковые поля. - М.: Наука, 1968. - 268 с.
4. **Розенберг Л.Д.** Физика и техника мощного ультразвука. Книга 3: Физические основы ультразвуковой технологии. - М.: Наука, 1970. — 689 с.
5. **Розенберг Л.Д., Казанцев В.Ф., Макаров Л.О., Яхимович Д.Ф.** Ультразвуковое резание. -М.: Изд. АН СССР, 1962. - 252 с.
6. **Агранат Б.А.** Основы физики и техники ультразвука. - М.: Высшая школа, 1987. — 352 с.
7. **Северденко В.П., Клубович В.В., Степаненко А.В.** Ультразвук и пластичность. - Минск: Наука и техника, 1976. - 448с.
8. **Марков А.И.** Ультразвуковое резание труднообрабатываемых материалов. - М.: Машиностроение, 1968. - 268 с.
9. **Марков А.И.** Ультразвуковая обработка материалов. - М.: Машиностроение, 1980. - 240с.
10. **Мартынов В.Д.** Основы ультразвуковой обработки отверстий резанием. - Ростов-на-Дону: Изд-во Ростовского ун-та, 1969. - 212 с.
11. **Бергман Л.** Ультразвук и его применение в науке и технике. - М.: Иностранная литература, 1957. — 726 с.
12. **Кумабэ Д.** Вибрационное резание. - М.: Машиностроение, 1985. - 424 с.
13. **Казанцев В.Ф.** Расчёт ультразвуковых преобразователей для технологических установок. - М.: Машиностроение, 1980. - 44 с.
14. **Гершгал Д.А., Фридман В.М.** Ультразвуковая аппаратура промышленного назначения. - М.: Энергия, 1967. - 263 с.
15. **Бекренев Н.В., Злобина И.В.** Развитие ультразвуковых технологий размерной обработки в Саратове // Научно-технический журнал “Вопросы электротехнологии”. – Саратов: Изд-во СГТУ, 2015. - № 1. - С. 18-27.
16. Применение ультразвука в процессе получения деталей прессованием и давлением: Отчет по НИР ЕрПИ им.К.Маркса: № гр. 74049127 (Рук. **Вартанян М.Е.**, отв. исполн. **Исаакян С.Г.**). - Ереван, 1967. - 93 с.
17. Применение ультразвука в процессе получения деталей прессованием: Отчет по НИР ЕрПИ им. К. Маркса: № гр. № ГР 74049127 (Рук. **Вартанян М.Е.**, исполнители: **Исаакян С.Г., Сафарян А.Г., Овсепян Г.С.**). - Ереван, 1968. - 87 с.
18. **Исаакян С.Г.** Эффективность наложения ультразвуковых колебаний при прессовании металлических порошков: Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.08 / ЕрПИ.– Ереван, 1968.-19с.

19. **Иса Махмуд Ахмед.** Повышение эффективности изготовления фармацевтических таблеток с использованием ультразвука: Дис. ... канд. техн. наук: 05.03.01 / Гос. инж. ун-т Армении. – Ереван, 1999. - 19 с.
20. Патент РА №667. Способ прессования таблеток / **Иса Ахмед, А.В. Артунян, А.Б. Баласанян, С.Б. Баласанян, Э.С. Христафорян, С.Ш. Христафорян, Б.С. Баласанян.** – Ереван, 1999. - 5 с.
21. **Артунян А.В.** Повышение эффективности пластического деформирования материалов применением ультразвуковых колебаний: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.03.02 / Гос. инж. ун-т Армении. – Ереван, 2008. – 24 с.
22. **Христафорян С.Ш., Баласанян Б.С., Артунян А.В.** Повышение эффективности процесса прессования деталей в закрытых объемах с применением сложных схем наложения ультразвуковых колебаний // Проблемы прикладной механики: Международный научный журнал. – Тбилиси, 2004. - 2(15). –С. 74-77.
23. **Христафорян С.Ш., Артунян А.В.** Особенности процесса прессования материалов в закрытых объемах с использованием различных схем наложения УЗК // Международный сборник научных трудов “Прогрессивные технологии и системы машиностроения”. - Донецк: изд. ДонНТУ, 2006. - Вып. 31. - С. 305-310.
24. Исследование и разработка процессов обработки материалов с применением ультразвука: Отчет по НИР ЕрПИ им.К.Маркса: № ГР.74049127., инв. № Б354290 (Рук. **Вартанян М.Е.**, исполнители: **Исаакян С.Г., Сафарян А.Г., Киракосян А.Б., Баласанян Б.С.**). - Ереван, 1979. – 136 с.
25. Исследование контактных явлений в ультразвуковом поле: Отчет по НИР ЕрПИ им.К.Маркса: № ГР. 74049127. инв. № Б3398721 (Рук. **Вартанян М.Е.**, исполн.: **Сафарян А.Г., Киракосян А.Б., Баласанян Б.С.**). - Ереван, 1979. 108 с.
26. Влияние акустического поля на динамику процесса зубодольбления: Отчет по НИР ЕрПИ им.К.Маркса: № ГР. 74049127., инв. № 910675 (Рук. **Вартанян М.Е.**, отв. исполн.: **Баласанян Б.С.**). - Ереван, 1980. - 124 с.
27. Исследовать и разработать процесс зубодольбления с наложением УЗК с целью внедрения в отрасли машиностроения: Отчет по НИР ЕрПИ им.К.Маркса: № ГР. 74049127. инв. № 53818 (Рук. **Вартанян М.Е.**, исполн.: **Христафорян С.Ш., Баласанян Б.С.**). - Ереван, 1982. - 64 с.
28. Разработка процессов обработки материалов с применением ультразвуковых колебаний: Отчет по НИР ЕрПИ им.К.Маркса: № ГР. 74049127. инв. № 856910 (Рук. **Вартанян М.Е.**, исполн.: **Сафарян А.Г., Христафорян С.Ш., Баласанян Б.С.**). - Ереван, 1982. - 41 с.
29. Разработка предложения для внедрения ультразвуковой технологии обработки зубчатых колес: Отчет по НИР ЕрПИ им.К.Маркса: № ГР. 02840061165 (Рук. **Вартанян М.Е.**, исполн.: **Баласанян Б.С., Христафорян С.Ш.**). -Ереван, 1983.-24с.
30. Исследование процесса зубошевингования с использованием УЗК и разработка рекомендаций по внедрению УЗ технологии: Отчет по НИР ЕрПИ им.К.Маркса: №

ГР. 02820060414 (Рук. **Вартанян М.Е.**, исполн.: **Егиазарян Р.А., Баласанян Б.С.**).
- Ереван, 1984. - 88 с.

31. **Христафорян С.Ш.** Теоретические и технологические основы повышения эффективности обработки материалов использованием ультразвуковых колебаний: Автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.03.02 / Гос. инж. ун-т Армении. – Ереван, 1996. -32 с.
32. **Баласанян Б.С.** Теоретические и технологические основы повышения устойчивости обрабатывающих систем применением ультразвука: Автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.03.02 / Гос. инж. ун-т Армении. –Ереван, 2003.-35с.
33. **Егиазарян Р.А.** Повышение эффективности процесса зубошвингования использованием ультразвуковых колебаний: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.03.02 / Киевский политехнический институт. – Киев, 1989. -16 с.
34. **Фридман В.М.** Исследование интенсификации физико-химических процессов систем Ж-Ж и Ж-Т при воздействии акустических колебаний и разработка акустической химико-технологической аппаратуры: Автореф. дис. ... докт. техн. наук. -М., 1975. – 22 с.
35. **Баласанян А.Б.** Повышение эффективности процесса эмульгирования наложением колебательных полей: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.03.02 / Гос. инж. ун-т Армении. – Ереван, 2006. - 21с.
36. **Христафорян Э.С.** Повышение эффективности процесса шабрения использованием ультразвуковых колебаний: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.03.02 / Гос. инж. ун-т Армении. – Ереван, 1999. – 19 с.
37. **Гараян А.В.** Повышение устойчивости процесса многолезвийной обработки регулированием числа одновременно работающих лезвий: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.03.02 / Гос. инж. ун-т Армении.– Ереван, 2008. - 22с.
38. **Юрмузян Д.Г.** Повышение эффективности обработки металлов применением резца с многоступенчатым лезвием: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.03.02 / Гос. инж. ун-т Армении. – Ереван, 2010. - 23с.

*Поступила в редакцию 06.05.2017.
Принята к опубликованию 14.06.2017.*

**ՈՒԼՏՐԱՁԱՅՆԱՅԻՆ ՄԵՔԵՆԱՇԻՆԱԿԱՆ ՏԵԽՆՈԼՈԳԻԱՆԵՐԻ ԶԱՐԳԱՑՈՒՄԸ
ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ ԱԶԳԱՅԻՆ ՊՈԼԻՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ՀԱՄԱԼՍԱՐԱՆՈՒՄ**

Բ.Ս. Բալասանյան

Ներկայացված են ուլտրաձայնային մեքենաշինական տեխնոլոգիաների զարգացման փուլերը Հայաստանի ազգային պոլիտեխնիկական համալսարանում (ՀԱՊՀ): Ցույց է տրված, որ հեռանկարային տեխնոլոգիաների ստեղծման և ներդրման գիտական քաղաքականության համաձայն, որը գոյություն ունի նախկին ԽՍՀՄ-ում, նոր գործընթացների տեսական և փորձարարական մշակման բազաները կենտրոնացվում էին ակադեմիական ինստիտուտներում և բուհերում: 1967 թ. ԽՍՀՄ-ի գիտության և կրթության Պետական կոմիտեի (ԽՍՀՄ ԳԿՊԿ) որոշմամբ Երևանի Կ.Մարքսի անվան պոլիտեխնիկական ինստիտուտում (ԵրՊԻ) ԽՍՀՄ ԳԱ ակադեմիկոս, տ.գ.դ., պրոֆեսոր Մ.Վ. Կասյանի ղեկավարությամբ ստեղծվել էր "Կտրման ռեոլոգիա" պրոբլեմային լաբորատորիան (ԿՌՊ): ԿՌՊ-ի կազմում M-02 "Ուլտրաձայնային տեխնոլոգիաներ" լաբորատորիայի գիտական ղեկավար էր նշանակվել Հայրենական մեծ պատերազմի վետերան, շնորհաշատ կազմակերպիչ և գիտնական, պրոֆեսոր Մ.Ե. Վարդանյանը, ով իր շուրջը համախմբեց կոլեկտիվի երիտասարդ մասնագետներին և "Մեքենաշինության տեխնոլոգիա" ամբիոնի, իսկ 1968 թ. "Մեքենաշինության ավտոմատացում և համալիր մեքենայացում" նոր ամբիոնի աշխատակիցներին: Հայաստանի Հանրապետության Կառավարության որոշմամբ 01.01.2005թ. Հայաստանի պետական ճարտարագիտական համալսարանում (ՀՊՃՀ) կազմակերպվեց "Մեքենաշինական տեխնոլոգիաներ" բազային գիտահետազոտական լաբորատորիան (ՄՏ), որը դարձավ ԿՌՊ պրոբլեմային լաբորատորիայի իրավահաջորդը:

Լաբորատորիան կես դարում ձեռք է բերել որոշակի գիտական հաջողություններ սայրային կտրման գործընթացների, այդ թվում՝ նաև ուլտրաձայնային եղանակներով, ինչպես նաև ուլտրաձայնային տատանումների (ՈւՁՏ) կիրառմամբ նյութերի մշակման, մասնավորապես՝ չխառնվող հեղուկների ուլտրաձայնային էմուլգացման, պլաստիկ դեֆորմացմամբ մեքենամասերի բանվորական մակերևույթների ուլտրաձայնային ամրացման, մեքենամասերի շփական մակերևույթների վրա կանոնավոր մակերևութային ռեյիեֆի ստեղծման հետազոտության, մշակման, զարգացման և տեսության ու պրակտիկայի կատարելագործման ոլորտներում:

Աշխատանքում ներկայացվում են հակիրճ տեղեկություններ լաբորատորիայի գիտական գործունեության վերաբերյալ: ՄՏ բազային լաբորատորիայի ստեղծման օրվանից սկսած՝ նրա հիմնական ուղղություններով ստացված արդյունքների հիման վրա պաշտպանվել են 2 դոկտորական, 40 -ից ավելի թեկնածուական ատենախոսություններ, ստացվել են 40-ից ավելի հեղինակային վկայականներ, ՌԴ-ի և ՀՀ-ի պատենտներ:

Առանցքային բառեր. բազային լաբորատորիա, ուլտրաձայն, մեքենաշինություն, տեխնոլոգիա, կտրում, ատամնամշակում, էմուլգացում, բազմաստիճան սայր, կտրող գործիք.

DEVELOPING ULTRASONIC MACHINE BUILDING TECHNOLOGIES AT NATIONAL POLYTECHNIC UNIVERSITY OF ARMENIA

B.S. Balasanyan

The development stages of ultrasonic machine building technologies at National Polytechnic University of Armenia (NPUA) are introduced. It is shown that on the basis of scientific policy for the creation and implementation of promising technologies, existing in the USSR, according to which the development of the theoretical and experimental bases of new processes concentrated in academic institutions and universities, in 1967, by the decision of the State Committee of Science and Education (SCS and E), in Yerevan Polytechnic Institute after K. Marx (YrPI), under the supervision of the Academician of the USSR AS, Dr of tech. sci., Prof. M.V. Kasyan, a laboratory “Rheology of cutting” (PRC) was established. As a supervisor of the laboratory M-02 “Ultrasonic technology” in YPI was assigned a veteran of the great Patriotic War, a talented organizer and scientist, Professor M.E. Vardanyan, who rallied a team of young professionals and employees of the Department “Technology of Mechanical Engineering”, and since 1968 - the new Chair of “Automation and Complex Mechanization of Mechanical Engineering”. Based on the resolution of the Republic of Armenia Government from 01.01.2005, at State Engineering University of Armenia (SEUA), a basic research laboratory “Engineering technology” (ET), which was the successor of the base laboratory of the PRC was organized. For half a century, the laboratory has had certain achievements in the field of research, design, development and improvement of the theory and practice of cutting materials with a cutting tool, including the ultrasonic methods and processing of materials by application of ultrasonic vibrations (ultrasonic testing), in particular: ultrasonic emulsification of immiscible liquids, ultrasonic hardening of the working surface of machine parts by plastic deformation, creation of regular surface topography on the frictional surfaces of machine parts. The work summarizes the research activities of the laboratory. Based on the results in the key areas of the basic laboratory ET, since the day of its establishment, 2 doctorate and over 40 Master's theses have been defended, more than 40 copyright certificates and patents of the RF and RA have been received.

Keywords: basic laboratory, ultrasound, mechanical engineering, technology, cutting, gear treatment, emulsifying, multi-blade cutting tool.

УДК 628.81/85

КОЛЕБАНИЯ И УСТОЙЧИВОСТЬ РОТОРА АСИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Г.Г. Шемян¹, Р.А. Аветисян², Ф.С. Хачатрян²

¹Институт механики НАН РА

²Национальный политехнический университет Армении

Рассмотрена проблема колебания электромеханической системы с учетом обратного влияния колебательного процесса на скорость приводного асинхронного электродвигателя. Показано, что если приводной двигатель имеет ограниченную мощность, то процесс колебаний системы заметно влияет на величину угловой скорости двигателя, т.е. угловая скорость становится переменной величиной. Хотя этот эффект еще в 1904 г. был впервые обнаружен А. Зомерфельдом, все же по настоящее время в уравнениях движения он не учитывается. Это предположение приводит к весьма существенным ошибкам, и не случайно, что в некоторых случаях расчетная погрешность на порядок превышает экспериментальные данные. Нами неоднократно наблюдалось наличие крутильных колебаний электромеханических систем с асинхронным приводным двигателем, хотя изначально крутящий момент должен быть постоянным. Чтобы оценить этот эффект, рассмотрены колебания электромеханической системы с учетом обратного влияния колебательного процесса на скорость приводного двигателя, где крутящий момент зависит от скорости и степени неуравновешенности вращающегося ротора. Из рассмотрения движения в форме Лагранжа получена система дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами, которая не имеет точного аналитического решения. Первое приближенное решение отражает основные свойства системы и служит основой для оценки точности расчетов. Показано, что угловая скорость вращения ротора электродвигателя зависит от уровня вибраций системы и в некоторых интервалах скоростей может сделать движение неустойчивым. В зависимости от уровня колебания система аperiodически может выходить из стационарного режима.

Ключевые слова: ограничения мощности, приводной двигатель, крутильные колебания, эксцентриситет, расчетная погрешность.

Введение. Обычно считается, что ротор электрической машины, имеющий некоторую неуравновешенность, генерирует возмущающую силу [1]

$$P = P_0 \cdot \cos \omega t,$$

Такое допущение приводит к весьма существенным ошибкам, и не случайно, что в некоторых случаях, особенно в высокоскоростных машинах, расчетные погрешности на порядок превосходят экспериментальные данные. Нами неоднократно наблюдалось наличие больших крутильных колебаний в асинхронных двигателях, в то время как крутящий момент в этих двигателях по своей природе должен быть постоянным [5, 6].

The diagram shows a mechanical system. A horizontal cart, labeled '3', is supported by two vertical springs. A vertical rod is attached to the cart. A disk, labeled '2', is mounted on the rod. The disk has a radius r . A point mass m_1 is attached to the disk at a distance $r \sin \varphi$ from the center, where φ is the angle between the vertical and the line connecting the center to m_1 . Another point mass m_2 is attached to the disk at a distance $r \cos \varphi$ from the center. The vertical displacement of the cart is denoted by y .

35

Уравнения движения этой системы в литературе имеют вид

$$\begin{cases} m\ddot{y} + Cy = m_1 r \omega^2 \cos \omega(t), \\ J\ddot{\phi} - k\dot{\phi} = M, \end{cases} \quad (1)$$

где ω - угловая скорость вращения двигателя; y - вертикальные перемещения массы $m = m_1 + m_2$; C - изгибная жесткость вала; r - эксцентриситет массы m_1 ; J - момент инерции ротора и массы m_1 относительно оси вращения, $J = J_1 + m_1 r^2$; k - крутильная жесткость вала; M – момент вращения двигателя.

Отправной пункт дальнейших выкладок состоит в том, что колебания массы m влияют на угловую скорость вращения двигателя, и момент M , передаваемый статором на ротор двигателя при ограниченной мощности, становится переменным $M = M(\dot{\phi})$. Эта зависимость называется характеристикой двигателя. Во многих случаях эту характеристику можно принять в виде линейной функции

$$M = M_0 - a \cdot \dot{\phi}, \quad (2)$$

причем величина M_0 зависит от рабочей мощности двигателя.

Метод решения. Уравнение движения системы (см. рис.) составим в форме Лагранжа.

Кинетическая энергия ротора будет

$$T_0 = \frac{J_1 \dot{\phi}^2}{2}, \quad (3)$$

вертикальное перемещение массы m_1 :

$$y = r \cos \varphi, \quad (4)$$

а горизонтальная координата массы m_1 :

$$x = -r \sin \varphi. \quad (5)$$

Дифференцируя выражения (4) и (5) по времени, находим вертикальную и горизонтальную проекции скорости массы m_1 :

$$\dot{y}_1 = \dot{y} = r \dot{\varphi} \sin \varphi, \quad \dot{x}_1 = -r \dot{\varphi} \cos \varphi, \quad (6)$$

Тогда кинетическая энергия массы m_1 будет

$$T_1 = \frac{m_1}{2} [(\dot{y} - r \dot{\varphi} \sin \varphi)^2 + (-r \dot{\varphi} \sin \varphi)^2], \quad (7)$$

а кинетическая энергия массы m_2 :

$$T_2 = \frac{m_2 \dot{y}^2}{2}. \quad (8)$$

Полная кинетическая энергия будет

$$T = \frac{(J_1 + m_1 r^2) \dot{\phi}^2}{2} + \frac{(m_1 + m_2) \dot{y}^2}{2} - m_1 r \dot{y} \dot{\phi} \cdot \sin \varphi \quad (9)$$

или

$$T = \frac{J \dot{\phi}^2}{2} + \frac{m y^2}{2} + m \cdot r \dot{\phi} \cdot \dot{y} \sin \varphi. \quad (10)$$

Уравнения движения по форме Лагранжа будут иметь вид

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial T}{\partial y} = Q_y, \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \phi} = Q_\phi, \end{cases} \quad (11)$$

где

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial T}{\partial y} &= m \ddot{y} - m_1 r (\ddot{\phi} \sin \varphi + \dot{\phi}^2 \cos \varphi), \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \phi} &= J \ddot{\phi} - m_1 r \dot{y} \sin \varphi, \\ Q_y &= -Cy; \quad Q_\phi = M_0 - a\dot{\phi} - k\phi. \end{aligned} \quad (12)$$

Здесь C - коэффициент жесткости пружины 3.

После подстановки (12) уравнения Лагранжа примут вид

$$\begin{cases} m \ddot{y} - m_1 r (\ddot{\phi} \sin \varphi + \dot{\phi}^2 \cos \varphi) = -Cy, \\ J \ddot{\phi} - m_1 r \dot{y} \sin \varphi = M_0 - (a + k)\dot{\phi}. \end{cases} \quad (13)$$

Легко убедиться, что записанная система уравнений (13) не удовлетворяет решениям $\dot{\phi} = \omega, \varphi = \omega t$. В этом случае уравнения (13) приобретут бы форму уравнения (1) и имело бы место решение $y = A \cos \omega t$. На самом деле, подставляя это выражение в (13), получим в левой части переменную величину $m_1 r \omega^2 A \cos \omega t \cdot \sin \omega t$, в то время как правая часть постоянна. Отсюда следует, что угловая скорость вращения ротора не может оставаться постоянной величиной. В этом и состоит одна из важнейших особенностей рассматриваемой

задачи. Решение $y = A \cos \omega t$ будет соответствовать (и то приближенно) лишь для двигателя с ограниченной мощностью. Следовательно, этим решением пользоваться нельзя.

К сожалению, точного решения системы уравнений (13) в замкнутом виде не существует. Поэтому построим первое приближение, способное отразить главное свойство рассматриваемой системы.

Вместо первого уравнения системы (13) запишем

$$\ddot{y} + p^2 y = \frac{m_1 r}{m} (\ddot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\varphi}^2 \cos \varphi), \quad \text{где} \quad p^2 = \frac{c}{m}. \quad (14)$$

Правую часть уравнения (14) можно представить в виде

$$\ddot{y} \sin \varphi + \dot{\varphi}^2 \cos \varphi = -\frac{d^2}{dt^2} (\cos \varphi). \quad (15)$$

Тогда уравнение (14) примет вид

$$\ddot{y} + p^2 y = \frac{m_1 r}{m} \frac{d^2}{dt^2} \cos \varphi. \quad (16)$$

Перейдя к новой переменной $y = \ddot{u}$, будем иметь

$$\ddot{\ddot{u}} + p^2 \ddot{u} = \frac{m_1 r}{m} \frac{d^2}{dt^2} \cos \varphi. \quad (17)$$

После двукратного интегрирования получим

$$\ddot{\ddot{u}} + p^2 \ddot{u} = -\frac{m_1 r}{m} \cos \varphi + p^2 (a_1 + b_1 t). \quad (18)$$

Решение уравнения (18) ищем в виде

$$\ddot{u} = A \cos \varphi + a_1 + b_1 t, \quad (19)$$

где, в отличие от решения $y = A \cdot \cos \omega t$, $A = A(t)$ - функция времени t , а φ не равняется ωt ($\varphi \neq \omega t$).

Подставляя (19) в (18), приходим к уравнению

$$\left(\ddot{A} - A \dot{\varphi}^2 + \frac{m_1 r}{m} \right) \cos \varphi - (2 \dot{A} \dot{\varphi} + A \ddot{\varphi}) \sin \varphi = 0. \quad (20)$$

Для тождественного удовлетворения уравнения (20) выражения в скобках порознь должны равняться нулю:

$$\ddot{A} - A \dot{\varphi}^2 + A p^2 + \frac{m_1 r}{m} = 0, \quad (21)$$

$$2 \dot{A} \dot{\varphi} + A \ddot{\varphi} = 0. \quad (22)$$

Примем, что $y(t)$ меняется по закону, близкому к закону простых гармонических колебаний. Поскольку, согласно (17) и (19), $y = \frac{d^2}{dt^2}(A \cos \varphi)$, то можно предположить, что функция $A \cos \varphi$ также меняется по закону, близкому к закону гармонических колебаний. Это означает, что в (19) функция $A(t)$ меняется медленно, а величина $\varphi(t)$ меняется в зависимости от времени, т.е. приращение ΔA за один период колебания не успевает заметно измениться по сравнению с A :

$$\Delta A = \dot{A}T + \ddot{A}\frac{T^2}{2} + \dots \ll A, \quad (23)$$

$$\dot{A}T \ll A; \ddot{A}T \ll \dot{A} \quad \text{или} \quad \dot{A} \ll \omega \dot{A}. \quad (24)$$

Таким образом, приращение функции φ за период оставляет

$$\Delta \varphi = \dot{\varphi}T + \ddot{\varphi}\frac{T^2}{2} + \dots, \quad (25)$$

а приращение функции φ равно 2π . Поэтому можно записать

$$\dot{\varphi}T + \ddot{\varphi}\frac{T^2}{2} + \dots \approx 2\pi, \quad (26)$$

т.е. в первом приближении имеем

$$\dot{\varphi}T = 2\pi, \dot{\varphi} \approx \omega. \quad (27)$$

Кроме того,

$$\ddot{\varphi}\frac{T^2}{2} \ll \dot{\varphi}T \quad \text{или} \quad \dot{\varphi} \ll \omega^2. \quad (28)$$

Учитывая соотношения (24) и (27), можно записать

$$-A\omega^2 + Ap^2 + \frac{m_1 r}{m} = 0, \quad (29)$$

из которого приближенно получим уравнение

$$A = \frac{m_1 r}{m(\omega^2 - p^2)}, \quad (30)$$

совпадающее с решением по обычной упрощенной теории, когда $\omega = const$. Однако нельзя на основании (30) найти производную $\dot{A}$. Для этого воспользуемся уравнением (22), из которого

$$\dot{A} = -A \frac{\ddot{\phi}}{2\dot{\phi}}. \quad (31)$$

Опираясь на выражение (18), образуем производную $\ddot{y} = \ddot{u}$. Последовательно дифференцируя (22), опуская члены, имеющие порядок малости выше первого, получим

$$\ddot{u} = A\dot{\phi}^4 \cos \phi + (6A\dot{\phi}^2 \cdot \ddot{\phi} + 4\dot{A}\dot{\phi}^3) \cdot \sin \phi. \quad (32)$$

Учитывая выражение (31) для производной $\dot{A}$, получим

$$\ddot{y} = A(\dot{\phi} \cos \phi + 4\dot{\phi}^2 \cdot \ddot{\phi} \cdot \sin \phi). \quad (33)$$

Подставляя (30) в (31), будем иметь

$$\ddot{y} = \frac{m_1 \cdot r}{m(\omega^2 - p^2)} (\dot{\phi}^4 \cos \phi + 4\dot{\phi}^2 \cdot \ddot{\phi} \cdot \sin \phi) \quad (34)$$

или

$$-m_1 r \cdot \ddot{y} \cdot \sin \phi = \frac{m_1^2 r}{m(p^2 - \omega^2)} (\dot{\phi}^4 \sin \phi \cos \phi + 4\dot{\phi}^2 \ddot{\phi} \cdot \sin^2 \phi). \quad (35)$$

Поскольку переменные, стоящие в скобках, имеют различные темпы изменения, то величины $\dot{\phi}^4$ и $\dot{\phi}^2 \cdot \ddot{\phi}$ - медленно меняющиеся функции, т.е. их приращения за период малы, тогда как функции $\sin \phi \cdot \cos \phi$ и $\sin^2 \phi$ успевают за период выполнить полный цикл изменения. Математически эти изменения за период 2π описываются выражениями

$$\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \sin \phi \cdot \cos \phi d\phi = 0; \quad \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \sin \phi d\phi = \frac{1}{2}. \quad (36)$$

Поэтому вместо (35) можно принять

$$-m_1 r \ddot{y} \sin \phi \approx \frac{2m_1^2 r^2}{m(\rho^2 - \omega^2)} \dot{\phi}^2 \ddot{\phi} \approx \frac{2m_1^2 r^2 \omega^2}{m(\rho^2 - \omega^2)} \dot{\phi}.$$

Здесь принято, что $\dot{\phi} = \omega$. Тогда второе уравнение системы (13) примет вид

$$\left[J + \frac{2m_1^2 r^2 \cdot \omega^2}{m(p^2 - \omega^2)} \right] \ddot{\phi} + (a + k)\dot{\phi} = M_0. \quad (37)$$

Анализ решений этого уравнения очень прост: к его частному решению

$$\varphi = \frac{M_0}{a+k} \cdot t \quad (38)$$

следует прибавить решение соответствующего однородного дифференциального уравнения

$$\varphi = c_1 e^{\lambda_1 t} + c_2 e^{\lambda_2 t}, \quad (39)$$

где λ_1 и λ_2 - корни характеристического уравнения

$$\lambda \left\{ \left[J + \frac{2m_1^2 \cdot r^2 \cdot \omega^2}{M(p^2 - \omega^2)} \right] \lambda + (a+k) \right\} = 0. \quad (40)$$

Один из корней уравнения (40) равен нулю, значение второго корня определяется знаком суммы, стоящей в прямых скобках. Если эта сумма положительна, то корень оказывается отрицательным, а движение периодически затухающим. Положительный корень, которому соответствует периодический уход системы от стационарного режима (38), появляется при отрицательной сумме

$$J + \frac{2m_1^2 r^2 \omega^2}{m(p^2 - \omega^2)} < 0. \quad (41)$$

Тогда условие неустойчивости движения будет иметь вид

$$\omega > \frac{P}{\sqrt{1 - \frac{2m_1^2 r^2}{J \cdot m}}}. \quad (42)$$

При значениях ω , удовлетворяющих неравенству (42), движение не будет периодическим, и угловая скорость φ будет неограниченно возрастать.

Заключение. Для механических систем с ограниченным возбуждением скорость вращения приводного двигателя становится переменной величиной вследствие обратного воздействия колебательного процесса на скорость вращения ротора. В зависимости от уровня колебания в некоторых промежутках скоростей система может стать неустойчивой. Темп аperiodического ухода системы от стационарного режима зависит от значений начальных параметров.

Любопытно, что расположение области неустойчивости не зависит от параметров двигателя (a , k и M_0). Однако само значение неустойчивого корня, очевидно, зависит от величин " a " и " k ".

Լիտերատուրա

1. **Кононенко В.О.** Колебания упругих систем, включающих неидеальный двигатель. - М.: Физматгиз, 1963. – 276 с.
2. **Кожешник Я.** Динамика машины.- М.: Машгиз, 1961.- 424 с.
3. **Кожевников С.Н.** Динамика машин с упругими связями. – Киев: Изд. АН УССР, 1961. - 160 с.
4. **Рылов Ю.П.** Вибрация асинхронных двигателей единой серии // Вестник электро-технической промышленности.- М., 1957.– №5.– С. 27-31.
5. **Шекян Г.Г.** Динамика роторных машин: Монография. – Ереван: Изд. “Титутюн” НАН РА, 2004. - 330 с.
6. **Шекян Г.Г., Захарянц Г.В.** Защита современных чувствительных аппаратур от динамических воздействий. – Ереван: Изд. “Титутюн” НАН РА, 2003. – 148 с.

*Поступила в редакцию 06.05.2016.
Принята к опубликованию 14.06.2017.*

ԱՍԻՆԽՐՈՆ ՇԱՐԺԻՉԻ ՌՈՏՈՐԻ ՏԱՏԱՆՈՒՄՆԵՐՆ ՈՒ ԿԱՅՈՒՆՈՒԹՅՈՒՆԸ

Հ.Գ. Շեկյան, Ռ.Ա. Ավետիսյան, Ֆ.Ս. Խաչատրյան

Դիտարկված են էլեկտրամեխանիկական համակարգերի տատանման հիմնախնդիրները՝ ասինխրոն շարժիչով շարժաբերի տատանման գործընթացի արագության վրա հետադարձ ազդեցության հաշվառումով: Ցույց է տրված, որ եթե ասինխրոն շարժիչն ունի սահմանափակ հզորություն, քանի որ շարժիչն ընտրվում է աշխատող մեխանիզմի հզորությանը հավասար, ապա համակարգի տատանման ընթացքը զգալիորեն կարող է ազդել շարժաբերի անկյունային արագության վրա, այսինքն՝ նրա արագությունը դառնում է փոփոխական մեծություն, հարկադրելով, որ այն պտտվի որոշակի արագության միջին արժեքի շուրջ: Չնայած այդ երևույթը առաջին անգամ հայտնաբերել է Ա.Չոմերֆելդը 1940թ., սակայն մինչև հիմա էլ էլեկտրամեխանիկական համակարգերի շարժման հավասարումներում այն հաշվի չի առնվում: Այդ բացթողումը հանգեցնում է լուրջ սխալների, և պատահական չէ, որ մի շարք դեպքերում հաշվարկային սխալը մի կարգով գերազանցում է փորձարարական տվյալները: Մեր կողմից մի շարք անգամ նկատվել է ասինխրոն շարժիչներում պտտական տատանումների առկայությունը, չնայած այդ տիպի շարժիչներում ոլորման մոմենտը պետք է լինի հաստատուն: Տվյալ երևույթի գնահատման համար դիտարկվել է համակարգի դինամիկ հավասարակշռության պայմանը: Ընդունելով շարժման օրենքի Լագրանժյան ձևը՝ ստացված է փոփոխական գործակիցներով շարժման դիֆերենցիալ այնպիսի հավասարումների համակարգ, որոնք չունեն ճշգրիտ փակ լուծումներ: Ստացված առաջին մոտավոր լուծումներն արտահայտում են համակարգի գլխավոր հատկությունները և կարող են հիմք հանդիսանալ հաշվարկային արդյունքների ճշտությունը գնահատելու համար: Ցույց է տրված, որ ռոտորի պտտման անկյունային

արագության փոփոխությունը կախված է համակարգի տատանման մակարդակից, որը արագությունների որոշակի տիրույթում կարող է շարժումը դարձնել անկայուն:

Առանցքային բառեր. սահմանափակ հզորություն, շարժաբեր, ոլորման տատանումներ, արտակենտրոնություն, հաշվարկային սխալ:

VIBRATIONS AND STABILITY OF THE INDUCTION MOTOR ROTOR

H.G. Shekyan, R.A. Avetisyan, F.S. Khachatryan

The problem of vibration of the electromechanical system, taking into account the reverse impact of the oscillatory process on the speed of the drive induction motor is considered. It is shown that if the drive motor has limited power, the vibration process of the system markedly influences the magnitude of the angular velocity of the engine, that is the angular velocity becomes an alternate value, Although this effect was first discovered by A. Somerfeld in 1904, however, at present, in the equations of motion, it is not taken into account. This assumption leads to very substantial errors, and it is not by accident that in some cases, the estimated error is an order of magnitude more than the experimental data. We have repeatedly observed the presence of torsional vibrations of electromechanical systems with on induction drive motor, although initially, the torque should be constant. To assess this effect, the oscillations of the electromechanical system are studied, considering the inverse impact of the oscillation process on the speed of the drive motor where the torque depends on the speed and degree of the disbalance of the rotating rotor. From the consideration of motion in Lagrangian form, a system of differential equations with variable coefficients is obtained having no exact analytical solution. The first approximate solution reflects the main property of the system and serves as a basis for evaluating the accuracy of calculations. It is shown that the angular velocity of rotation of the drive motor rotor depends on the level of vibration of the system, and in some intervals of speeds, can make the movement unstable. Depending on the level of fluctuations, the system can aperiodically come out of the stationary regime, depending on the initial parameters.

Keywords: limited power, motor rotation, torsion oscillations, eccentricity, calculation error.

УДК 628.81/25

К ВОПРОСУ ВОЗНИКНОВЕНИЯ НЕЛИНЕЙНОЙ ИНЕРЦИОННОСТИ ПРИ ВРАЩЕНИИ ГИБКОГО РОТОРА

А.В. Геворкян

ЗАО НПИЦ "ЭЛЕКТРОМАШ ГАМ"

Проведено исследование нелинейной инерционности вращающегося гибкого ротора, закрепленного одним концом с сосредоточенной на свободном консольном конце массой. Показано, что нелинейная инерционность возникает за счет продольного перемещения этой массы. Для этого случая получена функция нелинейной инерционности, а ее обобщение позволило получить уравнение колебания для ротора с распределенной по длине массой. Основываясь на том, что при изгибных колебаниях гибкого ротора с распределенной по длине массой нелинейная инерционность возникает в результате продольного перемещения произвольного его сечения, получено уравнение колебания системы. С помощью метода Галеркина полученные нелинейные дифференциальные уравнения приведены к системе обыкновенных дифференциальных уравнений, на основе которых получено приближенное решение в виде суммы двух периодических функций неизвестных переменных коэффициентов для стационарного режима колебаний с помощью приближенного метода Ван дер Поля. Такой подход позволил получить систему из двух обыкновенных дифференциальных уравнений, содержащих искомые переменные коэффициенты. Далее, разложив функцию нелинейной инерционности в ряд Фурье, подставив их в исходное уравнение и приравняв коэффициенты при одинаковых периодических функциях, получена система из двух алгебраических уравнений, содержащих искомые коэффициенты в качестве медленно изменяющихся функционалов. Для упрощения расчетов предложено распределенную массу ротора заменить эквивалентной массой, сосредоточенной на консольном конце. Получены формулы для определения эквивалентной массы и амплитуды колебания гибкого ротора с распределенной массой с учетом инерционной нелинейности.

Ключевые слова: нелинейная инерционность, гибкий ротор, эксцентриситет, фундаментальная функция, эквивалентная масса, продольное перемещение.

Введение. Приоритетные задачи по совершенствованию современных методов исследования колебательных процессов с учетом нелинейной инерционности берут начало в знаменитых трудах А.М. Ляпунова и А. Пуанкаре

[1-4], и для вращающегося гибкого вала уравнение нелинейных колебаний имеет вид

$$y'' + 2ky' + \omega_0 y + \psi(y, y', y'') = S \cdot \sin \omega t,$$

где функция $\psi(y, y', y'')$ учитывает нелинейную инерционность. Нелинейная инерционность такого типа впервые встречается в работах [2,5], а необходимость ее учета была отмечена в работе И.И. Голденבלата [3]. Сказанное имеет важное значение также при исследовании сейсмостойкости многоэтажных высотных зданий и сооружений.

Решение задачи. Для того чтобы перейти к понятию нелинейной инерционности вращающегося гибкого ротора, рассмотрим следующую простую задачу.

Пусть на свободном конце гибкого ротора, вращающегося со скоростью " ω ", имеется сосредоточенная масса m_1 (на практике это могут быть полумуфта, шкив, диск и пр.) (рис. 1).

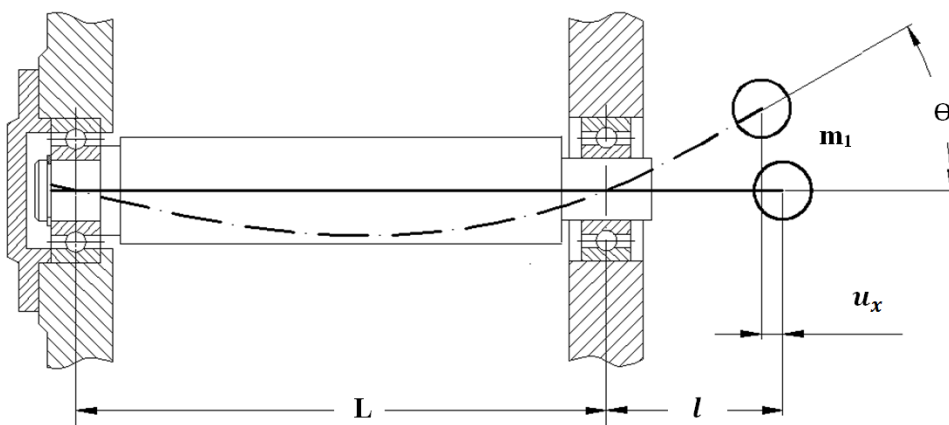


Рис. 1. Гибкий ротор с распределенной массой, закрепленный одним концом, и сосредоточенной массой m_1 на свободном конце

В этом случае при вращении ротора возникает дополнительная продольная сила

$$\Delta N_x = m_1 \cdot u_x'',$$

где u_x – продольное перемещение массы m_1 , связанное с поперечным изгибным колебанием ротора. Продольное перемещение массы m_1 можно найти как разность между первоначальной длиной ротора и проекцией искривленной оси в направлении оси вращения:

$$u_x = l - \int \cos \theta \cdot du_x = l \cdot \int_0^l \sqrt{1 - \left(\frac{dv}{du_x} \right)^2} du_x. \quad (1)$$

Разлагая радикал $\sqrt{1 - \left(\frac{dv}{du_x} \right)^2}$ в ряд

$$\sqrt{1 - \left(\frac{dv}{du_x} \right)^2} = 1 + \frac{1}{2} \left(\frac{dv}{du_x} \right)^2 + \frac{1}{8} \left(\frac{dv}{du_x} \right)^4 + \dots$$

и интегрируя его, получим

$$u_x = \frac{1}{2} \int_0^l \left(\frac{dv}{du_x} \right)^2 du_x + \frac{1}{8} \int_0^l \left(\frac{dv}{du_x} \right)^4 du_x + \dots \quad (2)$$

Здесь v – фундаментальная функция [3]:

$$v = v(u_x, t) = y \sin \frac{\pi u_x}{l}; \quad (3)$$

y – поперечный прогиб (амплитуда изгибных колебаний рассматриваемого сечения ротора).

Подстановка (3) в (2) дает

$$u_x = \frac{\pi^2}{4l} y^2 + \frac{3}{64} \frac{\pi^4}{l^3} y^4 + \dots \quad (4)$$

Тогда будем иметь

$$u_x'' = \frac{\pi^2}{2l} [y y'' + (y')^2] + \frac{3\pi^2}{16l^3} y^2 [y y'' + 3(y')^2] + \dots$$

С учетом (4) уравнение колебания вращающегося ротора с сосредоточенной в середине пролета массой m (рис.2) имеет вид

$$y'' + 2k y' + \omega_0^2 \left(1 - \frac{m_1 g l^2}{\pi^2 E J} \right) y + \frac{m_1 \pi^4}{2l^3 m} y^2 [y y'' + (y')^2] = \omega^2 e \sin \omega t, \quad (5)$$

где e – эксцентриситет массы m ; $\omega_0^2 = c / m$; c – жесткость ротора. (Здесь и везде штрихами обозначено дифференцирование по времени).

Обозначим

$$\omega_0^2 \left(1 - \frac{m_1 g l^2}{\pi^2 E J} \right) = \Omega_0^2, \quad \frac{m_1 \pi^4}{2l^3 m} = \chi. \quad (6)$$

С учетом этих обозначений уравнение (5) примет вид

$$y'' + 2k y' + \Omega_0^2 y + 2\chi \cdot y^2 [y \cdot y'' + (y')^2] = \omega^2 e \cdot \sin \omega t. \quad (7)$$

В уравнении (7) выражение $2\chi \cdot y^2 \left[y \cdot y'' + (y')^2 \right] = \psi(y, y', y'')$ учитывает влияние нелинейных сил инерции на поперечное колебание ротора. В этой функции не учтены члены выше первого порядка малости. Нелинейные силы инерции указанного типа возникают не только при наличии на свободном подвижном конце ротора сосредоточенной массы. При вращении ротора с закрепленным одним концом каждое сечение получает некоторое продольное перемещение из-за прогиба вала при поперечных колебаниях. Хотя это перемещение составляет величину второго порядка малости по сравнению с поперечным прогибом, однако оно может иметь решающее значение при возникновении параметрических резонансов. В этом случае перемещение произвольного сечения вала согласно (2) имеет вид

$$u_x = \frac{1}{2} \int_0^l \left(\frac{dv}{du_x} \right)^2 du_x + \dots$$

Тогда на ротор в продольном направлении будет действовать распределенная нагрузка от сил инерции

$$P(u_x, t) = -m' \frac{\partial u_x^2}{\partial t^2},$$

где m' – масса единицы длины ротора.

Полагая, что продольная сила мало влияет на форму колебания, и принимая фундаментальную функцию равной

$$V(u_x, t) = y(t) \sin \frac{\pi u_x}{l}, \quad (8)$$

получим

$$P(u_x, t) = \frac{\pi^2 m'}{2l^2} \left(u_x + \frac{l}{2\pi} \sin \frac{2\pi u_x}{l} \right) [yy'' + (y')^2].$$

Дополнительная продольная сила будет

$$\Delta N(u_x, t) = \int_l^{l-u_x} P(u_x, t) du_x$$

или

$$\Delta N(u_x, t) = \frac{\pi m'}{4} \left(1 - \frac{u_x}{l} - \frac{l}{\pi^2} \sin^2 \frac{\pi u_x}{l} \right) [yy'' + (y')^2].$$

Тогда дифференциальное уравнение колебания ротора с распределенной массой m с учетом нелинейной инерционности будет иметь вид

$$EJ \frac{\partial^4 v}{\partial u_x^4} + \frac{\partial}{\partial u_x} \left(\Delta N \frac{\partial v}{\partial u_x} \right) + m \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = m \omega^2 e \sin \omega t. \quad (9)$$

С помощью вариационного метода Галеркина [4-6] уравнение (9) может быть приведено к обыкновенному дифференциальному уравнению. Действительно, подставляя (8) в (9), после преобразования по указанному методу получим

$$y'' + \omega_0^2 y' + 2\chi_1 y[y y'' + (y')^2] = \omega^2 e \sin \omega t, \quad (10)$$

где

$$\chi_1 = \frac{\pi^3}{4l^2} \int_0^l \sin \frac{\pi x}{l} \frac{d}{dx} \left[\left(1 - \frac{x^2}{l^2} - \frac{1}{\pi^2} \sin^2 \frac{2\pi x}{l} \right) \cos \frac{\pi x}{l} \right] dx = \frac{\pi^4}{4l^2} \left(\frac{1}{3} - \frac{5}{8\pi^2} \right). \quad (11)$$

Коэффициент χ_1 , определяемый по формуле (11), учитывает влияние сил инерции самого ротора с распределенной массой на характер колебания. При сопоставлении выражений (6) и (11) видно, что влияние силы инерции ротора с распределенной массой можно заменить эквивалентной массой, сосредоточенной на свободном конце на расстоянии l от опоры

$$M_{\text{э}} = \left(\frac{1}{3} - \frac{5}{8\pi^2} \right) m l.$$

Для вращающегося гибкого ротора, закрепленного одним концом с сосредоточенной в середине пролета массой m (рис. 2), уравнение поперечных колебаний с учетом инерционной нелинейности и без учета сил сопротивления будет иметь вид

$$y'' + \Omega_0^2 y' + 2\chi' y[y y'' + (y')^2] = \omega^2 e \sin \omega t, \quad (12)$$

где $\chi' = \frac{\pi^2}{4l^2}$, $\omega_0^2 = \frac{C}{m}$, $\Omega_0^2 = \omega_0^2 \left(1 - \frac{2mg}{Cl} \right)$, C – жесткость ротора.

С учетом сил сопротивления уравнение (12) принимает вид

$$\Omega_0^2 y + y'' + 2ky' + 2\chi' y[y y'' + (y')^2] = \omega^2 e \sin \omega t, \quad (13)$$

где k – постоянный коэффициент.

Решение уравнения (13) будем искать в форме

$$y = a(t) \sin \omega t + b(t) \cos \omega t, \quad (14)$$

где $a(t)$ и $b(t)$ – медленно изменяющиеся амплитуды.

Перепишем уравнение (13) следующим образом:

$$y'' + \omega_0^2 y = \omega^2 e \sin \omega t + (\omega_0^2 - \Omega_0^2) y - 2ky' - 2\chi' y[y y'' + (y')^2].$$

Приближенное решение уравнения с учетом (14) дает

$$a(t) = \frac{1}{2\omega_0} \int_0^l G(\tau) d\tau, \quad b(t) = \frac{1}{2\omega_0} \int_0^l F(\tau) d\tau. \quad (15)$$

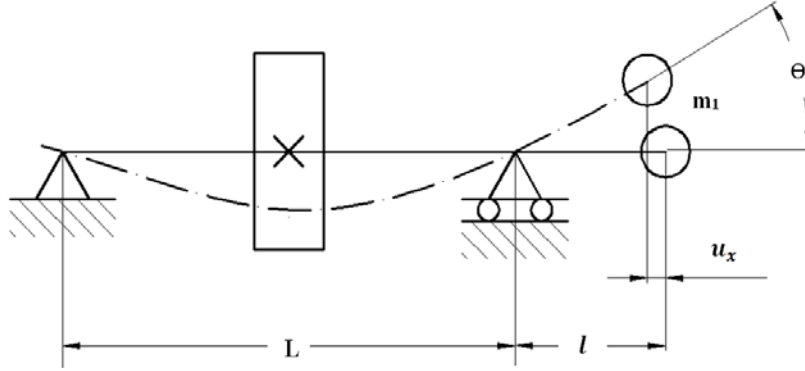


Рис. 2 Вращающийся гибкий ротор, закрепленный одним концом с сосредоточенными массами в середине пролета и на свободном консольном конце

Подставив (14) в правую часть уравнения и разложив ее в ряд, получим

$$F(a, b) = \omega^2 e + (\omega_0^2 - \Omega_0^2) a - 2k\omega^2 b - \phi(a, b),$$

$$G(a, b) = -(\omega_0^2 - \Omega_0^2) b - 2k\omega^2 a - \psi(a, b),$$

где $\phi(a, b) = \frac{\omega^2}{\pi} \int_0^{2\pi/\omega} 2\chi' y [y y'' + (y')^2] \sin \omega t dt$.

После дифференцирования получим уравнение Ван-дер-Поля

$$\begin{cases} \frac{da}{dt} = \frac{1}{2\omega} G(a, b), \\ \frac{db}{dt} = \frac{1}{2\omega} F(a, b), \end{cases} \quad (16)$$

или в более развернутой форме

$$\begin{cases} \frac{da}{dt} = \frac{1}{2\omega} [-(\omega_0^2 - \Omega_0^2) b - 2k\omega a - \psi(a, b)], \\ \frac{db}{dt} = \frac{1}{2\omega} [\omega^2 e + (\omega_0^2 - \Omega_0^2) a - 2k\omega b - \phi(a, b)]. \end{cases}$$

Таким образом, вместо уравнения (13) получим простую систему двух уравнений первого порядка, которые не содержат явного времени. В случае

стационарного режима колебания $\frac{da}{dt} = \frac{db}{dt} = 0$ для установившихся амплитуд получим систему алгебраических уравнений

$$\begin{cases} -(\omega_0^2 - \Omega_0^2)b - 2k\omega a - \psi(a, b) = 0, \\ \omega^2 e + (\omega_0^2 - \Omega_0^2)a - 2k\omega b - \phi(a, b) = 0. \end{cases} \quad (17)$$

Очевидно, система будет удовлетворена при $A = a$ и $b = 0$. Корни уравнения (17) могут быть определены графически как координаты точек пересечения прямой [4]:

$$y = \frac{\omega^2 e + (\omega^2 - \Omega_0^2)A}{\frac{3}{4}\gamma - k\omega}, \quad \gamma = \phi(a, b)$$

с кривой $\psi(y, y', y'') = 2\chi' y[yu'' + (y')^2]$.

Неустойчивое решение линейной задачи на границах первой, третьей и вообще нечетных областей имеет вид [4,6]

$$y(t) = \sum_{n=1,3,5,\dots} \left(a_n \sin \frac{n\omega t}{2} + b_n \cos \frac{n\omega t}{2} \right), \quad (18)$$

где a_n и b_n – искомые постоянные.

Ряд (18) при определенном выборе коэффициентов может удовлетворять уравнению (13). Действительно, результат подстановки ряда (18) в (13) не будет содержать никаких других периодических членов, кроме $\sin \frac{n\omega t}{2}$ и $\cos \frac{n\omega t}{2}$. Это может быть выполнено только в том случае, если нелинейная функция $\psi(y, y', y'')$ не будет содержать членов четной степени.

Если нас интересуют колебания, происходящие при главном резонансе, когда $\omega = 2\Omega_0$, то мы можем пренебречь разложениями (18), положив приближенно

$$y(t) = a \sin \frac{n\omega t}{2} + b \cos \frac{n\omega t}{2}. \quad (19)$$

Тогда разложив функцию $\psi(y, y', y'')$ в ряд Фурье, подставив (19) в (14) и приравняв коэффициенты при одинаковых $\sin \frac{\omega t}{2}$ и $\cos \frac{\omega t}{2}$, получим систему двух уравнений, содержащих коэффициенты a и b :

$$(\Omega_0^2 - \omega^2/4)a - k\omega b + \phi(a, b) = 0, \quad (\Omega_0^2 - \omega^2/4)b - k\omega a + \psi(a, b) = 0. \quad (20)$$

С учетом (19) из уравнения (13) можно получить

$$\phi(a, b) = -\frac{A^2}{4}\chi'\omega^2 a, \quad \psi(a, b) = -\frac{A^2}{4}\chi'\omega^2 b. \quad (21)$$

Здесь члены, содержащие гармоники, не вписаны, а через A обозначена амплитуда установившихся колебаний:

$$A = a^2 + b^2.$$

С учетом (21) система уравнений (20) примет вид

$$\begin{cases} (1-n^2)a - \frac{k'n}{\pi}b + A^2(-\chi'n^2a) = 0, \\ (1-n^2)b - \frac{k'n}{\pi}a + A^2(-\chi'n^2b) = 0, \end{cases} \quad (22)$$

где $n = \frac{\omega}{2\Omega_0}$, $\chi' = \frac{\pi^4}{4l^2}$, $k' = \frac{2\pi}{\Omega_0}k$.

Система (22) имеет отличное от нуля решение только в том случае, если определитель системы, составленной из коэффициентов при неизвестных, равен нулю. Решение уравнения (22) относительно амплитуд установившихся движений будет

$$A = \frac{1}{n\sqrt{\chi'}} \sqrt{1-n^2 \pm \frac{k'n}{\pi}} \quad \text{или} \quad A = \frac{2\Omega_0}{\omega\sqrt{\chi'}} \sqrt{1 - \frac{\omega^2}{\Omega^2} \pm k \frac{\omega^2}{\Omega^2}}. \quad (23)$$

Здесь имеем два решения, одно из которых неустойчиво.

На рис. 3 построен график, построенный по уравнению (23) (зависимость амплитуды A от соотношения ω/Ω_0).

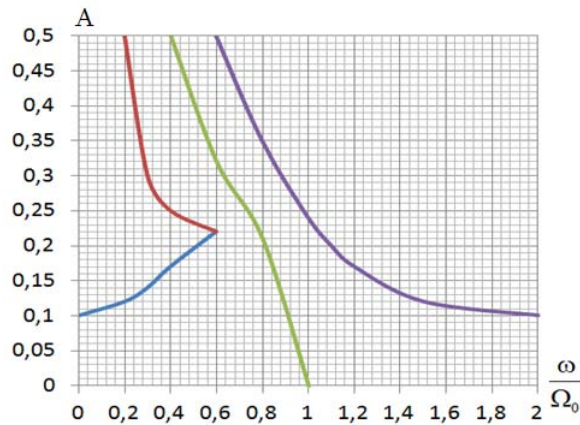


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика гибкого ротора с распределенной массой с учетом нелинейной инерционности

Как видно из рис. 3, частотные кривые имеют уклон в сторону меньших частот, причиной которого является нелинейная инерционность, и если система имеет также нелинейную упругость, то она может попасть в область

динамической неустойчивости. Этот случай является наиболее неблагоприятным с точки зрения устойчивости колебательных процессов. И тогда может возникнуть параметрический резонанс, который налагается на основной резонанс системы. В этом случае конечность амплитуды колебания может быть обеспечена лишь за счет ввода в систему нелинейного затухания.

Помимо очевидных мер вывода системы из опасной области путем изменения ее параметров, могут быть рекомендованы и такие методы, как введение линейных и нелинейных демпферов. Увеличение жесткости системы далеко не всегда снижает амплитуды колебаний, поскольку существуют их неблагоприятные сочетания, вызывающие параметрические резонансные колебания.

Заключение. Проведенные исследования колебательных процессов вращающегося гибкого ротора, закрепленного одним концом, показывают, что нелинейная инерционность возникает за счет продольного перемещения произвольного сечения ротора при его изгибных колебаниях. Получены функция нелинейной инерционности и уравнение колебания вращающегося гибкого ротора с распределенной по длине массой. Решением этого уравнения выведена формула по определению амплитуды установившихся колебаний. Учет нелинейной инерционности позволил раскрыть причину уклона резонансных кривых в сторону меньших частот и выявить механизм возможного возникновения параметрического резонанса.

Литература

1. **Ляпунов А.М.** Общая задача устойчивости движения. - М.: Гостехиздат, 1950.- 176 с.
2. **Малкин И.Г.** Методы Ляпунова и Пуанкаре в теории нелинейных колебаний. –М.: Гостехиздат, 2004. - 251с.
3. **Голденблат И.И.** Динамическая устойчивость сооружений. - М.: Стройиздат, 1978. - 846 с.
4. **Poincare H.** Les Methodes de la mecanique celeste. Vol. 3. - Woodbury, NY: American institute of Physics, 1993. – 58 p.
5. **Крылов Н.М., Богалюбов. Н.Н.** Сборник “Исследование колебаний конструкций” / ДНТВУ. - 1985. – 337 с.
6. **Шекян Г.Г., Захарянц Г.В.** Защита современных чувствительных аппаратур от динамических воздействий.-Ереван: Изд. "Гитутюн" НАН РА, 2003.- 148 с.
7. **Шекян Г.Г.** Динамика роторных машин: Монография. - Ереван: Изд. “Гитутюн” НАН РА, 2004. -330с.

*Поступила в редакцию 05.12.2016.
Принята к опубликованию 14.06.2017.*

**ՃԿՈՒՆ ԼԻՍԵՌԻ ՊՏՏՄԱՆ ԴԵՊՔՈՒՄ ՈՉ ԳԾԱՅԻՆ
ԻՆԵՐՑԻԱՅԻ ԱՌԱՋԱՑՄԱՆ ՀԱՐՑԻ ՄԱՍԻՆ**

Ա.Վ. Գևորգյան

Ուսումնասիրված է մի ծայրում ամրակցված, իսկ մյուս ազատ ծայրում կենտրոնացված զանգվածով պտտվող ճկուն լիսեռի տատանողական շարժումը: Յույց է տրված, որ ծոման տատանումների ժամանակ ռոտորի ազատ ծայրի կենտրոնացված զանգվածը կատարում է նաև երկայնական տատանումներ, ինչը առաջացնում է իներցիոն ուժերի ոչ գծայնություն: Ստացված է ոչ գծային իներցիոն ուժերի փոփոխման ֆունկցիան: Յույց է տրված, որ բախշված զանգվածով պտտվող ճկուն ռոտորի ծոման տատանումների ժամանակ նույնպես առաջանում է իներցիոն ուժերի ոչ գծայնություն՝ ռոտորի կամայական կտրվածքի առանցքի ուղղությամբ փոփոխվող տեղափոխությունների արդյունքում: Ստացված է մի ծայրում ամրակցված բախշված զանգվածով պտտվող ճկուն ռոտորի շարժման հավասարումը, որը հաշվի է առնում իներցիոն ուժերի ոչ գծայնությունը: Գալյորկինի հայտնի եղանակի կիրառմամբ ստացված ոչ գծային դիֆերենցիալ հավասարումների համակարգը բերվել է սովորական դիֆերենցիալ հավասարումների, որը թույլ է տվել մոտավոր լուծումները ներկայացնել դանդաղ փոփոխվող գործակիցներով երկու պարբերական ֆունկցիաների գումարի տեսքով: Անհայտ փոփոխական գործակիցները տատանումների ստացիոնար ռեժիմների դեպքում ստացված են Վան դեր Պոլի մոտավոր եղանակի կիրառմամբ: Այդ մոտեցումը թույլ է տվել ստանալ երկու սովորական դիֆերենցիալ այնպիսի հավասարումների համակարգ, որոնք ընդգրկում են փնտրվող անհայտ գործակիցները: Այնուհետև ոչ գծային իներցիայի ֆունկցիան վերածելով Ֆուրյեի շարքի, տեղադրելով նախնական հավասարման մեջ և հավասարեցնելով պարբերական ֆունկցիաների համապատասխան գործակիցները, ստացվել է երկու անհայտով հանրահաշվական հավասարումների համակարգ, որոնք պարունակում են փնտրվող փոփոխական անհայտ գործակիցները: Յույց է տրված, որ պարզեցման նպատակով միավոր երկարության վրա ազդող բախշված զանգվածը կարելի է փոխարինել ռոտորի ազատ ծայրում ամրակցված համարժեք զանգվածով: Ստացված են համարժեք զանգվածի և ռոտորի տատանման ամպլիտուդի որոշման հաշվարկային բանաձևերը:

Առանցքային բառեր. ոչ գծային իներցիոնություն, ճկուն ռոտոր, արտակենտրոնություն, հիմնարար ֆունկցիա, համարժեք զանգված, երկայնական տեղափոխություն:

ON THE ORIGIN OF NONLINEAR SLUGGISHNESS AT THE ROTATION OF A FLEXIBLE ROTOR

A.V. Gevorkyan

The nonlinear sluggishness of a rotating flexible rotor fixed at one end is investigated. It is shown that the nonlinear sluggishness is due to longitudinal movement of the mass. For this case, a function of nonlinear sluggishness is obtained, and its generalization has made it possible to obtain the oscillation equation for a rotor with a mass distributed over the length. Based on the fact that when flexural vibrations of a flexible rotor with a mass distributed over the length of a nonlinear sluggishness occur as a result of longitudinal displacement of its arbitrary section, an equation for the oscillation of the system is obtained. Using the Galerkin method, the nonlinear differential equations obtained are reduced to a system of ordinary differential equations based on which it is possible to represent the approximate solution in the form of a sum of two periodic functions with slowly varying coefficients. The determination of the unknown variable coefficients for the stationary oscillation regime was carried out with the help of the approximate Van der Pol method. This approach has allowed to obtain a system of two ordinary differential equations, containing the unknown variable coefficients. Further, the expansion of the nonlinear inertia function in a Fourier series, setting them into the initial equation, and equating the coefficients for the same periodic functions, made it possible to obtain a system of two algebraic equations, containing the required coefficients as slowly varying functionals. To simplify the calculations, it is proposed to replace the distributed mass of the rotor with an equivalent mass concentrated at the cantilever end. Formulae to determine the equivalent weight and the flexible rotor oscillation amplitudes with a distributed mass, considering the inertial nonlinearity are obtained.

Keywords: nonlinear sluggishness, flexible rotor, eccentricity, fundamental function, equivalent mass, longitudinal displacement.

УДК 620.178.153

**ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ КИНЕМАТИКИ И ДИНАМИКИ
РЕКОНФИГУРИРУЕМОГО МАНИПУЛЯТОРА С МНОГОРЕЖИМНЫМ
ПОСТУПАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА**

М.Г. Арутюнян¹, С.В. Верлинский¹, С.Т. Мелконян², Ю.Л. Саркисян¹

¹*Национальный политехнический университет Армении*

²*ЗАО "Южно-Кавказская железная дорога"*

Большинство известных параллельных манипуляторов построены на основе архитектуры платформы Гуфа-Стюарта благодаря присущим ей преимуществам. Среди них особого внимания заслуживают манипуляторы с ограниченным числом степеней свободы, которые, сохраняя все преимущества параллельных механизмов, вместе с тем обладают минимальным числом актуаторов и движущихся масс. Работа посвящена исследованию кинематики и динамики реконфигурируемого параллельного манипулятора с 3-мя степенями свободы, обеспечивающего пространственное поступательное движение выходного звена. Манипулятор состоит из стойки и подвижной платформы, соединенных тремя идентичными подцепями типа ВВЦ. Приводы, управляющие степенями свободы манипулятора, размещены в трех его опорных вращательных парах и могут работать на двигателях постоянного тока. Все звенья цепей имеют одинаковую длину, а оси вращательных и цилиндрических пар каждой подцепи параллельны одной из координатных осей. Эти геометрические условия дают возможность разделить три прямолинейных поступательных движения платформы вдоль координатных осей и осуществить любое из них двумя подцепями при фиксированной опорной вращательной паре - третьей, поскольку вместе они образуют известный прямолинейно-направляющий механизм Саррю. Для исследования кинематики и динамики манипулятора использована программа MSC ADAMS, являющаяся одной из наиболее широко используемых многофункциональных вычислительных программных обеспечений. Рассмотрены прямая задача кинематики и обратная задача динамики манипулятора и получены перемещения, скорости и ускорения платформы механизма при ее пространственном поступательном движении. При заданной силе, действующей на платформу, определены также мощности двигателей, требуемые для преодоления этой силы. Как частный случай применения механизма изучен режим его движения для осуществления непрямого массажа сердца: реализации искусственного дыхания с управлением движения сжимающей платформы, когда в режиме прямолинейного движения платформа манипулятора совершает возвратно-поступательное движение по одной из координатных осей. Получены

кинематические параметры, удовлетворяющие требованиям непрямого массажа сердца, и мощность, необходимая для преодоления силы сопротивления грудной клетки.

Ключевые слова: параллельный манипулятор, поступательное движение, массажер сердца, реконфигурируемый манипулятор, пассивная связь.

Введение. Возросший в последние годы интерес к разработке параллельных манипуляторов вызван их преимуществами с точки зрения высоких жесткостных и точностных характеристик, а также в этой связи больших полезных нагрузок и быстродействия, чем и обусловлено их растущее применение в промышленных роботах. Параллельный манипулятор обычно состоит из мобильной платформы, которая соединена с неподвижным основанием несколькими кинематическими цепями. Большинство известных сегодня параллельных манипуляторов построены на основе архитектуры платформы Гуфа-Стюарта благодаря присущим ей упомянутым выше преимуществам [1-3]. Среди них особого внимания заслуживают манипуляторы с ограниченным числом степеней свободы, которые, сохраняя все преимущества параллельных механизмов, вместе с тем обладают минимальным числом движителей (актуаторов) и движущихся масс. К их числу принадлежат пространственные параллельные манипуляторы с 3-мя степенями свободы, реализующие пространственное поступательное движение, такие как известный робот DELTA [4], концепция которого была реализована в разных структурных вариантах применительно к различным практическим приложениям [4-7].

Постановка задачи и описание программной среды численного моделирования. В статье рассматривается разработанный с участием авторов данной статьи пространственный параллельный реконфигурируемый манипулятор с 3-мя степенями свободы типа 3(BBЦ) с возможностью реализации поступательного движения исполнительного органа по любой заданной траектории или же его прямолинейных движений вдоль координатных осей [8]. Структурный синтез и кинематика манипулятора рассмотрены в [9].

Описание манипулятора и его модели. Структурная схема рассматриваемого параллельного манипулятора типа 3(BBЦ) представлена на рис.1. Манипулятор состоит из стойки и подвижной платформы, которые соединены тремя идентичными подцепями типа BBЦ, оси В и Ц пар каждой цепи параллельны друг другу и перпендикулярны осям пар двух других цепей. Приводы, управляющие 3-мя степенями свободы манипулятора, размещены в трех его опорных вращательных парах, снабженных фиксаторами, и могут работать на двигателях постоянного тока. Все звенья цепей имеют одинаковую длину l , а оси вращательных и цилиндрических пар каждой подцепи параллельны одной из координатных осей. Эти геометрические условия дают возможность разделить 3 прямолинейных поступательных движения платформы

e вдоль осей X , Y и Z и осуществить любое из них двумя подцепями при фиксированной опорной вращательной паре третьей, поскольку вместе они образуют известный прямолинейно-направляющий механизм Сэррю.

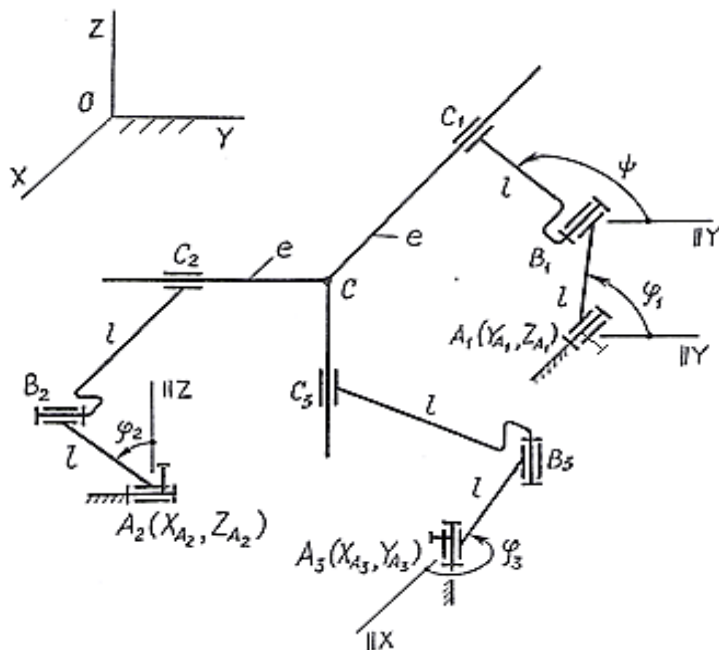


Рис. 1. Структурная схема реконфигурируемого трехподвижного манипулятора 3 (BVЦ)

Нами изучен как общий трехприводной режим работы манипулятора, так и описанный выше частный режим прямолинейного движения платформы, когда манипулятор используется в качестве массажера сердца, сжимающего грудную клетку пациента [10-12]. Необходимое для этого движение платформа получает посредством фиксирования опорной пары A_3 (цепи A_3, B_3, C_3), при котором цилиндрическая пара C_3 накладывает пассивную связь на движение платформы, не препятствуя ее возвратно-поступательному движению в вертикальном направлении. Согласно известной структурной формуле для пространственных механизмов, число степеней свободы рассматриваемого манипулятора будет

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 = 6 \cdot 7 - 5 \cdot 6 - 4 \cdot 3 = 0,$$

где n , P_5 и P_4 – соответственно числа подвижных звеньев, вращательных пар пятого и цилиндрических пар четвертого классов. Отсюда следует, что рассматриваемый манипулятор имеет одну пассивную связь, которую можно

устранить, заменив какую-либо из вращательных пар B_1 , B_2 или B_3 на цилиндрическую. Манипулятор может менять свою структуру: при осуществлении трех прямолинейных движений платформы формируются три разные геометрические конфигурации, каждая из которых представляет собой механизм Саррю. Это кинематическое свойство дает возможность осуществить 3 автономно управляемых прямолинейно-поступательных движения с использованием трех различных приводов. Вместе с тем механизм позволяет производить совместную работу трех приводов, выполняя свою основную функцию воспроизведения трехкоординатного поступательного движения платформы. Таким образом, рассматриваемый манипулятор можно достаточно просто реконфигурировать на 4 различных режима поступательного движения платформы.

Для исследования кинематики и динамики манипулятора использована программа MSC ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems), являющаяся одной из наиболее широко используемых многофункциональных вычислительных программных обеспечений [13]. Среда программы ADAMS позволяет моделировать механические системы, состоящие как из абсолютно твердых, так и упругих тел, соединенных различными типами кинематических пар, проводить кинематический и динамический анализ проектируемых систем и оптимизировать их параметры.

В работе рассмотрены прямая задача кинематики манипулятора, где требуется определить перемещение, скорость и ускорение платформы при заданных законах ее движения, и обратная задача динамики манипулятора, когда на платформу манипулятора действует заданная сила и необходимо найти мощности двигателей, необходимые для ее преодоления.

Механизм манипулятора смоделирован (рис. 2) при следующих данных: $l = 0,30 \text{ м}$, $\omega = 20 \text{ с}^{-1}$, $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = 0$. В качестве механических характеристик материалов звеньев были выбраны и введены следующие константы: плотность $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$, модуль Юнга – $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, коэффициент Пуассона – $\nu = 0,29$. В результате получены инерционные параметры платформы: $m = 1,5 \text{ кг}$, $I_{xx} = 0,187 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $I_{yy} = 0,17 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $I_{zz} = 3,56 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Для непрямого массажа сердца необходимо, чтобы платформа преодолевала силу в 500 Н . Известно, что при надавливании руками грудина должна прогибаться примерно на $4...5 \text{ см}$, а оптимальный темп непрямого массажа сердца для взрослого человека составляет $60...70$ надавливаний в минуту (<http://www.grandars.ru/college/medicina/iskusstvennoe-dyhanie.html>).

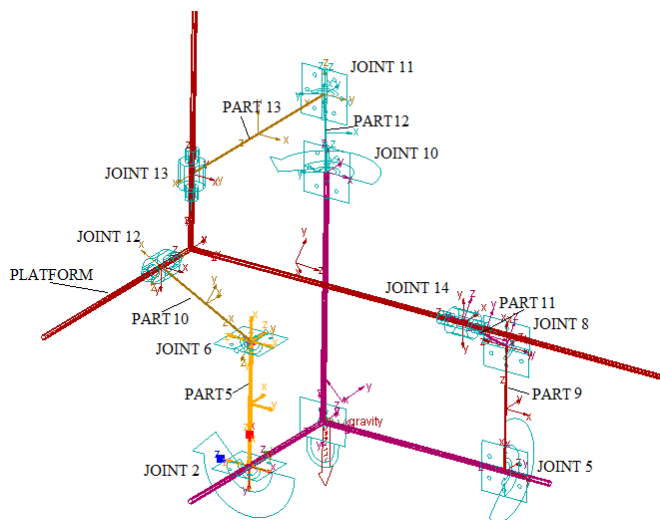


Рис.2. Модель манипулятора 3(BBЦ) в среде ADAMS/View

Результаты численного моделирования и их анализ. Сначала рассмотрен общий случай работы манипулятора. Подвижная платформа находится в начальном симметричном положении, размещенные в трех опорных вращательных парах двигатели имеют одинаковые угловые скорости, вследствие чего платформа совершает одинаковые перемещения относительно осей X, Y, Z. В результате запуска работы манипулятора в ADAMS/Solver получаются графики перемещений, скоростей и ускорений платформы (рис. 3).

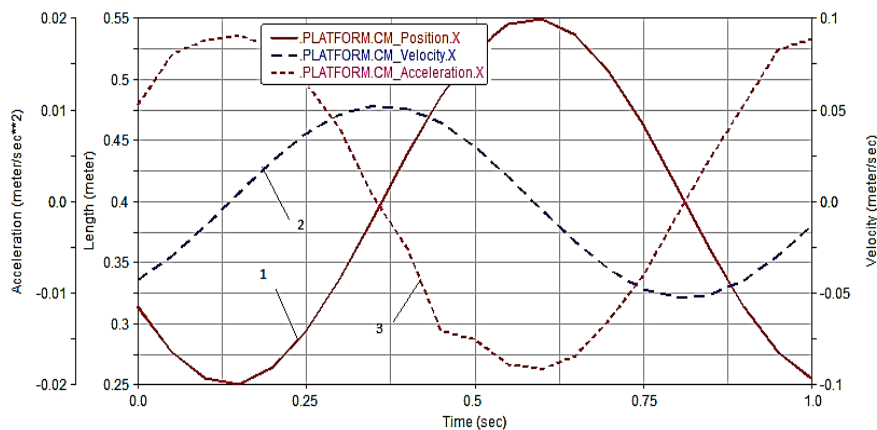


Рис. 3. Графики перемещений (1), скоростей (2) и ускорений (3) платформы

В рассматриваемом случае подвижная платформа манипулятора движется симметрично относительно осей X, Y, Z.

Из вычисленных силовых параметров на рис.4 приведены сила и момент, возникающие в кинематической паре JOINT 11 звеньев 12 и 13.

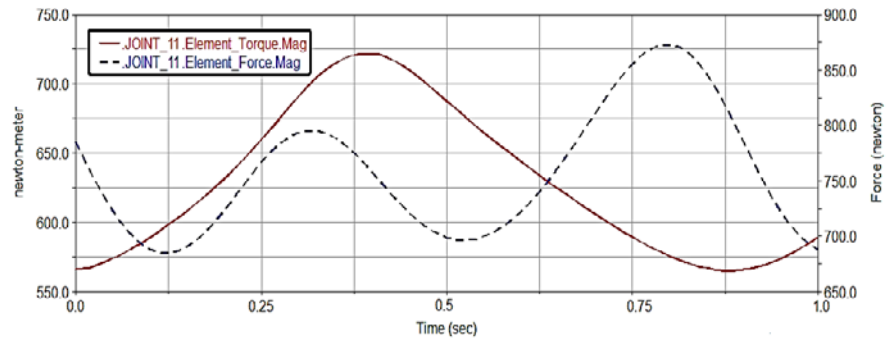


Рис. 4. Сила и момент в кинематической паре JOINT 11

На рис.5 представлены расчетные величины мощностей каждого из трех двигателей манипулятора, необходимые для преодоления платформой силы в 500 Н. Такую мощность могут развивать, например, микродвигатели постоянного тока типов: ПЯ-250, ПЯ-125 и ПЯ-50 [14].

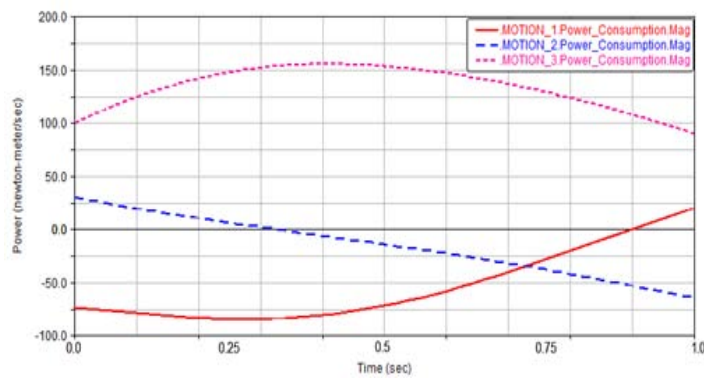


Рис. 5. Расчетные мощности двигателей для преодоления платформой силы сопротивления в 500 Н

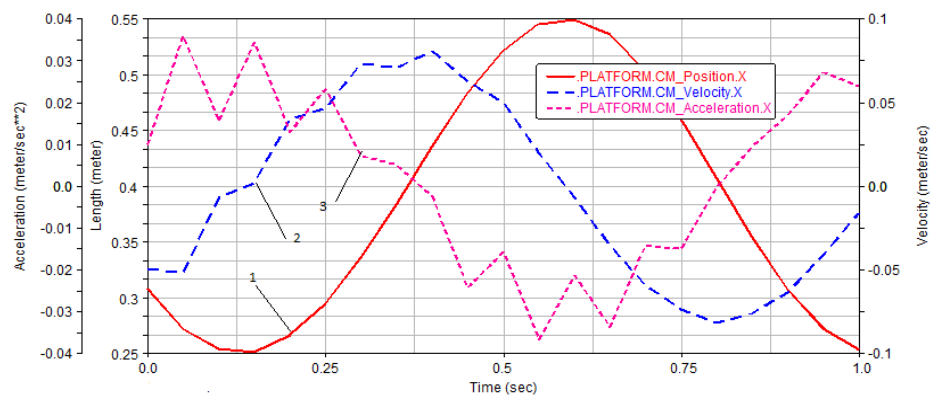


Рис. 6. Графики перемещения (1), скорости (2) и ускорения (3) прямолинейного движения платформы по оси X

Далее рассмотрен частный случай работы манипулятора, когда платформа манипулятора совершает возвратно-поступательное движение по одной из координатных осей. При этом подвижная платформа опять-таки находится в начальном симметричном положении, один двигатель заторможен, один из двух других находится в пассивном режиме, а другой работает с угловой скоростью $\omega = 20 \text{ c}^{-1}$. В результате получены графики перемещения, скорости и ускорения платформы (рис. 6) и мощность (рис. 7), необходимая для преодоления прикладываемой на платформу силы сопротивления в 500 H .

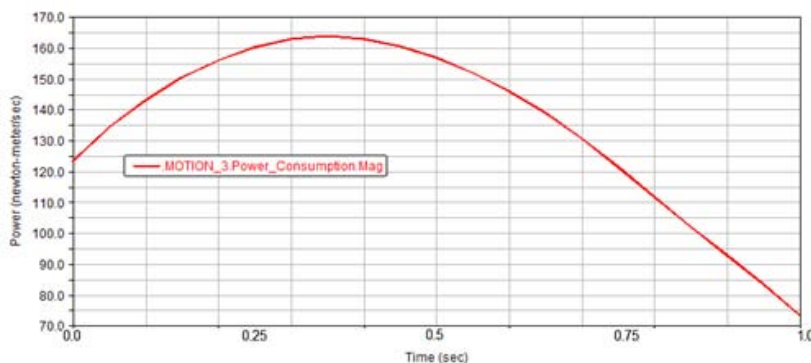


Рис. 7. Мощность двигателя, необходимая для преодоления силы сопротивления в 500 H

Анализ полученных результатов показывает, что величины перемещения и скорости в частном случае близки к величинам перемещения и скорости общего случая работы манипулятора, а ускорение больше примерно вдвое. Однако величина ускорения позволяет обеспечить плавное перемещение платформы без ощутимого удара о грудину при массаже сердца. Полученная требуемая мощность двигателя, необходимая для преодоления силы сопротивления в 500 H , позволяет выбрать микродвигатель постоянного тока ПЯ-250 [14].

Заключение. Проведено исследование кинематики и динамики параллельного манипулятора 3(ВВЦ) для реализации поступательного движения выходной платформы. Решена прямая задача кинематики и получены перемещения, скорости и ускорения платформы механизма при ее пространственном поступательном движении. Рассмотрена также обратная задача динамики: при заданной силе, действующей на платформу, определены мощности двигателей, требуемые для преодоления этой силы. Выбраны микродвигатели, соответствующие требуемым мощностям.

Рассмотрен частный случай, когда в режиме прямолинейного движения платформа манипулятора совершает возвратно-поступательное движение по любой координатной оси. Получены кинематические параметры: перемещение ($0,055 \text{ м}$), скорость ($0,075 \text{ м/с}$) и ускорение ($0,035 \text{ м/с}^2$), которые удовлетворяют требованиям непрямого массажа сердца, и мощность (165 Вт), необходимая для

преодоления силы сопротивления грудной клетки, равной 500 Н. Выбран микродвигатель ПЯ-250, соответствующий требуемой мощности.

Представленные в статье результаты моделирования будут использованы для разработки рекомендаций по перспективным приложениям предлагаемого манипулятора.

Работа выполнена в рамках проекта 15Т-2D044, финансируемого Государственным комитетом по науке при Министерстве образования и науки Республики Армения.

Литература

1. **Stewart D.** A platform with 6 degrees of freedom // Proc. of the Institution of mechanical engineers.- 1965.- Vol. 180 (Part 1, 15).- P. 371-386.
2. **Fichter E.F.** A Stewart platform based manipulator: general theory and practical construction // International Journal of Robotic Resarch.-1986.- Vol. 5.- P. 157-182.
3. **Griffis M., Duffy J.** A Forward Displacement Analysis of a Class of Stewart Platforms-Trans // ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design.- June 1989.- Vol. 6, No. 6.- P. 703-720.
4. **Clavel R.** Une nouvelle structure de manipulation parallèle pour la robotique légère // R.A.I.R.O. APII.- 1986.- Vol. 23, N 6.
5. **Саркисян Ю.Л., Парикян Т.Ф.** Принципы построения пространственных поступательно-направляющих механизмов // Машиноведение.-1988.-№ 4.- С. 12-20.
6. **Hervé J.M., Sparacino F.** Structural synthesis of parallel robots generating spatial translation // 5th Int.Conf. On Adv. Robotics, IEEE n°91TH0367-4.- 1991.- Vol. 1.- P. 808-813.
7. **Hervé J. M.** Design of Parallel Manipulators via Displacement Group // Proceedings of the 9th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms.- 1995.- P. 2079-2082.
8. Գյուտի արտոնագիր № 2424 А (ՀՀ). Կառավարվող համընթաց շարժում իրագործող մանիպուլյատոր / **Յու.Լ. Սարգսյան, Ա.Գ. Խառատյան, Ս.Ս. Մելքոնյան.** - Օգոստոս, 2010. - 8 էջ:
9. **Մելքոնյան Ս.Ս.** Սրտի անուղղակի մերսման մանիպուլյատորի կառուցվածքային սինթեզ և կինեմատիկական մոդելավորում // ՀՊՀՀ (Պ) Լրաբեր. - 2011.- Հ. 3, №2. - էջ 78-83:
10. Identification of dynamic mechanical parameters of the human chest during manual cardiopulmonary resuscitation / **I.N. Bankman, K.G. Gruben, H.R. Halperin, et al** // IEEE Trans.Biomed. Eng.- Feb., 1990.- Vol. 37, №2.- P. 211-217.
11. **Yangmin Li, Qingsong Xu.** Design and Development of a Medical Parallel Robot for Cardiopulmonary Resuscitation // IEEE/ASME Transaction on mechatronics. - 2007.- Vol. 12.
12. **Yangmin Li and Qingsong Xu.** Kinematic analysis and dynamic control of a 3-PUU parallel manipulator for cardiopulmonary resuscitation // ICAR'05: Proceedings, 12th International Conference on Advanced Robotics 2005. - Seattle, WA, 2005.- P. 344-351.

13. DU X.Y., LIU H.W. Kinematics Simulation of Parallel Mechanism Based on ADAMS // Advanced Materials Research.- 2012.- P. 479-482.
14. Арменский Е.В., Фалк Г.Б. Электрические микромашины. – М.: Высшая школа, 1975.- 233 с.

*Поступила в редакцию 17.05.2017.
Принята к опубликованию 14.06.2017.*

ԵԼՔԻ ՕՂԱԿԻ ԲԱԶՄԱՓՈՒԼ ՀԱՄԸՆԹԱՑ ՇԱՐԺՈՒՄՆԵՐ ԱՊԱՀՈՎՈՂ ՎԵՐԱԿՈՆՖԻԳՈՒՐԱՑՎՈՂ ՄԱՆԻՊՈՒԼՅԱՏՈՐԻ ԿԻՆԵՄԱՏԻԿԱՅԻ ԵՎ ԴԻՆԱՄԻԿԱՅԻ ԹՎԱՅԻՆ ՎԵՐԼՈՒԾՈՒԹՅՈՒՆԸ

Մ.Գ. Հարությունյան, Ս.Վ. Վերլինսկի, Ս.Տ. Մելքոնյան, Յու.Լ.Սարգսյան

Զուգահեռ մանիպուլյատորների մեծ մասը կառուցված է Գուֆ-Սթյուարտի հայտնի հարթակի հիման վրա՝ վերջինիս բնորոշ առավելությունների հաշվառմով: Դրանցից հատուկ ուշադրության են արժանի սահմանափակ ազատության աստիճանների թվով մանիպուլյատորները, որոնք օժտված լինելով զուգահեռ մեխանիզմների բոլոր առավելություններով՝ ունեն նվազագույն թվով ակտուատորներ և շարժվող օղակներ: Աշխատանքը նվիրված է ելքի օղակի տարածական համընթաց շարժում ապահովող ազատության երեք աստիճաններով վերականգնարար զուգահեռ մանիպուլյատորի կինեմատիկայի և դինամիկայի ուսումնասիրությանը: Մանիպուլյատորը կազմված է կանգնակից և շարժական հարթակից, որոնք միմյանց միացված են նույնանման երեք ՊՊԳ տիպի ենթաշղթաներով: Շարժաբերները, որոնք կառավարում են մանիպուլյատորի ազատության աստիճանները, տեղակայված են նրա հենարանային պտտական զույգերում և կարող են գործարկվել հաստատուն հոսանքի շարժիչներով: Նշված ենթաշղթաների բոլոր օղակներն ունեն միևնույն երկարությունը, որոնցից յուրաքանչյուրի կինեմատիկական զույգերի առանցքները զուգահեռ են կոորդինատային առանցքներից մեկին: Մանիպուլյատորի երկրաչափական այս առանձնահատկությունները թույլ են տալիս վերականգնարարացնել այն ինչպես ելքի օղակի եռակորդինատային համընթաց շարժման, այնպես էլ կոորդինատային որևէ առանցքի ուղղությամբ ուղղագծային շարժման վերարտադրման համար: Կինեմատիկական և դինամիկական հետազոտության նպատակով կիրառվել է MSC ADAMS ծրագիրը, որն առավել տարածված բազմաֆունկցիոնալ հաշվողական ծրագրային ապահովումներից է: Դիտարկվել են մանիպուլյատորի կինեմատիկայի ուղիղ և դինամիկայի հակադարձ խնդիրները, և որոշվել են մանիպուլյատորի հարթակի տեղափոխությունները, արագություններն ու արագացումները, ինչպես նաև հարթակի վրա ազդող տրված ուժի հաղթահարման համար անհրաժեշտ շարժիչների հզորությունները: Որպես մեխանիզմի մասնավոր կիրառություն դիտարկված է սրտի անուղղակի մերսման դեպքը՝ արհեստական շնչառություն իրականացնող սեղմող պլատֆորմի շարժման կառավարման հնարավորությամբ: Այս դեպքում մանիպուլյատորի հարթակը կատարում է հետադարձ-համընթաց շարժում կոորդինատային առանցքներից մեկի ուղղությամբ: Ստացվել են սրտի անուղղակի մերսման

պահանջները բավարարող կինեմատիկական բնութագրերը, ինչպես նաև մարդու կրծքավանդակի դիմադրության հաղթահարման համար անհրաժեշտ շարժիչի հզորությունը:

Առանցքային բառեր. զուգահեռ մանիպուլյատոր, համընթաց շարժում, սրտի մերսման սարք, վերակոնֆիգուրացվող մանիպուլյատոր, պասսիվ կապ:

NUMERICAL ANALYSIS OF KINEMATICS AND DYNAMICS OF THE RECONFIGURABLE MANIPULATOR WITH A MULTYPHASE TRANSLATORY MOTION OF THE OUTPUT LINK

M.G. Harutyunyan, S.V. Verlinski, S.T. Melkonyan, Yu.L. Sargsyan

Most of the known parallel manipulators are based on the architecture of the Gough-Stewart platform due to its inherent advantages. Among them, the manipulators with a limited number of degrees of freedom deserve special attention, since they retain all the advantages of parallel mechanisms, but require a minimum number of actuators and moving masses. The paper is devoted to the study of kinematics and dynamics of a reconfigurable parallel manipulator with 3 degrees of freedom ensuring a spatial translatory motion of the output link. The manipulator consists of a frame and a movable platform connected by three identical RRC-type sub-chains. The drives controlling the degrees of freedom of the manipulator are installed on its three pivots and can be operated by DC motors. All the links of the sub-chains have the same length, while the axes of rotational and cylindrical pairs of each sub-chain are parallel to one of the coordinate axes. These geometric conditions make it possible to decompose the three rectilinear translational movements of the platform along the coordinate axes and implement any of them by two sub-chains with the fixed pivot of the third, since together they form the well known Sarrus mechanism. To study the kinematics and dynamics of the manipulator, the MSC ADAMS program is used, which is one of the most widely used multifunctional computing software. The direct kinematics problem and the inverse dynamics problem of the manipulator are considered and the displacements, velocities and accelerations of the mechanism platform at its spatial translatory movement are obtained, the engine powers required to overcome the force acting on the platform are determined as well. As a special case of the mechanism application, the movement mode for the indirect heart massage has been studied: the realization of artificial respiration with the control of the compressing platform motion, when the platform performs rectilinear translation along one of the coordinate axes. Kinematic parameters are obtained that satisfy the requirements of indirect heart massage and the power needed to overcome the chest resistance force.

Keywords: parallel manipulator, translatory motion, heart massager, reconfigurable manipulator, passive constraint.

УДК 620.178.153

МОДЕЛИРОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ И ДИНАМИКИ ПРЕЦИЗИОННОГО МИКРОМАНИПУЛЯТОРА ТРЕХКООРДИНАТНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ

Н.Х. Акопян

Национальный политехнический университет Армении

Проведено исследование кинематики и динамики параллельного прецизионного микроманипулятора с тремя координатными движениями выходного звена, обеспечивающего пространственное поступательное движение выходного звена. Микроманипулятор содержит стойку с установленными на ней тремя пьезоэлектрическими актуаторами, выходное звено и три взаимно перпендикулярных звена, представляющих собой в классическом структурном смысле кинематические цепи из трех звеньев: двух концевых и одного промежуточного, соединенных между собой двухподвижными универсальными упругими шарнирами. Одним концевым звеном каждая цепь соединена с одним из пьезоэлектрических актуаторов, а другим – с выходным звеном микроманипулятора. Выполнено кинематическое моделирование микроманипулятора и решена прямая задача кинематики, которая формулируется следующим образом: даны длины звеньев микроманипулятора и законы изменения трех его линейных обобщенных координат; требуется определить все возможные положения выходного звена в неподвижной системе координат. Выполнено также динамическое моделирование микроманипулятора и решена прямая задачи динамики. При динамическом моделировании возникают определенные сложности. В этом случае удобнее пользоваться методом Ньютона–Эйлера, сущность которого заключается в разделении микроманипулятора на отдельные подцепи, для которых можно составить уравнения Лагранжа второго рода. При этом в точках отделения в соответствии с аксиомой о связях прикладываются реакции связей и составляются дифференциальные уравнения движения подцепей, к которым добавляются также алгебраические уравнения кинематических связей, восстанавливающие первоначальную систему. В результате получается смешанная система уравнений, состоящая из дифференциальных и алгебраических уравнений, которая моделирует динамику микроманипулятора. Получены интервалы движения выходного звена и величины сил, развиваемых актуаторами для реализации этих движений. Показано, что с точки зрения увеличения зоны обслуживания и точности позиционирования, микроманипулятор наделен улучшенными по сравнению с прототипами техническими характеристиками и может служить базой для разработки новых модулей прецизионных микроманипуляторов.

Ключевые слова: параллельный прецизионный манипулятор, координатное перемещение, упругий шарнир, пьезоэлектрический актуатор.

Введение. Объектом исследования является параллельный микроманипулятор прецизионных координатных перемещений, выполненный на базе упругих шарниров и пьезоэлектрических актуаторов [1]. Устройства такого типа имеют широкий спектр отраслей использования, таких как точные оптико-механические системы, исследование биологических микроструктур, выполнение микрохирургических операций [1-4].

Структура манипулятора. Микроманипулятор прецизионных координатных перемещений (рис.1) содержит стойку с установленными на ней тремя пьезоэлектрическими актуаторами, выходное звено и три взаимно перпендикулярных звена, представляющих собой в классическом структурном смысле кинематические цепи из трех звеньев: двух концевых и одного промежуточного, соединенных между собой двухподвижными универсальными упругими шарнирами. Одним концевым звеном каждая цепь соединена с одним из пьезоэлектрических актуаторов, а другим – с выходным звеном микроманипулятора. При активации каждый актуатор обеспечивает координатное перемещение выходного звена в направлении своей продольной оси. Актуаторы представляют собой многослойные столбики, собранные из пьезокерамических пластин.

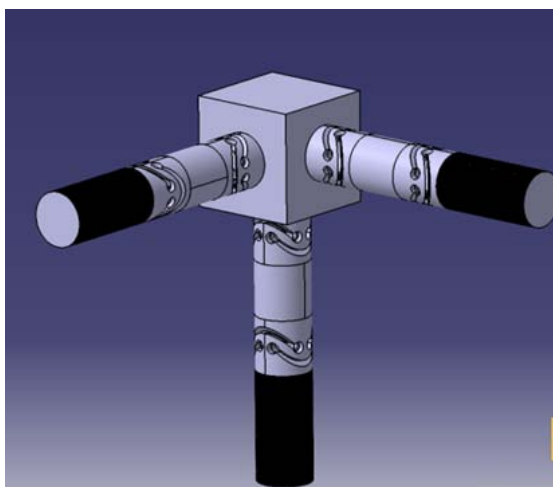


Рис. 1. Микроманипулятор прецизионных координатных перемещений

Кинематика микроманипулятора. Прямая задача кинематики для исследуемого пространственного параллельного микроманипулятора координатных перемещений формулируется следующим образом: даны длины звеньев микроманипулятора и законы изменения трех его линейных обобщенных координат; требуется найти все возможные положения выходного звена в неподвижной системе $OXYZ$ отсчета, которые определяются тремя

координатами начала **о** закрепленной на ней подвижной системы координат **OXYZ**. Уравнения прямой задачи кинематики микроманипулятора, связывающие неизвестные координаты и известные обобщенные координаты, получаются нелинейными. Они решаются с помощью численных методов.

Каждая подцепь микроманипулятора представляет собой состоящий из трех звеньев манипулятор, каждое звено которого описывается следующей матрицей:

$$A_{1j} = (\cos[q_{1j}] - \sin[q_{1j}]\cos[a_{1j}]\sin[q_{1j}]\sin[a_{1j}]a_{1j} \sin[q_{1j}]\cos[q_{1j}]\cos[a_{1j}] - \cos[q_{1j}]\sin[a_{1j}]a_{1j} \sin[q_{1j}]0 \sin[a_{1j}]\cos[a_{1j}]S_{1j} 0001),$$

$$A_{2j} = (\cos[q_{2j}] - \sin[q_{2j}]\cos[a_{2j}]\sin[q_{2j}]\sin[a_{2j}]a_{2j} \sin[q_{2j}]\cos[q_{2j}]\cos[a_{2j}] - \cos[q_{2j}]\sin[a_{2j}]a_{2j} \sin[q_{2j}]0 \sin[a_{2j}]\cos[a_{2j}]S_{2j} 0001),$$

$$A_{3j} = (\cos[q_{3j}] - \sin[q_{3j}]\cos[a_{3j}]\sin[q_{3j}]\sin[a_{3j}]a_{3j} \sin[q_{3j}]\cos[q_{3j}]\cos[a_{3j}] - \cos[q_{3j}]\sin[a_{3j}]a_{3j} \sin[q_{3j}]0 \sin[a_{3j}]\cos[a_{3j}]S_{3j} 0001).$$

Входные данные заданы заранее в таблице.

Таблица

Входные данные				
№	α	S	a	q
j = 1				
0	-90	0	0	-90
1	-90		0	-90
2	-90	0	0	
3	-90	0		
j=2				
0	-90	0	0	90
1	-90		0	-90
2	-90	0	0	
j=3				
0	-90	0	0	90
1	-90		0	-90
2	-90	0	0	
3	90	0		

A_{ij} ($i=0,1,2,3, j=1,2,3$) – матрицы, описывающие положение звеньев; q_{ij} – обобщенные координаты; a_{ij} – известные параметры микроманипулятора; j – номер кинематической цепи; i – номер звена.

Каждая кинематическая цепь описывается следующей матрицей:

$$B_{sj} = A_{0j} A_{1j} A_{2j} A_{3j}, \quad (1)$$

где A_1, A_2, A_3 – матрицы обобщенных координат выходного звена относительно неподвижной системы.

Далее необходимо определить положение отделенного выходного звена – платформы относительно неподвижной координатной системы **OXYZ**.

Конечная матрица определяется в виде произведения следующим образом:

$$B_{7j} = A_1 A_2 A_3. \quad (2)$$

Условия кинематических связей представляют собой систему 9-ти нелинейных уравнений относительно 12-ти неизвестных. Заданием трех входных параметров число неизвестных сокращается до 9-ти, однако уравнения можно решить только при помощи численных методов. Получаются следующие значения:

$$\begin{array}{lll} q_{31} = 0; & q_{31} = 0; & q_{31} = 0; \\ q_{01} = 1; & q_{02} = 1; & q_{03} = 1; \\ a_{21} = 1; & a_{22} = 0; & a_{23} = 1; \\ a_{31} = 1; & a_{32} = 1; & a_{33} = 0. \end{array}$$

Решая уравнение (2) методом итераций, получим

$$\begin{array}{lll} q_1 = 2,41082 \cdot 10^{-7}, & q_2 = 2,41082 \cdot 10^{-7}, & q_3 = 2,08109 \cdot 10^{-7}, \\ q_4 = -0,43973 \cdot 10^{-6}, & q_5 = 0,77037 \cdot 10^{-17}, & q_6 = 0,43973 \cdot 10^{-6}, \\ q_{11} = -2,20541 \cdot 10^{-7}, & q_{12} = 0,57083 \cdot 10^{-7}, & q_{13} = 2,34579 \cdot 10^{-8}. \end{array}$$

Из полученных результатов следует, что угол поворота двухподвижных упругих шарниров составляет $2,4^\circ$, что хорошо согласуется с ранее полученными результатами численного моделирования упругих шарниров [5]. Отсюда можем заключить, что система уравнений довольно точно описывает кинематику микроманипулятора.

Динамика микроманипулятора. Учитывая сложность кинематических связей параллельных манипуляторов, становится невозможным представление

решений задач динамики в аналитическом виде: нельзя выразить лишние координаты пассивных кинематических пар через обобщенные координаты. Ввиду этого при использовании стандартного метода Лагранжа в случае динамического моделирования возникают определенные сложности. В этом случае удобнее пользоваться методом Ньютона–Эйлера, сущность которого заключается в разделении микроманипулятора на отдельные подцепи, для которых можно составить уравнения Лагранжа второго рода. При этом в точках отделения в соответствии с аксиомой о связях прикладываются реакции связей и составляются дифференциальные уравнения движения подцепей, к которым добавляются также алгебраические уравнения кинематических связей, восстанавливающие первоначальную систему. В результате получаем смешанную систему уравнений, состоящую из дифференциальных и алгебраических уравнений, которая моделирует динамику микроманипулятора. В рассматриваемом нами случае удобнее всего мысленно отделить подвижную платформу микроманипулятора от трех ее кинематических подцепей. Получаются свободное твердое тело - подвижная платформа и три открытые кинематические цепи. Исходя из принципа освобождения связей, в трех точках подвижной платформы (O_{1S}, O_{2S}, O_{3S}) и в точках отделения от нее каждой кинематической цепи прикладываем главный вектор реакций $\underline{R}_j$ ($j=1,2,3$) и главный вектор момента $\underline{M}_j$ ($j=1,2,3$).

Составляем уравнения Лагранжа второго рода для открытых кинематических цепей и подвижной платформы, которые сводятся к дифференциальным уравнениям относительно обобщенных и лишних координат микроманипулятора:

$$\sum_{i=1}^S a_{ri}^j \ddot{q}_{ij} + \sum_{i=1}^S \sum_{k=i}^S a_{r\mu i}^j \dot{q}_{\mu i} \dot{q}_{ij} = Q_{ri} + \sum_{i=1}^{12} c_{rg}^j + \lambda_v, \quad (3)$$

$$j = 1, 2, 3; \quad r = 1, 2, 3, \dots, 5,$$

где коэффициенты a_{ri}^j - это известные функции обобщенных и лишних координат микроманипулятора в системе OXYZ; Q_{ri} ($j=1,2,3$) - обобщенные силы, приведенные к q_{ij} обобщенным координатам.

Для получения уравнений, восстанавливающих кинематические связи, приравниваем элементы матриц положения, скоростей и ускорений подвижной платформы и точек присоединения к ней кинематических цепей, что приводит к алгебраическим уравнениям относительно обобщенных и лишних координат, скоростей и ускорений. Совместно с дифференциальными уравнениями

получаем систему уравнений, которая моделирует динамику рассматриваемого микроманипулятора:

$$q_{j3} = q_{j3}(t), \quad \dot{q}_{j3} = \dot{q}_{j3}(t), \quad \ddot{q}_{j3} = \ddot{q}_{j3}(t), \quad (j=1,2,3). \quad (4)$$

$$\sum_{j=1}^S (b_{v3}^{1j}(q)\dot{q}_{1j} - b_{v3}^{\mu j}(q)\dot{q}_{1j}) = 0, \quad v=1,2,3, \quad \mu=2,3, \quad (5)$$

$$\sum_{j=1}^S (b_{v4}^{16j}(q)\ddot{q}_{1j} - b_{v4}^{\mu 6j}(q)\ddot{q}_{\mu j}) + \sum_{j=1}^S \sum_{i=j}^S \sigma_{ji} (b_{v4}^{16ji}(q)\dot{q}_{1j}\dot{q}_{1i} - b_{v4}^{\mu 6ji}(q)\dot{q}_{\mu j}\dot{q}_{ij}) = 0.$$

Ниже представлен алгоритм решения численным методом прямой задачи динамики. Здесь в качестве обобщенных координат принимаем линейные перемещения, задаваемые пьезоэлектрическими актуаторами манипулятора q_{j3} ($j=1,2,3$). В прямой задаче динамики заданы геометрические, жесткостные и инерционные параметры микроманипулятора, а также законы изменения обобщенных координат, скоростей и ускорений. Требуется определить обобщенные силы $Q_{j3} = Q_{j3}(t)$, ($j=1,2,3$) так, чтобы они обеспечивали реализацию заданных законов движения (4).

Задача решается следующим образом:

1. Интервал движения $[0; \tau]$ делится на r равномерную сетку $t_0 = 0$, $t_1, t_2, \dots, t_N = \tau$, $t_r = t_0 + \Delta t r$, $\Delta t = \tau/N$; $r=0,1,2, \dots, N$.
2. Определяются координаты, скорости и ускорения $q_{j3}^r = q_{j3}(t_r)$, $\dot{q}_{j3}^r = \dot{q}_{j3}(t_r)$, $\ddot{q}_{j3}^r = \ddot{q}_{j3}(t_r)$, ($j=1,2,3$; $r=0,1,2, \dots, N$) для любого интервала времени t_r ($r=0,1,2, \dots, N$).
3. Полученные значения $q_{j3}^r = q_{j3}(t_r)$ подставляются в систему уравнений (3), которая решается относительно лишних координат q_{ji} ($j=1,2,3$; $i=1,2,3$) и q_i ($i=1,2,3$); определяются значения $q_{ji}^r = q_{ji}$ ($j=1,2,3$; $i=1,2,3$), $q_i^r = q_i(t_r)$ ($i=1,2,3$) в промежутке времени t_r ($r=0,1,2, \dots, N$).
4. Полученные значения q_{ji}^r ($j=1,2,3$; $i=1,2, \dots, 6$), q_i^r ($i=1,2, \dots, 6$) и $\dot{q}_{j3}^r$ ($j=1,2,3$) подставляются в систему уравнений (5), которая решается относительно лишних координат $\dot{q}_{ji}^r$ ($j=1,2,3$; $i=1,2,3$) и $\dot{q}_i$ ($i=1,2,3$); определяются их значения $\dot{q}_{ji}^r = \dot{q}_{ji}(t_r)$, ($j=1,2,3$; $i=1,2,3$), $\dot{q}_i^r = \dot{q}_i(t_r)$, ($i=1,2,3$) в промежутке времени t_r ($r=0,1,2, \dots, N$).

5. Полученные значения обобщенных и лишних координат q_{ji}^r , $\dot{q}_{ji}^r (j=1,2,3; i=1,2,3)$, $\dot{q}_i^r (i=1,2,3)$, $\ddot{q}_{j3}^r (j=1,2,3)$ подставляются в соответствующую систему уравнений, которая решается относительно лишних скоростей, $\ddot{q}_{ji}^r (j=1,2,3; i=1,2,4,5)$ и $\ddot{q}_i (i=1,2,...,6)$; определяются их значения $\ddot{q}_{ji}^r = \ddot{q}_{ji}^r(t_r) (j=1,2,3; i=1,2,3)$, $\ddot{q}_i^r = \ddot{q}_i^r(t_r) (i=1,2,...,6)$ в промежутке времени $t_r (r=0,1,2,...,N)$.
6. Все полученные значения $q_{ji}^r, \dot{q}_{ji}^r, \ddot{q}_{ji}^r (j=1,2,3; i=1,2,...,5)$, $q_i^r, \dot{q}_i^r, \ddot{q}_i^r (i=1,2,...,6)$ обобщенных и лишних скоростей и ускорений подставляются в системы уравнений (4), которая решается относительно реакций $R_x^{1j}, R_y^{1j}, R_z^{1j}, R_x^{2j}, R_y^{2j}, R_z^{2j} (j=1,2,3)$ и обобщенных сил $Q_{j3} (j=1,2,3)$; определяются их значения $R_x^{1jr} = R_x^{1j}(t_r), R_y^{1jr} = R_y^{1j}(t_r), R_z^{1jr} = R_z^{1j}(t_r), R_x^{2jr} = R_x^{2j}(t_r), R_y^{2jr} = R_y^{2j}(t_r), R_z^{2jr} = R_z^{2j}(t_r), Q_{j3}^r = Q_{j3}(t_r) (r=1,2,3)$ в любом $t_r (r=0,1,2,...,N)$ промежутке времени.

Данные для решения прямой задачи динамики, а также результаты компьютерного моделирования представлены ниже (рис.2 и 3): межосевое расстояние между шарнирами – 30 мм, масса концевых звеньев – $0,73 \cdot 10^{-3}$ кг, масса промежуточного звена – $4,2 \cdot 10^{-3}$ кг, моменты инерции промежуточных звеньев – $3,78 \cdot 10^{-7}$ кгм², моменты инерции концевых звеньев – $1,82 \cdot 10^{-9}$ кгм²: для каждой кинематической подцепи масса выходного звена - $4 \cdot 10^{-3}$ кг, момент инерции выходного звена - $3,5 \cdot 10^{-7}$ кгм².

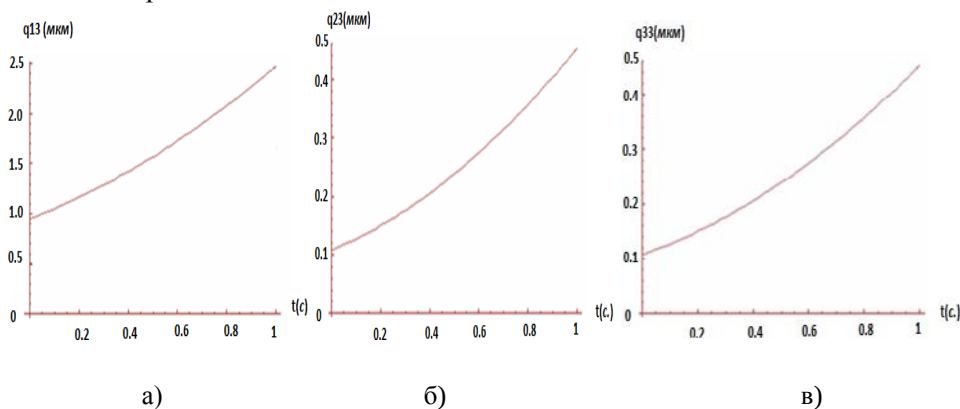


Рис. 2. Заданные законы изменения обобщенных координат (а - q_{13} , б - q_{23} , в - q_{33}) в течение времени

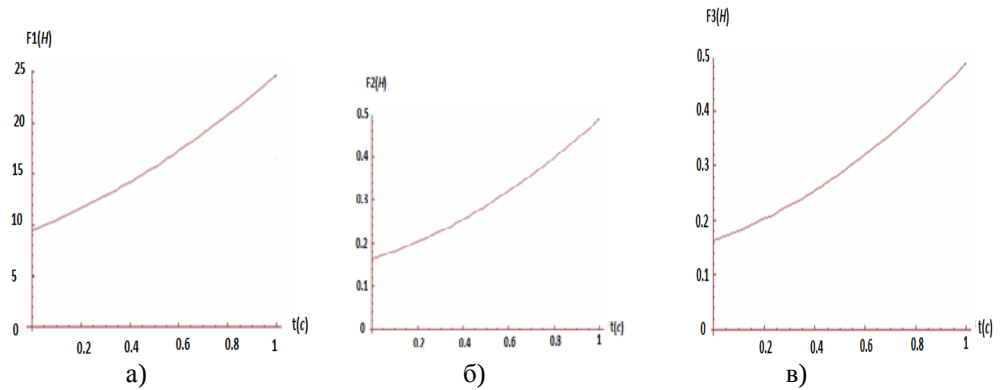


Рис.3. Результаты решения прямой задачи динамики: а, б, в - силы F_1 , F_2 , F_3 , развиваемые актуаторами

Заключение. Выполнено кинематическое и динамическое моделирование микроманипулятора прецизионных координатных перемещений, решены прямые задачи кинематики и динамики. Получены интервалы движения выходного звена и величины сил, развиваемых актуаторами для реализации этих движений. При отработке какой-либо координаты имеют место нежелательные паразитные смещения по двум другим координатам, которые меньше основной более чем на порядок. Однако для достижения высокой точности позиционирования необходима их компенсация, что реализуется путем управления соответствующими актуаторами. Микроманипулятор наделен улучшенными техническими характеристиками с точки зрения увеличения зоны обслуживания и может служить базой для разработки новых модулей прецизионных манипуляторов.

Работа выполнена в рамках проекта 15Т-2D044, финансируемого Государственным комитетом по науке при Министерстве образования и науки Республики Армения.

Литература

1. А.с. СССР № 1401994, кл. F16H21/46. Механизм для координатных перемещений /А.В. Кочикян, М.Г. Арутюнян, Т.Ф. Парикян, А.Л. Акопян и К.М. Рагульскис. - 1987.
2. Арутюнян М.Г., Кочикян А.В., Погосян М.З. Исследование плоского механизма координатных перемещений с упругими шарнирами // Вибротехника.- Вильнюс: Мокслас, 1987.- № 58 (1). - С. 127-136.

3. **Мкртчян М.Г., Степанян К.Г., Арутюнян М.Г., Саркисян Ю.Л.** К динамическому моделированию параллельного микроманипулятора с упругими шарнирами // Сб. трудов XX Межд. научн-техн. конф. “Машиностр. и техносфера XXI века”. – Донецк-Севастополь, 2013. – Том 2. - С.181-184.
4. **Jensen K.A., Lusk C.P., and Howell L.L.** An XYZ micromanipulator with three translational degrees of freedom // Robotica. – 2006.-Vol. 24, No. 3. - P. 305-314.
5. **Հակոբյան Ն.Խ., Հարությունյան Մ.Գ.** Կոորդինատային տեղափոխություններ կատարող միկրոմանիպուլատորի մոդելավորումը եվ հետազոտումը // ՀՊՀՀ Լրաբեր. Գիտական հոդվածների ժողովածու. - Երևան, 2017.- Մաս 2. - էջ 521-525:

Поступила в редакцию 20.05.2017.

Принята к опубликованию 14.06.2017.

ԵՌԱԿՈՐԴԻՆԱՏԱՅԻՆ ՏԵՂԱՓՈԽՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ ԻՐԱԿԱՆԱՑՆՈՂ ԳԵՐՃԵԳՐԻՏ ՄԻԿՐՈՄԱՆԻՊՈՒԼՅԱՏՈՐԻ ԿԻՆԵՄԱՏԻԿԱՅԻ ԵՎ ԴԻՆԱՄԻԿԱՅԻ ՄՈԴԵԼԱՎՈՐՈՒՄԸ

Ն.Խ. Հակոբյան

Հետազոտվել են երեք կոորդինատային տեղափոխություններ իրականացնող գերճշգրիտ միկրոմանիպուլատորի կինեմատիկան և դինամիկան, որոնք ապահովում են ելքի օղակի տարածական համընթաց շարժումը: Միկրոմանիպուլատորն ունի կանգնակ, նրա վրա տեղադրված երեք այեզոդելետրական ակտուատորներ, ելքի օղակ և երեք փոխադրված օղակներ, որոնք ներկայացնում են երեք օղակներից դասական իմաստով կազմված կինեմատիկական շղթաներ՝ միմյանց միացված երկշարժուն համապիտանի առաձգական հողակապերով: Յուրաքանչյուր շղթա մի ծայրամասային օղակով միացված է այեզոդելետրական ակտուատորին, իսկ մյուսով՝ ելքի օղակին: Կատարվել է միկրոմանիպուլատորի կինեմատիկական մոդելավորում, և լուծվել է նրա կինեմատիկայի ուղիղ խնդիրը, որի համար տրվել են օղակների երկարությունները և երեք ընդհանրացված գծային կոորդինատների փոփոխման օրենքները, որոշվել են ելքի օղակի բոլոր հնարավոր դիրքերը անշարժ կոորդինատային համակարգում: Կատարվել է միկրոմանիպուլատորի դինամիկական մոդելավորում, և լուծվել նրա դինամիկայի ուղիղ խնդիրը: Այս դեպքում առաջանում են որոշակի դժվարություններ, և հարմար է եղել օգտվել Նյուտոնի-Էյլերի մեթոդից, որի կիրառման համար անհրաժեշտ է միկրոմանիպուլատորը բաժանել առանձին ենթաշղթաների՝ անջատման կետերում կիրառելով կապերի հակազդումները, և դրանց համար գրել Լագրանժի երկրորդ սեռի դիֆերենցիալ հավասարումները, որից հետո դրանց ավելացնել կինեմատիկական կապերի հանրահաշվական հավասարումները, որոնք վերականգնում են սկզբնական համակարգը: Արդյունքում՝ ստացվում է դիֆերենցիալ և հանրահաշվական հավասարումներից բաղկացած հավասարումների խառը համակարգ, որը մոդելավորում է միկրոմանիպուլատորի դինամիկան: Ստացվել են ելքի օղակի շարժման տիրույթը և ակտուատորների զարգացրած ուժերի մեծությունները, որոնք ապահովում են տրված շարժումը: Ցույց է տրված, որ սպասարկման տիրույթի մեծացման և դիրքավորման ճշգրտության տեսանկյունից, հայտնի նմանակների համեմատ,

միկրոմանիպուլատորն օժտված է տեխնիկական շահեկան բնութագրերով և կարող է հիմք հանդիսանալ նոր գերճշգրիտ մոդուլների մշակման համար:

Առանցքային բառեր. գերճշգրիտ զուգահեռ միկրոմանիպուլատոր, կոորդինատային տեղափոխություն, առաձգական հողակապ, պլեզոէլեկտրական ակտուատոր:

MODELING OF KINEMATICS AND DYNAMICS OF A PRECISION MICROMANIPULATOR OF THREE - COORDINATE DISPLACEMENTS

N.Kh. Hakobyan

An investigation of kinematics and dynamics of a parallel precision micromanipulator with three coordinate displacements of the output link, ensuring the spatial translational motion of the link is carried out. The micromanipulator contains a rack with three piezoelectric actuators mounted on it, an output link and three mutually perpendicular links, which in the classical structural sense are kinematic chains of three links: two terminal links and an intermediate one connected by two-way universal elastic joints. One end link connects each circuit to one piezoelectric actuator, and the other to the output link of the micromanipulator. Kinematic modeling of the micromanipulator is performed, the direct kinematics problem of the micromanipulator being investigated is solved which is formulated as follows: the lengths of the links of the micromanipulator and the laws of the change of its three linear generalized coordinates are required, it is required to determine all possible positions of the output link in a fixed coordinate system. Dynamic modeling of the micromanipulator is performed, the direct problem of dynamics is solved. At dynamic modeling, certain difficulties arise, and it is more convenient in this case to use the Newton-Euler method, the essence of which is the separation of the micromanipulator into separate sub-circuits for which it is possible to compose Lagrange equations of the second type. In this case, at the separation points, in accordance with the axiom about the connections, coupling reactions are applied and the differential equations of motion of the subchains are compiled, to which the algebraic equations of the kinematic constraints that restore the original system are also added. As a result, we obtain a mixed system of equations, consisting of differential and algebraic equations, which simulates the dynamics of the micromanipulator. The intervals of motion of the output link and the magnitude of the forces developed by the actuators for the realization of these displacements are obtained. It is shown that the micromanipulator is equipped with improved technical characteristics in comparison with the prototypes, from the point of view of increasing the service area and positioning accuracy and can serve as a basis for the development of new modules of precision micromanipulators.

Keywords: parallel precision manipulator, coordinate displacement, elastic joint, piezoelectric actuator.

УДК 621.941.1

**УЧЕТ ГИДРОЛИТИЧЕСКОГО РАЗРУШЕНИЯ ПРИ
ТОНКОЛЕЗВИЙНОЙ ОБРАБОТКЕ СПЛАВОВ ИЗ ЦВЕТНЫХ
МЕТАЛЛОВ**

А.М. Арзуманян, А.О. Балтаян

Национальный политехнический университет Армении, Гюмрийский филиал

Приведены результаты исследований износостойкости и температуры в рабочей зоне корундовых режущих пластин при тонколезвийной обработке цветных металлов и сплавов с учетом механизма гидролитического разрушения корунда под воздействием влажности окружающей среды. Совместное влияние температуры резания и фактора гидролитического разрушения в корне меняет механизм износа корундовых режущих пластин, особенно при холостом ходе режущей пластины, когда режущая часть инструмента находится в среде атмосферной влаги.

При тонколезвийной обработке цветных металлов и сплавов режущая пластина подвергается циклическим нагрузкам, особенно в начальном периоде, когда на режущем лезвии образуются следы выкрашивания, которые в дальнейшем совместно под воздействием механизма гидролитического разрушения становятся очагами разрушения. Поэтому рабочие поверхности режущей пластины должны быть высококачественными, без единых царапин и сколов, поскольку последние могут стать очагами разрушения и способствовать гидролитическому разрушению режущей части пластины. Циклические нагрузки являются причиной возникновения того или иного вида износа и, соответственно, в течение всего процесса обработки под действием атмосферной влаги интенсивно разрывают связи Al-O, что в конечном счете приводит к износу режущего инструмента. При использовании многолезвийного инструмента эффект механизма гидролитического разрушения замедляется, но не прекращается.

Во избежание гидролитического разрушения корундовых режущих пластин, особенно после выполнения процесса обработки, рекомендуется покрывать рабочие поверхности инструмента защитными пленками или хранить режущие пластины в сухих герметичных тарах.

Ключевые слова: корунд, износ, температура резания, гидролитическое разрушение, фреза, атмосферная влага.

Введение. Известно, что тепловые явления оказывают существенное влияние на работоспособность режущего инструмента и качество обработанных поверхностей. Экспериментальные методы определения температур при прерывистой обработке цветных металлов рубиновыми режущими пластинами с

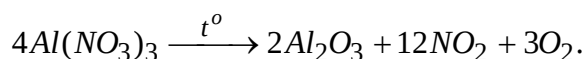
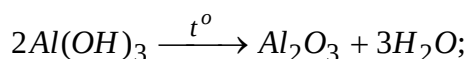
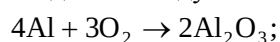
учетом диэлектрических способностей корунда - весьма трудоемкий процесс. Поэтому важное значение получают теоретические методы исследования, позволяющие рассчитывать уровень температур в любых точках тел, участвующих в теплообмене.

В работе определены температуры на вершине режущего лезвия в зависимости от режимов резания и других параметров обработки для установления тех диапазонов температуры резания и влажности окружающей среды, при которых корундовые режущие пластины подвергаются выкрашиванию.

Анализ существующих работ по рассматриваемому вопросу. Корунд представляет собой минерал из класса оксидов, соответствующий по химическому составу формуле Al_2O_3 . Твердость по шкале Мосса – 9, истинная плотность $3900...4100 \text{ кг/м}^3$, огнеупорность колеблется в пределах от 1850 до 2030°C . Наиболее чистые разновидности корунда содержат 95...98% Al_2O_3 .

Оксид алюминия широко используется в прикладных целях за счёт его высокой термической, механической и химической устойчивости. Корундовые материалы применяют в современной черной и цветной металлургии, химической, энергетической и других отраслях промышленности, в частности, для теплоизоляции и футеровки агрегатов, работающих при высоких температурах.

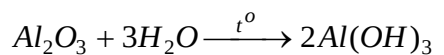
Оксид алюминия Al_2O_3 практически получается непосредственным соединением алюминия с кислородом, а также разложением ряда кислородсодержащих веществ алюминия. Атмосферная коррозия лишенного защитной пленки алюминия происходит на воздухе:



Обычно оксид алюминия получается в виде белого аморфного порошка. Длительным прокаливанием его можно перевести в кристаллическую форму - корунд. В работах [1–3] описан процесс образования корунда ($\alpha-Al_2O_3$) из гидраргиллита ($\gamma-Al(OH)_3$) в атмосфере водяного флюида (при $t > 380^\circ\text{C}$), протекающий через стадию существования промежуточного продукта – бемита ($\gamma-AlO(OH)$). Бемит, как фаза, устойчив до 380°C . При температурах выше последнего в условиях суперкритического водного флюида бемит превращается в корунд.

В литературе также встречается утверждение о факторе, ослабляющем прочность связи в корунде вследствие наличия адсорбированной воды на

поверхности кристалла. Неоднократно доказывалось, что при температурах, близких к комнатной, решающим фактором появления и развития трещин под нагрузкой является действие гидролитического механизма разрушения [4-9]. Этот механизм заключается в разрыве связей Al-O на поверхности под действием атмосферной влаги:



Вышеуказанная формула действительна при температуре резания 100...120°C и оптимальных режимах обработки. Так, прочность корунда в вакууме при 10°C превышает прочность во влажном воздухе на 32% [4]. Содержание паров воды сказывается на кинетике разрушения [5]. Аномальная микроползучесть корунда при комнатной температуре связывается с присутствием влаги на поверхности образцов [7]. Учитывая вышесказанное, можно с большой вероятностью считать, что причиной роста трещин и образования сколов после снятия нагрузки является действие остаточных растягивающих упругих напряжений в вершинах трещин, при этом необходимая пластическая деформация материала облегчена гидролитическим механизмом разрушения.

Было также показано, что в начале взаимодействия оксида с водяным паром гидроксилирование структуры доминирует [10]. С увеличением содержания гидроксильных групп в структуре скорость дегидроксилирования становится сравнимой со скоростью гидролиза, что приводит к квазиравновесию корунда с водяным паром. Разрушение и инициирование связей Me-O-Me и Me-OH в чередующихся актах гидролиза и дегидроксилирования определяют увеличение дефектов содержания и твердофазной подвижности матрицы корунда.

Сопоставляя вышеприведённые литературные данные, можно сделать вывод, что при наиболее высоких температурах (>350°C), при которых происходит превращение Al(OH)₃ в корунд, причиной деформации корундовых деталей является не гидролиз корунда, а структурные дефекты при обратном дегидроксилировании продуктов гидролиза.

В прикладных целях корундовые детали могут быть более долговечными, если их рабочая температура близка к 350°C. В данном случае нужно также учитывать сферу применения корунда.

Дальнейшее использование синтетического корунда в качестве режущего инструмента при тонколезвийной обработке цветных металлов и сплавов в обычных условиях, где доминирующим фактором являются влажность обрабатываемой среды (оптимальное значение относительной влажности воздуха для нормальной жизнедеятельности человека составляет 30...60%) и

температура резания, вызывает необходимость тщательного изучения тепловых явлений, связанных с этим процессом.

Из вышесказанного следует, что чем больше температура резания, тем меньше режущая пластина подвергается гидролитическому разрушению. Так как термостойкость корунда достигает 1700...1900 °С, то обработку можно производить при больших скоростях и подачах резания. Но при больших значениях режимов резания характер износа носит адгезионный характер, который не меняется до предельного значения износа по задней грани пластины. Это утверждение непосредственно связано с шероховатостью обработанной поверхности детали.

Экспериментальная часть. Режущий инструмент представляет собой торцевую однозубую фрезу, а в качестве обрабатываемого материала были взяты латунь ЛС 59-1 и дюралюминий Д16. Экспериментальное определение температуры резания проводилось методом естественной термопары. Расчетные формулы, а также коэффициенты, которые использовались для определения теплового баланса, были взяты из работы [11]. Установлено, что температура в конце холостого хода будет равна 82,8° С в начале следующего рабочего хода. Фактически по мере каждого холостого хода, то есть в начале следующего рабочего хода, нагретая полоска обрабатываемой заготовки успевает за счет теплопроводности передать определенную часть энергии соседней полоске. Исходя из этого, температуры резания соответственно в начале и в конце обработки будут различаться друг от друга примерно в 1,2 раза, что установлено экспериментом. Поэтому полученное расчетное значение температуры резания чуть занижено.

Связь между температурами рабочего и холостого ходов определяется по следующей зависимости:

$$\Theta_{хол} = \Theta_{раб} / \varepsilon^{0,174},$$

где ε – относительное снижение температуры, вызванное теплоотдачей в окружающий воздух.

Для определения температуры резания и сравнения ее с расчетными данными нами проведены серии экспериментов по факторному планированию типа 3^3 .

Математическая модель эксперимента ищется в следующем виде:

$$\Theta = C_{\theta} V_1^x S_2^x t_3^x. \quad (1)$$

В таблице приведены эти значения для обработки латуни ЛС59-1 и дюралюминия Д16 режущей пластинкой из лейкосапфира.

Таблица

Значения коэффициентов и показателей степеней в формуле (1)

Обрабатываемый материал	C_θ	x_1	x_2	x_3
ЛС59-1 – БрАЖ 9-4	42,8	0,36	0,13	0,08
Д16 –Ал9	50,9	0,38	0,15	0,10

На рисунке приведены графики влияния v , s , t на температуру фрезерования. Анализ графиков показывает, что при оптимальных сочетаниях режимов резания (скорость резания - $v=250$ м/мин, подача - $s=0,022$ мм/об, глубина резания $t=0,05$ мм) температура фрезерования θ не превышает полученные расчетные значения. Повышенное значение температуры при обработке Д16 объясняется физико-механическими свойствами этого материала, а также режимами фрезерования.

Установление механизма износа корундовых режущих пластин является весьма практической задачей. В настоящее время нет четкого мнения о механизме износа режущих пластин, а имеющиеся данные противоречивы. Доказано, что рубиновые резцы подвергаются как микровыкрашиванию, так и диффузионному износу. Адгезионный вид износа корунда при тонком торцевом фрезеровании цветных металлов и сплавов подтверждается ранее проведенными опытами.

Процесс тонкого торцевого фрезерования характеризуется условиями, способствующими адгезионному износу, т.е. большими удельными давлениями и образованием в контакте с корундом новых совершенно чистых поверхностей цветных сплавов, свободных от адсорбированных пленок, которые обычно присутствуют на поверхностях металлов [11,12].

Отрывание частиц корунда объясняется тем, что при скольжении одной поверхности по другой происходит непрерывный процесс возникновения и срыва адгезионных пятен. Так как корунд является анизотропным телом с мозаичным строением и следами пластических деформаций, а также другими дефектами кристалла, то в процессе трения возникает вероятность отрыва и срыва частиц из контактных поверхностей режущей пластины.

При обработке дюралюминия Д16 иногда наблюдается вырывание частиц синтетического корунда в точке отрыва стружки от передней поверхности. Это явление связано со схватыванием “абсолютно” чистых поверхностей контакта стружки и передней поверхности корундовой режущей пластины после первого отрыва частиц с передней поверхности.

Следует отметить, что в нашем случае возрастает интенсивность схватывания алюминиевых сплавов и корунда в точке отрыва стружки. После первого отрыва частиц корунда с передней поверхности режущей пластины и

продолжения процесса резания дальнейшее вырывание частиц захватывает новые области, перемещаясь от точки отрыва стружки до режущей кромки.

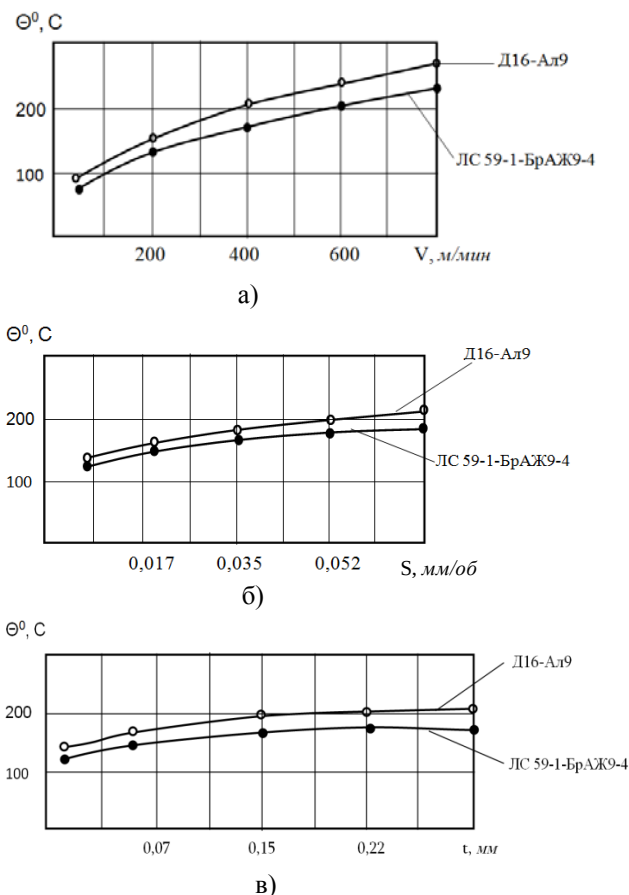


Рис. Зависимость температуры резания от режимов фрезерования: а - скорость резания – $v = 250 м/мин$, б - подача – $S = 0,022 мм/об$, в - глубина резания – $t = 0,05 мм$

При обработке дюралюминия Д16 схватывание стружки и корунда в сильной степени связано с режимами резания. Наблюдаются увеличения интенсивности срывания частиц корунда при росте подачи от $s = 0,042$ до $0,094 мм/об$ и глубины резания $t = 0,15$ до $0,25 мм$ и при скорости резания $v = 180$ до $80 м/мин$.

Кроме адгезионного износа, при тонком торцевом фрезеровании дюралюминия Д16 наблюдается выкрашивание резцов при увеличении скорости резания, особенно при обработке алюминиевого сплава Ал9 и бронзы БрОЦС 5-5-5. Режущие пластины из синтетического корунда иногда подвергаются скалыванию при более низкой подаче, чем предельная, что объясняется

наличием разнообразных макроскопических и микроскопических дефектов кристаллов корунда и связанных с ними остаточных напряжений [12].

Проведенные наблюдения по образованию сколов позволяют высказать соображение, касающееся абразивной обработки корунда алмазными материалами и инструментами (пастами, порошками). На поверхность корунда наносятся царапины, которые сопровождаются трещинами и сколами. И естественно считать, что так же, как и при индентировании, образование сколов с отделением частиц корунда вблизи царапин является длительным процессом, т.е. окончательный микрорельеф поверхности корунда устанавливается через определенное время после прекращения ее механической обработки. Для царапин глубиной 2 мкм это время составляет примерно один месяц [13].

Сравнивая результаты опытов вышеуказанных авторов с нашими исследованиями, можем резюмировать, что в них есть интересное сходство.

При тонколезвийной обработке цветных металлов и сплавов режущая пластина подвергается циклическим нагрузкам, особенно в начальном периоде, когда на режущем лезвии образуются следы выкрашивания, которые в дальнейшем становятся очагами разрушения совместно с воздействием гидролитического механизма разрушения. Поэтому рабочие поверхности режущей пластины должны быть высококачественными, без единых царапин и сколов, поскольку последние могут стать очагами разрушения и способствовать гидролитическому разрушению режущей части пластины, которая при циклических нагрузках подвергается тому или иному виду износа и дает возможность в течение всего процесса обработки под действием атмосферной влаги интенсивно разрывать связи Al-O, что в конечном счете приводит к износу режущего инструмента. Явление гидролитического механизма разрушения в основном интенсивно происходит при холостом ходе фрезы, когда режущая часть инструмента находится в среде атмосферной влаги. При использовании многолезвийного инструмента данный эффект замедляется, но не прекращается.

Процесс разрушения режущих пластин продолжается и после обработки, если не предпринять добавочных мероприятий по защите рабочих поверхностей защитными пленками (вазелин и другие подобные вещества) или хранить режущие пластины после обработки в сухих герметичных тарах.

Контрольные испытания, проведенные для подтверждения данного эффекта, показали, что те режущие пластины, которые были защищены пленками, оказались более износостойкими, чем пластины без этих пленок. Разница составила 10...15% [14].

Выводы. Температура фрезерования при тонколезвийной обработке латуни ЛС59-1 не превышает 130...150 °С, а для Д16 – 140...170 °С в интервале скоростей рациональных режимов резания и способствует разрушению режущего лезвия. При наличии атмосферной влаги процесс износа и разрушения

режущего лезвия пластины усиливается еще и за счет гидролитического механизма.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Государственного комитета по науке МОН РА в рамках научного проекта № SH15-006.

Литература

1. **Voroshilov I.L.** // HighPressureResearch. -2001. -20. -P. 229.
2. **Данчевская М.Н., Овчинникова О.Г., Ивакин Ю.Д., Муравьева Г.П.** //ЖФХ. -2000. -74.- С. 1391.
3. **Данчевская М.Н., Ивакин Ю.Д., Зуй А.И., Муравьева Г.П.** // Вестник Московского университета. Сер.2. Химия.- 2001.- 42.- С. 258.
4. **Стокс Р.Дж.** Разрушение. -М.: Мир, 1976. Т.7, ч. 1.- С. 129.
5. **Chen C.P., Knapp W.J.**// J. Am. Ceram. Soc. -1977. -Vol. 60, N 1/2. -P. 87.
6. **Шпейзман В.В., Вовнобой В.Б., Козачук А.И.** // Физ.-хим. обработка материалов.- 1982.-N 3.- С. 113-117.
7. **Westbrook J.H., Jorgensen P.J.**// Trans. AIME.-1965.-Vol. 233, N 2.- P. 425-428.
8. **Берштейн В.А.** Механогидролитические процессы и прочность твердых тел.- Л.: Наука, 1987. - 318 с.
9. **Иванцов В.А., Николаев В.И., Чуднова Р.С., Шпейзман В.В.**// Изв. РАН. Сер. Физ. -1994.- Т. 58, N 9.- С. 63-67.
10. **Ivakin Yu. D., Danchevskaya M.N., Torbin S.N., Kreisberg V.A., Martynova L.F.** // Proceeding of the 7th Meeting on Supercritical Fluids Particles Design, Materials and Natural Products Processing.- Antibes, France, 2000. -Vol. 1.- P. 525.
11. **Арзуманян А.М.** Результаты теоретических исследований тепловых явлений в процессах прерывистой обработки // Периодический научный журнал “Хандзта”.- Кутаиси, Тбилиси, 2011. - №4 (9).-С.25-36.
12. **Арзуманян А.М., Хачатрян Г.Г.** Анализ износа режущих инструментов из синтетического корунда //Изв. НАН РА и ГИУА. Серия Техн.наук. -1998. -Том LI, №3. -С. 272-276.
13. **Носов Ю.Г., Деркаченко Л.И.** Последствие при испытании корунда на микротвердость // Журнал технической физики. – СПб.: Наука, 2003. - Том 73, вып.10.- С. 139-142.
14. **Арзуманян А.М.** Механизм износа корундовых режущих пластин при тонколезвийной обработке цветных сплавов // East European Scentific Journal.- Warsaw, Poland, 2016.- №12(16), vol.1.- P.76-80.

*Поступила в редакцию 02.02.2017.
Принята к опубликованию 14.06.2017.*

ՀԻՂԻՈՒԽՏԻԿ ՔԱՅՔԱՅՄԱՆ ՀԱՇՎԱՌՈՒՄԸ ԳՈՒՆԱՎՈՐ ՄԵՏԱՂՆԵՐԻ և ՀԱՄԱՁՈՒԼՎԱԾՔՆԵՐԻ ՆՐԲԱՍԱՅՐ ՄՇԱԿՄԱՆ ԴԵՊՔՈՒՄ

Ա.Մ. Արզումանյան, Ա.Հ. Բալթայան

Ներկայացված են կորունդե կտրող թիթեղիկներով գունավոր մետաղների և համաձուլվածքների մաշակայունության և աշխատանքային գոտում ջերմաստիճանի հետազոտման արդյունքները՝ հաշվի առնելով շրջակա միջավայրի խոնավության ազդեցությամբ կորունդի քայքայման մեխանիզմը: Ջերմաստիճանի և հիդրոլիտիկ քայքայման համատեղ ազդեցությունը արմատապես փոխում է կորունդե կտրող գործիքների մաշման մեխանիզմը, հատկապես կտրող թիթեղիկի պարապ ընթացքի ժամանակ, երբ գործիքի աշխատող մասը գտնվում է խոնավ միջավայրում:

Գունավոր մետաղների և համաձուլվածքների նրբասայր մշակման դեպքում կտրող թիթեղիկը ենթարկվում է ցիկլային բեռնվածքների հատկապես սկզբնական շրջանում, և կտրող սայրի վրա առաջանում են փշրամաշման հետքեր, որոնք հետագայում հիդրոլիտիկ քայքայման մեխանիզմի ազդեցությանը զուգահեռ համատեղ դառնում են քայքայման օջախներ:

Դրա համար անհրաժեշտ է, որ կտրող թիթեղիկի աշխատանքային մակերևույթները լինեն բարձրորակ՝ առանց խազերի և փշրվածքների, որոնք հանդիսանում են քայքայման օջախներ և նպաստում կտրիչի կտրող մասի հիդրոլիտիկ քայքայմանը: Ցիկլային բեռնվածքները մթնոլորտային խոնավության ազդեցությամբ այս կամ այն տեսակի մաշման պատճառ են դառնում և մշակման ամբողջ գործընթացում ուժգնորեն խզում են AI-O կապերը, ինչը վերջին հաշվով հանգեցնում է գործիքի մաշմանը: Բազմատամ գործիքի կիրառման դեպքում հիդրոլիտիկ քայքայման երևույթը դանդաղում է, սակայն չի ընդհատվում:

Հիդրոլիտիկ քայքայումից խուսափելու համար, հատկապես մշակման ավարտից հետո, խորհուրդ է տրվում գործիքի աշխատանքային մակերեսները ծածկել պաշտպանիչ թաղանթով կամ կտրող թիթեղիկները պահպանել չոր և հերմետիկ տարաներում:

Առանցքային բառեր. կորունդ, մաշում, կտրման ջերմաստիճան, հիդրոլիտիկ քայքայում, ֆրեզ, մթնոլորտային խոնավություն:

CONSIDERING THE HYDROLITIC DESTRUCTION AT FINE - BLADE PROCESSING OF ALLOYS OF NON-FERROUS METALS

A.M. Arzumanyan, A.H. Baltayan

The results of studies on the wear resistance and temperature in the working zone of corundum cutting inserts at fine blade processing of non-ferrous metals and alloys are given, taking into account the mechanism of hydrolytic destruction of corundum under the influence of ambient humidity. The combined influence of the cutting temperature and the hydrolytic fracture factor radically changes the wear mechanism of corundum cutting inserts, especially when the cutting plate is idling, when the cutting part of the tool is in an atmospheric moisture environment.

At fine-blade processing of non-ferrous metals and alloys, the cutting insert undergoes cyclic loads, especially in the initial period, when traces of discolouration are formed on the cutting blade, which later become foci of destruction.

Therefore, the working surfaces of the cutting insert must be of high quality, without unified scratches and chips, which can become foci of destruction and promote the hydrolytic destruction of the cutting part of the plate. Cyclic loads cause a certain type of wear, and during the entire cutting process, under the influence of atmospheric moisture, destroy the Al-O bonds intensively, which ultimately leads to the wear of the cutting tool. When using a multi-blade tool, the effect of the hydrolytic fracture mechanism slows down but does not stop.

In order to avoid hydrolytic destruction of corundum cutting inserts, it is recommended to cover the working surfaces of the tool with protective films or to store the cutting inserts in dry sealed containers, after the processing has been completed.

Keywords: corundum, wear, temperature of cutting, hydrolytic destruction, milling cutter, atmospheric moisture.

УДК 621.91.01

РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ПРОЦЕССЕ ПРЕРЫВИСТОГО РЕЗАНИЯ

М.М. Симонян, М.О. Навоян, М.С. Саркисян

Национальный политехнический университет Армении, Ванадзорский филиал

Существующие теоретические и экспериментальные исследования в области хрупкой прочности твердосплавного клина и в контактной, и в законттактной зонах (Т.Н. Лоладзе, М.Ф. Полетика, А.И. Бетанели и др.) носят приближенный характер и имеют один существенный недостаток: они не учитывают ударные явления, возникающие в переходном процессе врезания режущего клина в обрабатываемый материал. Результаты известных исследований показывают, что хрупкое разрушение режущего клина происходит в основном в законттактной зоне. Этому способствует “всплеск” напряжений на передней поверхности инструмента в зоне контакта со стружкой, что можно объяснить задержкой между увеличением контакта “инструмент-стружка” и увеличением динамической составляющей силы резания, т.к. сила удара достигает своего максимального значения до достижения полного сечения среза на передней поверхности инструмента.

Проведенные нами экспериментальные исследования с учётом требований, предъявляемых к преобразующей и регистрирующей аппаратуре для измерения быстропротекающих процессов, показывают, что в режиме прерывистого резания в момент входа инструмента в обрабатываемый материал происходит ударный “подскок” силы резания, который в зависимости от параметров режима резания, вида обрабатываемого материала, жесткости системы СПИД и геометрии инструмента может превышать силы установившегося процесса резания до 2,2 раза, что, безусловно, следует учесть в прочностных расчётах твердосплавного клина.

В статье рассмотрены вопросы прочности твердосплавного режущего клина в контактной зоне при прерывистом резании. Впервые сделана попытка определения контактных нагрузок с учётом ударной силы для случая распределения контактных динамических напряжений по параболическому закону.

Ключевые слова: прочность, режущий клин, твердосплавная пластина, прерывистое резание, контактная нагрузка.

Введение. Известно, что при расчете действующих контактных напряжений, согласно принципу Сен-Венана, необходимо учитывать детальный способ приложения нагрузок, т.е. характер (закон) распределения этих нагрузок [1]. Из литературных источников также известно, что при обработке материалов

резанием эпюра контактных нормальных напряжений по передней поверхности режущего клина может быть прямоугольной, треугольной, параболической и т.п. [1-3]. Расчет контактных напряжений, распределенных по прямоугольной и треугольной эпюрам, приведен в работе [4].

При выявлении характера распределения напряжений в зоне контакта стружки и инструмента наглядным примером является метод динамической фотоупругости, но инструментальный материал, используемый для этой цели и проявляющий при нагружении оптическую анизотропию, пригоден лишь для моделирования процесса резания на малых скоростях и при низких температурах режущей части клина [1, 2]. Нужно также отметить, что многочисленные эксперименты, проведенные для исследования переходного процесса врезания инструмента в обрабатываемый материал с учётом амплитудно-частотных и линейности фазочастотных характеристик (АФЧХ) ударно-измерительной аппаратуры, показывают, что в процессе врезания инструмента имеет место “всплеск” силы резания (удар), величина которого в зависимости от параметров резания, жесткости системы СПИД, вида обрабатываемого материала и геометрии инструмента может превышать силы квазиустановившегося процесса резания в 1,1...2,2 раза [5].

Результаты исследований, проведенных в работе [4], показывают, что динамические напряжения, возникающие вследствие изгиба твердосплавной пластины в контактной зоне при начальном контакте режущего клина и заготовки, рассчитанные для условий распределения контактных нормальных динамических напряжений по равномерной и треугольной эпюрам, не превышают допустимое значение для инструментального материала. В работе [6] констатируется, что хрупкое разрушение твердосплавных инструментов происходит в основном в законтрактной зоне. Однако следует отметить, что при определенных режимах прерывистой обработки хрупкое разрушение от ударных нагрузок может иметь место и в контактной зоне при любом виде распределения контактных нагрузок. Этому может способствовать “всплеск” силы удара при врезании (рис. 1, 2), о чём свидетельствуют заводская практика и результаты исследований [6], а также задержка увеличения сечения среза на передней поверхности режущего твердосплавного клина в переходном периоде врезания [4, 5, 7].

Постановка задачи и методы исследования. Целью исследования является определение нормальных контактных напряжений от изгиба твердосплавной пластины в переходном процессе врезания режущего клина в случае распределения этих напряжений по параболической эпюре. Распределение контактных нормальных напряжений σ_N вдоль ширины контакта l_k при параболической эпюре (рис. 3 а и б) выражается формулой [6]

$$\sigma_N = \sigma_M [1 - (r/l_k)^n], \quad (1)$$

где σ_N – контактные нормальные напряжения у режущей кромки; σ_M – максимальное нормальное напряжение; n – показатель степени параболы.

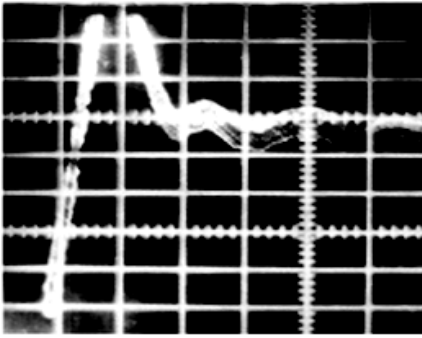


Рис.1. Стругание стали 45:
 $V=48$ м/мин, $s=0,75$ мм/дв. ход, $t=4$ мм,
 $P_{Z_{\text{дин}}} / P_Z = 1,6$, $l \text{ дел.} = 2,5$ мс

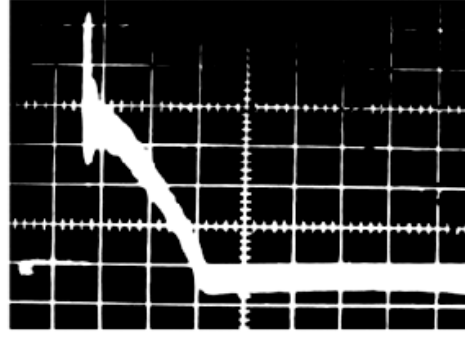


Рис.2. Стругание стали 12X18H9Т с медленно
 уменьшающимся сечением среза: $V=48$ м/мин,
 $s=0,75$ мм/дв. ход, $t=4$ мм, $P_{Z_{\text{дин}}} / P_Z = 1,85$,
 $l \text{ дел.} = 5$ мс

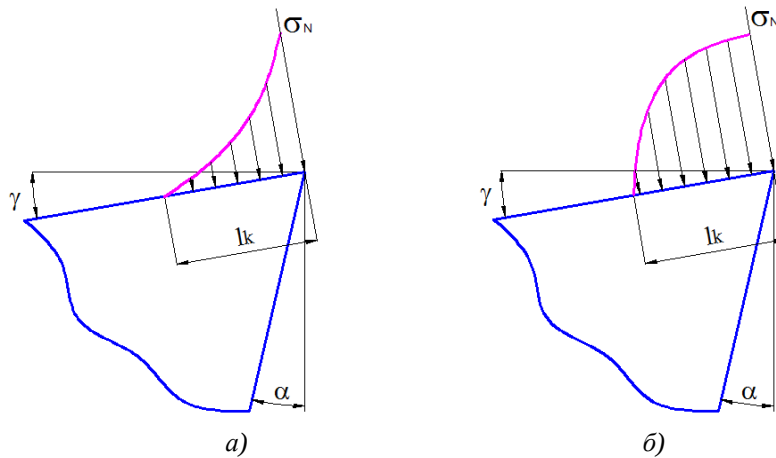


Рис.3. Параболические эпюры нормальных контактных напряжений [6]:
 а – вогнутая ($\gamma < 0$, $n < 1$), б – выпуклая ($\gamma > 0$, $n > 1$)

Показатель степени параболы определяется по формуле [1]

$$n = 2 \{ (l_k / \alpha \cdot K_i [\mu_c + \text{tg}(\theta - \gamma)]) - 1 \}. \quad (2)$$

С достаточной точностью для практических расчетов можно принять [6]

$$\mu_c = \mu,$$

где μ_c – средний коэффициент трения по ширине контакта; μ – коэффициент трения между стружкой и передней поверхностью режущего клина.

Величина μ приближенно может быть определена по формуле, предложенной Т.Н. Лоладзе [1, 8]:

$$\mu \approx \mu_C = 1 / 2 (1,285 - \gamma). \quad (3)$$

Можно предположить, что для одной и той же нормальной силы, действующей на переднюю поверхность, площади прямоугольной, треугольной и параболической эпюр равны [6]

$$S = \int_0^{l_k} \sigma_N [1 - (r/l_k)^n] \cdot dr = (n/n+1) \cdot \sigma_{Nap} \cdot l_k = \sigma_{Np} \cdot l_k = 0,5 \sigma_{Nmp} \cdot l_k, \quad (4)$$

$$\sigma_{Nap} = \sigma_{Np} \cdot (n + 1) / n. \quad (5)$$

Значения максимальных изгибающих динамических напряжений в контактной зоне, рассчитанные для условий распределения контактных нормальных напряжений по параболической и треугольной эпюрам, приведены в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Расчетные данные для оценки прочности инструмента в контактной зоне
(параболическое распределение)

Расчетные элементы	Обрабатываемый материал		
	Сталь 40X	Сталь 45	Железо Армко
V, м/мин	48	48	48
a, мм	0,433	0,433	0,433
b, мм	1,7	1,7	1,7
h, мм	7	7	7
σ_C , кг/мм ²	56,25	41,65	29,79
K, кг/мм ²	421,4	421,4	421,4
$[\sigma_{BP}]_{T15K10}$, кг/мм ²	72,52	72,52	72,52
$[\sigma_{изз}]_{T15K10}$, кг/мм ²	117,6	117,6	117,6
E_{T15K10} , кг/мм ²	4,1·10 ⁴	4,1·10 ⁴	4,1·10 ⁴
Выл. резца l_p , мм	50	50	50
b x h, мм ²	20·30	20·30	20·30
K _{дин}	1,62	1,82	1,76
$\sigma_{изг.дин.пар.(тр)}$, кг/мм ²	44,5	43,13	45,76
$\sigma_{изг.дин.пар.(тр)} / [\sigma_{BP}]_{T15K10}$	0,38	0,37	0,4

Таблица 2

Расчетные данные для оценки прочности инструмента в контактной зоне
(треугольное распределение)

Расчетные элементы	Обрабатываемый материал		
	Сталь 40Х	Сталь 45	Железо Армко
$V, \text{ м/мин}$	48	48	48
$\alpha, \text{ мм}$	0,433	0,433	0,433
$b, \text{ мм}$	1,7	1,7	1,7
$h, \text{ мм}$	7	7	7
$\sigma_c, \text{ кг/мм}^2$	56,25	41,65	29,79
$K, \text{ кг/мм}^2$	421,4	421,4	421,4
$[\sigma_{BP}]_{T15K10}, \text{ кг/мм}^2$	72,52	72,52	72,52
$[\sigma_{изг}]_{T15K10}, \text{ кг/мм}^2$	117,6	117,6	117,6
$[\sigma_{изг.д.}], \text{ кг/мм}^2$	38,2	34,6	48,4
$E_{T15K10}, \text{ кг/мм}^2$	$4,1 \cdot 10^4$	$4,1 \cdot 10^4$	$4,1 \cdot 10^4$
Выл. резца $l_p, \text{ мм}$	50	50	50
$b \cdot h, \text{ мм}^2$	20·30	20·30	20·30
$K_{дин}$	1,60	1,82	1,68
$\sigma_{изг.дин.пар.(тр)}, \text{ кг/мм}^2$	61,12	63,0	81,31
$\sigma_{изг.дин.пар.(тр)} / [\sigma_{BP}]_{T15K10}$	0,52	0,54	0,70

Результаты исследования. Многочисленными экспериментами, проведенными поляризационно-оптическим методом, результаты которых приведены в работах [1, 3 и др.], установлено, что параболы являются вогнутыми при отрицательных величинах переднего угла, при которых показатель степени параболы $n < 1$, и выпуклыми – при $n > 1$. С увеличением толщины среза вогнутость эпюры уменьшается, а величина показателя степени возрастает [1, 6].

Сравнение результатов, приведенных в табл.1, 2, показывает, что динамические напряжения, возникающие вследствие изгиба твердосплавной пластины в переходном процессе врезания режущего клина в обрабатываемый материал, для условия распределения контактных напряжений по треугольной эпюре больше контактных нормальных напряжений по параболической эпюре.

Выводы. Обобщая результаты данного исследования и результаты, приведенные в работе [4], можно утверждать, что наибольшее значение динамических контактных изгибающих напряжений имеет место при треугольной эпюре контактных напряжений, действующих на переднюю поверхность, а наименьшее – при прямоугольной (равномерной) эпюре.

Литература

1. **Лоладзе Т.Н.** Прочность и износостойкость режущего инструмента.- М.: Машиностроение, 1982. – 320 с.
2. **Подураев В.Н.** Резание труднообрабатываемых материалов. – М.: Высшая школа, 1974. – 590 с.
3. **Андреев Г.С.** Контактные напряжения при периодическом резании // Вестник машиностроения. – М., 1969. - №8. – С. 63-66.
4. **Симонян М.М.** Расчет действующих напряжений в контактной зоне режущего твердосплавного клина с учетом динамики нагружения при прерывистом резании // Изв. НАН РА и ГИУА. Сер. ТН.–2012.–Т.65, №2. – С. 134-141.
5. **Симонян М.М.** О некоторых явлениях переходного периода процесса прерывистого резания при врезании инструмента в заготовку // Вестник машиностроения. – М., 2005. - №10. - С. 50-52.
6. **Бетанели А.И.** Прочность и надежность режущего инструмента. – Тбилиси: Сабчота Сакартвело, 1973. – 304 с.
7. **Симонян М.М., Балаян В.А., Казарян Н.Э.** О методике экспериментального исследования температурных, адгезионных и ударных явлений при прерывистом резании // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. - November-December, 2014. – С.43-47.
8. **Полетика М.Ф.** Контактные нагрузки на режущих поверхностях инструмента. - М.: Машиностроение, 1969. – 148 с.

*Поступила в редакцию 11.04.2017.
Принята к опубликованию 14.06.2017.*

ԿՈՆՏԱԿՏԱՅԻՆ ԴԻՆԱՄԻԿ ԼԱՐՈՒՄՆԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ ԸՆԴՀԱՏ ԿՏՐՄԱՆ ԳՈՐԾԸՆԹԱՑՈՒՄ

Մ.Մ. Սիմոնյան, Մ.Հ. Նավոյան, Մ.Ս. Սարգսյան

Կարծր համաձուլվածքային կտրող սեպի փխրուն քայքայման բնագավառում գոյություն ունեցող տեսական և փորձնական հետազոտությունները (Տ.Ն.Լոլաձե, Մ.Ֆ.Պոլետիկա, Ա.Ի.Բետանելի և ուրիշներ) կրում են մոտավոր բնույթ և ունեն մեկ էական թերություն. նրանցում հաշվի չեն առնված կտրող սեպի մշակվող նախապատրաստվածքի մեջ ներխուժման անցումային գործընթացում առաջացող հարվածային երևույթները:

Հայտնի հետազոտությունների արդյունքները ցույց են տալիս, որ կտրող սեպի քայքայումը տեղի է ունենում հիմնականում հետկոնտակտային գոտում: Սակայն նյութերի ընդհատ կտրմամբ մշակման բնագավառում կարծր համաձուլվածքային գործիքների շահագործման պրակտիկայում հայտնի են կտրող սեպի քայքայման ոչ քիչ դեպքեր կոնտակտային գոտում: Դրան կարող է նպաստել տաշեղի և գործիքի առջևի նիստի հպման տեղամասում առաջացող լարումների ցուրը, որը կարելի է բացատրել գործիք-տաշեղ կոնտակտի աճման ուշացումով՝ կտրման ուժի դինամիկ բաղադրիչի աճման համեմատ, քանի որ հարվածի ուժը հասնում է իր առավելագույն արժեքին՝ մինչև գործիքի առջևի նիստի վրա կտրման հատույթի լրիվ ձևավորումը:

Արագընթաց պրոցեսների չափման վերափոխող և գրանցող սարքերին ներկայացվող պահանջների հաշվառումով մեր կողմից կատարված փորձերը ցույց են տալիս, որ ընդհատ կտրման ռեժիմում մշակվող նախապատրաստվածքի մեջ գործիքի ներխուժման պահին տեղի է ունենում կտրման ուժի ցատկ, որը, կախված կտրման ռեժիմի պարամետրերից, մշակվող նյութի տեսակից, հաստոց-հարմարանք-գործիք-դետալ համակարգի կոշտությունից և գործիքի երկրաչափությունից, կարող է մինչև 2,2 անգամ գերազանցել կայունացված գործընթացի կտրման ուժը, ինչը անպայմանորեն պետք է հաշվի առնել կարծր համաձուլվածքային սեպի ամրության հաշվարկներում:

Դիտարկվել են կոնտակտային գոտում ընդհատ կտրման դեպքում կարծր համաձուլվածքային կտրող սեպի ամրության հետ կապված հարցեր: Առաջին անգամ կատարվել է կոնտակտային բեռնվածքի որոշման փորձ՝ հարվածային ուժի հաշվառումով, կոնտակտային դինամիկ լարումների պարաբոլական օրենքով բաշխման դեպքի համար:

Առանցքային բառեր. ամրություն, կտրող սեպ, կարծր համաձուլվածքային թիթեղիկ, ընդհատ կտրում, կոնտակտային բեռնվածություն:

CALCULATING THE DYNAMIC CONTACT STRESSES AT INTERRUPTED CUTTING

M.M. Simonyan, M.H. Navoyan, M.S. Sargisyan

The existing theoretical and experimental research in the sphere of fragile solidity of carbide wedge within and out of the contact zone (T. N Loladze, M. F. Poletika, A. I. Betaneli, etc) have an approximate character . An essential drawback of the latter is that they do not take into consideration the impact phenomena arising in the transient process of inserting a cutting wedge into the material being processed. The results of the known research show that tail destructions of the cutting wedge basically take place out of the contact zone. This can be facilitated by the peak of stresses on the front surface of the tool in the area of the contact with the chips which can be explained by the delay between the increase of the “tool-chips” contact and the increase in the dynamic component of the cutting force, as the force of the impact reaches its maximum value before the total cross section of the cut is reached on the front surface of the tool. The experimental studies we conducted, considering the requirements for converting and recording the equipment for measuring fast processes, show that in the intermittent cutting mode, when the tool enters the material to be processed, a shock jump of the cutting force occurs, which, depending on the parameters of the cutting regime, the type of the processed material and the rigidity of the of the MDID system(Machine-tool-Device-Instrument-Detail system), can exceed the forces of the cutting process by 2,2 times which certainly must be taken into consideration in solidity calculations of the carbide wedge. The article deals with the issues of solidity of carbide tools in the contact zone of the cutting wedge with intermittent cutting. For the first time, an attempt has been made to determine the contact loads considering the shock force for the case of distribution of contact dynamic stresses according to the parabolic law.

Keywords: solidity, cutting wedge, carbide- tipped plate, intermittent cutting, contact load.

**ФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО
ТРЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ ФРИКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ**

Н.Г. Меликсетян, С.Г. Агбальян, Г.Н. Меликсетян, А.Н. Карапетян

Национальный политехнический университет Армении

Наряду с научно-техническим прогрессом возникает необходимость разработки новых, высокоэффективных и в то же время экологически безвредных тормозных фрикционных материалов с целью интенсификации движений, повышения нагрузочно-скоростных параметров эксплуатации транспортных средств и обеспечения экологической безопасности окружающей среды. В настоящее время при разработке новых фрикционных материалов работоспособность определяется с помощью лабораторных, стендовых и натурных испытаний. Разработка методики физического моделирования высокотемпературного трения тормозных фрикционных материалов путем определения масштабных коэффициентов перехода параметров от природы к модели и установления взаимосвязи между режимными параметрами лабораторных и стендовых испытаний является актуальной задачей современного фрикционного материаловедения.

Целью работы является физическое моделирование процессов высокотемпературного трения тормозных фрикционных материалов путем определения масштабных коэффициентов перехода параметров от природы к модели и установления взаимосвязи между режимными параметрами лабораторных и стендовых испытаний, а также экспериментальная проверка моделирования.

При моделировании процесса высокотемпературного износа в режиме повторнократковременного торможения вычислены переходные коэффициенты для продолжительности интервала между двумя нагружениями и суммарного времени рабочего цикла. Представлены результаты расчетов масштабных коэффициентов перехода с помощью нескольких различных базисных параметров и краевых условий, а также режимные параметры и условия лабораторных и стендовых испытаний.

На основе выбранных параметров проведены сравнительные лабораторные и стендовые испытания, результаты которых показали изменения коэффициента трения и замедления аналогичного характера в зависимости от температуры трения. Режимные параметры испытательного оборудования, установленные на основе описанных принципов физического моделирования, обеспечивают одинаковые условия фрикционного взаимодействия элементов пар трения в условиях высоких температур.

Ключевые слова: тормоз, фрикционный материал, физическое моделирование, высокотемпературное трение.

Введение. В связи с интенсификацией движений, повышением нагрузочно-скоростных параметров эксплуатации транспортных средств и необходимостью обеспечения экологической безопасности окружающей среды предъявляются новые и все более повышенные требования к тормозным фрикционным материалам. Вследствие этого применяемые в настоящее время фрикционные материалы работают в условиях интенсивного изнашивания при высокотемпературном трении (выше 100 °С) и не всегда удовлетворяют возросшим требованиям эксплуатации. Технический прогресс требует разработки новых высокоэффективных и в то же время экологически безвредных тормозных фрикционных материалов, как материалов с заданными трибологическими параметрами и управляемыми свойствами. В связи с этим непрерывно повышаются также значения рабочих параметров фрикционных материалов, предусмотренных международными стандартами.

В настоящее время при разработке новых фрикционных материалов работоспособность определяется с помощью лабораторных, стендовых и натурных (дорожных, полевых и др.) испытаний. Лабораторные испытания проводят с целью определения свойств фрикционных материалов и отработки отдельных этапов технологического режима разрабатываемых изделий. Простота испытательных установок, быстрота получения данных и сравнительно небольшая стоимость испытаний делают их наиболее рациональными в связи с наиболее полным применением методов подобию и моделирования. Стендовые испытания фрикционных изделий проводят на натурных узлах трения с помощью стационарных установок, позволяющих воспроизводить основные принципиальные особенности работы узла трения в эксплуатации. Такие испытания являются наиболее маневренными для реальных узлов трения. Натурные испытания фрикционных накладок проводят на специально оборудованных натурных объектах по разработанной программе. Наиболее эффективным является комплексное применение испытаний, объединенных общей структурой, названной рациональным циклом испытаний (РЦИ), по которому качественно и количественно оценивают работоспособность материалов пар трения фрикционных устройств [1,2].

Испытательные установки, применяемые для экспериментального исследования трибологических характеристик и тепловых процессов фрикционных пар тормозных устройств машин, дают возможность проводить испытания по РЦИ, однако отличаются по конструкции, геометрическим размерам фрикционных узлов и режимам испытаний. Следовательно, экспериментальные данные, полученные на этих установках, также должны быть различными, что затрудняет обработку полученной информации на разных этапах РЦИ.

Цель работы - физическое моделирование процессов высокотемпературного трения тормозных фрикционных материалов путем определения масштабных коэффициентов перехода параметров от натуры к модели и установления взаимосвязи между режимными параметрами лабораторных и стендовых испытаний, а также экспериментальная проверка моделирования.

Методы исследования. Объектами моделирования являются дисковые тормоза легковых автомобилей весов до 1800 кг.

Научное направление физического моделирования процессов фрикционного взаимодействия находит все большее отражение в теоретических и прикладных работах [3-5]. Существует известная методика определения масштабного фактора при моделировании процессов трения и износа, основанная на теории подобия и размерностей (π — теорема Букингема), которая является единственным теоретическим средством для решения подобных задач [6]. При этом размерности основных параметров выражают через размерности базисных и находят критерии подобия.

При моделировании процессов трения и износа на основании предпосылок физического моделирования износа и исследования работоспособности натурального тормозного устройства на инерционном стенде эффективные результаты получаются, если в качестве известного параметра выбрана комплексная геометрическая характеристика образцов [7], объединяющая заданные макрогеометрические параметры модели и натуры (параметр со штрихом относится к модели):

$$C_r = \frac{S_1 \cdot S_2}{S'_1 \cdot S'_2} \cdot \frac{A'_{a1} \cdot A'_{a2}}{A_{a1} \cdot A_{a2}} \quad (1)$$

Здесь S - отношение теплоотдающей поверхности фрикционного элемента к его теплопоглощающему объему; A_a - номинальная площадь трения. Параметры с индексами 1 и 2 относятся соответственно к первому (металлическое контртело) и второму (фрикционный материал) элементам пары трения.

Результаты исследования. Модельный процесс будет подобен натурному, если в обоих случаях имеются одинаковые фрикционные связи. Поэтому с помощью методики определения критериев подобия нами была получена общая система критериев подобия изучаемого процесса высокотемпературного трения и износа материалов. При этом в качестве основных критериев были приняты единицы массы, длины, времени, температуры, а в качестве базисных - нагрузка, начальная скорость скольжения, номинальная площадь трения, перепад температуры. Полученные масштабные

коэффициенты перехода от природы к модели были выражены через C_r , а также вычислены коэффициенты перехода:

$$\begin{aligned} C_V &= C_r^{1/2} = C_{Pa}; \quad C = C_r^2; \quad C_{Fn} = C_P = C_r = C_{Rz} = C_E = C_{HB} = C_Z = C_W = 1; \\ C_\lambda &= C_c = C_\eta = C_{g\beta} = C_V = 1; \quad C_{\Delta\theta} = C_t = C_r^{-1/3}; \quad C_{V\theta} = C_u = 1; \quad C_{W_{TP}} = C_r^{1/2}; \\ C_L &= C_r^{-1/6}; \quad C_{Wn} = C_r^{1/6}; \quad C_{V_{max}} = C_{\Delta h} = 1; \quad C_S = C_r^{-1/3}, \end{aligned} \quad (2)$$

где $C_m = m'/m$, $C_V = V'/V$ и т.д. (параметры со штрихом относятся к модельным испытаниям, а без штриха - к натурным).

При моделировании процесса высокотемпературного износа в режиме повторно-кратковременного торможения вычислены переходные коэффициенты для продолжительности интервала между двумя нагружениями $C_{тохл}$ и суммарного времени рабочего цикла C_Φ :

$$C_{тохл} = \frac{C_{W_{TT}} \cdot C_m}{C_{Wn} \cdot C_A \cdot C_k}, \quad C_\Phi = \frac{C_k^{0.65} \cdot C_B^{0.25} \cdot C_d^{0.96}}{C_t^{0.5} \cdot C_V^{1.04} \cdot C_h^{0.6}}, \quad (3)$$

где C_k , C_B , C_d , C_h , C_{Wn} , C_m , $C_{W_{TP}}$ и C_A - соответственно симплексы относительной площади теплоотдачи, относительной ширины тормозного шкива, диаметра поверхности трения, числа торможений в час, работы, массы, учитывающей накопленное тепло, площади охлаждения; e - жесткость тормозной системы; C_Ψ - комплексный критерий:

$$C_\Psi = \frac{C_p \cdot C_E \cdot C_d \cdot C_\lambda \cdot C_c \cdot C_{\Delta\theta} \cdot C_r^{13/6}}{C_V^3 \cdot C_{Fn}^6},$$

$$C_{Pa} = P_a' / P_a, \quad C_{W_{TP}} = W_{TP}' / W_{TP}, \quad C_{Fn} = F_n' / F_n, \quad C_V = V' / V, \quad C_t = t' / t, \quad C_{\Delta h} = \Delta h' / \Delta h,$$

$$C_p = \rho_1' \rho_2' \rho_3' / \rho_1 \rho_2 \rho_3, \quad C_E = E_1' E_2' / E_1 E_2, \quad C_\lambda = \lambda_1' \lambda_2' \lambda_3' / \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3,$$

$$C_a = \alpha_1' \alpha_2' / \alpha_1 \alpha_2, \quad C_c = C_1' C_2' C_3' / C_1 C_2 C_3, \quad C_{\Delta\theta} = \Delta\theta_1' \Delta\theta_2' / \Delta\theta_1 \Delta\theta_2.$$

Значения расчетов масштабных коэффициентов перехода с помощью нескольких различных базисных параметров и краевых условий представлены в табл. 1, а режимные параметры и условия лабораторных и стендовых испытаний - в табл. 2. Результаты экспериментов приведены на рис. 1 и 2.

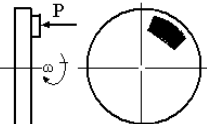
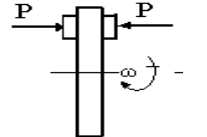
Таблица 1

Масштабные коэффициенты перехода

Варианты расчетов	Масштабные коэффициенты					
	C_{Fn}	C_V	C_t	$C_{W_{тп}}$	$C_{\Delta\theta}$	$C_{\Delta h}$
1. Базисные параметры: $F_n, W_{тп}, t, C_r$ Краевые условия: $C_{Pa}=C_V=C_{\Delta\theta}=1$	$C_r^{1/3}$	C_r^0	$C_r^{1/6}$	$C_r^{1/2}$	C_r^0	$C_r^{1/6}$
2. Базисные параметры: $F_n, V, \Delta\theta, C_r$ Краевые условия: $C_{Pa}=C_r=C_\psi=1$	$C_r^{1/6}$	$C_r^{1/6}$	C_r^0	$C_r^{1/3}$	$C_r^{1/30}$	$C_r^{1/6}$
3. Базисные параметры: $W_{тп}, C, e, C_r$ Краевые условия: $C_{Pa}=C_t=C_\psi=1$	$C_r^{1/6}$	$C_r^{1/6}$	C_r^0	$C_r^{1/3}$	$C_r^{1/30}$	$C_r^{1/6}$
4. Базисные параметры: F_n, t, C, C_r Краевые условия: $C_{\Delta\theta}=C_r=C_\psi=1$	$C_r^{7/100}$	$C_r^{1/2}$	$C_r^{3/100}$	$C_r^{1/100}$	C_r^0	$C_r^{1/6}$

Таблица 2

Режимные параметры и условия лабораторных и стендовых испытаний

№	Условия испытаний (оборудование)	Схема фрикционного контактирования, параметры контроля	Удельное давление, P_a , МПа	Скорость скольжения, V , м/с	Работа торможения, $W_{тп}$, Дж	$K_{вз}$
1	Модельные испытания в режиме стационарного трения (И-32М)	 -коэффициент трения -интенсивность изнашивания	2,0	16,7	-	0,104
2	Натурные испытания на инерционном стенде (ТС-1)	 -замедление -линейный износ	2,0...8,0	11,1 22,2 31,9	2820*	0,104

Примечание. $K_{вз}$ – коэффициент взаимного перекрытия; *удельная работа торможения

Как видно из лабораторных испытаний, коэффициент трения материала с повышением температуры первоначально увеличивается и имеет максимальное значение при 240 °С (рис. 1). Далее с увеличением поверхностной температуры коэффициент трения уменьшается до минимального значения при 300 °С. При температуре выше 400 °С наблюдается значительное повышение коэффициента трения.

Подобные изменения происходят и при стендовых испытаниях (рис. 2), при которых исследуемым параметром является замедление движения тормозного диска. Значения замедления с повышением температуры увеличиваются и доходят до максимального при 260 °С. Далее происходит уменьшение замедления до 320 °С. С дальнейшим повышением температуры значения замедления увеличиваются.

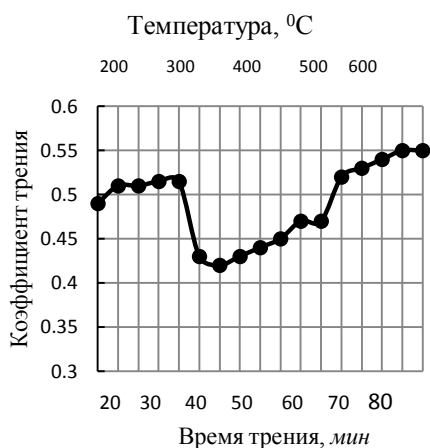


Рис. 1. Зависимость коэффициента трения от времени и температуры при лабораторных испытаниях; $P_a = 2,0$ МПа; $V = 16,7$ м/с; $K_{гз} = 0,104$

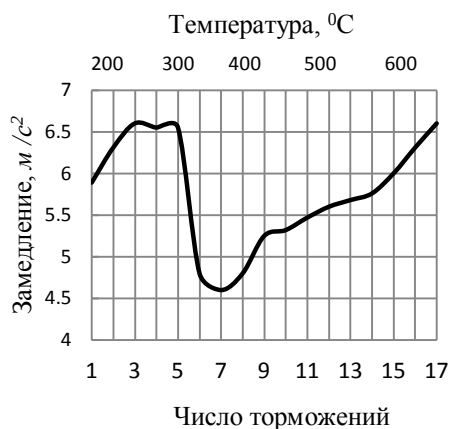


Рис. 2. Зависимость замедления от числа торможений и температуры при стендовых испытаниях; $P_a = 6,0$ МПа; $V = 22,2$ м/с; $K_{гз} = 0,104$

Выводы. Результаты лабораторных и стендовых испытаний показали изменения коэффициента трения и замедления аналогичного характера в зависимости от температуры трения. Режимные параметры испытательного оборудования, установленные на основе описанных принципов физического моделирования, обеспечивают одинаковые условия фрикционного взаимодействия элементов пар трения в условиях высоких температур. Разработанная методика и программа экспериментов позволяют реализовать процесс рационального цикла испытаний по исследованию работоспособности фрикционных материалов тормозных устройств.

Работа выполнена при финансовой поддержке Государственного комитета по науке при Министерстве образования и науки Республики Армения в рамках тематики научно-исследовательской базовой лаборатории "Трибология" Национального политехнического университета Армении.

Литература

1. **Чичинадзе А.В., Браун Э.Д., Гинзбург А.Г., Игнатъева З.В.** Расчет, испытание и подбор фрикционных пар. - М.: Наука, 1979. - 267 с.
2. **Tsang P.H.S., Jacho M.G., Rhee S.K.** Comparison of Chase and Inertial Brake Dynamometer Testing of Automotive Friction Materials // *Wear of Materials*. ASME. - 1985. - P.129-137.
3. **Погосян А.К.** Трение и износ наполненных полимерных материалов. - М.: Наука, 1977. - 138 с.
4. Моделирование распределения температурных полей в авиационном колесе в условиях принудительного охлаждения тормоза при помощи численных методов / **Д.В. Васильев, Е.И. Крамаренко, В.В. Мозалев и др.** // Труды 6-го Межд. симпозиума по фрикционным изделиям и материалам *ТРИБОРИ* -2006". - Ярославль, 2006. - С. 235-243.
5. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / **А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлинер, Э.Д. Браун и др.**; Под ред. **А.В. Чичинадзе**. - М.: Машиностроение, 2003. - 576 с.
6. **Словарь-справочник** по трению, износу и смазке деталей машин / Под ред. **Е.Л. Шведкова, Д.Я. Ровинского, В.Д. Зозули, Э.Д. Брауна**. – Киев: Наукова думка, 1979. - 188 с.
7. **Чичинадзе А.В., Браун Э.Д., Гинзбург А.Г., Игнатъева З.В.** Расчет, испытание и подбор фрикционных пар. – М.: Наука, 1979. - 267 с.

*Поступила в редакцию 15.03.2017.
Принята к опубликованию 14.06.2017 .*

**ԱՐԳԵԼԱԿԱՅԻՆ ՇՓԱՆՅՈՒԹԵՐԻ ԲԱՐՁՐՋԵՐՄԱՍՏԻՃԱՆԱՅԻՆ ՇՓՄԱՆ ՖԻԶԻԿԱԿԱՆ
ՄՈԴԵԼԱՎՈՐՈՒՄԸ**

Ն.Գ. Մելիքսեթյան, Ա.Գ. Աղբալյան, Գ.Ն. Մելիքսեթյան, Ա.Ն. Կարապետյան

Երթևեկության ուժգնացման, տրանսպորտային միջոցների շահագործման բեռնա-արագընթացային պարամետրերի մեծացման և շրջակա միջավայրի բնապահպանական անվտանգության ապահովման հիմնախնդիրներով պայմանավորված՝ տեխնիկական առաջընթացը պահանջում է նոր, բարձրարդյունավետ և, միևնույն ժամանակ, բնապահպանական անվնաս արգելակային շփանյութերի մշակում: Նոր շփանյութերի մշակման ընթացքում ներկայումս դրանց աշխատունակությունը որոշվում է մոդելային լաբորատոր, ստենդային և բնական փորձարկումներով: Բնականից մոդելին անցումային մասշտաբային գործակիցների որոշման ճանապարհով արգելակային շփանյութերի բարձրջերմաստիճանային շփման ֆիզիկական մոդելավորման մեթոդիկայի մշակումը և լաբորատոր ու ստենդային փորձարկումների ռեժիմների միջև փոխկապակցության հաստատումը ժամանակակից շփանյութագիտության արդիական խնդիրներից մեկն է:

Աշխատանքի նպատակը արգելակային շփանյութերի բարձրջերմաստիճանային շփման գործընթացների ֆիզիկական մոդելավորումն է՝ բնականից մոդելին անցման մասշտաբային գործակիցների որոշման ճանապարհով, լաբորատոր ու ստենդային փորձարկումների ռեժիմների միջև փոխկապակցության հաստատումը, ինչպես նաև մոդելավորման փորձարարական ստուգումը:

Կարճատև-կրկնվող արգելակման ռեժիմի պայմաններում բարձրջերմաստիճանային շփման գործընթացների ֆիզիկական մոդելավորման դեպքում հաշվարկված են անցումային գործակիցները երկու բեռնավորումների միջև ընկած տևողությունների և աշխատանքային ցիկի գումարային ժամանակների համար: Ներկայացված են անցումային մասշտաբային գործակիցների հաշվարկների արդյունքները՝ մի քանի տարբեր բազիսային պարամետրերով և սահմանային պայմաններով, ինչպես նաև լաբորատոր և ստենդային փորձարկումների ռեժիմային պարամետրերը և պայմանները:

Ընտրված պարամետրերի հիման վրա կատարված են լաբորատոր և ստենդային փորձարկումներ: Լաբորատոր և ստենդային փորձարկումների ընթացքում նկատվում են շփման գործակցի և դանդաղեցման նմանատիպ բնույթի փոփոխություններ՝ կախված շփման ջերմաստիճանից: Ներկայացված ֆիզիկական մոդելավորման սկզբունքների հիման վրա որոշված փորձարկման սարքավորումների ռեժիմային պարամետրերն ապահովում են շփագույգերի տարրերի նույնական փոխազդեցության պայմաններ շփման բարձր ջերմաստիճանների պայմաններում:

Առանցքային բառեր. արգելակ, շփանյութ, ֆիզիկական մոդելավորում, բարձրջերմաստիճանային շփում:

PHYSICAL MODELING OF HIGH-TEMPERATURE FRICTION OF BRAKE FRICTION MATERIALS

N.G. Meliksetyan, S.G. Aghbalyan, G.N. Meliksetyan, A.N. Karapetyan

Together with technical progress, a necessity for the development of new highly effective and, at the same time, environmentally friendly brake friction materials for the movement intensification, the load-speed increase parameters of the vehicle operation and the assurance of the ecological safety of the environment arises. At present, at developing new friction materials, the working capacity is determined by laboratory, stand and full-scale tests. The development of a technique for the physical modeling of high-temperature friction of brake friction materials by determining the scale coefficients of the transition of parameters from nature to the model and establishing the relationship between the regime parameters of laboratory and stand tests is an actual task of modern friction material science.

The goal of the work is the physical modeling of the processes of high-temperature friction of brake friction materials by determining the scale factors of the transition of parameters from nature to the model and establishing the relationship between the regime parameters of laboratory and stand tests, as well as the experimental verification of modeling.

When modeling the high-temperature friction process in the mode of short-time braking, the transition coefficients for the duration of the interval between two loads and the total time of the working cycle are calculated. The results of calculations of scaling transition coefficients by several different basic parameters and boundary conditions are presented, as well as regime parameters and laboratory and bench testing conditions.

Based on the selected parameters, comparative laboratory and stand tests were carried out. In laboratory and stand tests, a similar change of friction coefficient and deceleration is observed as a function of friction temperature. The regime parameters of the test equipment established on the basis of the described principles of physical modeling, provide the same conditions for the frictional interaction of the elements of friction pairs in high-temperature conditions.

Keywords: brake, friction material, physical modeling, high-temperature friction.

УДК 625.1(479.25):330.322.16

**ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ РЕГИОНАЛЬНОГО
ТРАНСПОРТНО-ЛОГИСТИЧЕСКОГО ЦЕНТРА
(НА ПРИМЕРЕ АРМЕНИИ)**

Г.С. Ерицян

Национальный политехнический университет Армении

В связи с некоторыми проблемами, возникающими на современном этапе в сфере транспорта, появляется необходимость применения логистики и, тем самым, улучшения транспортных услуг. Для комплексного использования различных видов транспорта необходимо улучшить информационное взаимодействие между всеми участниками перевозочного процесса. Исходя из вышесказанного, становятся актуальными вопросы совершенствования коммерческих процедур, связанных с перевозками, в том числе с упрощением операций по оформлению документов.

С помощью информационных технологий создаются предпосылки для логистического сопровождения грузовых перевозок. Определяя назначение логистических систем в условиях рынка, акцентируется, что торговая сделка предполагает высокий уровень транспортного обслуживания.

Микрографическое положение Армении связано с ее окружением. Это, прежде всего, расположение республики в окружении ближайших соседей - Ирана, Турции, Грузии, Азербайджана, а также относительно отдаленных регионов - Ближнего Востока, России, Европы. Наличие каждого из соседних государств вносит существенные коррективы в формирование и развитие производительных сил Армении.

Макрогеографическое положение республики необходимо рассматривать с точки зрения связей с экономически развитыми регионами (центральный регион России), а также исходя из близости к странам Европы. Указанные особенности существенно влияют на формирование транспорта.

Армения богата минеральной водой, строительными материалами (туф, ферзит, базальт, гранит), минеральным сырьём (молибден, медь) и т.д. Однако вышеуказанные особенности затрудняют доступ к ним. В связи с расширяющейся возможностью тесного сотрудничества с некоторыми зарубежными странами возникает необходимость более полного использования преимуществ транспортно-географического расположения республики.

Представлены возможности создания в Армении регионального логистического центра, коммуникациями которого могут успешно пользоваться другие страны. Рассмотрены принципы построения транспортно-логистического центра и транспортно-коммуникационные условия для вовлечения Армении в региональный социально-экономический процесс.

Ключевые слова: логистический центр, регион, экономические связи, перевозочный процесс, транспортно-коммуникационная система.

Введение. Применение в транспорте логистики на современном этапе обусловлено острой необходимостью улучшения транспортного обслуживания.

Для комплексного использования различных видов транспорта необходимо улучшить информационное взаимодействие между участниками перевозочного процесса (грузоотправитель, перевозчик, грузополучатель). Использование информационных технологий позволяет организовать логистическое сопровождение грузовых перевозок. Товар должен быть доставлен к месту потребления в установленный срок. Что касается маршрута перемещения, то его выбор должен быть, по возможности, наиболее рациональным и экономичным. Оформление документов должно быть доступным и простым. Выполнение этих требований диктует необходимость создания логистических центров, выступающих в роли основного оператора перевозок.

Цель работы и постановка задачи. Целью данной работы является выявление и обоснование имеющихся возможностей для создания в Армении регионального логистического центра, коммуникациями которого могут успешно пользоваться другие страны.

Регионы имеют преимущество быстрого выхода из кризиса, если располагают развитой транспортно-коммуникационной системой (ТКС), которая создает предпосылки для решения социально-экономических вопросов конкретной территории. Решение данной задачи может быть обеспечено при условии соответствия транспортной инфраструктуры, организации перевозочного процесса и территориальных природно-экономических особенностей региона.

Методы исследования. За последние 20...25 лет на значительной части Евразийского материка и, в частности, в Южно-Кавказском регионе произошли глобальные социально-политические изменения. В связи с объявлением бывшими союзными республиками СССР суверенитета изменилось транспортно-географическое положение Армении. На фоне этих изменений разработка и внедрение новых коммуникационных схем между Востоком и Западом резко увеличивают роль Южно-Кавказского региона, и в этом контексте Армения, как возможное транзитное государство, оказывается в качественно новой и вполне выгодной ситуации [1].

В мировом рыночном пространстве усиливается роль Южно-Кавказского региона и, особенно, Армении, экономические связи которой со странами этого региона адекватны своему природно-ресурсному потенциалу. ТКС создает предпосылки для успешного решения социальных и экологических вопросов конкретной территории [2]. Успех обеспечивается при соответствии транспортной инфраструктуры, организации перевозочного процесса и территориальных природно-экономических особенностей региона. Неподготовленный переход к рынку, недоучет пространственного аспекта и, что очень важно

для Армении, ее блокада со стороны Азербайджана и Турции привели к социально-экономическому разрыву, ухудшению условий жизни.

Иногда в тех регионах, где парк имеет относительно большое количество подвижного состава, а сеть путей сообщения достаточно развита, уровень транспортного обслуживания зачастую оказывается невысоким из-за несвоевременного учета динамически изменяющихся требований к качеству перемещения.

Территория Армении находится между Грузией, Ираном, Азербайджаном и Турцией. Известные события в Грузии резко уменьшили надежность этой страны в качестве транзитного государства по маршруту Запад-Восток. По этой причине было заморожено строительство железнодорожной линии Карс-Тбилиси-Баку.

Политика Турции была и остается непредсказуемой. Однако в последнее время Турция старается превратить свою страну в транспортный перекресток всемирного значения. При этом, если не будет обеспечен выход на Восток, турецкий рынок по мировым масштабам окажется тупиковым.

На наш взгляд, расположение Армении в промежуточной зоне между Западом и Востоком диктует необходимость изыскания новых коммуникаций, например, использование коммуникационных возможностей Ирана и выход через территорию Ирана в страны Средней Азии и Персидского залива. При этом для других стран региона (Ближний Восток, Россия, Европа и др.) появляется возможность воспользоваться указанной коммуникацией [1], что усилит влияние общегосударственных интересов и региональных факторов. Этому в большей мере будет способствовать строительство железной дороги Армения-Иран (об этом уже отмечается в разных инстанциях), которая станет единственной альтернативной дорогой, связывающей Армению с гаванями [3].

В связи с расширяющейся возможностью тесного сотрудничества с зарубежными странами возникает необходимость более полного использования преимуществ транспортно-географического расположения республики и региона.

Таким образом, с глобальной точки зрения, имеются транспортно-коммуникационные условия вовлечения Армении в мировой социально-экономический процесс. Но для этого, конечно, необходимо решить много проблем и, в первую очередь, привести технологию транспортного процесса в соответствие с требованиями международного стандарта. Кроме вышесказанного, с целью уменьшения транспортных издержек необходимо организовать центр международных и межрегиональных маркетинговых исследований (логистический центр).

Определенный опыт создания логистических центров (систем) накоплен в ряде стран (Россия, страны Европы, Япония и т.д.). Транспортно-логистическая система разделяется на макро- и микрологистические группы. К микрологистическим отнесены такие организации, как, например, грузовые станции, термина-

лы, которые взаимодействуют в пределах транспортного узла. Функционирование грузовых станций и терминалов рассматривается с позиции микрологистики.

В работах Прокопьева Т.А. [4] и Резера С.М. [5-8] на основе логистических данных исследовано взаимодействие транспортных систем. Отмечается, что внедрение логистических технологий позволяет увеличить объемы перевозок и доходы железнодорожного транспорта, осуществить более полное транспортно-экспедиторское обслуживание, повысить доходность.

В работах [9, 10] даны принципы построения транспортно-логистических систем и исследованы методы определения технико-технологических параметров различных элементов. На основе логистического подхода представлены математические основы моделирования рынка транспортных услуг.

В [11, 12] рассмотрены проблемы формирования организационно-функциональных, региональных логистических структур. Основные функции логистических центров, согласно этим работам, следующие: координация стратегического и тактического логистического планирования и взаимодействие с органами исполнительной власти в регионе; координация работы посредников. В конечном счете ставится цель внедрения в перевозочный процесс логистической технологии "Точно в срок".

Отдельным вопросам организации производства (в том числе и транспортной организации), ее оптимального функционирования посвящены работы [14, 15]. В этих трудах в качестве основных методов исследования были использованы системный анализ, методы математического моделирования и теории запасов.

По мнению вышеуказанных авторов и авторов других работ [16-20], современная организация производства и функционирование сложных систем невозможны без транспортно-логистических комплексов, а также без использования автоматических систем управления и новейших информационных технологий. Следовательно, особая роль в обеспечении эффективной работы транспорта и его конкурентоспособности [20] принадлежит информационным технологиям.

Транспортная логистика базируется на сети логистических центров. Основной структурно-функциональной единицей транспортной логистики является транспортно-логистический центр, пользователями которого являются экспедиторы, агентские и брокерские компании.

Основные функции транспортно-логистического центра: обеспечение процесса планирования; организация и осуществление рациональной, недорогой доставки груза; перевозки; обеспечение контроля за транспортными и другими организациями, возникающими в пути следования; предоставление

соответствующей информации грузоотправителям, экспедиторам, грузополучателям, перевозчикам и другим участникам перевозки.

Надежная, устойчивая и эффективная работа транспорта обеспечивается способностью логистической системы к адаптации в условиях неопределенности внешней среды. Транспортно-логистические системы относятся к сложным самоорганизующимся системам, следовательно, управляющее звено должно иметь более высокий уровень организации, чем управляемый. Только при выполнении этого условия можно полностью дать предпочтение логистической системе.

Логистическая система представляет собой объединение взаимодействующих логистических целей, согласно которым проходят материальный и информационный потоки от отправителя до получателя. В логистической цепи выделяют следующие звенья: поставка материалов, сырья и полуфабрикатов; производство товаров; их распределение со склада готовой продукции и потребление. Логистические системы открыты. В результате воздействия внешней среды возникают отклонения некоторых параметров. Благодаря отклонениям возникает необходимость обратной связи. Логистические системы обладают характерными свойствами: системность, синергизм, оптимальность.

Системностью определяется целостность материальных, информационных и финансовых потоков. Синергетика [21] направлена на повышение эффективности функционирования системы в целом по сравнению с суммарной эффективностью отдельных составляющих. Что касается оптимальности логистических систем, то следует подчеркнуть, что оптимальные решения, принимаемые в рамках логистических систем, позволяют сохранить устойчивость управления и улучшить возможность выбора правильного решения в будущем.

Так как логистическая цель внешнеторговых комбинированных перевозок ориентирована на регион Восток-Запад, то, по нашему мнению, обработка необходимых новых технологий, вопросы логистической поддержки и взаимодействия с таможенными органами Ирана должны быть возложены на создаваемый в Армении транспортно-логистический центр.

Выводы. Создание в Армении транспортно-логистического центра, во-первых, может способствовать выходу из сложившейся обстановки, а также успешному решению социально-экономических вопросов республики; во-вторых, даст возможность другим странам пользоваться коммуникациями этого центра.

Наличие транспортно-коммуникационных предпосылок создаваемого центра соответствует условиям вовлечения Армении в мировой социально-экономический процесс.

Литература

1. **Ерицяи Г.С., Амирджаниян А.Ю.** Роль железных дорог Армении в глобальном международном коридоре Восток-Запад и необходимость новых логистических подходов // Материалы II Межд. науч.-практ. конф. "Наука и образование транспорту", 12-13 мая 2010г.- Самара-Саратов: СТЖТ, 2010.- С. 15-18.
2. **Ерицяи Г.С.** Защита атмосферного воздуха от загрязнения выбросов автомобилей в горных условиях: Автореф. дис. ... д.т.н.- Ереван, 2011.- 32 с.
3. Mtcit.am. Հայաստանի տրանսպորտի ոլորտի զարգացման ռազմավարություն 2020 (Վերջնական հաշվետվություն):- Երևան, 2003.- էջ 3-10:
4. **Прокофьева Т.А.** Формирование региональных логистических транспортно-распределительных систем грузодвижения // БТУ.- 1999.- № 11-12.- С. 2-4.
5. **Резер С.М.** Управление транспортом за рубежом.- М.: Наука, 1994.- 315 с.
6. **Резер С.М.** Транспортные проблемы в городских системах логистики // ВИНТИ.- 1993.- № 3.- С. 12-15.
7. **Резер С.М.** Взаимодействие транспортных систем.- М.: Наука, 1985.- 246 с.
8. **Резер С.М., Ловецкий С.Е., Меламед И.И.** Математические методы оптимального планирования в транспортных системах // Итоги науки и техники. ВИНТИ. Организация управления транспортом.- 1990.- №10.-172 с.
9. **Смехов А.А.** Маркетинговые модели транспортного рынка.- М.: Транспорт, 1998.- 120 с.
10. **Смехов А.А.** Основы транспортной логистики.- М.: Транспорт, 1995.-197с.
11. **Сергеев В.И.** Менеджмент в Бизнес-Логистике.- М.: "Филинь", 1997.-С. 60-65.
12. **Сергеев В.И.** Оптимизационные модели в оценке качества логистических систем // Экономика. Проблемы развития автотранспорта // Сб. научн. трудов.- СПб.: СПб ГИЗА, 1996.- С. 134-141.
13. **Хмельницкий А.Д.** Политика управления транспортными процессами в условиях рыночно-ориентированной экономики мегаполиса Москвы // Логистика и Бизнес.- 1998.- С. 170-172.
14. **Сергеенко О.Б.** Организация транспортного обслуживания в регионе на логистической основе: Дис. ... к. э. н.- М., 1995.-129 с.
15. **Вольхин Е.Г.** Проблемы обеспечения элементов логистической системы "Лукойл": Дис. ... к.э.н.- М., 1996.-156 с.
16. **Миротин Л.Б., Ташбаев Ы.Э.** Интермодальные и мультимодальные системы // ВИНТИ.- 1992.- №1.- С. 3-9.
17. **Миротин Л.Б., Ташбаев Ы.Э.** Логистические системы и технологии перевозочного процесса на транспорте, основанные на логистике // ВИНТИ. Транспорт: Наука, техника, управление.- 1993.- №2.- С. 12-13.
18. **Шаров В.А.** Логистические подходы к организации перевозки грузов железнодорожного транспорта // БТИ.- 2000.- №5.- С. 19-22.
19. Логистизация прохождения внешнеторговых грузов через пункты взаимодействия железнодорожных и морских (речных) перевозчиков /П.В. Куренков и др.; Под общ. ред. Л.Б. Миротина и др. // Бизнес и Логистика-98. - М.: Брандес, 1998.- С. 197-202.

20. Мазилкина Е.И., Паничкина Т.Г. Управление конкурентоспособностью.- М.: Омега-Л, 2008.- 325 с.
21. <https://ru.wikipedia.org/wiki/Синергетика>.

*Поступила в редакцию 17.02.2017.
Принята к опубликованию 14.06.2017.*

ՏԱՐԱԾԱՇՐՋԱՆԱՅԻՆ ՏՐԱՆՍՊՈՐՏԱ-ԼՈԳԻՍՏԻԿԱԿԱՆ ԿԵՆՏՐՈՆԻ ԿԱՌՈՒՑՄԱՆ ՍԿԶԲՈՒՆՔՆԵՐԸ (ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ ՕՐԻՆԱԿՈՎ)

Գ.Ս. Երիցյան

Արդի ժամանակաշրջանում տրանսպորտի խնդիրների հետ կապված լոգիստիկայի կիրառումը պայմանավորված է տրանսպորտային ծառայությունների բարելավման խիստ անհրաժեշտությամբ:

Տրանսպորտի տարբեր տեսակների համալիր օգտագործման համար անհրաժեշտ է բարելավել փոխադրման գործընթացի բոլոր մասնակիցների տեղեկատվական փոխգործակցությունը: Դրանով է պայմանավորված փոխադրումների, այդ թվում՝ նաև փաստաթղթերի ձևակերպման օպերացիաների պարզեցման հետ կապված կոմերցիոն գործարքների կատարելագործման արդիականությունը:

Տեղեկատվական տեխնոլոգիաները նախադրյալներ են ստեղծում բեռնափոխադրումների լոգիստիկ ուղեկցման համար: Շուկայական պայմաններում որոշելով լոգիստիկ համակարգերի նշանակությունը՝ շեշտվում է, որ առևտրական գործարքը ենթադրում է տրանսպորտային սպասարկման բարձր մակարդակ:

Հայաստանի միկրոգրաֆիկական դրությունը պայմանավորված է տարածաշրջանի իրավիճակով: Դա, առաջին հերթին, հանրապետության դիրքն է մոտակա հարևանների՝ Իրանի, Թուրքիայի, Վրաստանի, Ադրբեջանի, ինչպես նաև համեմատաբար հեռու գտնվող Միջին Արևելքի, Ռուսաստանի, Եվրոպայի շրջապատում: Հարևան յուրաքանչյուր պետության առկայությունը Հայաստանի արտադրողական ուժերի ձևավորման ու արագացման գործընթացում էական ճշգրտումներ է մտցնում:

Հանրապետության մակրոաշխարհագրական վիճակն անհրաժեշտ է դիտարկել տնտեսապես զարգացած տարածաշրջանների՝ Ռուսաստանի կենտրոնական շրջանների, Եվրոպայի երկրների հետ կապի տեսանկյունից: Նշված առանձնահատկությունները էական ազդեցություն ունեն տրանսպորտի ձևավորման գործում:

Հայաստանը հարուստ է հանքային ջրով, շինարարական նյութերով (տուֆ, ֆերգիտ, բազալտ, գրանիտ), հանքային հումքով (մոլիբդեն, պղինձ) և այլն: Սակայն վերը նշված առանձնահատկությունները դժվարացնում են դրանց հասանելիությունը:

Մի քանի արտասահմանյան երկրների հետ ընդլայնվող սերտ համագործակցության հնարավորությամբ պայմանավորված՝ անհրաժեշտություն է առաջանում ավելի ամբողջական օգտագործել հանրապետության տրանսպորտա-աշխարհագրական դիրքի առավելությունները:

Առանցքային բաղեր. լոգիստիկ կենտրոն, տարածաշրջան, տնտեսական կապեր, փոխադրական գործընթաց, տրանսպորտա-ենթակառուցվածքային համակարգ:

PRINCIPLES OF BUILDING A REGIONAL TRANSPORTATION-LOGISTICAL CENTRE (BY THE EXAMPLE OF ARMENIA)

G.S. Yeritsyan

In connection with some problems arising currently in the sphere of transport, it becomes necessary to use logistics thus improving the transportation services. It is necessary to improve the information interoperability between all participants of the transportation process for comprehensive use of different types of transport. It explains the actuality of enhancement of commercial procedures related to transportation, including simplification of procedures for document preparation.

The prerequisites are created with the help of information technologies for the logistic support of freight transportation. Determining the purpose of logistics systems in market conditions, it emphasizes, that trade deal implies a high level of transport service.

The micrographic situation of Armenia is connected with its surroundings. First of all, this is the location of the Republic among its close neighbors such as Iran, Turkey, Georgia, Azerbaijan as well as relatively remote regions like Middle East, Russia, Europe. Existence of each of these neighboring countries has its significant corrective input in forming and developing production capacities of Armenia.

The macrogeographic situation of the Republic must be regarded from the point of view of connections with economically developed regions: central regions of Russia, proximity to European countries. The mentioned peculiarities have a significant impact on the transport formation.

Armenia has rich resources of mineral water, construction materials, such as tufa, petrosilex, basalt, granite; mineral raw materials such as molybdenum, copper, etc. However, the above mentioned peculiarities make it difficult to access them.

In view of expanding possibilities of close cooperation with some foreign countries, there is a necessity of full usage of benefits of transport-geographical location of the Republic.

Keywords: logistic center, region, economic relations, transportation process, transport-communication system.

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ
ПРОМЫВКИ ПРИ ЗАДАННЫХ ХАРАКТЕРИСТИКАХ НЕСВЯЗАННОЙ
ГРУНТОВОЙ СРЕДЫ**

П.О. Балджян

Национальный политехнический университет Армении

В процессе эксплуатации водохранилищ, каналов, отстойников и других русловых гидротехнических сооружений происходит отложение наносов, которые с потоком поступают из верхних участков рек. Распространение этих отложений со временем создает серьезные эксплуатационные проблемы для сооружений и русел. Поэтому мероприятия по смыву и транспортировке потоком воды отложенных наносов имеют важное прикладное значение. Разрушение грунтовой среды и транспортировка (гидравлическая промывка) давно применяются в строительстве и при эксплуатации гидротехнических сооружений. Несмотря на это, научная обоснованность при указанного явления остается на достаточно низком уровне. Отсутствуют теоретические модели по описанию протекающих процессов или расчетные предложения по установлению характеристик, обуславливающие исследуемое явление. С практической и эксплуатационной точек зрения, особенно важны задачи по установлению размываемого расхода потока, объема грунта, размываемого потоком, и продолжительности гидравлической промывки данной грунтовой массы. В работе четко определены краевые условия и дан метод математического описания исследуемого физического процесса. С учетом этих материалов составлено дифференциальное уравнение по балансу массы размываемого и уносимого потоком грунта. Приведены основные результаты аналитических разработок, позволяющие установить взаимосвязь между временем гидравлической промывки, расходом смытого грунта и координатами грунтовой среды. Решение полученного дифференциального уравнения с учетом краевых условий задачи позволяет на заданной стадии смывного процесса рассчитать его продолжительность, а далее и объем смытого потоком грунта. Полученное решение может быть использовано в технических расчетах и эксплуатационных инженерных мероприятиях, проводимых для очистки отложений в отстойных сооружениях, в водохранилищах и в других гидротехнических сооружениях, наполненных наносами.

Ключевые слова: водный поток, расход, размыв грунтовой среды, транспортировка наносов, краевые условия.

Введение. В ходе эксплуатации водохранилищ, каналов, отстойников и ряда других русловых гидротехнических сооружений происходит отложение в

них наносов, поступающих из верхних участков рек. Аналогичное явление наблюдается и на равнинных участках естественных русел. Увеличение и распространение этих отложений создает серьезные эксплуатационные проблемы для сооружений и русел, а иногда они даже выводят их из строя. С целью восстановления работоспособности каналов и нормализации естественных русел обычно проводятся периодические дноуглубления. Удаление отложений осуществляется механическим или гидромеханическим способом, а иногда путем гидравлического смыва [1-5]. Механический способ в основном применяется для углубления дна равнинных больших рек, гидравлический смыв - для очистки отстойных сооружений и в ряде случаев - каналов. Очистка же водохранилищ от наносовых отложений остается пока еще нерешенной проблемой. Таким образом, задачи, связанные с исследованием гидродинамических процессов, обуславливающих смыв и транспортировку грунта потоком воды, имеют важное прикладное значение.

Отдельные вопросы гидравлического смыва достаточно хорошо изучены и решены. Среди них следует отметить работы по определению скорости трогания частиц грунта и их гидравлической крупности [6,7], выводы формул по расчету расхода наносов или концентрации потоков в различных русловых условиях [8,9] и т.д. Результаты разработок указанных тем были использованы для решения отдельных задач мостовой гидравлики, оросительных каналов, противоселевых сооружений и т.д. Наряду с этим основные вопросы гидравлического смыва еще остаются недостаточно изученными. Отсутствуют предложения, позволяющие прогнозировать важные параметры исследуемого явления. Без этих средств невозможно осуществить управление смывным явлением и тем более получить конечный эффективный результат.

Объект и методика исследования. Целью работы является установление закономерности изменения объема грунта, уносимого потоком в ходе гидравлического смыва однородной несвязанной грунтовой среды.

Разработки проведены для заданных неизменяемых границ среды (рис. 1 и 2):

$$0 < x \leq L; H_0 \leq Z \leq H; B_0 \leq 2y \leq B,$$

где соотношения H_0 / H и B_0 / B могут быть больше или меньше единицы.

В указанных условиях над грунтовой средой или отсутствует движущийся поток, или поток имеет такие параметры движения, при которых поверхность грунтовой среды остается в устойчивом состоянии. Одновременно имеющееся в начальном сечении (точка "0") заграждение с высотой H_0 (рис. 2) не позволяет потоку смыть грунт с этого фронта.

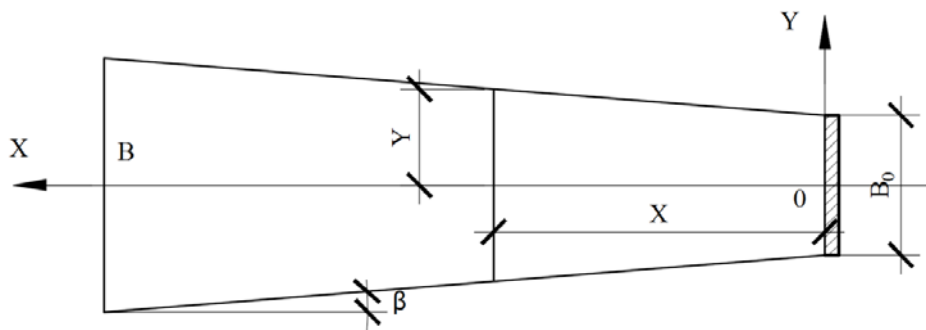


Рис. 1. Схема грунтовой среды в плане

Представленная схема грунтовой среды в основном имеет место в равнинных участках рек (зона отложений), водохранилищах, отстойных и водозаборных сооружениях, установленных на водостоках предгорной и горной зон [2,4,5].

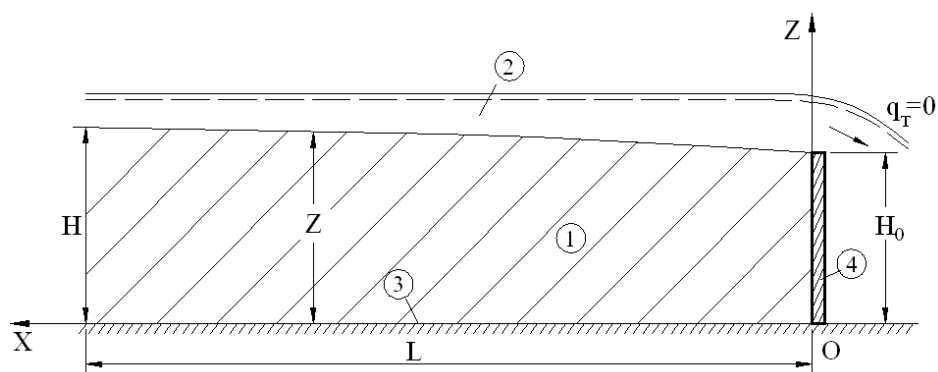


Рис. 2. Схема устойчивого положения грунтовой среды в продольном разрезе:
1- однородная грунтовая среда, 2 - область движения потока, 3 – нижняя граница среды, 4 - заграждение (граничное условие)

Принятая система координат и положительное направление x (против течения) указаны на рис. 1 и 2. Для простоты поперечное сечение среды в плоскости ZOY принято прямоугольным. Постановка задачи и ряд положений приведены в работах [10, 11].

Предположим, что вначале ($t = 0$) заграждение 4 (рис. 2) мгновенно убирается. Вследствие этого в данном створе нарушается устойчивость среды: начинается смыв и унос грунта. При этом имеем следующие граничные условия в створе заграждения:

- до начала размыва:

$$x = 0, \quad y = \pm \frac{B_0}{2}, \quad z = H_0 \quad \text{и} \quad q_T = 0, \quad \text{где } q_T - \text{расход грунта,}$$

унесенного потоком;

- на начальной стадии размыва:

$$x = 0, \quad y = \pm \frac{B_0}{2}, \quad z = 0 \quad \text{и} \quad q_T \neq 0.$$

При заданных параметрах, с учетом граничных условий, составлена математическая модель, позволяющая в зависимости от времени и расстояния установить закономерности изменения геометрических и гидравлических характеристик грунтовой среды и потока.

Результаты исследования. Гидравлический размыв в практике может происходить как по всему фронту грунтовой среды B_0 (т.е. $y = \pm \frac{B_0}{2}$), так и на одном или нескольких участках этого фронта. Обозначив ширину участка размыва b_0 , можем написать, что $\sum b_0 < B_0$. В этом случае разрушение и унос грунта, естественно, будут обусловлены параметрами смывного потока и размерами этих участков. При этом по направлению движения потока (ось x) в грунтовой среде, в зависимости от количества размывных участков, будет образовано одно или несколько русел. В указанном варианте гидравлического смыва меняются и граничные условия, и пределы интегрирования, однако в принципиальном отношении ход решения не будут существенно отличаться от варианта, в котором размыв происходит по всему фронту.

Необходимо отметить, что в общей постановке задачи характерные параметры смыва и уноса грунта меняются в зависимости от координат x, y, z и t . Обозначив в момент времени $t = t_k$ расход смытого потоком грунта q_T , уравнение объемного баланса за элементарный промежуток времени dt представим в виде

$$q_T dt = \rho_T dW, \quad (1)$$

где ρ_T - плотность грунта; dW - элементарный объем смытого грунта (рис. 3).

Для установления элементарного объема рассмотрим взаимосвязь координат x, y, z . Согласно рис.1 и 3, имеем

$$y = \frac{B_0}{2} \pm x \operatorname{tg} \beta, \quad (2)$$

$$z = H_0 \pm x \operatorname{tg} \gamma, \quad (3)$$

где β - угол расширения (сужения) боковых стен грунтовой среды; γ - угол наклона поверхности этой среды. В соответствии с этим увеличиваются или уменьшаются координаты y и z по направлению $+x$, выбираются знаки “плюс” или “минус”.

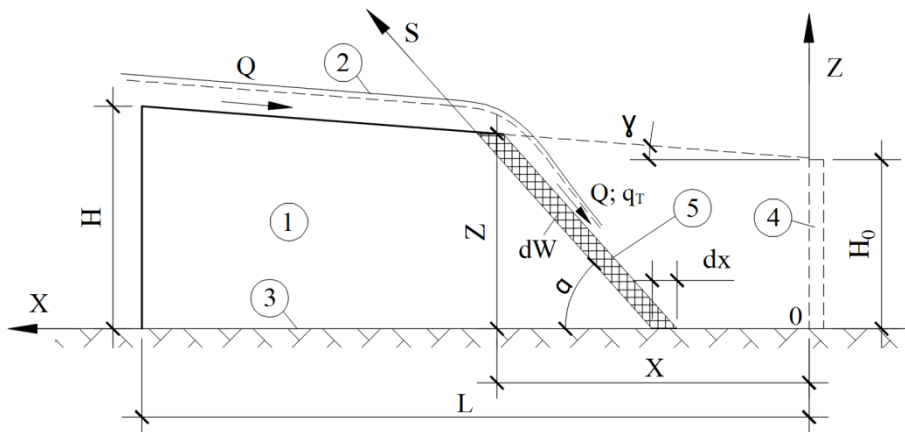


Рис. 3. Продольная схема гидравлического смыва грунтовой среды: 1- однородный грунт; 2 - смывающий стационарный поток; 3 – нижняя граница грунтовой среды; 4 – начальный смывной фронт; 5 - текущий смывной фронт

Зависимости (2) и (3) получены для случая, когда боковые контуры грунтовой среды меняются по линейным законам. Нетрудно получить аналогичные зависимости и для других форм изменения этих контуров.

Для элементарного объема смываемого грунта имеем

$$dW = 2 y_{cp} S \sin \alpha dx = 2 y_{cp} z dx, \quad (4)$$

где S - координата наклонной поверхности смывного фронта; $2 y_{cp}$ – средняя ширина этого фронта в точке $x - \frac{z}{2} \operatorname{ctg} \alpha$ (ось x проходит по середине грунтовой среды (рис. 1 и 3)).

С учетом зависимости (2) и рис.1 имеем

$$y_{cp} = \frac{B_0}{2} + \left(x - \frac{z}{2} \operatorname{ctg} \alpha\right) \operatorname{tg} \beta. \quad (5)$$

Тогда для элементарного объема получим

$$dW = 2 \left[\frac{B_0}{2} + \left(x - \frac{z}{2} \operatorname{ctg} \alpha\right) \operatorname{tg} \beta \right] z dx. \quad (6)$$

С учетом выражения (6) уравнение баланса (1) представим в виде

$$q_T dt = 2 \rho_T \left[\frac{B_0}{2} + \left(x - \frac{z}{2} \operatorname{ctg} \alpha \right) \operatorname{tg} \beta \right] z dx. \quad (7)$$

Из совместного решения уравнений (3) и (7) получим

$$dt = 2 \frac{\rho_T}{q_T} \left[\frac{B_0}{2} + \left(x - \frac{H_0 + x \operatorname{tg} \gamma}{2} \operatorname{ctg} \alpha \right) \operatorname{tg} \beta \right] (H_0 + x \operatorname{tg} \gamma) dx. \quad (8)$$

При заданной постановке задачи решение дифференциального уравнения (8) позволяет установить время, определяющее местоположение фронта гидравлического смыва.

В данном уравнении значения параметров ρ_T , H_0 и B_0 , а также углов β и γ , как исходные, заданы условиями задачи. Что касается расхода транспортируемого потоком грунта q_T и угла α , то отметим следующее. Для расчета q_T предложено значительное количество формул, но ни одна из них не имеет достаточного основания надежности. Подробный анализ этих формул приведен в работах [9,12-13]. Исходя из этого, можно подобрать более или менее подходящую формулу по расчету расхода грунта, уносимого потоком. Относительно угла наклона смываемого фронта α отметим, что, согласно существующим немногим натурным наблюдениям [13], этот угол в процессе смыва может оставаться неизменным или уменьшаться по отношению к его первоначальному значению. Соответственно, будет меняться и величина расхода грунта, уносимого потоком. Поведение обеих величин формируется взаимодействием потока и грунтовой среды. Во всяком случае, решение данной задачи требует отдельного экспериментального и натурального исследования.

Уравнение (8) можно представить в виде безразмерных линейных величин. Принимая за масштаб безразмерности величину L , получим

$$dt = 2 \frac{\rho_T}{q_T} L^3 \left[\frac{B_0}{2L} + \left(\bar{x} - \frac{\frac{H_0}{L} + \bar{x} \operatorname{tg} \gamma}{2} \operatorname{ctg} \alpha \right) \operatorname{tg} \beta \right] \left(\frac{H_0}{L} + \bar{x} \operatorname{tg} \gamma \right) d\bar{x}, \quad (9)$$

где $\bar{x} = \frac{x}{L}$ – безразмерная координата, меняющаяся в интервале $0 < x \leq 1$.

Нетрудно убедиться, что размерности левой и правой частей уравнения (9) соответствуют друг другу.

На практике, естественно, главной задачей является определение времени полного или частичного смыва отложившихся наносов, грунтов. Эта задача при заданных исходных величинах ρ_T , L , H_0 , B_0 , β и γ решается следующим образом: выбирается формула по расчету расхода q_T [9,12], затем для

различных значений $\bar{X}$ с помощью компьютерной программы вычисляются соответствующие значения продолжительности смыва t . Дифференциальное уравнение (9) можно решить также вручную, используя численный метод Рунге–Кутты.

В гидравлическом смыве наряду с расчетом времени часто возникает необходимость контролировать смывной процесс. Очевидно, что на длительность гидравлического смыва, кроме размеров грунтовой среды, большое влияние оказывает и расход грунта, уносимого потоком. Изменением его значения можно достичь управляемости хода смывного процесса. Решение данного вопроса обусловлено возможной варьированностью структуры формулы, выбранной для расчета расхода наносов.

Заключение. Таким образом, путем решения уравнений (8) или (9) для различных стадий гидравлического смыва можно установить время достижения этой стадии, а следовательно, и объем смытого и уносимого потоком грунта во временном пространстве. Полученное решение может быть использовано в технико-экономических расчетах и эксплуатационных мероприятиях, проводимых для очистки отложений наносов в отстойниках и в верхнем бьефе различных русловых сооружений.

Работа выполнена при финансовой поддержке Государственного комитета по науке при Министерстве образования и науки Республики Армения в рамках тематики научно-исследовательской базовой лаборатории "Гидротехника" Национального политехнического университета Армении.

Литература

1. **Бессонов Е.А.** Технология и механизация гидромеханизированных работ: Справочное пособие. – М.: Изд.центр, 1999. – 544 с.
2. СП 58.13330.2012 – Гидротехнические сооружения. Актуализированная редакция СНиП 33-01-2003.
3. **Бадур Х., Кноблаух Г., Шнайдер Й.** Граничные условия при организации промывки, препятствующей заилению ГЭС Бодэндорф // Гидротехнические сооружения / Европейский технический институт. – 2008. – С. 42 – 45.
4. **Михайлов И.Е.** Расчет отстойников с периодическим удалением осевших наносов // Гидротехническое строительство. -М., 2005. - №5. - С. 22 - 28.
5. **Чернова Д.А., Лемешев А.И.** Гидравлическая очистка русел малых рек от наносов // Вестник Башкирского аграрного университета. - 2008. - №11. - С. 20 – 21.
6. **Клавен А.Б., Копалиани З.Д.** Экспериментальные исследования и гидравлическое моделирование речных потоков и русловых процессов. - СПб: Нестор-История, 2011. – 504 с.

7. **Желязняков Г.В., Пейч Ю.Л.** Начальная стадия деформации русел // Метеорология и гидрология. -1995.-№10. - С. 77-84.
8. **Великанов Н.Л., Наумов В.А.** Взвешенные частицы в водотоке и их осаждение // Вода: химия, экология. -2014.-№2. - С. 114-119.
9. **Юфин А.П.** Движение наносов и гидравлический транспорт. - М., Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 199с.
10. **Балджян П.О., Балджян В.П.** Математическое описание процесса смыва потоком несвязанного однородного грунта // Сб.тр. 5-й Межд. н/т конференции “Современные проблемы водного хозяйства”. - Тбилиси, 2015.- С.13-16.
11. **Балджян В.П., Ероян Е.П., Оганесян Г.С.** О методе гидравлического смыва однородного грунтового слоя // Вестник НПУА: Гидрология и гидротехника. - 2015.-N2. - С. 69-74.
12. **Балджян П.О.** Определение зависимости между гидравлическими параметрами потоков при постоянстве их наносонесущей способности // Известия НАН РА и ГИУА. Серия ТН. -2005. -Т. 58, N. 2.– С. 380 - 385.
13. **Балджян П.О., Токмаджян Л.О.** Результаты натурных исследований головного гидроузла Армавирского канала “Кара-Кала” на р. Аракс// Сб. науч. труд. ИВХ Грузии.- Тбилиси, 2010.-N 65.- С. 21-22.

Поступила в редакцию 17.02.2017.

Принята к опубликованию 14.06.2017.

ՀԻՊՈԱՎԻԿԱԿԱՆ ԼՎԱՅՄԱՆ ՏԵՎՈՂՈՒԹՅԱՆ ՈՐՈՇՈՒՄԸ ԶԿԱՊԱԿՑՎԱԾ ԳՐՈՒՆՏԱՅԻՆ ՄԻՋԱՎԱՅՐԻ ՏՐՎԱԾ ԲՆՈՒԹԱԳՐԻԶՆԵՐԻ ԴԵՊՔՈՒՄ

Պ.Հ. Բալջյան

Ջրամբարների, ջրանցքների, պարզարանների և գետային հիդրոտեխնիկական մյուս կառուցվածքների շահագործման ընթացքում տեղի են ունենում ջրաբերուկների կուտակումներ, որոնք հոսանքով բերվում են գետի վերին տեղամասերից: Ժամանակի ընթացքում այդ նստվածքների տարածումը կառուցվածքներում և հուններում ստեղծում է շահագործողական լուրջ խնդիրներ: Այդ պատճառով էլ կուտակված ջրաբերուկների ողողման և ջրի հոսանքով տարհանման միջոցառումներն ունեն կարևոր կիրառական նշանակություն: Գրունտային միջավայրի քայքայումն ու տեղափոխումը (հիդրավլիկական լվացում) վաղուց է կիրառվում հիդրոտեխնիկական կառուցվածքների շինարարության և շահագործման գործընթացներում: Չնայած դրան՝ անբավարար է նշված երևույթի գիտական հիմնավորվածությունը: Չկան վերոհիշյալ գործընթացները նկարագրող մաթեմատիկական մոդելներ կամ հետազոտվող երևույթը պայմանավորող բնութագրերի որոշման հաշվարկային առաջարկներ: Գործնական և շահագործողական տեսակետից առանձնապես կարևոր են այն խնդիրները, որոնք առնչվում են ողողող հոսանքի ելքի, ողողվող գրունտի քանակի և հիդրավլիկական լվացման տևողության որոշմանը: Աշխատանքում ներկայացված է խնդրի դրվածքը, սահմանված են եզրային պայմանները, և բերված է հետազոտվող ֆիզիկական երևույթի մաթեմատիկական նկարագրման մեթոդը: Հաշվի առնելով այդ նյութերը՝ կազմվել է ողողված և հոսանքով տարված գրունտի քանակի

հաշվեկշռի դիֆերենցիալ հավասարումը: Ներկայացված են նաև տեսական մշակումների հիմնական արդյունքները, որոնք հնարավորություն են տալիս ստանալ կախվածություն հիդրավիկական լվացման ժամանակի, լվացվող գրունտի ելքի և գրունտային միջավայրի կոորդինատների միջև: Ստացված դիֆերենցիալ հավասարման լուծումը, հաշվի առնելով խնդրի եզրային պայմանները, թույլ է տալիս լվացման գործընթացի տվյալ պահին հաշվարկել լվացման տևողությունը, ապա նաև հոսանքով ողողված գրունտի ծավալը: Ստացված լուծումը կարող է կիրառվել տեխնիկական հաշվարկներում և շահագործման ինժեներական միջոցառումներում, որոնք կատարվում են ջրաբերուկներով լցված պարզարանային կառուցվածքները, ջրամբարները և հիդրոտեխնիկական այլ կառուցվածքները կոտակումներից մաքրելու համար:

Առանցքային բաներ. ջրային հոսանք, ելք, գրունտային միջավայրի ողողում, ջրաբերուկների տեղափոխում, եզրային պայմաններ:

DETERMINING THE DURATION OF HYDRAULIC FLUSHING AT SPECIFIED CHARACTERISTICS OF UNRELATED SOIL GROUND

P.H. Baljyan

In the process of operation of reservoirs, canals, sedimentation structures and other channel hydrotechnical structures, sediments are deposited, which flow from the upper sections of the rivers with the flow. The spread of these deposits creates serious operational problems for structures and beds with time. Therefore, the measures for flushing and transporting the deposited sediment with water are of great practical importance. The destruction of the soil ground and the transportation (hydraulic flushing) are used in the construction and operation of hydraulic structures. Despite this, the scientific validity of this phenomenon remains at a fairly low level. There are no theoretical models for describing the ongoing processes, or estimates for determining the characteristics that determine the phenomenon under investigation. From a practical and operational point of view, the most important tasks are those that determine the eroded flow rate, the volume of the ground blurred by the flow, and the duration of hydraulic flushing of this ground mass. The formulation of the problem is presented, the boundary conditions are clearly defined, and the method of mathematical testing of the physical process under study is given. Taking into account these materials, a differential equation is calculated for the balance of the soil mass washed out and carried away by the flow. The main results of analytical development, allowing to establish the relationship between the time of hydraulic flushing, the discharge of washed-out soil and the coordinates of the soil ground are introduced. The solution of the obtained differential equation, taking into account the boundary conditions of the problem, allows to calculate its duration at a given stage of the flushing process, and then the volume of the ground washed away by the flow. The solution obtained can be used in technical calculations and operational engineering measures to clean sediments in sedimentation facilities, reservoirs and other hydraulic structures filled with sediments.

Keywords: water flow, consumption, flushing of soil ground, transportation of sediment, boundary conditions.

ՀԵՂԻՆԱԿՆԵՐԻ ՑՈՒՑԱԿ

1 Աղբայան Սուրեն Գևորգի	- տ.գ.դ., պրոֆեսոր, “Մետալուրգիա և նյութագիտություն” ամբիոն, ՀԱՊՀ
2 Ավետիսյան Ռուբեն Աշոտի	- դասախոս, “Ճարտարագիտության գրաֆիկա” ամբիոն, ՀԱՊՀ
3 Արզումանյան Ալեքսան Մկրտչի	- տ.գ.դ., պրոֆեսոր, Տեխնոլոգիաների և ճյուղային տնտեսագիտության ֆակուլտետի դեկան, ՀԱՊՀ Գյումրու մասնաճյուղ
4 Բալասանյան Բորիս Սերգեյի	- տ.գ.դ., պրոֆեսոր, “Մեքենաշինության տեխնոլոգիաներ և ավտոմատացում” ամբիոնի վարիչ, ՀԱՊՀ
5 Բալթայան Անժելա Հովհաննեսի	- ք. գ.թ., դոցենտ, Գյումրու մասնաճյուղ, ՀԱՊՀ
6 Բալջան Պարզև Հովհաննեսի	- տ.գ.դ., պրոֆեսոր, “Տրանսպորտային միջոցներ” ամբիոն, ՀԱՊՀ
7 Գևորգյան Արամայիս Վիկտորի	- տնօրեն, “Էլեկտրոմաշ” ԳԱՄ ԳԱ ՓԿ ՓԲԸ
8 Երիցյան Գագիկ Սուրենի	- տ.գ.դ., պրոֆեսոր, “Տնտեսագիտություն և փոխադրումների կազմակերպում” ամբիոնի վարիչ, ՀԱՊՀ
9 Խաչատրյան Ֆելիքս Սուրենի	- տ.գ.թ., դոցենտ, “Ճարտարագիտական գրաֆիկա” ամբիոն, ՀԱՊՀ
10 Կարապետյան Արսեն Նահապետի	- տ.գ.թ., դոցենտ, “Մեխանիկա և մեքենագիտություն” ամբիոն, ՀԱՊՀ
11 Հակոբյան Ներսես Խաչատուրի	- ասպիրանտ, “Մեխանիկա և մեքենագիտություն” ամբիոն, ՀԱՊՀ
12 Հարությունյան Միքայել Գուրգենի	- տ.գ.թ., դոցենտ, “Մեխանիկա և մեքենագիտություն” ամբիոն, ՀԱՊՀ
13 Մելքոնյան Սմբատ Տիգրանի	- տ.գ.թ., ֆինանսատնտեսական ծառայության պետի տեղակալ, “Հարավ-Կովկասյան Երկաթուղի” ՓԲԸ
14 Մելիքսեթյան Գալուստ Նորիկի	- ասպիրանտ, “Մետալուրգիա և նյութագիտություն” ամբիոն,
15 Մելիքսեթյան Նորիկ Գալուստի	- տ.գ.դ., դոցենտ. “Մեքենաշինության և մետալուրգիա” ամբիոնի վարիչ, ՀԱՊՀ Վանաձորի մասնաճյուղ
16 Նավոյան Միքայել Հովսեփի	- տ.գ.թ., դոցենտ, Վանաձորի մասնաճյուղ, “Տրանսպորտային համակարգեր” ամբիոն, ՀԱՊՀ,
17 Շեկյան Համլետ Գուրգենի	- տ.գ.դ., պրոֆեսոր, առաջատար գիտաշխատող, ՀՀ ԳԱԱ Մեխանիկայի ինստիտուտ
18 Սիմոնյան Միշա Մամիկոնի	- տ.գ.դ. դոցենտ, Տեխնոլոգիաների և ճյուղային տնտեսագիտության ֆակուլտետի դեկան, ՀԱՊՀ Վանաձորի մասնաճյուղ
19 Սարգսյան Միքայել Սեդրակի	- ինժեներ, դասախոս, Վանաձորի մասնաճյուղ, “Մեքենաշինություն և մետալուրգիա” ամբիոն, ՀԱՊՀ
20 Սարգսյան Յուրի Լևոնի	- տ.գ.դ., պրոֆեսոր, ՀՀ ԳԱԱ իսկական անդամ, “Մեխանիկա և մեքենագիտություն” ամբիոն, ՀԱՊՀ
21 Վերլինսկի Սերգեյ Վիտալիի	- ֆ.մ.գ.թ., դոցենտ, “Մեխանիկա և մեքենագիտություն” ամբիոն, ՀԱՊՀ

СПИСОК АВТОРОВ

- 1 Аветисян Рубен Ашотович – преподаватель, кафедра “Инженерная графика”, НПУА
- 2 Агбалян Сурен Геворкович – д.т.н., профессор, кафедра “Металлургия и материаловедение”, НПУА
- 3 Акопян Нерсес Хачатурович – аспирант, кафедра “Механика и машиноведение”, НПУА
- 4 Арзуманян Алексан Мкртычевич – д.т.н., профессор, декан факультета “Технологии и отраслевая экономика”, Гюмрийский филиал НПУА
- 5 Арутюнян Микаел Гургенович – к.т.н., доцент, кафедра “Механика и машиноведение”, НПУА
- 6 Баласанян Борис Сергеевич – д.т.н., профессор, зав.кафедрой “Машиностроительные технологии и автоматизация”, НПУА
- 7 Балджян Паргев Оганесович – д.т.н., профессор, кафедра “Транспортные средства”, НПУА
- 8 Балтаян Анжела Оганесовна – к.хим.н., доцент, Гюмрийский филиал НПУА
- 9 Верлинский Сергей Витальевич – к.физ.-мат.н., доцент, кафедра “Механика и машиноведение”, НПУА
- 10 Геворкян Арамаис Викторович – директор ЗАО НПИЦ НПО “Электромаш ГАМ”
- 11 Ерицян Гагик Суренович – д.т.н., профессор, зав.кафедрой “Экономика и организация перевозок”, НПУА
- 12 Карапетян Арсен Наапетович – к.т.н., доцент, кафедра “Механика и машиноведение”, НПУА
- 13 Меликсетян Галуст Норикович – аспирант, кафедра “Металлургия и материаловедение”, НПУА
- 14 Меликсетян Норик Галустович – д.т.н., доцент, зав. кафедрой “Машиностроение и металлургия”, Ванадзорский филиал НПУА
- 15 Мелконян Смбат Тигранович – к.т.н., ЗАО “Южно-Кавказская железная дорога”, заместитель начальника финансово-экономической службы
- 16 Навоян Микаел Овсепович – к.т.н., доцент, кафедра “Транспортные системы”, Ванадзорский филиал НПУА
- 17 Саркисян Микаел Седракович – инженер, преподаватель кафедры “Машиностроение и металлургия”, Ванадзорский филиал НПУА
- 18 Саркисян Юрий Левонович – д.т.н., профессор, действительный член НАН РА, кафедра “Механика и машиноведение”, НПУА
- 19 Симонян Миша Мамиконович – д.т.н., доцент, декан факультета “Отраслевая экономика и технологии”, Ванадзорский филиал НПУА
- 20 Хачатрян Феликс Суренович – к.т. н., доцент, кафедра “Инженерная графика”, НПУА
- 21 Шекиян Гамлет Гургенович – д.т.н., профессор, ведущий научный сотрудник, Институт механики НАН РА

LIST OF THE AUTHORS

- | | | |
|----|----------------------------|---|
| 1 | Aghbalyan Suren Gevorg | Dr. of tech. sci., Prof. of the Chair Metallurgy and Material Science, NPUA |
| 2 | Arzumanyan Alexan Mkrtich | – Dr. of tech. sci., Prof., Dean of the Faculty Technology and Industrial Economics, Gyumri branch of NPUA |
| 3 | Avetisyan Ruben Ashot | – Lecturer of the Chair Engineering Graphics, NPUA |
| 4 | Balasanyan Boris Sergey | – Dr. of tech. sci., Prof., Head of the Chair Mechanical Engineering and Automation, NPUA |
| 5 | Baljyan Pargev Hovhannes | – Dr. of tech. sci., Prof. of the Chair Maintenance and Management of Air Transport, NPUA |
| 6 | Baltayan Anzhela Hovhannes | – Cand. of in Chem., sci., Assoc. Prof., Gyumri branch of NPUA |
| 7 | Gevorgyan Aramayis Viktor | Director, Scientific Production and Test Center, CSC
– Elektromash GAM |
| 8 | Hakobyan Nerses Khachatur | – Post-graduate student of the Chair Mechanics and Machine science, NPUA |
| 9 | Harutyunyan Mikael Guren | – Cand. of tech. sci., Assoc. Prof. of the Chair Mechanics and Machine science, NPUA |
| 10 | Karapetyan Arsen Naapet | – Cand. of tech. sci., Assoc. Prof. of the Chair Mechanics and Machine science NPUA |
| 11 | Khachatryan Felix Suren | – Cand. of tech. sci., Assoc. Prof. of the Chair Engineering Graphics, NPUA |
| 12 | Meliksetyan Norik Galust | – Dr. of tech. sci., Assoc. Prof, Head of the Chair Machine building and Metallurgy Vanadzor branch of NPUA |
| 13 | Meliksetyan Galust Norik | – Post-graduate student of the Chair Metallurgy and Material Science”, NPUA |
| 14 | Melkonyan Smbat Tigran | – PhD, "South Caucasus Railway" CJSC, Deputy Head of Finance and Economic Service |
| 15 | Navoyan Mikael Hovsep | – Cand. of tech. sci., Assoc. Prof., of the Chair Transportation Systems , Vanadzor branch of NPUA |
| 16 | Sargsyan Yuri Levon | – Dr. of tech. sci., Professor, full member of NAS RA, Chair of Mechanics and Machine Science, NPUA |
| 17 | Sargsyan Mikael Sedrak | – Engineer, Lecturer of the Chair, Machine-Building and Metallurgy, Vanadzor branch of NPUA |
| 18 | Simonyan Misha Mamikon | – Dr. of tech. sci., Assoc. Prof., Dean of the Faculty “Sectoral Economics and Technology”, Vanadzor branch of NPUA |
| 19 | Shekryan Hamlet Guren | – Dr. of tech. sci., Prof., Leading researcher, Institute of Mechanics, RA NAS |
| 20 | Verlinski Sergey Vitali | – Cand. of Phys.-math.sci., Assoc. Prof. of the Chair Mechanics and Machine science, NPUA |
| 21 | Yeritsyan Gagik Suren | – Dr. of tech. sci., Prof., Head of the Chair Economics and Organization of transport NPUA |

ՀՈՂՎԱԾՆԵՐԻ ՁԵՎԱՎՈՐՄԱՆ ԿԱՆՈՆՆԵՐԸ

Հայաստանի ազգային պոլիտեխնիկական համալսարանի Բանբերը գրախոսվող հանդես է, որը հրապարակում է ճյուղային գիտատեխնիկական, նաև ակնարկային-վերլուծական բնույթի հոդվածներ, հաղորդումներ, ինչպես և տվյալ բնագավառի անվանի գիտնականների հոբելյաններին, նոր գրքերին, համալսարանի մասնակցությամբ կայացած գիտաժողովներին նվիրված նյութեր, խմբագրությանն ուղղված նամակներ:

Նյութը խմբագրություն ներկայացվում է համաձայն հետևյալ պահանջների.

1. Երկու օրինակ, նաև էլեկտրոնային տարբերակով (banber_mm@seua.am), համակարգչային շարվածքը՝ Microsoft Office Word: Հոդվածի ծավալը կարող է լինել մինչև 12 էջ, հաղորդումներինը՝ մինչև 4 էջ: Տեքստը շարադրվում է A4 չափսի թղթի վրա, աշխատանքային դաշտը՝ Top-5սմ, Bottom-5,1սմ, Left-5,75սմ, Right-1,75սմ, Footer-4,6սմ, միջտողային տարածությունը (Linespacing)՝ 1,1, պարբերությունը (Firstline)՝ 0,75 սմ: Հայերեն լինելու դեպքում նյութը շարադրվում է GHEA Grapalat տառատեսակով, տառաչափը՝ 10, իսկ ռուսերենի կամ անգլերենի դեպքում՝ Times New Roman տառատեսակով, տառաչափը՝ 11:

2. Թղթի վերևի ծախ անկյունում գրվում է համապիտանի տասնորդական դարականիշը՝ տեքստին համապատասխան լեզվով (ՀՏԴ, ՄԺԿ, ՍԾԸ), հաջորդ տողի կենտրոնում վերնագիրը՝ գլխատառերով, հաջորդ տողում՝ հեղինակ(ներ)ի անվան-հայրանվան սկզբնատառերը և ազգանուն(ներ)ը՝ bold, 10 տառաչափով հայերեն տեքստի դեպքում և 11 տառաչափով՝ անգլերեն և ռուսերեն տեքստերի դեպքում, մեկ տող ներքև՝ հեղինակ(ներ)ի աշխատավայրը՝ italic, 9 տառաչափով՝ հայերեն և 10 տառաչափով՝ ռուսերեն և անգլերեն:

3. Նյութը սկսվում է ամփոփումով (անոտացիա) այն լեզվով, որով ներկայացված է: Ամփոփումն ավարտվում է առանցքային բառերով՝ տառաչափը՝ 9 հայերեն տեքստի դեպքում և 10 տառաչափով՝ անգլերեն և ռուսերեն տեքստերի դեպքում, և միայն «Առանցքային բառեր» արտահայտությունը՝ bold, italic: Ամփոփումը պետք է լինի 200-250 բառ, առանցքային բառերը կամ բառակապակցությունները՝ 4-8 բառ:

4. Երաշխավորվում է նյութի շարադրման հետևյալ կարգը. «Ներածություն», որը պետք է համառոտ ներառի հարցի վիճակը, թեմայի արդիականությունը և հետազոտության նպատակը, «Խնդրի դրվածքը և մեթոդիկայի հիմնավորումը», «Հետազոտության արդյունքները», «Եզրակացություն», անհրաժեշտության դեպքում՝ նաև այլ բաժիններ՝ համապատասխան վերնագրերով:

5. Տեքստում հղումները գրականությանը նշվում են ուղղանկյուն փակագծերով: Բանաձևերը ներկայացվում են նոր տողից, Equation Editor ծրագրով, italic, տառաչափը՝ 11, անհրաժեշտության դեպքում համարակալվում են տողի վերջում՝ սովորական (կոր) փակագծով:

6. Նկարներն ու աղյուսակները հաջորդում են տեքստում համապատասխան հղումներին: «Նկ.» և «Աղյուսակ» բառերը, նկարների մակագրությունը և աղյուսակների անվանումները գրվում են Italic 9 տառաչափով հայերեն տեքստի դեպքում և 10 տառաչափով՝ անգլերեն և ռուսերեն տեքստերի դեպքում:

7. Տեքստին հաջորդում է գրականության ցանկը՝ 9 տառաչափով հայերեն տեքստի դեպքում և 10 տառաչափով՝ անգլերեն և ռուսերեն տեքստերի դեպքում, միայն հեղինակի ազգանունն ու անվան-հայրանվան սկզբնատառերը՝ bold, «Գրականություն» բառը տողի կենտրոնում, փոքրատառերով: Ցանկում գրականության յուրաքանչյուր աղբյուր համարակալվում է ըստ տեքստում իր հղման հերթականության: Գրականության աղբյուրները պարբերական հրատարակությունների դեպքում ներկայացվում են հետևյալ կարգով. **հեղինակի ազգանունը, անվան-հայրանվան սկզբնատառերը**, վերնագիրը, հանդեսի անվանումը կամ ընդունված հապավումը, հրատարակման տարեթիվը, հատորի ու թողարկման համարները, հերթական համարը, նյութի զետեղման էջերը, գրքերի դեպքում՝ **հեղինակի ազգանունը, անվան-հայրանվան սկզբնատառերը**, վերնագիրը, հրատարակման վայրը, հրատարակչությունը, թվականը, էջերի քանակը:

8. Գրականության ցանկին հաջորդում են ամփոփումները մյուս երկու լեզուներով (եթե տեքստը հայերեն է, ամփոփումները նախ՝ ռուսերեն, ապա՝ անգլերեն, եթե ռուսերեն է, նախ՝ հայերեն, ապա՝ անգլերեն, եթե անգլերեն է, նախ՝ հայերեն, ապա՝ ռուսերեն): Ամփոփումները բոլոր երեք լեզուներով իրենց բովանդակությամբ և առանցքային բառերով պետք է լինեն նույնական:

9. Տեքստը ստորագրվում է հեղինակ(ներ)ի կողմից, նշվում է նյութը խմբագրություն հանձնելու ամսաթիվը: Տեքստի խմբագրված և սրբագրված տարբերակը համաձայնեցվում է հեղինակ(ներ)ի հետ:

10. Հեղինակ(ներ)ն առանձին էջով ներկայացնում է (են) ազգանուն, անուն, հայրանունը (լրիվ), աշխատավայրի, սովորելու վայրի լրիվ անվանումը, զբաղեցրած պաշտոնը, գիտական աստիճանը, հեռախոսահամարները (աշխատանքային, տան և բջջային), էլեկտրոնային փոստի հասցեն:

ПРАВИЛА ОФОРМЛЕНИЯ СТАТЕЙ

Вестник Национального политехнического университета Армении - рецензируемый журнал, в котором публикуются статьи научно-технического характера, сообщения, заказные обзорно-аналитические статьи, а также материалы, посвященные юбилеям известных в данной области ученых, новым книгам, научным конференциям при участии университета, и письма в адрес редакции.

Материал представляется в редакцию в соответствии со следующими правилами:

1. Статья в двух экземплярах и файл статьи (banber_mm@seua.am) в формате Microsoft Office Word. Объем статьи не должен превышать 12 страниц, объем сообщений – до 4-х страниц. Формат страницы – А4. Рабочее поле: Top – 5cm, Bottom – 5,1cm, Left – 5,75cm, Right – 1,75cm, Footer – 4,6cm, межстрочный интервал (Linespacing) – 1,1, красная строка (Firstline) – 0,75cm. Для статьи, написанной на армянском языке, применяется шрифт GHEA Grapalat (размер шрифта - 10), а на русском и английском – Times New Roman (размер шрифта – 11).
2. В левом верхнем углу первого листа указывается универсальный десятичный классификатор (ՀՏԴ, УДК, UDC); строкой ниже по центру указывается название статьи – заглавными буквами, шрифт Bold, размер 10 – на арм.яз., 11 – на рус. и англ. яз., строкой ниже - инициалы (И.О.) и фамилия - строчными буквами, шрифт Bold, размер 10 – на арм.яз., 11 – на рус. и англ. яз., выравнивание по центру; строкой ниже – место работы - шрифт italic, размер 9.
3. Материал текста начинается с аннотации и представляется на том языке, на котором написана статья. Текст аннотации должен включать 200-250 слов. После аннотации пишутся ключевые слова – от 4-х до 8-слов или словосочетаний. Размер текста аннотации и ключевых слов 9 – на арм.яз., 10 – на рус. и англ. яз., словосочетание «**Ключевые слова**» - Bold, italic.
4. Рекомендуется следующий порядок изложения материала статьи: введение, в котором должны быть кратко представлены состояние вопроса, актуальность темы и цель исследования; постановка задачи и обоснование методики; результаты исследования; заключение (эти, а при необходимости, и другие разделы должны иметь соответствующие заголовки).
5. Ссылки на литературу в тексте даются в квадратных скобках. Формулы и математические выражения набираются редактором Microsoft Equation, italic, размер – 11. Формулы набираются с новой строки, выравнивание по центру. При необходимости, их нумеруют. Номер формулы располагается в конце строки, в круглых скобках.
6. Рисунки и таблицы располагаются в тексте по ходу ссылки на них. Слова «Рис.», «Таблица», а также названия рисунков и таблиц пишутся italic, размер 9 – на арм.яз., 10 – на рус. и англ. яз.
7. В конце статьи дается список литературы: размер 9 – на арм.яз., 10 – на рус. и англ. яз. Слово «**Литература**» располагается в центре строки строчными буквами, Bold. Цитируемая литература нумеруется в порядке ссылки на нее в тексте. Каждый источник представляется в следующем порядке: в случае ссылки на статью из журнала: **фамилия, инициалы И.О.** - Bold, название статьи, название журнала, место издания, год издания, том и номер издания, с какой по какую страницы занимает статья в этом журнале; в случае ссылки на книгу: **фамилия, инициалы И.О.**, название книги, место издания, название издательства, год издания, общее количество страниц.
8. После литературы представляются аннотации вместе с ключевыми словами на двух других языках. Если статья написана на армянском языке, то сначала дается аннотация на русском языке, затем на английском; если написана на русском языке – соответственно на армянском и английском, а если на английском – соответственно на армянском и русском языках. Содержание аннотаций и ключевые слова должны быть на трех языках одинаковыми.
9. Статья подписывается автором (авторами). В конце статьи ставится дата (число, месяц, год) представления статьи. Отредактированный и откорректированный вариант рукописи согласовывается с автором (авторами).
10. На отдельной странице необходимо представить следующие авторские данные: фамилия, имя, отчество; полное наименование места работы, места учебы; занимаемая должность, ученая степень и звание; номера телефонов (служебный, домашний, мобильный), адрес электронной почты.

RULES FOR PREPARATING THE MANUSCRIPTS

Proceedings of National Polytechnic University of Armenia peer-reviewed journal which publishes scientific-technical and also analytic-review papers, short communications, as well as materials about the jubilees of prominent scientists, new books, scientific conferences coorganized by the University, letters addressed to the editorial board.

The material should be presented to the editorial staff in accordance with the requirements given below.

1. The authors are requested to submit two hard copies, and also the electronic version (banber_mm@seua.am) of the manuscript by Microsoft Office Word. The volume of scientific paper is limited to 12 pages, and to 4 pages for short communications. The text should be printed on A4 sized paper. The text margins should be: Top – 5cm, Bottom – 5.1 cm, Left – 5.75 cm, Right – 1.75 cm, Footer – 4.6 cm, Line-spacing – 1.1 cm, the first line – 0.75 cm. Texts in Armenian should be printed by the GHEA Grapalat, font size 10, and the texts in Russian or English – by Times New Roman, in font size 11.

2. On the top left corner of the first page, the Universal Decimal Classifier is placed (ՀՏԴ, ՄԴԿ, UDC). The title of the article in capital letters, bold, font size 10 for texts in Armenian, and 11 – for Russian and English should be placed in the centre of the next line. The initials and the surname(s) in small letters and bold, in font size 10, for texts in Armenian, and in font size 11 for the ones in English and Russian should be lined up in the centre of the next line. In the following line, the workplace of the author(s) should be mentioned, italic, font size 9.

3. The text begins with an abstract in the language it is presented. The abstract should include 200-250 words. It ends with keywords in font size 9 for texts in Armenian, and in font size 10 for the ones in English and Russian. Only the word “Keywords” should be bold, italic. The number, of keywords or word combinations - 4-8.

4. The papers should include an introduction briefly introducing the state of the problem area, the importance of the subject and the aim of investigation, as well as sections describing the statement of the problem and selection of the methodology, the results of investigation, conclusion (other sections if necessary) with subtitles, and it should end with the list of references.

5. The references in the text should be given in square brackets. The formulae should be introduced by the Microsoft Equation Editor. They are printed from a new line in italic, font size 11 in the center of the line, and if necessary numbered at the end of the line in round brackets.

6. Figures and tables should follow their references given in the text. The words “Fig”, “Table”, the figure inscriptions and the table names should be printed in italic, in font size 9, for texts in Armenian, and in font size 10 for texts in English and Russian.

7. The text is followed by the references in font size 9 for texts in Armenian and in font size 10 for texts in English and Russian. Only the author’s initials and surname should be bold. The word “References” should be placed in the center of the line in small letters. In the list of references, each source should be enumerated according to its reference number in the text. For the periodicals the references should be introduced in the following style: **the author’s surname, initials**, title, year, numbers of the volume and the issue, page numbers, and for books – **the authors’ names**, full title, publication place, publisher, year, the total number of pages.

8. The references are followed by the abstracts in the other two languages. If the text is in Armenian, the abstracts should be first in Russian and then in English. The text in Russian should be followed first by Armenian and then by English abstracts, while the texts in English should be followed first by Armenian, then by Russian abstracts. The abstracts in all the three languages should be identical in content and keywords.

9. The manuscript should be signed by the author(s) with the indication of the submission date. The edited and proofread version of the manuscript should be agreed upon by the author(s).

10. On a separate page, the author(s) should introduce his/her/their full surname(s), name(s), patronymic(s); the full name(s) of the employment place, the educational institution; the position occupied, the scientific degree, the telephone numbers (office, home, mobile), e-mail address.

ԲԱՆԲԵՐ
ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ ԱԶԳԱՅԻՆ ՊՈԼԻՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ
ՀԱՄԱԼՍԱՐԱՆԻ

ՄԵԽԱՆԻԿԱ, ՄԵՔԵՆԱԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆ,
ՄԵՔԵՆԱՇԻՆՈՒԹՅՈՒՆ

ВЕСТНИК
НАЦИОНАЛЬНОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
АРМЕНИИ

МЕХАНИКА, МАШИНОВЕДЕНИЕ,
МАШИНОСТРОЕНИЕ

PROCEEDINGS
OF NATIONAL POLYTECHNIC UNIVERSITY
OF ARMENIA

MECHANICS, MACHINE SCIENCE,
MACHINE-BUILDING

2017

1

Հրատ. խմբագիր՝ ԺԱՆՆԱ Ս. ՍԵՅՐԱՆՅԱՆ
խմբագիրներ՝ ՀԱՍՄԻԿ Յ. ՊԵՏՐՈՍՅԱՆ
ՀԱՍՄԻԿ Զ. ՂԱԶԱՐՅԱՆ

Շապիկի ձևավորումը՝ ԷԴՈՒԱՐԴ ԿՈՒՐԴԻՆՅԱՆԻ

Ստորագրված է տպագրության՝ 11.06.2017թ.:
Թուղթը՝ «օֆսեթ»Տպագրությունը՝ դիզո, ֆորմատ՝ (70x100) 1/16:
Շարվածը՝ համակարգչային:
Տառատեսակը՝ Times New Roman, GHEA Grapalat: 8 տպ. մամ.:
Պատվեր՝ 276 Տպաքանակ՝ 120

Հայաստանի Ազգային
Պոլիտեխնիկական
Համալսարանի տպարան
Երևան, Տերյան 105,
Հեռ.՝ 520 356

Типография Национального
политехнического университета
Армении
Ереван, ул. Теряна 105,
Тел.: 520 356

Printing house of National
Polytechnic University
of Armenia
105 Teryan str. Yerevan,
Tel. 520 356