

«XIII»



ВІСНИК

Національного технічного університету «ХИІ»

Xapkir

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

Серія: Динаміка і міцність машин

№ 55 (1164) 2015

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р

Харків НТУ «ХПІ», 2015 Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Динаміка і міцність машин. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2015. – № 55 (1164). – 66 с.

Державне видання Свідоцтво Держкомітету з інформаційної політики України КВ № 5256 від 2 липня 2001 року

Мова статей – українська, російська, англійська.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ» внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого Постановою президії ВАК України від 26 травня 2010 р., № 1 – 05/4 (Бюлетень ВАК України, № 6, 2010 р., с. 3, № 20).

Координаційна рада:

Голова: Л. Л. Товажнянський, д-р техн. наук, проф.;

Секретар: К. О. Горбунов, канд. техн. наук, доц.;

А.П.Марченко, д-р техн. наук, проф.; Є.І.Сокол, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України;

Є. Є. Александров, д-р техн. наук, проф.; А. В. Бойко, д-р техн. наук, проф.;

Ф. Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.; М. Д. Годлевський, д-р техн. наук, проф.;

А. І. Грабченко, д-р техн. наук, проф.; В. Г. Данько, д-р техн. наук, проф.;

В. Д. Дмитриєнко, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. Домнін, д-р техн. наук, проф.;

В. В. Єпіфанов, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. Зайцев, канд. техн. наук, проф.;

П. О. Качанов, д-р техн. наук, проф.; В. Б. Клепіков, д-р техн. наук, проф.;

В. І. Кравченко, д-р техн. наук, проф.; Г. В. Лісачук, д-р техн. наук, проф.;

О. К. Морачковський, д-р техн. наук, проф.; В. І. Ніколаєнко, канд. іст. наук, проф.;

П. Г. Перерва, д-р екон. наук, проф.; В. А. Пуляєв, д-р техн. наук, проф.;

М. І. Рищенко, д-р техн. наук, проф.; В. Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.;

Г. М. Сучков, д-р техн. наук, проф.; Ю. В. Тимофієв, д-р техн. наук, проф.;

М. А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії:

Відповідальний редактор: О. К. Морачковський, д-р техн. наук, проф.

Відповідальний секретар: А. Г. Андрєєв, канд. техн. наук, доц.

К. В. Аврамов, д-р техн. наук, проф.; С. С. Александров, д-р техн. наук, проф.;

Д. В. Бреславський, д-р техн. наук, проф.; Ю. С. Воробйов, д-р техн. наук, проф.;

А. П. Зиньковський, д-р техн. наук, проф.; Л. В. Курпа, д-р техн. наук, проф.;

Г. І. Львов, д-р техн. наук, проф.; Ю. В. Міхлін, д-р фіз.-мат. наук, проф.;

М. А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.; Ю. М. Шевченко, академік НАНУ, д-р техн. наук, проф.

У 2013 р. Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Динаміка і міцність машин», включений у довідник періодичних видань бази даних Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA).

У 2014 р. Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Динаміка і міцність машин», включений у індекс **Копернікус**; індекс ICV (Index Copernicus Value): 63.25, режим доступу: http://journals.indexcopernicus.com/+++++++++,p24783013,3.html

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ». Протокол № 9 від 30 жовтня 2015 р.

ISSN 2078-9130

Д. В. БРЕСЛАВСЬКИЙ

ОЛЕГ КОСТЯНТИНОВИЧ МОРАЧКОВСЬКИЙ - ВИДАТНИЙ ВЧЕНИЙ - МЕХАНІК (ДО 70-РІЧЧЯ З ДНЯ НАРОДЖЕННЯ)

У статті міститься нарис про видатного вченого – механіка, доктора технічних наук, професора Олега Костянтиновича Морачковського. Наведено коротку біографію вченого, описано основні навчальні курси, розроблені ним для студентів на кафедрах динаміки та міцності машин й теоретичної механіки. Надано коротке викладення основних наукових результатів, що їх отримано О.К. Морачковським у різних розділах механіки: теорії повзучості, континуальній механіці пошкоджуваності, теорії пластин та оболонок. Наведено приклади виконаних прикладних досліджень динаміки та міцності машин і конструкцій.

Ключові слова: біографічний нарис, повзучість, пошкоджуваність, анізотропія, радіаційні ефекти, оболонки, теоретична механіка, кінематика і динаміка машин.



Історія та сьогодення інженерно-фізичного факультету є багатими на талановитих педагогів, видатних вчених, організаторів науки та освіти. Серед них виділяється постать професора Олега Костянтиновича Морачковського, який поєднує у собі всі ці якості разом з безмежною кількістю інших. Увесь творчий та професійний шлях Олега Костянтиновича, з часу вступу на перший курс, пов'язаний з Харківським політехнічним інститутом, та за ці десятиріччя його допомогу та підтримку відчула величезна кількість колег. 70-річний ювілей – це привід написати про цю видатну людину, яка є надзвичайно скромною у професійному та особистому житті. Зважаючи на це, сподіваємось, що багатьом викладачам, науковцям та студентам нашого університету, життя яких проходило чи йде поряд з видатним вченим, автором багатьох наукових монографій та навчальних посібників [1-20], професором Морачковським, буде цікавим та корисним цей нарис.

Олег Костянтинович Морачковський народився 11 січня 1946 року у родині військовослужбовця, учасника тільки-но закінченої 2-ї світовій війни. У паспорті вказано місце народження – Ніколаєвск-на-Амуре, але насправді майбутній вчений та педагог з'явився на світ на одному з Шантарських островів – архіпелагу в Охотському морі, де проходив службу його батько.

Після життя по гарнізонах, родина оселяється у

Донецьку, де Олег Морачковський закінчує середню школу. Під час навчання юнак виказав неабиякі здібності до математики та фізики, що й визначило його майбутню долю. Він, як і багато його однолітків в ті часи, серйозно цікавиться літературою, зокрема поезією. Іншим його захопленням є образотворче мистецтво: всі, хто бачили малюнки О.К. Морачковського, відзначають його обдарованість та неабиякий смак.

Після закінчення середньої школи в 1964 році Олег Морачковський приїздить до Харкова, блискуче складає вступні іспити та стає студентом інженернофізичного факультету Харківського політехнічного інституту. Він обирає спеціальність «динаміка та міцність машин».

Вибір факультету та напрямку в освіті закладають основу професійного становлення фахівця. Інженерно-фізичний факультет в ті роки був одним з найпопулярніших не тільки в ХПІ, а й в цілому у місті, був широко відомий в усіх наукових центрах колишнього Радянського Союзу. Поширене у той час захоплення фізико-математичними, технічними спеціальними обумовило величезні, до десятків абітурієнтів на місце, конкурси у виші. Завдяки цьому у групах збиралась найкраща молодь, налаштована на отримання знань. До професорсько-викладацького складу факультету тих часів входили такі всесвітньо відомі вчені, як академіки А.П. Філіппов, В.Л. Рвачов, професори І.М. Бабаков, А.В. Бурлаков, Н.І. Ахієзер, І.М. Глазман, Є.Г. Голоскоков та багато інших. Практично всі вони були вчителями студента Морачковського. Такі їхні якості, як професіоналізм, скромність, вибагливість до себе, чесність та щирість, що були основою спілкування викладачів та студентів з часів «фізмеху», стали взірцем для О.К. Морачковського. Всі, хто спілкується з ним, знають, наскільки високо він оцінює роль наставників у своєму житті, наскільки вагомим був їхній вплив на молоду людину. Свою повагу до своїх вчителів, викладачів старого інфізу, професор Морачковський виразив, підготувавши та видавши монографію «ИНФИЗ: Очерки истории творчества» [8], присвячену 75-річчю створення факультету.

З перших курсів навчання студент Морачковський глибоко цікавиться вищою математикою. Впродовж навчання в XIII він також додатково відвідує лекції на механіко-математичному факультеті Харківського університету. Глибокі знання, отримані у цей час, були покладені в основу всіх його наукових праць, а зацікавленість у строгих та точних формулюваннях й красоті наукових формул надали їм неповторного колориту.

На старших курсах починається співпраця О.К. Морачковського з його науковим керівником, професором кафедри динаміки та міцності машин, учнем академіка А.П. Філіппова, О.В. Бурлаковим – видатним вченим-механіком, який спеціалізувався у напрямку повзучості та пластичності тонкостінних елементів конструкцій. Олексій Васильович Бурлаков був також чудовим викладачем, який збирав навколо себе здібну молодь, талановитим науковцем-письменником, який вперше в колишньому Радянському Союзі написав та видав у 1968 році підручник для студентів «Основы теории пластичности и ползучести».

Дослідження, що їх проводив студент Морачковський в науковій групі професора Бурлакова, завершились у 1970 році відмінним захистом дипломної роботи, присвяченої повзучості оболонок, виготовлених з двох шарів. Блискуче освіченого випускника залишають для роботи на кафедрі динаміки та міцності машин. Працюючи асистентом, починає дослідження за темою кандидатської дисертації, науковим керівником стає О.В. Бурлаков.

Після захисту кандидатської дисертації [21] у 1973 році О.К. Морачковський приступає до роботи викладача кафедри динаміки та міцності машин: обіймає посади асистента та доцента. Паралельно він продовжує наукову роботу, готуючи докторську дисертацію. До цього ж періоду відноситься робота Олега Костянтиновича вченим секретарем спеціалізованої ради з захисту кандидатських та докторських дисертацій. Ці ради були створені у середині 70х років, та вся початкова науково-організаційна робота лягла на плечі молодого науковця.

У 1979-1980 рр. доцента Морачковського відряджено на річне наукове стажування до університетів Великої Британії. Він працює в університетах Лондона (Imperial College) та Единбурга (University of Edinburgh), збагачуючи свій досвід роботи у механіці деформівного твердого тіла.

У 1985 році О.К. Морачковський захищає докторську дисертацію [22], у 1989 – отримує вчене звання професора за кафедрою динаміки та міцності машин. Він працює на посаді професора цієї кафедри до серпня 1995 року. Тодішній ректор вже Харківського державного політехнічного університету Ю.Т. Костенко запрошує його очолити кафедру теоретичної механіки інженерно-фізичного факультету. На посаді завідувача цієї кафедри Олег Костянтинович працює вже двадцять років.

Науково-педагогічні здобутки професора Морачковського широко відзначено: його обрано академіком Академії Вищої освіти України, він удостоєний стипендії ім. академіка Проскури, що присуджується Харківською обласною державною адміністрацією за успіхи у галузі технічних наук, є переможцем обласного конкурсу «Вища школа Харківщини - кращі імена» в номінації «Завідувач кафедри». Його наукові результати відомі світовому загалу науковців, свідоцтвом чого є обрання Олега Костянтиновича членом Нью-Йоркської академії наук, публікація статті про нього у світовому щорічному альманасі «Marquis. Who is Who in the World», в якому відзначають кращих фахівців планети. Наукова стаття у провідному журналі «Journal of Strain Analysis for Engineering Design» визнана кращою за 2000 рік та нагороджена престижною премією СЕGВ (Велика Британія).

З перших років викладацької праці О.К. Морачковський користується авторитетом та повагою серед студентів: компетентність, професіоналізм науковця вищого ґатунку та талант лектора поряд з найкращими людськими якостями завжди приводять його на перші позиції в студентських оцінюваннях.

Ті навчальні курси, що їх розробив та читав викладач інфізу О.К. Морачковський, важко перелічити у такому короткому нарисі. Для студентів спеціальності «динаміка та міцність машин» він вперше в Радянському Союзі розробив курс конструктивної міцності. Від свого вчителя професора О.В. Бурлакова він спільно з професором Г.І. Львовим отримав та викладав курси теорії пружності й теорії пластичності та повзучості. Свій досвід багаторічної роботи зі студентами та наукові розробки О.К. Морачковський втілив в посібник для студентів «Тензорні основи теорії пружності»[4,5], який з успіхом використовувався не тільки в викладацькій, але й в науковій роботі в багатьох вишах нашої країни. Багато курсів було створено та викладалось в 70-80 роки минулого сторіччя для студентів інженерних спеціальностей енергомашинобудівного факультету, факультету транспортного машинобудування та інших. Це такі курси, як «Прикладна теорія пружності», «Теорія надійності» тощо.

3 1995 року, коли професор Морачковський очолив кафедру теоретичної механіки, він переробив та відновив курси теоретичної та аналітичної механіки для студентів спеціальності «Динаміка та міцність», розробив основи методичного забезпечення для викладання теоретичної механіки на всіх факультетах університету [7,9,12-19], вперше в Україні зі своїми співробітниками створив дистанційний курс теоретичної механіки, який спирається на унікальний комп'ютерний практикум, що виконується за допомогою спеціалізованого програмного засобу «Кінематика і динаміка машин» (КІДИМ). Особливості викладання теоретичної механіки, новітні наукові розробки обговорюються на Харківському міському семінарі викладачів кафедр теоретичної механіки, яким О.К. Морачковський керує вже двадцять років.

Після створення на інженерно-фізичному факультеті в 2003 р. нового напрямку фундаментальної механічної підготовки – відкриття спеціальності «гідроаеродинаміка», що пізніше одержала назву «механіка суцільних середовищ», професором Морачковським розроблено принципово новий курс теорії пружності, який відбивав особливості дисципліни, потрібні майбутнім фахівцям з механіки рідини та газу.

Від своїх талановитих вчителів О.К. Морачковський у спадок отримав любов та шану до інфізівської системи освіти. З перших років своєї викладацької праці він залучав студентів спеціальності «динаміка та міцність машин» до наукової роботи, своєю відданістю науці запалював в багатьох з них такий самий вогонь жадоби до знань та винайдення наукової істини, що й горить в ньому самому протягом всіх цих років. Багато з його студентів стали відомими вченими, виконали кандидатські та докторські дисертації під його офіційним, а частіше неофіційним, керівництвом чи консультуванням. Для багатьох випускників запропонована тема курсової чи дипломної роботи, в якій Олег Костянтинович побачив перспективи наукової новизни, стала основою подальшого шляху в науці. Багато в чому зусиллями молодого доцента на кафедрі динаміки та міцності машин було створено традиції захисту курсових робіт як наукових праць – з науковою доповіддю, запитаннями присутніх вчених та самих студентів, з дискусією, в якої після захисту обговорювались переваги та недоліки роботи, запропоновувались шляхи її подальшого розвитку.

Професор Морачковський любить працювати зі студентами та аспірантами, працювати індивідуально, віддаючи навчанню молодої людини весь свій час та сили, та вони віддячують йому глибокою шаною та подякою. Олег Костянтинович за весь довгий час своєї роботи в університеті створив декілька наукових груп, зорганізувавши їхню роботу за принципами «фізмеху – інфізу», а саме – поєднання наукової творчості та освіти, спільної роботи над проблемою досвідчених та молодих вчених тощо. Саме в цих групах почали свій науковий шлях багато вчених – учнів Олега Костянтиновича, про результати їхньої спільної наукової діяльності йдеться у подальшому.

Взагалі є практично неможливим знайти в нашому політехнічному інституті, а скоріш за все і в великому університетському місті Харкові, другого такого вченого, неоцінена допомога та корисні поради якого великій кількості науковців, в тому числі й автору цього нарису, внесли вирішальний вклад у їхнє становлення як вчених. Поради та консультації, теоретичні роз'яснення та практичні рекомендації - все це надавалось Олегом Костянтиновичем всім, хто оточував його в науковій роботі та нерозривній з нею викладацькій діяльності. Особливий, а у більшості випадків й вирішальний внесок майстра наукової творчості завжди робився професором Морачковським при доведенні текстів наукових робіт, насамперед дисертацій. Це стосується як робіт його учнів, так і багатьох вчених, що працювали поряд з ним та звертались за допомогою... Багато з них числять О.К. Морачковського в своїх вчителях.

Життя вченого – це його наукова робота, його наукові здобутки, сподівання та розчарування в нових ідеях та підходах. На щастя, талант О.К. Морачковського, його наукове передбачення, колосальна працездатність та професіональна ерудиція не часто надавали привидів для припинення роботи над різноманітними проблемами механіки, а навпаки - приносили закономірний успіх та плідні результати. У цій частині нарису запрошуємо читача лише торкнутись (за браком місця для повного викладення) основних етапів наукової праці професора Морачковського. У списку літератури надано його основні наукові монографії [1-3,6,8,10,20], а серед чотирьох сотень наукових публікацій вибрано лише основні, широко відомі світовому науковому загалу [23-50].

Як вже йшлося вище, ще студентом Олег Морачковський розпочав наукову роботу зі своїм керівником - професором О.В. Бурлаковим, який зорієнтував молодого дослідника на дуже популярний в 60-ті роки двадцятого сторіччя розділ механіки – теорію пластин та оболонок. Цей розділ механіки є одним з самих складних та потребує особливих здібностей дослідника як в механіці – для отримання не переобтяжених зайвими членами рівнянь, так й в математиці, насамперед в диференціальній геометрії. Всіма цими розділами О. Морачковський оволодів ще у студентські роки. До того ж його напрямком роботи були фізично нелінійні задачі теорії повзучості, які вносять нову серію труднощів у розв'язання. У студентські ж роки почалась робота з ЕОМ - тоді ще дуже слабких, як на теперішній погляд, та дуже складних та ненадійних в роботі. Свою майстерність у програмуванні, створенні алгоритмів та чисельних методів, а потім й у нових інформаційних технологіях, О.К. Морачковський почав відточувати в ці роки та продовжує все своє життя.

Прийшовши працювати на кафедру динаміки та міцності машин до наукової групи професора О.В. Бурлакова, молодий науковець почав створювати свій стиль роботи, який можна назвати служінням науці. Свою працездатність та цілеспрямованість він поєднує з талантом вченого-механіка, кваліфікованого фахівця в математичних методах та експериментальних дослідженнях. Як тему кандидатського дисертаційного дослідження, О. Морачковським спільно зі своїм науковим керівником було обрано повзучість поширених елементів конструкцій – кілець, дисків, що обертаються, пластин та оболонок, які виготовлені з матеріалів з анізотропією властивостей різної природи початкової, деформаційної тощо. Теоретичні розробки, виконані здобувачем, було реалізовано у вигляді алгоритмів та програм до ЕОМ, перевірено шляхом порівняння з особистими експериментальними даними для кілець та тонких оболонок при простому та складному навантаженні. Роботу було завершено за три роки – цей результат для часів, коли звичайним було те, що переважна більшість аспірантів багато років не могли завершити свої дисертації, був блискучим. Такою ж була й сама робота [21].

У ці часи сформувалась основні ідеї, покладені О.К. Морачковським в основу своєї наукової теорії, присвяченої опису деформування та руйнування елементів конструкцій в умовах повзучості їхнього матеріалу. Він плідно продовжує працювати з професором Бурлаковим, вони спільно, маючи третім співавтором Г.І. Львова, видають дві монографії «Ползучесть тонких оболочек»[1] и «Длительная прочность оболочек»[2]. В цих книгах практично вперше в Радянському Союзі було надано прикладні методи розрахунку напружено-деформованого стану в тонкостінних оболонках обертання при повзучості їхнього матеріалу. Нові на той час підходи в описі пошкоджуваності при повзучості, що розвинули класичну теорію Ю.М. Работнова–Л.М. Качанова, зусиллями О.К. Морачковського знайшли своє впровадження у механіці оболонок [2].

В 70-80-і роки двадцятого сторіччя доцент Морачковський плідно співпрацює з А.Н. Підгорним, випускником інфізу, що довгий час працював на факультеті, доктором технічних наук, член-кореспондентом (згодом академіком) Академії наук України, директором Інституту проблем машинобудування. Анатолій Миколайович теж був фахівцем в теорії повзучості, вони з Олегом Костянтиновичем підготували декілька статей у провідних наукових журналах. За ініціативи О.К. Морачковського під загальним керівництвом А.Н. Підгорного зі вчених ХПІ та ІПМашу (до речі, вісі вони були випускниками спеціальності «динаміка та міцність машин») було створено творчий колектив з підготовки фундаментальної монографії «Ползучесть элементов элементов машиностроительных конструкций» [3]. Вона вийшла друком у 1984 р. В цій книзі було надано методи розв'язання та алгоритми розрахунку двовимірних задач теорії повзучості, що на той час було на рівні найкращих світових досягнень.

На відміну від робіт багатьох авторів книг зі складних нелінійних питань механіки, що видаються в той час в СРСР та в світі, та в яких увагу переважно приділялось теоретичним питанням без конкретизації методів розв'язання задач, в книгах та статтях О.К. Морачковського в той час ним було вироблено свій стиль викладення матеріалу: від строгих тензорних рівнянь та математичних моделей з застосуванням функціонального аналізу через чіткі формулювання алгоритмів до їхньої програмної реалізації. До того в багатьох випадках додавались ще експериментальні перевірки – не тільки при простому, але й при складному напруженому стані на конструктивних моделях. Такий підхід є єдино вірним в нелінійній механіці, але він потребує як неабияких здібностей автора, так й колосальних обсягів праці та часу. Все це завжди приносилось Олегом Костянтиновичем на вівтар науки.

Річне відрядження до університетів Великої Британії у 1979-1980рр. надало нового імпульсу науковій творчості О.К. Морачковського. В спілкуванні зі вченими світового класу ним було вирішено низку важливих наукових питань, що стояли на той час в теорії повзучості та пошкоджуваності стосовно конструкцій, виготовлених з матеріалів з неізотропними властивостями. З відрядження він привіз багато статей з першокласних наукових журналів, а ще більше – нових ідей та підходів.

По поверненні, працюючи доцентом кафедри динаміки та міцності машин, О.К. Морачковський починає оформлення своїх наукових результатів у вигляді докторської дисертації. В ній він продовжує свою роботу над теоретичним описом високотемпературної поведінки конструктивних елементів, виготовлених з матеріалів з анізотропією та різним опором розтягустисканню. В роботі надано строгі математичні постановки задач, створені рівняння стану, які застосовано в розрахунках пластин, оболонкових конструкцій, товстих циліндрів тощо. Великий обсяг проведених експериментальних досліджень для двох найбільш розповсюджених матеріалах - дюралюмінію Д16АТ та титанового сплаву ВТ1-0, надав можливість підтвердити результати розрахунків за створеними в роботі методами та алгоритмами.

Дисертацію було блискуче захищено в листопаді 1985 р. В виступах опонентів, відомих в країні та світі вчених в галузі теорії повзучості М.М. Малініна та О.В. Сосніна, фахівця в царині теорії оболонок та пластин, декана інженерно-фізичного факультету Є.Г. Голоскокова підкреслювались колосальний обсяг нових наукових результатів здобувача, їхнє значення для розв'язання важливої наукової проблеми – повзучості та руйнування конструкцій з анізотропних матеріалів.

Кожний справжній вчений, що довго працює в науці, має різноманітні наукові інтереси, але практично в кожного є своя найулюбленіша область. Такою для професора Морачковського є механіка анізотропних матеріалів. До неї він повернувся у середині 90х років. У цей час ним було створено нову, дуже оригінальну теорію повзучості та пов'язаної з нею пошкоджуваності анізотропних матеріалів, базовану на тензорному представленні міри пошкоджуваності. В роботі Олег Костянтинович спирався як на новітні підходи Мураками, Беттена та інших видатних вчених світового класу, так й застосував свої оригінальні ідеї. Реалізацію методу розрахунку при плоскому напруженому стані виконано в кандидатській роботі аспіранта М.О. Пасинка (2000 р.) В подальшому теорію застосовано та розвинуто в різних публікаціях, в тому числі й аспіранта О.К. Морачковського І.Г. Львова для зварних з'єднань, розповсюджено на випадок циклічних навантажень в спільній роботі з Д.В. Бреславським та В.О. Метельовим [23].

Наприкінці 70х – початку 80х років минулого сторіччя сформувалась перша наукова група О.К. Морачковського. До неї вийшли випускники спеціальності ДММ О.О. Золочевський та І.І. Майборода, які почали роботу з Олегом Костянтиновичем ще студентами. Молоді співробітники професора О.В. Бурлакова В.М. Конкін та С.М. Школьний після передчасної смерті їхнього керівника на початку 1981 р. також звернулися до О.К. Морачковського та почали роботу з ним. З 1984 року в групі працює й автор цих строк.

Як свідок та безпосередній учасник роботи групи, можу засвідчити, що такої уваги до наукової роботи своїх співробітників, щирої допомоги наукового керівника мені не доводилось ніде зустрічати в подальшому. О.К. Морачковський створив унікальну творчу атмосферу, атмосферу дружнього співробітництва, в якій було цікаво працювати, не зважаючи на вельми ущільнений графік робіт: одночасно виконувались теоретичні, розрахункові, з застосуванням великих ЕОМ, та експериментальні роботи.

Цей час, 80 роки минулого сторіччя, був насиченим інтенсивною науковою роботою, що закономірно приносила свої результати. Протягом цього періоду під керівництвом О.К. Морачковського виконано та захищено кандидатські дисертації О.О. Золочевського (1982), В.М. Конкіна (1984), С.М. Школьного (1988) та Д.В. Бреславського (1989). В перших трьох роботах було розвинуто створений на той час їхнім керівником доробок в царині повзучості тонкостінних конструкцій. О.О. Золочевським вивчались складені оболонкові конструкції, що виготовлені з матеріалів з різним опором повзучості при різним видах навантаження, С.М. Школьним – в умовах радіаційного опромінювання. Роботу В.М. Конкіна було присвячено розрахунковому та експериментальному дослідженню повзучості пластин.

Група О.К. Морачковського інтенсивно проводить експерименти з повзучості та руйнування матеріалів й пластин та оболонок. Розроблені О.К. Морачковським методики досліджень реалізують його учні, аспірант В.М. Конкін очолює цю роботу. Багато зусиль та часу було витрачено О.К. Морачковським, В.М. Конкіним та іншими співробітниками для створення в лабораторії кафедри ДММ унікального експериментального комплексу для досліджень пластин та оболонок.

Експериментальне дослідження повзучості, а тим більше пов'язаного з нею руйнування, – довготривалий процес. Навіть для короткотермінових досліджень одного зразку, наприклад на базі 100 годин, було необхідним безперервне багатодобове чергування усіх членів групи. А таких зразків було досліджено багато десятків! Цього часу проведено дослідження повзучості дюралевих пластин та титанових оболонок. Протягом 1985-1986 рр. проводився унікальний багатомісячний цикл експериментів з довготривалого навантаження складених титанових оболонок. Отримані результати було використано в захищених дисертаціях О.К. Морачковського та його учнів.

Наприкінці 70-х років починається співпраця О.К. Морачковського та його наукової групи з Харківським фізико-технічним інститутом (ХФТІ) НАН України. Інтенсивна робота, що проводилась в інституті в напрямку створення та проектування нової техніки, призвела до виникнення багатьох проблем, які не можливо було вирішити без застосування кращих методів механіки деформівного твердого тіла. Керівництво інституту звернулось до О.К. Морачковського з проханням провести необхідні теоретичні дослідження та чисельні розрахунки.

Першим об'єктом були складні оболонкові конструкції перспективної установки термоядерного синтезу ТОКАМАК. Отримані О.К. Морачковським та його співробітниками О.О. Золочевським та В.М. Конкіним результати розрахунків були покладені в основу створюваного проекту.

роботи Велику частину було виконано О.К. Морачковським та його групою в 80і роки при проектуванні елементів активної зони ядерних реакторів, в тому числі й нових, що охолоджуються газом. В інтенсивній співпраці зі вченими ХФТІ – академіком В.Ф. Зеленським, А.Г. Лавруком, О.В. Бірюковим та іншими, було розроблено теоретичні основи, методи та програми для розрахунку напружено-деформованого стану та прогнозування руйнування твелів (О.К. Морачковський та Д.В. Бреславський) й тепловиділяючих збірок (О.К. Морачковський та

С.М. Школьний) в умовах спільної дії силових, температурних та радіаційних полів. Група О.К. Морачковського – єдиний на Україні науковий колектив, в якому було створено теоретичні засади та комплексні чисельні методи для подібних розрахунків.

Багато дуже елегантних, ефективних аналітичних методів розв'язку створено професором Морачковським для розв'язання задач термопружності пластин та оболонок, які входили як елементи в різні конструкції, що їх проектувала в ХФТІ група під керівництвом О.В. Бірюкова. На жаль, результати цієї роботи більшою мірою залишились в наукових звітах та є недоступними широкому науковому загалу.

В середині 80х років ХФТІ приступає до проектування кріогенних газових компресорів (газостатів)– принципово нового типу обладнання, що характеризується великими змінами температур та тисків. О.К. Морачковським було розроблено методики розрахунків, а програмне забезпечення для них - його аспірантом Д.В. Бреславським.

В кризисні 90-і роки ХФТІ починає роботу з розробки методик для проектування обладнання для довготривалого зберігання відпрацьованого ядерного палива. Група професора Морачковського підключається до цієї роботи. По-перше, продовжено виконання розрахунків газостатів для пресування відходів. Подруге, студентом-дипломником О.К. Морачковського, а невдовзі й аспірантом Харківської академії міського господарства О.О. Чуприніним за допомогою розроблених ним програмних засобів проведено моделювання поведінки запресованих збірок при транспортування та при довготривалому зберіганні. Вже у 2000 роках докторантом кафедри теоретичної механіки Ю.М. Андреєвим виконано цикл розрахунків з метою аналізу можливості руйнування збірок при ударному навантаженні.

Продовжується робота з ХФТІ й у теперішній час: спільно зі вченими інституту проектується нове устаткування, проводяться розрахунки з встановлення остаточного ресурсу конструктивних елементів.

В 80х та на початку 90х років професор Морачковський спільно зі своїми співробітниками працює з багатьма підприємствами – в рамках господарських договорів, договорів про співробітництво тощо. Науковою групою виконано розрахунки для заводів ФЕД, «Світло шахтаря», науково-дослідних та проектних інститутів України та Росії тощо. Серед цих робіт виділяються дві.

З середини 80х років кафедрою динаміки та міцності машин було укладено договір з НВО «Молния» (м. Москва), спрямований на проведення комплексних розрахунків та експериментальних робіт з встановлення динамічних та міцністних характеристик конструктивних елементів космічного корабля багаторазового використання «Буран». О.К. Морачковський створює метод для аналізу міцності керамічних плиток обшивки цього космічного апарату, разом з В.М. Конкіним проводить необхідні розрахунки.

На початку 1990 року було укладено великий комплексний господарський договір між XIII та Державним інститутом з проектування коксових батарей («ГІПРОКОКС», м. Харків). До того часу при проектуванні коксових батарей не використовувались досягнення механіки та чисельних методів, розрахунки виконувались за дуже спрощеними моделями. Це почало призводити до руйнувань простінків батарей, та, внаслідок цього, до великих матеріальних втрат. Керівництво ГІПРОКОКСУ звернулось з проханням про створення розрахункових методик для аналізу довготривалої міцності простінків, аналізу динамічних напружень при завантаженні та інших. Після аналізу проблем, що їх було виконано професором Морачковським, ним було запропоноване комплексне рішення проблеми: замість окремих розрахунків створити першу на той час систему CAD/CAE (САПР з системою інженерних розрахунків) систему для коксової промисловості, яка б разом з розрахунками міцності, динаміки та довговічності виконувала автоматизоване створення конструкторської документації для нових проектів коксових печей. При цьому все програмне забезпечення було вирішено створювати для ІВМсумісних персональних комп'ютерів, які тільки-но почали заявлятись в інституті.

До роботи під науковим керівництвом О.К. Морачковського стає велика група науковців інженерно-фізичного факультету, насамперед кафедр динаміки та міцності машин й опору матеріалів: кандидати технічних наук В.І. Лавінський, З.П. Ситенко, А.І. Стрельченко та інші. Роботи зі створення повного циклу програмного забезпечення було доручено очолити к.т.н. Д.В. Бреславському.

В ході робіт О.К. Морачковським було створено рівняння стану для вогнетривких матеріалів та новий метод аналізу міцності простінків, програмне забезпечення для якого розробив його аспірант К.В. Науменко; метод динамічного аналізу простінку при русі по ньому завантажувального транспорту; метод розрахунку й проектування анкеражу та багато інших.

Наприкінці 1991 року автоматизовану систему, яка отримала назву «ПЕРІАНК», було успішно здано в експлуатацію в інститут «ГШРОКОКС». Протягом 1992-1993 року О.К. Морачковським, Д.В. Бреславським та К.В. Науменко було створено два нових програмних комплекси автоматизованих розрахунків – «АРМОС» для розрахунків міцності простінків, та «АСПАК» - міцності фундаментів.

Велика робота з практичної допомоги підприємствам не заважала, навпаки – допомагала Олегу Костянтиновичу інтенсивно займатись науковою роботою. В 80-х на початку 90х років продовжується його спільна робота з О.О. Золочевським у напрямку створення рівнянь стану та методів розрахунку тонкостінних елементів конструкцій, що виконані з матеріалів з різним опором при різних видах навантаження. Плідну роботу було завершено підготовленою монографією. На жаль, у зв'язку з економічною кризою тих років, її впливом на фінансовий стан вищої освіти, цю роботу не було надруковано.

При навчанні в аспірантурі, у 1987 році аспірант професора Морачковського, автор цих стрічок, запропонував провести дослідження з визначення впливу періодичних динамічних навантажень на повзучість металевих матеріалів та виготовлених з них елементів конструкцій. Олег Костянтинович підтримав цю ідею. Згодом був підготовлений план роботи, що включав розробку рівнянь стану, створення методів та програм розрахунку, проведення експериментальних досліджень.

В середині 1989 р. роботу було завершено: було створено фундамент теорії динамічної повзучості елементів конструкцій, причому вирішальну роль у створенні методу розрахунку відіграли поради та розробки професора Морачковського. Запропоноване рівняння стану було підтверджено експериментами на зразках з технічного чистого алюмінію, а метод розрахунків тестувався на порівнянні з експериментальними даними з повзучості тіла обертання складної геометрії.

О.К. Морачковський піддав ретельному аналізу результати роботи Д.В. Бреславського, дані, опубліковані до того часу у науковій літературі. Широка наукова ерудиція дозволила йому знайти ефективний розв'язок теоретичної проблеми та залучити до математичного опису повзучості при вимушених коливаннях асимптотичні методи. 1992 р. О.К. Морачковський публікує статтю у журналі «Прикладна механіка» [42], в якій надає загальну математичну постановку задачі та створює метод розрахунку повзучості тіл при дії швидко осцилюючих полів навантаження. Застосування методу багатьох масштабів з осередненням на періоді циклічного навантаження дозволило отримати елегантний розв'язок задачі, в якому проблему повзучості при вимушених коливаннях було зведено до розв'язання еквівалентної статичної з спеціальними рівняннями стану.

Роботу у галузі створення теоретичних основ розрахунку елементів конструкцій при спільній дії статичних та циклічних навантажень О.К. Морачковський та Д.В. Бреславський продовжили з початку 90х років. В цей час з молодих випускників кафедри динаміки та міцності машин професор Морачковський створює нову наукову групу. Дослідження проводяться у напрямку повзучості та пов'язаного з нею прихованого руйнування у тонкостінних конструкціях при циклічних навантаженнях. Комплексна програма включає теоретичні проробки, створення розрахункових пакетів на базі методу скінченних елементів та експериментальні дослідження циклічно навантажених зразків, тонких пластин різної геометрії при згині, пластин з надрізами при розтягу.

Олег Костянтинович керує роботою свої аспірантів та докторанта Бреславського, і це, як завжди, забезпечує успіх робіт. Протягом 1996-1999 рр. його аспірантами захищено кандидатські дисертації, в яких розглядаються різні питання динамічної повзучості конструкцій: Г.О. Аніщенко (повзучість при плоскому напруженому стані), В.М. Бурлаєнко (повзучість тонких пластин), С.О. Шипулін (повзучість оболонок обертання). 2000 р. Д.В. Бреславський захищає докторську роботу, в якій розглянуто повзучість та руйнування внаслідок повзучості та багатоциклової втоми при циклічних навантаженнях. Десятирічна робота О.К. Морачковського та його учнів завершилась створенням трьох скінченоелементих програм розв'язання двовимірних задач теорії повзучості, пластин та оболонок обертання. Підсумок багаторічної роботи у напрямку створення теорії динамічної та циклічної повзучості матеріалів та елементів конструкцій було надано у наукових доповідях Д.В. Бреславського та О.К. Морачковського, зроблених на світових наукових конференціях у Белграді (2012р.) та Монреалі (2013 р.) та опубліковано у роботі [24].

На початку 2000х років аспіранти професора Морачковського розвивають створений ним теоретичний доробок, успішно захищають дисертації: М.В. Мельтюхов (повзучість стрижнів), О.О. Замула (повзучість оболонок з застосуванням теорії зсуву) та В.М. Соболь (розрахунки повзучості осесиметричних елементів конструкцій варіаційно-структурним методом академіка Рвачова (RFM)). Далі спільні роботи наукової групи продовжують аспіранти Д.В. Бреславського. Розв'язуються задачі повзучості оболонок обертання при спільній дії циклічних навантажень з великими та малими періодами (О.А. Татарінова), повзучості при спільній дії температурних та силових полів, що циклічно змінюються (Ю.М. Коритко). Розвитком цього напрямку стала експериментально-розрахункова робота І.В. Наумова, присвячена деформуванню та руйнуванню тонких пластин при повторному ударному навантаженні.

З 70-х років минулого сторіччя встановлене та успішно розвивається до цього часу співробітництво кафедри динаміки та міцності машин з кафедрою технічної механіки Магдебурзького університету ім. Отто фон Гьоріке. В рамках творчої співдружності О.К. Морачковський, як і інші викладачі обох кафедр, неодноразово відвідував університет-партнер. Творчі стосунки продовжились й з університетом ім. Мартіна Лютера у м. Галле, де у середині 90х років кафедру технічної механіки очолив професор Хольм Альтенбах. Під час його візиту до Харкова було розроблено план співробітництва з кафедрою теоретичної механіки, яку очолив професор Морачковський, у напрямку теорії повзучості та механіки композитів. У роботі прийняли участь К.В. Науменко, колишній аспірант О.К. Морачковського, який на цей час захистив дисертацію у ФРН та працював з професором Альтенбахом, старший науковий співробітник Д.В. Бреславський, аспіранти обох кафедр. За запрошенням німецької сторони професор Морачковський протягом 1997-1999 р.р. проводив щорічну двохмісячну роботу в університеті Галле-Віттенберг.

В результаті цієї співпраці були створені та верифіковані нові рівняння стану та методи розрахунку. Спільні наукові результати було надруковано у провідних світових журналах. Робота професора Морачковського, підготована у співавторстві з Х. Альтенбахом, Д. Бреславським і К. Науменко [36], присвячена повзучості та пошкоджуваності в тонких циклічно навантажених оболонках, надрукована у «Journal of Strain Analysis», була визнана найкращою публікацію 2000 року та нагороджена у Великій Британії премією СЕGВ.

В ці роки тривала співпраця Олега Костянтиновича з аспірантами та науковцями кафедри технічної механіки університету Халле-Віттенберг. Було підготовлено та захищено дисертацію А.І. Сичова, який пройшов спільну підготовку в аспірантурі двох кафедр. Ця роботу містила розвиток методу розрахунку повзучості складених тонких оболонок обертання. У спільній статті з Х. Альтенбахом та В. Кушневським [37] професор Морачковський розробив ефективний метод розв'язання задач механіки композитів, в статті [35] – виклав розроблений разом з Г. Коларовим ефективний алгоритм імплементації підпрограми розрахунку пошкоджуваності при повзучості в універсальний скінченоелементний пакет ANSYS.

В 90 – 2000і роки доцентом кафедри опору матеріалів В.І. Лавинським, в якого професор Морачковський був консультантом по докторській дисертації, виконувалась комплексна робота з розробки методу формування деталей з листових матеріалів за допомогою електромагнітного впливу. В ході проведення цієї роботи О.К. Морачковським та В.І. Лавінським було створено математичні основи методу, алгоритми та програмне забезпечення для розрахунків технологічних процесів. Оформлену дисертацію було захищено В.І. Лавінським в 2002 р.

Після приходу на посаду завідувача кафедри теоретичної механіки у 1995 році, Олег Костянтинович створив всі умови для творчої самореалізації вчених кафедри, направив більшість з них на шлях наукових досліджень з подальшим захистом докторських дисертацій. Талановита людина збирає навколо себе здібних, талановитих особистостей, її не лякає так звана конкуренція у творчості, справжній вчений поширює розвиток науки через роботи колег. Результатами такого підходу протягом останнього десятиріччя стали захисти викладачами кафедри теоретичної механіки п'яти докторських дисертацій, що на теперішній час є одним з найкращих показників не тільки в ХПІ, але є в Україні в цілому.

О.К. Морачковський всіляко сприяє закінченню роботи В.М. Шатохіна з моделювання нелінійних коливань у силових передачах, організовує його співпрацю з кафедрою колісних та гусеничних машин, де й відбувся захист. Як науковий консультант, вносить визначальний внесок в дисертаційні роботи В.А. Сало, спрямовану на розрахунки товстих оболонок за допомогою RFM – методу академіка В.Л. Рвачова, та Ю.М. Андрєєва, який в своїй дисертації підсумував багаторічну роботу кафедри теоретичної механіки у напрямку створення пакету для розрахунків кінематики та динаміки машин «КІДИМ».

Неоцінений вклад внесли розробки та консультації професора Морачковського до докторської роботи Ю.В. Ромашова. Ними спільно розроблені варіаційні методи для розв'язання задач повзучості та корозії конструктивних елементів енергетичного машинобудування.

Багато років триває творча співпраця О.К. Морачковського з К.В. Аврамовим, який підготував та захистив докторську дисертацію на кафедрі теоретичної механіки. Професор Аврамов залучає Олега Костянтиновича до робот у різних напрямках, що їх виконує Національна Академія Наук. Ними створено методи аналізу нелінійних коливань закручених стрижнів, спільно з аспірантами О.С. Галасом та Н.В. Ширяєвою розроблено відповідні методи розрахунку. В останні роки їхню співпрацю спрямовано на створення ефективних методів розрахунку динаміки та міцності тонкостінних конструктивних елементів ракетної техніки.

Не можна не відмітити плідну роботу професора Морачковського у науковій періодиці. Багато вітчизняних та світових журналів мають співпрацю з ним як автором та рецензентом статей, він є членом редакційних рад багатьох видань. Нарешті, протягом п'ятнадцяти років він є головним редактором «Віснику НТУ «ХПІ». Серія «Динаміка та міцність машин». Його робота з авторами, насамперед молодими, є однією з найважливіших, якої потребує підтримання наукової школи прикладної математики та механіки Харківського політехнічного інституту.

На відміну від багатьох інших, при тому здібних та успішних колег, Олег Костянтинович Морачковський все життя віддає нашому університету, інженерно-фізичному факультету, його науковцям та студентам. Є люди, завдяки яким існує неповторна аура інфізу, які відносяться до його золотого фонду, без яких неможливо уявити наш факультет, його наукову та викладацьку діяльність. На жаль, таких людей не багато. Один з них – професор Олег Костянтинович Морачковський.

Бібліографія

Монографії та навчальні посібники професора О.К. Морачковського

1. Бурлаков А.В. Ползучесть тонких оболочек: монография / А.В. Бурлаков, Г.И. Львов, О.К. Морачковский. – Х.: Вища школа, 1977. – 123 с.

2. Бурлаков А.В. Длительная прочность оболочек: монография / А.В. Бурлаков, Г.И. Львов, О.К. Морачковский. – Х.: Вища школа, 1981. – 104 с.

3. Подгорный А. Н. Ползучесть элементов машиностроительных конструкций / А. Н. Подгорный, В.В. Бортовой, О.К. Морачковский [и др.]. – К.: Наукова думка, 1984. – 262 с.

4. Морачковский О.К. Тензорные основы теории упругости: учеб. пособие / О.К. Морачковский. – К.: УМК ВО, 1992. – 80 с.

5. Морачковський О.К. Тензорні основи теорії пружності: навч. посібник / О.К. Морачковський. – К.: НМК ВО, 1992. – 88 с.

6. Морачковский О.К. Теория и технология гидровзрывной штамповки крупногабаритных тонкостенных деталей: 5 гл. Высокотемпературная ползучесть при формообразовании деталей: 8 гл. / Д.В. Бреславский, О.К. Морачковский, Ф.В. Новиков // Обработка металлов методами пластического деформирования. В 10 т. Т. 5. Обработка металлов методами пластического деформирования / Под общей редакцией Ф.В. Новикова, А.В. Якимова. - Одеса: ОНПУ, 2004. - 5, 8 гл. - С. 106-189; 425-517.

7. *Морачковский О.К.* Практикум по теоретической механике на основе систем компьютерной алгебры: дистанционный курс / Ю.М. Андреев, О.К. Морачковский, Е.И. Дружинин, А.А. Ларин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2004. - Режим доступа: http://dl.kpi.kharkov.ua/techn/tu16/default.asp?rus

8. Морачковский О.К. Инфиз: очерки истории творчества / О.К. Морачковский. – Х.: Энерго Клуб Украины, 2005. – 372 с.

9. Морачковский О.К. Анализ статики и кинематики: учеб. пособие / О.К. Морачковский, Ю.Л. Тарсис. – Х.: НТУ «ХПИ», 2005. – 224 с.

10. Академик Александр Михайлович Ляпунов: к 150-летию со дня рождения: монография / Л.Л. Товажнянский, О.К. Морачковский [и др.]; общ. ред. Л.Л. Товажнянский. – Х.: НТУ «ХПИ», 2007. – 288 с.: ил. - (История НТУ «ХПИ» в выдающихся личностях).

11. Морачковский О.К. Инженерно-физический факультет. Ученые механики и математики, научные школы и направления = Faculty of Physical Engineering. Scientific Schools in Mechanics & Mathematics / Д.В. Бреславский, Л.В. Курпа, А.А. Ларин, О.К. Морачковский, А.В. Чистилина. – Х.: НТУ «ХПИ» 2007. – 31 с.

12. Морачковский О.К. Информационные технологии в аналитической механике: учеб. пособие: для студ. спец. «Компьютерные науки», «Механика» и «Прикладная математика» инж.-физ. фак. / Д.В. Лавинский, О.К. Морачковский. – Х.: НТУ «ХПИ», 2007. – 185 с.: ил.

13. Морачковский О.К. Теоретические основы кинематики. Основной курс: учеб. пособие / Е.И. Дружинин, О.К. Морачковский, Ю.В. Ромашов. – Х.: НТУ «ХПИ», 2007. – 132 с.

14. Морачковский О.К. Теоретические основы кинематики. Основной курс: учеб. пособие: для студ. бакалавр. направления «Инженерная механика» / Е.И. Дружинин, О.К. Морачковский, О.В. Ромашов; ред. Ю.М. Андреев. – Х.: НТУ «ХПИ», 2007. – 132 с.

15. Морачковський О.К. Комп'ютерний лабораторний практикум з теоретичної механіки: навч.-метод. посібник для студ. бакалаврського напрямку 6.050702 «Електромеханіка» електромашинобуд. фак. / В.М. Адашевський, О.К. Морачковський. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – 86 с.

16. *Морачковський О.К.* Основи комп'ютерного лабораторного практикуму з теоретичної механіки: навч.-метод. посібник для студ. бакалаврського напряму 6.050503 – «Машинобудування» фак-ту «Інтегрованих технологій та хімічної техніки» / Г.О. Аніщенко, О.К. Морачковський. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – 80 с.

17. Морачковський О.К. Комп'ютерний практикум. Лабораторні роботи з теоретичної механіки: навч.-метод. посібник для студ. бакалаврського напряму 6.050503 – «Машинобудування» фак-ту «Інтегрованих технологій та хімічної техніки» / Г.О. Аніщенко, О.К. Морачковський. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – 104 с.

18. *Морачковський О.К.* Теоретична механіка. Комп'ютерний практикум: навч. посібник: для студ. спец. «Комп'ютерні науки» та «Комп'ютерна механіка» інж.-фіз. фак-ту / *Ю.М. Андрєєв, Д.В. Лавінський, О.К. Морачковський.* – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – 240 с.

19. Морачковський О.К. Теоретична механіка. Комп'ютерний лабораторний практикум: навч.-метод. Посібник / В.М. Адашевський, О.К. Морачковський; рец.: К.В. Аврамов, Г.І. Львов. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – 114 с.

20. Бреславский Д. В. Динамика полета и управление: 50 лет в ХПИ: монография / Д.В. Бреславский, В.Б. Успенский, О.К. Морачковский [и др.]; общ. ред. Д.В. Бреславский. – Х.: НТУ «ХПИ», 2014. – 488 с.

Дисертації

21. Морачковский О.К. Исследование анизотропной ползучести элементов конструкций: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06 / О.К. Морачковский; ХПИ. – Х.: ХПИ, 1973. – 173 с.

22. Морачковский О.К. Разработка методов расчета на ползучесть анизотропных элементов машиностроительных конструкций: дис. ... докт. техн. наук: 01.02.06 / О.К. Морачковский; ХПИ. – Х.: ХПИ, 1985. - 409 с. Вибрані статті в наукових журналах

23. Morachkovskii O.K. Anisotropic creep and damage in structural elements under cyclic loading / D.V. Breslavskii, V.A. Metelev, O.K. Morachkovskii // Strength of Materials. – 2015. - Vol. 47, № 2. - P. 235-241.

24. *Morachkovsky O.* Creep and damage in shells of revolution under cyclic loading and heating / D. Breslavsky, O. Morachkovsky, O. Tatarinova // International Journal of Non-Linear Mechanics. – 2014. – Vol. 66. – P. 87–95.

25. *Morachkovskii O.K.* Edge fixing effect on the life of a vacuum chamber thin spherical cover subjected to creep damage / *O.K. Morachkovskii*, *Y.V. Roma*shov // Strength of Materials. -2011. - Vol. 43, N = 3. - P. 294-301.

26. Morachkovs'kyi O.K. Cyclic thermal creep model for the bodies of revolution / D.V. Breslavs'kyi, Yu.M. Korytko, O.K. Morachkovs'kyi // Strength of Materials. – 2011. – Vol. 43, № 2. – P. 134–143.

27. *Morachkovskii O.K.* Prediction of the corrosion cracking of structures under the conditions of high-temperature creep / *Yu.V. Romashov, O.K. Morachkovskii //* Materials Science. -2011. - Vol. 46, $N \ge 5. - P. 613-618$.

28. *Morachkovskii O.K.* Continual model of propagation of corrosion cracks for the evaluation of the service life of structures / O.K. Morachkovskii, Yu.V. Romashov // Materials Science. – 2010. – Vol. 46, № 2. – P. 254–259.

29. *Morachkovskii O.K.* Solving initial-boundary-value creep problems / O.K. Morachkovskii, Y.V. Romashov // International Applied Mechanics. – 2009. – Vol. 45, № 10. – P. 1061–1070.

30. Morachkovskii O.K. Analysis of flexural-flexural-torsional nonlinear vibrations of twisted rotating beams with cross-sectional deplanation / K.V. Avramov, O.S. Galas, O.K. Morachkovskii, C. Pierre // Strength of Materials. – 2009. – Vol. 41, № 2. – P. 200–208.

31. *Morachkovsky O.K.* High-temperature creep and long-term strength of structural elements under cyclic loading / D.V. Breslavsky, O.K. Morachkovsky, O.A. Tatarinova // Strength of Materials. – 2008. – Vol. 40, № 5. – P. 531–537.

32. Morachkovskii O.K. Numerical simulation of nonholonomic rigid-body systems / Yu.M. Andreev, O.K. Morachkovskii // International Applied Mechanics. – 2006. – Vol. 42, № 9. – P. 1052–1060.

33. *Morachkovskii O.K.* Dynamics of holonomic rigid-body systems / *Yu.M. Andreev, O.K. Morachkovskii* // International Applied Mechanics. – 2005. – Vol. 41, № 7. – P. 817–824.

34. Morachkovskii O.K. The method of R-functions in the solution of elastic problems on the basis of Reissner's mixed variational principle / O.K. Morachkovskii, Yu.V. Romashov, V.A. Salo // International Applied Mechanics. – 2002. – Vol. 38, № 2. – P. 174–180.
35. Morachkovsky O.K. On the accuracy of creep-damage predictions in thinwalled structures using the finite element method /

H. Altenbach, G. Kolarow, O.K. Morachkovsky, K. Naumenko // Computational Mechanics. – 2000. – Vol. 25, № 1. – P. 87–98. 36. Morachkovsky O. Cyclic creep damage in thin-walled structures / H. Altenbach, D. Breslavsky, O.K. Morachkovsky,

36. Morachkovsky O. Cyclic creep damage in thin-walled structures / H. Altenbach, D. Breslavsky, O.K. Morachkovsky, K. Naumenko // Journal of Strain Analysis for Engineering Design. -2000. - Vol. 35, N 1. -P. 1-11.

37. *Morachkovsky O.* Identification of effective properties of particle reinforced composite materials / V. Kushnevsky, O. Morachkovsky, H. Altenbach // Computational Mechanics. – 1998. – Vol. 22, № 4. – P. 317–325.

38. *Morachkovskii O.K.* Creep and long-term strength of herringbone lock joints of gas-turbine engines under the combined action of static and cyclic loads / G.O. Anishchenko, D.V. Breslavskii, O.K. Morachkovskii // Strength of Materials. – 1998. – Vol. 30, № 1. – P. 25–30.

39. *Morachkovskii O.K.* Nonlinear creep and the collapse of flat bodies subjected to high-frequency cyclic loads / *D.V. Breslavskii*, *O.K. Morachkovskii* // International Applied Mechanics. – 1998. – Vol. 34, № 3. – P. 287–392.

40. Morachkovsky O. Geometrically nonlinear bending of thin-walled shells and plates under creep-damage conditions / H. Altenbach, O. Morachkovsky, K. Naumenko, A. Sychov // Archive of Applied Mechanics. – 1997. – Vol. 67, № 5. – P. 339–352.

41. *Morachkovsky O.* Zum Kriechen dünner Rotationsschalen unter Einbeziehung geometrischer Nichtlinearität sowie der Asymmetrie der Werkstoffeigenschaften / H. Altenbach, O. Morachkovsky, K. Naumenko, A. Sychov // Forschung im Ingenieurwesen/Engineering Research. – 1996. – Vol. 62, № 3. – P. 47–57.

42. *Morachkovskii O.K.* Nonlinear creep problems of bodies under the action of fast field oscillations / O.K. Morachkovskii // International Applied Mechanics. – 1992. – Vol. 28, № 8. – P. 489–495.

43. *Morachkovskii O.K.* Creep and long-term strength of light alloys with anisotropic properties / V.N. Konkin, O.K. Morachkovskii // Strength of Materials. – 1987. – Vol. 19, № 5. – P. 626–631.

44. Morachkovskii O.K. Relationship between the strength of glass and the number of cracks at fracture / A.A. Kaminskii, L.G. Gelimson, I.B. Karintsev, O.K. Morachkovskii // Strength of Materials. – 1985. – Vol. 17, № 12. – P. 1691–1693.

45. Morachkovskii O.K. Sizing of supply lines of synthetic glass with deformation characteristics depending on the strain components / A.A. Zolochevskii, I.G. Manets, O.K. Morachkovskii // Soviet Machine Science (English Translation of Mashinovedenie). – 1985. – N_{2} 4. – P. 60–64.

46. *Morachkovskii O.K.* Creep and rupture strength of structurally nonuniform cylindrical panels and rectangular plates / *V.N. Konkin, O.K. Morachkovskii* // Strength of Materials. – 1984. – Vol. 16, № 3. – P. 318–322.

47. Morachkovskii O.K. Investigation of the creep of thin-walled shells under nonstationary loading / A.A. Zolochevskii, O.K. Morachkovskii // Soviet Applied Mechanics. – 1982. – Vol. 18, № 9. – P. 807–810.

48. Morachkovskii O.K. Effect of initial orthotropy of a material on the creep of structures made of shells / O.K. Morachkovskii, A.A. Zolochevskii // Soviet Applied Mechanics. – 1980. – Vol. 13, \mathbb{N} 6. – P. 478–482.

49. Morachkovskii O.K. Creep of nonaxisymmetric cylindrical shells / A.V. Burlakov, O.K. Morachkovskii // Soviet Applied Mechanics. – 1974. – Vol. 10, № 8. – P. 830–833.

50. Morachkovskii O.K. Deformation and initial anisotropy in creep / A.V. Burlakov, O.K. Morachkovskii // Strength of Materials. – 1973. – Vol. 5, № 6. – P. 724–727.

Bibliography (transliterated): 1. Monographs and tutorials of professor O.K. Morachkovskii 1. Morachkovskij O. K., Burlakov A. V., L'vov G. I. Polzuchest' tonkih obolochek: monografija. Kharkiv: Vyshcha shkola, 1977. Print. 2. Morachkovskij O. K., Burlakov A. V., L'vov G. I. Dlitel'naja prochnost' obolochek: monografija. Kharkiv: Vyshcha shkola, 1981. Print. 3. Morachkovskij O. K., et al. Polzuchest' jelementov mashinostroitel'nyh konstrukcij. Kyyiv: Naukova dumka, 1984. Print. 4. Morachkovskij O. K. Tenzornye osnovy teorii uprugosti: ucheb. posobie. Kyyiv: UMK VO, 1992. Print. 5. Morachkovs'kyy O. K. Tenzorni osnovy teoriyi pruzhnosti: navch. posibnyk. Kyyiv: NMK VO, 1992. Print. 6. Morachkovskij O. K., Breslavskij D. V., Novikov F. V. Teorija i tehnologija gidrovzryvnoj shtampovki krupnogabaritnyh tonkostennyh

detalej, 5 gl. Vysokotemperaturnaja polzuchesť pri formoobrazovanii detalej, 8 gl. Obrabotka metallov metodami plasticheskogo deformirovanija. Ed. Novikova, F. V., Jakimova A. V. Vol. 5. Odessa: ONPU, 2004. 106-189; 425-517. Print. 7. Morachkovskij O. K. et al. Praktikum po teoreticheskoj mehanike na osnove sistem komp'juternoj algebry: distancionnyj kurs. Nacional'nyj tehnichnyj universytet "Kharkivs'kyj politehnichnyj instytut". NTU "KhPI", 2004. Web. 8 November 2015 http://dl.kpi.kharkov.ua/techn/tu16/default.asp?rus. 8. Morachkovskij O. K. Infiz: ocherki istorii tvorchestva. Kharkiv: Jenergo Klub Ukrainy, 2005. Print. 9. Morachkovskij O. K., Tarsis Ju. L. Analiz statiki i kinematiki: ucheb. posobie. Nac. tehn. un-t "Kharkiv. politehn. in-t". Kharkiv: NTU "KhPI", 2005. Print. 10. Morachkovskij O. K., et al. Akademik Aleksandr Mihajlovich Ljapunov: k 150-letiju so dnja rozhdenija: monografija. Nac. tehn. un-t "Har'kov. politehn. in-t". Ed. Tovazhn-janskij L. L. Kharkiv: NTU "KhPI", 2007. Print. **11.** Morachkovskij O. K., et al. Faculty of Physical Engineering. Scientific Schools in Mechanics & Mathematics. Nac. tehn. un-t "Kharkiv. politehn. in-t". Kharkiv: 2007. Print. 12. Morachkovskij O. K., Lavinskij D. V. Informacionnye tehnologii v analiticheskoj mehanike: ucheb. posobie: dlja stud. spec. "Komp'juternye nauki", "Mehanika" i "Prikladnaja matematika" inzh. fiz. fak. Nac. tehn. un-t "Kharkiv. politehn. in-t". Kharkiv: NTU «KhPI», 2007. Print. 13. Morachkovskij O. K., Druzhinin E. I., Romashov Ju. V. Teoreticheskie osnovy kinematiki. Osnovnoj kurs: ucheb. posobie. Nac. tehn. un-t "Kharkiv. politehn. in-t". Kharkiv: NTU "KhPI", 2007. Print. 14. Morachkovskij O. K., Druzhinin E. I., Romashov O. V. Teoreticheskie osnovy kinematiki. Osnovnoj kurs: ucheb. posobie: dlja stud. bakalavr. napravlenija "Inzhenernaja mehanika". Nac. tehn. un-t "Kharkiv. politehn. in-t". Ed. Andreev Ju. M. Kharkiv: NTU "KhPI", 2007. Print. 15. Morachkovs'kyy O. K., Adashevs'kyy V. M. Komp'yuternyy laboratornyy praktykum z teoretychnoyi mekhaniky: navch.metod. posibnyk dlya stud. bakalavrs'koho napryamku 6.050702 "Elektromekhanika" elektromashynobud. fak. Kharkiv: NTU "KhPI", 2013. Print. 16. Morachkovs'kyy O. K., Anishchenko H. O. Osnovy komp"yuternoho laboratornoho praktykumu z teoretychnoyi mekhaniky: navch.-metod. posibnyk dlya stud. bakalavrs'koho napryamu 6.050503 -"Mashynobuduvannya" fak-tu "Intehrovanykh tekhnolohiy ta khimichnoyi tekhniky". Kharkiv: NTU "KhPI", 2013. Print. 17. Morachkovs'kyy O. K., Anishchenko H. O. Komp'yuternyy praktykum. Laboratorni roboty z teoretychnoyi mekhaniky: navch.-metod. posibnyk dlya stud. bakalavrs'koho napryamu 6.050503 - "Mashynobuduvannya" fak-tu "Intehrovanykh tekhnolohiy ta khimichnoyi tekhniky". Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. Print. 18. Morachkovs'kyy O. K., Andryeyev Yu. M., Lavins'kyy D. V. Teoretychna mekhanika. Komp'yuternyy praktykum: navch. posibnyk: dlya stud. spets. "Komp"yuterni nauky" ta "Komp'yuterna mekhanika" inzh.-fiz. fak-tu. Nats. tekhn. un-t "Kharkiv. politekhn. in-t". Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. Print. 19. Morachkovs'kyy O. K., Adashevs'kyy V. M. Teoretychna mekhanika. Komp'yuternyy laboratornyy praktykum: navch.-metod. posibnyk. Ed. Avramov K. V., L'vov H. I. Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. Print. 20. Morachkovskij O. K., et al. Dinamika poleta i upravlenie: 50 let v KhPI: monografija. Ed. Breslavskij D.V. Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. Print. Dissertations 21. Morachkovskij O. K. Issledovanie anizotropnoj polzuchesti jelementov konstrukcij. Dis. ... kand. tehn. nauk: 01.02.06. KhPI. Kharkiv: KhPI, 1973. Print. 22. Morachkovskij O. K. Razrabotka metodov rascheta na polzuchest' anizotropnyh jelementov mashinostroitel'nyh konstrukcij. Dis. ... dokt. tehn. nauk: 01.02.06. KhPI. Kharkiv: KhPI, 1985. Print. Selected articles in scientific journals 23. Morachkovskii O.K., Breslavskii D. V., Metelev V. A. Anisotropic creep and damage in structural elements under cyclic loading. Strength of Materials 47.2 (2015): 235-241. Print. 24. Morachkovsky O. K., Breslavsky D. V., Tatarinova O. A. Creep and damage in shells of revolution under cyclic loading and heating. International Journal of Non-Linear Mechanics 66 (2014): 87-95. Print. 25. Morachkovskii O. K., Romashov Y. V. Edge fixing effect on the life of a vacuum chamber thin spherical cover subjected to creep damage. Strength of Materials 43.3 (2011): 294-301. Print. 26. Morachkovs'kyi O. K., Breslavs'kyi D. V., Korytko Yu. M. Cyclic thermal creep model for the bodies of revolution. Strength of Materials 43.2

(2011): 134-143. Print. 27. Morachkovskii O. K., Romashov Yu. V. Prediction of the corrosion cracking of structures under the conditions of high-temperature creep. Materials Science 46.5 (2011): 613-618. Print. 28. Morachkovskii O. K., Romashov Yu. V. Continual model of propagation of corrosion cracks for the evaluation of the service life of structures. Materials Science 46.2 (2010): 254–259. Print. **29.** Morachkovskii O. K., Romashov Y. V. Solving initial-boundary-value creep problems. International Applied Mechanics 45.10 (2009): 1061-1070. Print. 30. Morachkovskii O. K. et al. Analysis of flexural-flexuraltorsional nonlinear vibrations of twisted rotating beams with crosssectional deplanation. Strength of Materials 41.2 (2009): 200-208. Print. 31. Morachkovsky O. K., Breslavsky D. V., Tatarinova O. A. Hightemperature creep and long-term strength of structural elements under cyclic loading. Strength of Materials 40.5 (2008): 531-537. Print. 32. Morachkovskii O. K., Andreev Yu. M. Numerical simulation of nonholonomic rigid-body systems. International Applied Mechanics 42.9 (2006): 1052–1060. Print. 33. Morachkovskii O. K., Andreev Yu. M. Dynamics of holonomic rigid-body systems. International Applied Mechanics 41.7 (2005): 817-824. Print. 34. Morachkovskii O. K., Romashov Yu. V., Salo V. A. The method of R-functions in the solution of elastic problems on the basis of Reissner's mixed variational principle. International Applied Mechanics 38.2 (2002): 174-180. Print. 35. Morachkovsky O. K. et al. On the accuracy of creep-damage predictions in thinwalled structures using the finite element method. Computational Mechanics 25.1(2000): P. 87-98. Print. 36. Morachkovsky O. K. et al. Cyclic creep damage in thin-walled structures. Journal of Strain Analysis for Engineering Design 35.1 (2000): 1-11. Print. 37. Morachkovsky O. K., Kushnevsky V., Altenbach H. Identification of effective properties of particle reinforced composite materials. Computational Mechanics 22.4 (1998): 317-325. Print. 38. Morachkovskii O. K., Anishchenko G. O., Breslavskii D. V. Creep and long-term strength of herringbone lock joints of gas-turbine engines under the combined action of static and cyclic loads. Strength of Materials 30.1 (1998): 25-30. Print. 39. Morachkovskii O. K., Breslavskii D. V. Nonlinear creep and the collapse of flat bodies subjected to high-frequency cyclic loads. International Applied Mechanics 34.3 (1998): 287-392. Print. 40. Morachkovsky O. K. et al. Geometrically nonlinear bending of thin-walled shells and plates under creep-damage conditions. Archive of Applied Mechanics 67.5 (1997): 339–352. Print. 41. Morachkovsky O. K. et al. Zum Kriechen dünner Rotationsschalen unter Einbeziehung geometrischer Nichtlinearität sowie der Asymmetrie der Werkstoffeigenschaften". Forschung im Ingenieurwesen/Engineering Research 62.3 (1996): 47-57. Print. 42. Morachkovskii O. K. Nonlinear creep problems of bodies under the action of fast field oscillations. International Applied Mechanics 28.8 (1992): 489-495. Print. 43. Morachkovskii O. K., Konkin V. N. Creep and long-term strength of light alloys with anisotropic properties. Strength of Materials 19.5 (1987): 626-631. Print. 44. Morachkovskii O. K. et al. Relationship between the strength of glass and the number of cracks at fracture. Strength of Materials 17.12 (1985): 1691-1693. Print. 45. Morachkovskii O. K., Zolochevskii A. A., Manets I. G. Sizing of supply lines of synthetic glass with deformation characteristics depending on the strain components. Soviet Machine Science (English Translation of Mashinovedenie) 4 (1985): 60-64. Print. 46. Morachkovskii O. K., Konkin V. N. Creep and rupture strength of structurally nonuniform cylindrical panels and rectangular plates. Strength of Materials 16.3 (1984): 318-322. Print. 47. Morachkovskii O. K., Zolochevskii A. A. Investigation of the creep of thin-walled shells under nonstationary loading. Soviet Applied Mechanics 18.9 (1982): 807-810. Print. 48. Morachkovskii O. K., Zolochevskii A. A. Effect of initial orthotropy of a material on the creep of structures made of shells. Soviet (1980): Applied Mechanics 13.6 478-482 Print. 49. Morachkovskii O. K., Burlakov A. V. Creep of nonaxisymmetric cylindrical shells. Soviet Applied Mechanics 10.8 (1974): 830-833. Print. 50. Morachkovskii O. K., Burlakov A. V. Deformation and initial anisotropy in creep. Strength of Materials 5.6 (1973): 724-727. Print.

Надійшла (received) 09.10.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Бреславський Дмитро Васильович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри систем і процесів управління, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; тел.: (057)-707-64-54; e-mail: brdm@kpi.kharkov.ua.

Breslavsky Dmytro Vasylovych – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Control Systems and Processes, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"; tel.: (057)-707-64-54; e-mail: brdm@kpi.kharkov.ua.

УДК 534.134

СВОБОДНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ОРЕБРЕННЫХ ТОНКОСТЕННЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБТЕКАТЕЛЕЙ РАКЕТОНОСИТЕЛЕЙ

В данной работы рассматриваются свободные колебания оболочки ракетоносителя, которая укреплена стрингерами и шпангоутами изнутри. Исследовалось влияние количества подкрепляющих элементов и площадь их поперечного сечения на динамические свойства ракетоносителя под действием различных нагрузок: от обтекающего оболочку газового потока, динамические нагрузки от работы двигательной установки. В работе рассматриваются линейные колебания оболочки. Для расчета колебаний используется программный комплекс ANSYS.

Ключевые слова: ракетоноситель, оболочка, стрингеры, шпангоуты, собственные частоты.

Введение. Оболочки, усиленные изнутри стрингерами и шпангоутами, широко используются в качестве обтекателей ракетоносителей. Такие конструкции защищают спутник при выводе его на орбиту ракетой. Подчеркнем, что в настоящее время на орбиту в одном ракетоносителе могут выводиться десятки спутников. Обтекатели ракетоносителей состоят из конических и цилиндрических оболочек, которые крепятся друг к другу. Изнутри оболочки усиливаются стрингерами и шпангоутами. В процессе полета обтекатели ракетоносителей подвержены действию различных нагрузок. Это нагрузки от обтекающего оболочку газового потока, динамические нагрузки от двигательной установки. Под действием этих нагрузок обтекатели могут совершать как свободные, так и вынужденные колебания.

Много усилий предпринято для исследования динамики оболочечных элементов ракетоносителей [1]. Теория ребристых оболочек рассматривается в монографиях [2-4]. Приближенные методы расчета оребренных оболочек представлены в [5]. Расчет оребренных оболочек методом конечных элементов представлен в [6, 7].



Рисунок 1 – Эскиз усиленной цилиндрической оболочки

Цель работы: исследовать свойства свободных колебаний обтекателей, которые моделируются тонкостенными оболочками со стрингерами и шпангоутами. Шпангоуты являются кольцами, которые размещаются на одинаковом расстоянии друг относительно друга в продольном направлении. Все кольца имеют квадратные, постоянные вдоль длины шпангоута поперечные сечения. Поперечные сечения всех колец одинаковы. Стрингеры размещаются внутри оболочки в ее продольном направлении. Стрингеры и шпангоуты имеют одинаковые поперечные сечения. Они представлены на рис.1.

В работе рассматриваются линейные колебания оболочки. Предполагается, что перемещения являются малыми. Связь между напряжениями и деформациями удовлетворяет закону Гука. Для расчета колебаний используется программный комплекс ANSYS. В точках касания оболочки со стрингерами и шпангоутамипредполагается, что перемещения одинаковые. Для дискретизации модели колебаний оболочки применялись конечные элементы SHELL 163. Для моделирования стрингеров и шпангоутов применяется конечный элемент BEAM 189, который использует модель балки Тимошенко. В качестве примера, разбиение участка конструкции на конечные элементы показан на рис. 2.



Рисунок 2 – Пример разбиения конструкции на конечные элементы

Численные значения параметров оболочки принимались следующими:

Ε

=
$$2.1 \cdot 10^{11}$$
 Πa; v = 063; ρ = 7870 кг/м³;

L = 8,41 m; h = 0,01 m; R = 1,95 m, (1)

где E – модуль Юнга; ρ – плотность материала конструкции; v - коэффициент Пуассона; L – длина оболочки; h – толщина оболочки; R – радиус оболочки. В расчете принималось постоянное число шпангоутов 22, а число стрингеров варьировалось. Подчеркнем, что квадратные поперечные сечения стрингеров и шпангоутов также варьировались.

Результаты расчета собственных частот конструкции с 20; 30 и 40 стрингерами представлены в таб-

лице. Как видно из этой таблицы, собственные частоты при увеличении числа стрингеров немного уменьшаются. Это объясняется тем, что при увеличении числа стрингеров увеличивается масса конструкции, а жесткость конструкции на соответствующей форме колебаний не меняется. Цилиндрическая оболочка при колебаниях имеет много волн в окружном направлении. Именно такой изгиб вносит наибольший вклад в потенциальную энергию конструкции. Присутствие большего числа стрингеров не изменяет потенциальную энергию конструкции.

Таблица 1 – С	Собственные ч	астоты	конструкции

20стрингеров		30стрингеров		40стрингеров	
№ собств. част.	С.Ч. [Гц]	№ собств. част.	С.Ч. [Гц]	№ собств. част.	С.Ч. [Гц]
1 2	33,171	1 2	32,686	1 2	32,198
3 4	38,253	3 4	37,704	3 4	37,166
5 6	41,057	5 6	40,334	5 6	39,616
7 8	54,893	7 8	53,96	7 8	53,051
9 10	56,184	9 10	55,061	9 10	53,979
11 12	59,553	11 12	58,538	11 12	57,557
13 14	60,872	13 14	59,755	13 14	59,688
15 16	63,039	15 16	61,857	15 16	60,723
17 18	75,466	17 18	73,845	17 18	72,304
19 20	76,640	19 20	75,255	19 20	73,929

90 2N собственная частота [Гц] 70 50 40 8 10 12 14 количество узлов в поперечном направлении



Исследуем зависимость собственных частот оребренной конструкции от числа волн в окружном направлении. Для этого рассчитывались собственные частоты конструкции с параметрами (1), которая содержит 16 шпангоутов и 23 стрингера. Результаты расчетов представлены на рис. 3, где показан график зависимости собственных частот от числа узлов в окружном направлении. Минимальная собственная частота наблюдается при 6 узлах в окружном направлении. Отметим, что все полученные частоты являются кратными. Кратность собственных частот обусловлена осесимметричностью конструкции в окружном направлении.

20 стрингеров		19 стрингеров		18 стрингеров	
N⁰	СП	N⁰		N⁰	
собств.	С.Ч. [Ги]	собств.	С.Ч. [Гц]	собств.	С.Ч. [Гц]
част.	[гц]	част.		част.	
1	22 171	1	33,180	1	33,253
2	55,171	2	33,272	2	33,309
3	20 252	3	38,273	3	38,322
4	38,233	4	38,343	4	38,404
5	41.057	5	41,064	5	41,239
6	41,057	6	41,238	6	41,257
7	54 902	7	54,895	7	55,094
8	54,895	8	55,095	8	55,097
9	5(104	9	56,192	9	56,377
10	30,184	10	56,451	10	56,541
11	50 552	11	59,567	11	59,702
12	39,333	12	59,751	12	59,832
13	(0.972	13	60,937	13	61,029
14	00,872	14	61,056	14	61,227
15	(2.020	15	63,057	15	63,264
16	63,039	16	63,354	16	63,435
17	75 466	17	75,475	17	75,667
18	/3,466	18	75,89	18	76,117
19	76.640	19	76,626	19	76,806
20	/6,640	20	76,89	20	76,949

Таблица 2 – Расслоение собственных частот конструкции





Теперь рассмотрим потерю кратности собственных частот вследствие потери осе симметричности конструкции. Для этого рассмотрим оболочку с 16 шпангоутами и 20 стрингерами, которые равномерно расположены по окружной координате оболочки. Результаты расчета собственных частот представлены во втором столбце табл. 2. Все, представленные в этом столбце собственные частоты, являются кратными. Теперь удалим один из 20 стрингеров. Тогда теряется осевая симметрия конструкции и как следствие собственные частоты расслаиваются. Такие собственные частоты представлены в четвертом столбце таблицы. В шестом столбце представлены собственные частоты конструкции без двух соседних стрингеров. Собственные формы колебаний цилиндрической оболочки с 19 шпангоутами представлены на рис. 4. Из этого рисунка можно сделать вывод о числе узлов в окружном и продольном направлении при колебаниях оболочки.

Исследовалось влияние размеров поперечного сечения стрингеров и шпангоутов на собственные частоты колебаний конструкции. Конструкция содержала 40 стрингеров и 16 шпангоутов. Рассмотрим колебания конструкции с усилениями в виде квадратных поперечных сечений следующих размеров:

1 – 5 мм; 2 – 4 мм; 3 – 3 мм; 4 – 2 мм.



Рисунок 5 – Зависимости собственных частот от числа волн в окружном направлении

Результаты расчетов показаны на рис. 5. Здесь представлена зависимость собственных частот от чис-

ла узлов в окружном направлении. Цифрами указывается номер поперечного сечения, с которым производился расчет конструкции.

Поведение собственных частот в зависимости от числа узлов в окружном направлении качественно близко для конструкций с поперечными сечениями 2, 3, 4. Для конструкции с поперечным сечением 1 поведение собственных частот в зависимости от числа узлов в окружном направлении качественно отличается. Кривые 2, 3, 4 имеют один локальный минимум. Напомним, что номер 1 отвечает самым большим из рассматриваемых усилений.

Список литературы: 1. Моссаковский В. И. Прочность ракетных конструкций / В. И. Моссаковский, А. Г. Макаренков, П. И. Никитин, Ю. И. Савин, И. Н. Спиридонов. - М.: Высшая школа, 1990. - 358 с. 2. Амиро И.Я. Теория ребристых оболочек / И. Я. Амиро, В. А. Заруцкий. – К.: Наукова думка, 1980. – 367 с. З. Амиро И.Я. Устойчивость ребристых оболочек вращения / И. Я. Амиро, О. А. Грачев, В. А. Заруцкий, А. С. Пальчевский, Ю. А. Санников. - К.: Наукова думка, 1987, 180 с. 4. Андрианов И.В.Расчет прочности ребристых оболочек инженерных конструкций / И. В. Андрианов, В. А. Лесничая, В. В. Лобода, Л. И. Маневич. - Киев-Донецк: Вища школа, 1986. - 167 с. 5. Лизин В. Т. Проектирование тонкостенных конструкций / В. Т. Лизин, В. А. Пяткин. - М.: Машиностроение, 1994. - 247 с. 6. Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов. Справочник / Под общей редакцией В.И. Мяченкова. - М.: Машиностроение, 1989. - 456 с. 7. Кармишин А.В. Статика и динамика тонкостенных оболочечных конструкций / А. В. Кармишин, В. А. Лясковец, В. И. Мяченков, А. Н. Фролов. - М.: Машиностроение, 1975. - 280 с.

Bibliography (transliterated): 1. Mossakovskij V. I. Prochnost' raketnyh konstrukcij. V. I. Mossakovskij, A. G. Makarenkov, P. I. Nikitin, Yu. I. Savin, I. N. Spiridonov. Moscow: Vysshaya shkola, 1990. 358 Print. 2. Amiro I.Ya. Teoriya rebristyh obolochek. I. Ya. Amiro, V. A. Zaruckij. Kyyiv: Naukova dumka, 1980. 367 Print. 3. Amiro I.Ya. Ustojchivosť rebristyh obolochek vrascheniya. I. Ya. Amiro, O. A. Grachev, V. A. Zaruckij, A. S. Pal'chevskij, Yu. A. Sannikov. K.: Naukova dumka, 1987. 180 Print. 4. Andrianov I.V.Raschet prochnosti rebristyh obolochek inzhenernyh konstrukcij. I. V. Andrianov, V. A. Lesnichaya, V. V. Loboda, L. I. Manevich. Kyyiv-Doneck: Vischa shkola, 1986. 167 Print. 5. Lizin V. T. Proektirovanie tonkostennyh konstrukcij. V. T. Lizin, V. A. Pyatkin. Moscow: Mashinostroenie, 1994. 247 Print. 6. Raschety mashinostroitel'nyh konstrukcij metodom konechnyh elementov. Spravochnik / Pod obschej redakciej V.I. Myachenkova. Moscow: Mashinostroenie, 1989. 456 Print. 7. Karmishin A.V. Statika i dinamika tonkostennyh obolochechnyh konstrukcij. A. V. Karmishin, V. A. Lyaskovec, V. I. Myachenkov, A. N. Frolov. Moscow: Mashinostroenie, 1975. 280 Print.

Поступила (received) 27.10.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Аврамов Константин Витальевич – доктор технических наук, профессор, ведущий научный сотрудник ИПМаш НАН Украины, г. Харьков; тел.: 068 605 74 21; e-mail: kvavr@kharkov.ua

Avramov Konstantin Vitalievich – Doctor of Technical Sciences, Professor, leading Researcher of IPMach NAS of Ukraine, Kharkov; tel.: 068 605 74 21; e-mail: kvavr@kharkov.ua

Жолос Ольга Валерьевна – Національний технічний університет «ХПИ», аспирант кафедры ГТ, тел.: 063-327-37-12; e-mail: zholosolya@mail.ru

Zholos Ol'ga Valer'evna – National Technical University «KhPI», Postgraduate Student, tel.: 063-327-37-12; e-mail: zholosolya@mail.ru

А.И. АЙНАБЕКОВ; К.В. АВРАМОВ; У.С. СУЛЕЙМЕНОВ

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРУЕМОГО СОСТОЯНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕЗЕРВУАРОВ С ВМЯТИНАМИ В СТЕНКЕ

Исследуется напряженно-деформированное состояние цилиндрических резервуаров с сферическими вмятинами. Для численных расчетов напряженно-деформированного состояния используется ANSYS, который реализует метод конечных элементов. Исследуется зависимость коэффициента концентраций напряжений от параметров вмятин. На основании конечно-элементного анализа выведены аппроксимирующие соотношения для коэффициентов концентрации напряжений, которые могут использоваться при расчетах цилиндрических резервуаров различных размеров с различными вмятинами.

Ключевые слова: цилиндрический резервуар с вмятинами, статическое напряженно-деформируемое состояние, коэффициент концентрации напряжений.

Введение. Вертикальные цилиндрические резервуары являются ответственными конструкциями, разрушения которых могут привести к экологическим катастрофам, значительным материальным затратам и людским жертвам. Несмотря на постоянное совершенствование технологии изготовления и монтажа цилиндрических резервуаров, полный учет в расчетах напряженнодеформируемого состояния (НДС) стенки резервуара эксплуатационных нагрузок и влияние вмятин различной формы не проводился [1, 2]. Вместе с этим зоны вмятин в стенке вертикальных цилиндрических резервуаров с точки зрения концентрации напряжений являются наиболее опасными и малоизученными [3]. Особо следует подчеркнуть, что нет системности в оценке концентрации напряжений в зоне вмятин, а существующие нормативные документы на строительство и эксплуатацию резервуаров для нефти и нефтепродуктов не учитывают особенностей НДС в зоне вмятин в расчетах прочности и долговечности резервуаров, не разработаны методы и методики этих расчетов [4, 5, 6].

В этой работе представлены результаты конечноэлементного анализа НДС цилиндрических резервуаров с сферическими вмятинами. На основании конечно-элементного анализа выведены аппроксимирующие соотношения для коэффициентов концентрации напряжений, которые могут использоваться при расчетах цилиндрических резервуаров различных размеров с различными вмятинами.

Постановка задачи и расчет НДС резервуаров с вмятинами в стенке. Исследуется цилиндрический резервуар со сферической вмятиной. Причины образования вмятины не рассматриваются. Предполагается, что в области вмятины нет остаточных напряжений. Такие модели НДС в области вмятин изучаются в работах [1, 3]. Фотографии вмятин в резервуарах представлены на рис.1. Стенки резервуаров рассматриваются тонкими цилиндрическими оболочками. Поэтому сдвигами пренебрежем. Предполагается, что оболочка изготовлена из изотропного материала, который находиться в области упругости. Напряжения и деформации удовлетворяют закону Гука. Перемещения и деформации предполагаются малыми. Поэтому справедливы линейные формулы Коши.





Рисунок 1 – Вмятины в стенках резервуаров: *a* – резервуар объемом 3000 м³ нефтебазы LRP «RTS Oil»; *б* – резервуар объемом 2000 м³ нефтебазы LRP «Turkestan Oil Product»

Исследовалось НДС вертикального цилиндрического резервуара объемом 3000 м³, поперечное сечение которого представлено на рис. 2. Радиус такого цилиндрического резервуара составляет 9,5 м. Резервуар имеет дно в виде круглой пластины толщиной 0.095 м. Как следует из рис. 2, резервуар состоит из четырех поясов. Каждый из поясов является участком оболочки с постоянным поперечным сечением. Предполагается, что резервуар полностью заполнен мазутом. Из визуального осмотра парка резервуаров следует, что вмятины наблюдаются в верхней части резервуаров. Рассмотрим вмятину внизу верхнего четвертого пояса конструкции. Следуя работе [1], для описания сферической вмятины введем два безраз-

© А.И. Айнабеков; К.В. Аврамов; У.С. Сулейменов, 2015

мерных параметра:

$$\xi = \frac{r_B}{\sqrt{Rt}}; \quad \zeta = \frac{f}{t},$$

где R – радиус резервуара; t – толщина резервуара в месте вмятины; r_B – радиус вмятины; f – глубина вмятины. Параметр ξ является безразмерным радиусом вмятины, а параметр ς – безразмерной глубиной вмятины. Эти два безразмерных параметра полностью определяют геометрию сферических вмятин. Для расчетов используется пакет программ ANSYS. Резервуар с вмятиной разбивается на оболочечные конечные элементы. В качестве конечных элементов используется shell 8 nodes 281.



Рисунок 2 – Поперечное сечение вертикального цилиндрического резервуара. Все размеры представлены в метрах

Рассмотрим результаты моделирования НДС в резервуарах. На рис. 3 представлено поле эквивалентных напряжений в резервуаре с вмятиной, которая имеет безразмерные параметры $\xi = 5$; $\zeta = 10$. На этом рисунке представлено значительное возрастание величин эквивалентных напряжений в области вмятины. Подчеркнем, что вмятина является концентратором напряжений. Поле напряжений вдали от вмятин имеет преобладающую только окружную составляющую тензора напряжений. Все остальные компоненты этого тензора близки к нулю. Несмотря на переменность

поперечного сечения, окружные напряжения могут быть вычислены по формуле, которая справедлива для резервуаров с постоянным поперечным сечением [7]:

$$\sigma_{\theta} = \frac{\gamma(d-x)R}{t},\tag{1}$$

где γ – удельный вес жидкости; d – высота заполнения резервуара мазутом; x – продольная координата резервуара, которая отсчитывается от дна. Подчеркнем, что при расчете резервуара с переменным поперечным сечением в (1) используется значение толщины резервуара в рассматриваемой точке конструкции.



Рисунок 3 – Поле эквивалентных напряжений в резервуаре с параметрами вмятины ζ = 5; ς = 10

На рис. 4 представлено поле эквивалентных напряжений в области вмятины. Как показали проведенные расчеты, наибольшие напряжения наблюдаются в нижней части вмятины. Дело в том, что в нижней части вмятины больше величины внутреннего давления мазута. При больших значениях относительной глубины вмятины ς максимальные напряжения наблюдаются только на нижней границе вмятины, а при малых значениях ς область максимальных напряжений углубляется вверх по вмятине.



Рисунок 4 – Поле эквивалентных напряжений в области вмятины с параметрами $\xi = 9; \zeta = 10$



Рисунок 5 – Зависимость коэффициента концентрации напряжений от безразмерной глубины вмятины *ς* при следующих значениях безразмерного радиуса вмятины *ξ* = 2; 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9

Численный анализ коэффициента концентрации напряжений. Расчет НДС резервуара проводился для различных сферических вмятин, которые разнились значениями безразмерных параметров ξ и ς . Для каждой вмятины определялся коэффициент концентрации напряжений (ККН) K_{σ} . Результаты расчета ККН представлены на рис. 5. На этом графике представлена зависимость K_{σ} от безразмерной глубины вмятины ς . Подчеркнем, что расчеты проводились для разных значений безразмерного радиуса вмятины ξ . Расчеты, представленные на рис. 5, проводились для следующих значений безразмерного радиуса вмятины $\xi = 2; 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9.$

Кривые, представленные на рис. 5, разделим на две группы. Первая группа кривых отвечает малым и средним значениям радиусов вмятин. Эти кривые не пересекаются (рис. 5). Они соответствуют следующим значениям параметра $\xi = 2$; 3; 4; 5; 6. Вторая группа кривых соответствует большим значениям радиуса вмятины $\xi = 7$; 8; 9. Эти кривые пересекаются.

Теперь постоим аппроксимацию для всех кривых, представленных на рис. 5. Воспользуемся гипотезой из [1], о том, что коэффициент концентрации напряжений в зоне дефекта определяется двумя параметрами ξ и ς :

$$K_{\sigma} = \Phi(\varsigma; \xi). \tag{2}$$

Графики, представленные на рис.5, отвечают разным значениям $\xi = \xi_i$; i = 1, 2, ... Для каждого значения ξ_i построим свой аппроксимирующий полином ККН:

$$\hat{K}_{\sigma}^{(i)} = B_0^{(i)} + B_1^{(i)} \varsigma + B_2^{(i)} \varsigma^2 + \dots + B_N^{(i)} \varsigma^N$$

По значениям коэффициентов $B_0^{(i)}$ при ξ_i ; i = 1, 2, ... построим аппроксимирующий полином этих коэффициентов $A_0(\xi)$. Аналогичные аппроксимирующие полиномы построим для коэффициентов $B_1^{(i)}; B_2^{(i)}; ...$. В результате получим набор аппроксимирующих полиномов $A_1(\xi); A_2(\xi); ...$ Теперь ККН K_{σ} можно приближенно представить в следующем виде:

$$\hat{K}_{\sigma} = A_0(\xi) + A_1(\xi)\zeta + A_2(\xi)\zeta^2 + A_3(\xi)\zeta^3 + \dots + A_N(\xi)\zeta^N,$$
(3)

где

$$A_i(\xi) = C_i^{(0)} + C_i^{(1)}\xi + C_i^{(2)}\xi^2 + \dots + C_i^{(M)}\xi^M.$$
(4)

Предложенная методика была реализована в среде Maple. Для построения полиномов использовался метод наименьших квадратов. Численные расчеты показали, что для достаточно точной аппроксимации ККН в разложении (3) необходимо взять полином четвертой степени (N = 4). Для аппроксимации коэффициентов полинома (3) $A_{i}(\zeta)$ необходимо взять полиномы 8 степени. Эти полиномы принимают следующий вид:

$$\begin{split} A_{0}(\xi) &= -2932.81959 \, 3 + 4739.78767 \, 3\xi - \\ &- 3088.60050 \, 6\xi^{2} + 1051.44904 \, 3\xi^{3} - 199.966007 \, 6\xi^{4} + \\ &+ 20.4907182 \, 5\xi^{5} - 0.88341902 \, 14\xi^{6} - \\ &- 0.10576412 \, 44 \cdot 10^{-1}\xi^{7} + 0.15349025 \, 19 \cdot 10^{-2}\xi^{8}; \\ A_{1}(\xi) &= 1547.740613 \cdot 2491.860794 \, \xi + \\ &+ 1618.964794 \, \xi^{2} - 549.1935107 \, \xi^{3} + 104.0659131 \, \xi^{4} - \\ &- 10.63271499 \, \xi^{5} + 0.4588122494 \, \xi^{6} + \\ &+ 0.5210563682 \cdot 10^{-2}\xi^{7} - 0.780204147 \cdot 10^{-3}\xi^{8}; \\ A_{2}(\xi) &= -274.7108192 + 441.5732885 \, \xi - \\ &- 286.2826226 \, \xi^{2} + 96.87859904 \, \xi^{3} - 18.31070278 \, \xi^{4} + \\ &+ 1.867058413 \, \xi^{5} - 0.0806446753 \, \xi^{6} - \\ &- 0.875201980 \cdot 10^{-3}\xi^{7} + 0.134717180 \cdot 10^{-3}\xi^{8}; \\ A_{3}(\xi) &= 19.14967549 \cdot 30.75832151 \, \xi + \\ &+ 19.91979618 \, \xi^{2} - 6.731902434 \, \xi^{3} + 1.270493320 \, \xi^{4} - \\ &- 0.129382936 \, \xi^{5} + 0.5590475921 \cdot 10^{-2}\xi^{6} + \\ &+ 0.591138894 \cdot 10^{-4}\xi^{7} - 0.924321462 \cdot 10^{-5}\xi^{8}; \\ A_{4}(\xi) &= -0.4557765815 + 0.73178418\xi - \\ &- 0.47363243\xi^{2} + 0.159937905\xi^{3} - 0.301573987 \cdot 10^{-1}\xi^{4} + \\ &+ 0.306873918 \cdot 10^{-2}\xi^{5} - 0.132635084 \cdot 10^{-3}\xi^{6} - \\ &- 0.137743733 \cdot 10^{-5}\xi^{7} + 2.17761112 \cdot 10^{-7}\xi^{8}. \\ \\ \end{array}$$

Полученный полином (3) может использоваться для приближенных расчетов коэффициентов концентрации напряжений других резервуаров с другими размерами вмятин.

Заключение. Проведенное конечно-элементное моделирование показало, что в области вмятины на-

блюдается значительное увеличение эквивалентных напряжений. Наибольшее увеличение эквивалентных напряжений наблюдается в нижней части вмятины. Это объясняется тем, что в этой части значительно больше величина внутреннего давления. Для инженерных расчетов эквивалентных напряжений достаточно знать коэффициент концентрации напряжений в области вмятины. Он может быть определен на основании аппроксимационных полиномов, опубликованных в этой статье.

Авторы статьи выражают благодарность Г. Ю. Мартыненко и О. К. Морачковскому за полезные обсуждения проблем, рассмотренных в этой статье. Работа выполнена согласно договора на выполнение научно-исследовательских работ в рамках государственного заказа № 416 на выполнение НИР по теме «Исследование прочности и долговечности вертикальных цилиндрических резервуаров для хранения мазута на ТЭЦ с вмятинами в стенке и разработка методики нормирования их ресурса и геометрических размеров дефектов» с Комитетом науки Министерства образования и науки Республики Казахстан.

Список литературы: 1. Лихман В.В. Концентрация напряжений в резервуарах с локальными несовершенствами формы / В.В. Лихман, Л.Н. Копысицкая, В.М. Муратов // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1992. – № 6. – С. 22-24. 2. Кузнецов В.В. Проблемы отечественного резервуаростроения / В.В. Кузнецов, Г.П. Кандаков // Промышленное и гражданское строительство. – 2005. – № 5. – С. 17-19. 3. Прохоров В.А. Оценка параметров риска эксплуатации резервуаров для хранения нефтепродуктов в условиях севера / В.А. Прохоров: дисс. докт.

техн. наук. – Якутск, 1999. – 300 с. **4.** СН РК 3.05-24-2004. Инструкция по проектированию, изготовлению и монтажу вертикальных цилиндрических стальных резервуаров для нефти и нефтепродуктов. – Введ. 2005-01-01. – Астана: 2004. – 78 с. **5.** ВБН В.2.2-58.2-94 Резервуары вертикальные стальные для хранения нефти и нефтепродуктов с давлением насыщенных паров не выше 93,3 кПа. – К.: Госкомнефтегаз, 1994. – 98 с. **6.** ПБ 03-605-03. Правила устройства вертикальных цилиндрических стальных резервуаров для нефти и нефтепродуктов. – Введ. 2003.06.19. – М.: Госгортехнадзор России, 2002. – 83 с. **7.** *Тимошенко* С.П. Пластинки и оболочки / С.П.Тимошенко, С.Войновский-Кригер. Пер. с англ. под ред. Г.С. Шапиро. – М.: Физматгиз, 1963. – 635 с.

Bibliography (transliterated): 1. Lihman V.V. Koncentraciya napryazhenij v rezervuarah s lokal'nymi nesovershenstvami formy. V.V. Lihman, L.N. Kopysickaya, V.M. Muratov. Himicheskoe i neftyanoe mashinostroenie. 1992. No 6. 22-24. Print. 2. Kuznecov V.V. Problemy otechestvennogo rezervuarostroeniva. V.V. Kuznecov, G.P. Kandakov. Promyshlennoe i grazhdanskoe stroitel'stvo. 2005. No 5. 17-19. Print. 3. Prohorov V.A. Ocenka parametrov riska ekspluatacii rezervuarov dlya hraneniya nefteproduktov v usloviyah severa. V.A. Prohorov: diss. dokt. tehn. nauk. Yakutsk, 1999. 300. Print. 4. SN RK 3.05-24-2004. Instrukciya po proektirovaniyu, izgotovleniyu i montazhu vertikal'nyh cilindricheskih stal'nyh rezervuarov dlya nefti i nefteproduktov. Vved. 2005-01-01. Astana: 2004. 78. Print. 5. VBN V.2.2-58.2-94 Rezervuary vertikal'nye stal'nye dlya hraneniya nefti i nefteproduktov s davleniem nasyschennyh parov ne vyshe 93,3 kPa. Kyyiv: Goskomneftegaz, 1994. 98. Print. 6. PB 03-605-03. Pravila ustrojstva vertikal'nyh cilindricheskih stal'nyh rezervuarov dlva nefti i nefteproduktov. Vved. 2003.06.19. Moscow: Gosgortehnadzor Rossii, 2002. 83. Print. 7. Timoshenko S.P. Plastinki i obolochki. S.P.Timoshenko, S.Vojnovskij-Kriger. Per. s angl. pod red. G.S. Shapiro. Moscow: Fizmatgiz, 1963. 635. Print.

Поступила (received) 20.10.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Айнабеков Алпысбай Иманкулович – доктор технических наук, профессор кафедры «Механика» Южно-Казахстанского государственного университета имени М. Ауэзова, г. Шымкент; тел.: 8(7252) 30-09-70; e-mail: dinamika-nauka@rambler.ru

Ainabekov Alpysbay Imankulovich – Doctor of Technical Sciences, Professor of Department of "Mechanics" South Kazakhstan State University named after M. Auezov, Shymkent ; tel.: 8(7252) 09.30.70 ; e-mail: dinamika-nauka@rambler.ru

Аврамов Константин Витальевич – доктор технических наук, профессор, ведущий научный сотрудник ИПМаш НАН Украины, г. Харьков; тел.: 068 605 74 21; e-mail: kvavr@kharkov.ua

Avramov Konstantin Vitalievich – Doctor of Technical Sciences, Professor, leading Researcher of IPMach NAS of Ukraine, Kharkov; tel.: 068 605 74 21; e-mail: kvavr@kharkov.ua

Сулейменов Уланбатор Сейтказиевич – доктор технических наук, и.о.профессора кафедры «Архитектура и дизайн» Южно-Казахстанского государственного университета имени М. Ауэзова, г. Шымкент; тел.: 8(7252) 30-02-53; e-mail: dinamika-nauka@rambler.ru

Suleimenov Ulaanbaator Seytkazievich – Doctor of Technical Sciences, acting Professor of Department of «Architecture and Design " South Kazakhstan State University named after M. Auezov, Shymkent; tel.: 8 (7252) 02.30.53; e-mail: dinamika-nauka@rambler.ru

УДК 534/143

А.Е. БОЖКО; З.А. ИВАНОВА; Е.М. ИВАНОВ

ФУНКЦИОНИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЕЙ НА НИЗКИХ ЧАСТОТАХ

В данной работе исследуется проблема построения математических моделей и блок-диаграмм колебаний платформы в дорезонансной и резонансной областях электромагнитных вибровозбудителей. Вибровозбудители широко используются в вибрационных испытательных стендах. Они должны функционировать в широком диапазоне частот (в области низких частот до 2 ÷ 5 мм, и высоких - десятые доли мм), особенно в тех случаях, когда необходимо провести испытания (двигателей транспортных средств и др.) в условиях, соответствующих эксплуатационным, так как в этом случае амплитуда колебаний, воздействуя на испытуемые объекты, изменяется в широких пределах.

Ключевые слова: воздушный зазор, амплитуда вибраций, активное сопротивление, индуктивное сопротивление.

Введение. Электромагнитные вибровозбудители (ЭМВ) широко используются в вибрационных испытательных стендах [2], причем они должны функционировать в широком диапазоне частот, особенно в тех случаях, когда необходимо проводить испытания изделий (двигателей транспортных средств и др.) в условиях, эквивалентных эксплуатационным. Амплитуды вибраций, действующих на испытуемые объекты, при этом изменяются в больших пределах (на низких частотах до $2 \div 5$ мм, а на высоких – десятые доли мм), что заставляет проектировщиков ЭМВ выбирать величину воздушного зазора δ ЭМВ, исходя из максимальных значений амплитуд вибраций и предъявления определенных требований к пружинам подвижной части ЭМВ.

Постановка проблемы. Вследствие предположения, что ЭМВ работает в широком интервале изменения амплитуд вибраций x_{a1} массы m, считаем, что величины x_{a1} и δ могут быть сравнимы. Поэтому, при $x_1 = x_{a1} \sin \omega_1 t$, где ω_1 , t – круговая частота и время соответственно; воздушный зазор между якорем и полюсом магнитопровода при ($\delta - x_{a1} \sin \omega_1 t$) может быть близок к нулю, что вносит существенные изменения в электромагнитные соотношения в ЭМВ. Если $x_{a1} << \delta$, что справедливо для высокочастотного диапазона воспроизводимых вибраций, то в этом случае величиной x_{a1} пренебрегаем по сравнению с величиной δ .

На наш взгляд, наиболее важным являются исследования случая $\delta \approx x_{a1}$, что соответствует колебаниям массы в дорезонансной и в самой резонансной областях.

Так как на вход ЭМВ подается электрическое переменное напряжение $U = U_a \sin \omega_2 t$, где ω_2 – круговая частота ($\omega_2 = \omega_1/2$ [2]), то для построения, как математической модели, так и структурной схемы ЭМВ, необходимо тяговое усилие *F* выразить относительно *U* и электромагнитных параметров ЭМВ (числа витков обмотки – *w*, магнитной проницаемости воздушного зазора – μ_0 , площади поперечного сечения полюсов магнитопровода – *S*, магнитной проводимости - *G*). Для этого запишем уравнение электрической цепи ЭМВ и воспользуемся законом полного тока [1] с учетом индуктивного сопротивления

$$U = ri + L\frac{di}{dt}; \quad L = w^2 G, \qquad (1)$$

при этом будем учитывать изменение воздушного зазора, то есть

$$G = \mu_0 S / (2(\delta - x_1)), \qquad (2)$$

где r, $L(\delta - x_1)$ – активное сопротивление и индуктивность соответственно; сопротивление $r = r_1 + r_0$, где r_1 , r_0 – активные сопротивления электрической цепи до зажимов обмотки и собственно провода обмотки соответственно.

Для составления математической модели и структурной схемы воспользуемся операторным методом, нашедшим применение в теории автоматического управления [3].

На основании закона полного тока, индуктивного сопротивления и с учетом изменения воздушного зазора

$$\Phi = iwG = iw\frac{\mu_0 S}{2(\delta - x_1)};$$

$$i(p) = \frac{U(p)}{r + \frac{\mu_0 Sp}{2(\delta - x_1)}} = \frac{U(p)(\delta - x_1)}{r(\delta - x_1) + kp},$$

где $k = w^2 \mu_0 S/2$; p = d/dt; Φ – магнитный поток, тогда

$$F = \frac{\Phi^2}{\mu_0 S} = i^2 \frac{k}{2(\delta - x_1)^2} \stackrel{\rightarrow}{\leftarrow} \frac{U^2(p)k}{2[r(\delta - x_1) + kp]^2}.$$
 (3)

Подставим (3) в дифференциальное уравнение подвижной массы *m*

$$m \cdot d^2 x / dt^2 + b \cdot dx / dt + cx = F$$

 $(m = m_{\rm s} + m_{\rm o} - {\rm ofigas Macca; } m_{\rm s} - {\rm Macca skops 2; } m_{\rm o} - {\rm Macca испытуемого offsekta; } b - {\rm koэффициент демп$ $фирования; } c - {\rm koэффициент жесткости; } x - {\rm переме$ $щение подвижной системы; } t - {\rm время}$) с учетом представления в операторной форме получим

$$x(m_1p^2 + b_1p + c_1) = U^2k/(2[r(\delta - x_1) + kp]^2).$$
(4)

Преобразуем (4), обозначив $U^2 k/2 = U_1$. В результате получим

$$W_{1}(p) \Big[x_{1} \Big(r^{2} \delta^{2} + 2rk \, \delta \, k + k^{2} \, p^{2} \Big) - 2r x_{1}^{2} \Big(r \delta + kp \Big) + x_{1}^{3} r^{2} \Big] = U_{1},$$
(5)

где $W_1(p) = m_1 p^2 + b_1 p + c_1$.

Анализируя выражение (5), приходим к построе-

© А.Е. Божко; З.А. Иванова; Е.М. Иванов, 2015

нию структурной схемы без РМ, изображенной на рис. 1, причем приведенные на нем передаточные функции имеют следующий вид

$$W_{2}(p) = w_{2}^{-1}(p); \quad W_{3}(p) = (r^{2}\delta^{2} + 2rk\,\delta k + k^{2}p^{2})^{-1}; W_{4}(p) = (2r(r\delta + kp))^{-1}; \quad W_{5}(p) = 1/r^{2}.$$



Рисунок 1 – Структурная схема ЭМВ без РМ: где См – сумматор; БУ₁, БУ₂ – блоки умножения; <u>1</u> – инвертор; $W_2(p), W_3(p), W_4(p), W_5(p)$ – звенья с передаточными функциями

Таким образом, на основании выражения (5) и структурной схемы, изображенной на рис. 1, математическая модель ЭМВ без РМ имеет вид

$$(U^2 k W_2/2 + x_1^2/W_4 - x_1^3/W_5)W_3 = x_1.$$

Выводы. В ЭМВ без РМ колебания платформы осуществляются под действием сил $U^2 k W_2/2$; x_1^2/W_4 ; $-x_1^3/W_5$, возникающих в результате возведения в квадрат и умножения на $W_2k/2$ задающего напряжения U, создаваемых положительной обратной связью x_1^2/W_4 и отрицательной обратной связью $-x_1^3/W_5$.

Если в ЭМВ активное сопротивление (r) значительно меньше индуктивного (L_p), что, в принципе, практически возможно, то, принимая в этом случае r = 0, из (5) получаем уравнение вида

$$W_1 x_1 k^2 p^2 = U_1$$

и передаточная функция

$$W(p) = x_1(p)/U_1(p) = 1/(k^2 p^2(m_1 p^2 + b_1 p + c_1)),$$

из которой видно, что в этом случае обратные связи, сумматор См исчезают, и система ЭМВ становится разомкнутой.

Список литературы: 1. Бессонов Л. А. Теоретические основы электротехники / Л. А. Бессонов. – М.: Высшая школа, 1978. – 528 с. 2. Вибрации в технике. В 6-ти т. / Под ред. Э. Э. Лавендела. – М.: Машиностроение, 1981. – Т.4. – 510 с. 3. Теория автоматического управления / Под ред. А. В. Нетушила. – М.: Высшая школа, 1976. – 400 с.

Bibliography (transliterated): 1. Bessonov L. A. Teoreticheskie osnovy elektrotehniki. L. A. Bessonov. Moscow: Vysshaya shkola, 1978. 528. Print. **2.** Vibracii v tehnike. In 6 vol. Pod red. E. E. Lavendela. Moscow: Mashinostroenie, 1981. Vol. 4. 510. Print. **3.** Teoriya avtomaticheskogo upravleniya. Pod red. A. V. Netushila. Moscow: Vysshaya shkola, 1976. 400. Print.

Поступила (received) 27.10.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Божко Александр Евгеньевич, доктор технических наук, профессор, член-корр. НАН Украины, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины

Alexander Bozhko, Doctor of Technical Science, Professor, Corresponding Member of the NAS of Ukraine, Institute of Problems of Mechanical Engineering named after A.N. Podgorny The National Academy of Sciences of Ukraine

Иванова Зоя Александровна, кандидат технических наук, доцент, ст. наук. співр., Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины: тел. (+380 572) 94-15-51; e-mail: bozhko@ipmach.kharkov.ua

Ivanova Zoya Aleksandrovna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Senior Researcher Assistant Institute of Problems of Mechanical Engineering named after A.N. Podgorny The National Academy of Sciences of Ukraine: phone (+380 572) 94-15-51; e-mail: bozhko@ipmach.kharkov.ua

Иванов Евгений Мартынович, кандидат технических наук, Харьковский национальный автомобильнодорожный университет: тел. (+38 057) 707-37-24; e-mail: repositiv@mail.ru

Ivanov Evgeny Martynovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor Kharkov National Automobile and Highway University: phone (+38 057) 707-37-24; e-mail: repositiv@mail.ru

УДК 624.04:539.3

Д. В. БРЕСЛАВСКИЙ; А. А. ЧУПРЫНИН; Н. В. СЕРЕДА

ПОЛЗУЧЕСТЬ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ

Статья посвящена описанию расчетного метода оценивания ползучести железобетонных конструкций. Рассмотрены уравнения, описывающие ползучесть, их применение для различных режимов нагружения и сортов бетона. Приведена методика проведения расчетов, позволяющая определять напряженно -деформированное состояние железобетонных конструкций при кратковременном и длительном нагружении на основе метода конечных элементов (МКЭ). Рассмотрен пример расчета ползучести железобетонной плиты безбалочного перекрытия, приведены данные о релаксации напряжений через десять лет эксплуатации.

Ключевые слова: ползучесть, железобетонная конструкция, изохрона, МКЭ, тонкая пластина.

Введение. Одной из наиболее важных задач при конструировании является обеспечение надежности конструкций на весь период эксплуатации. Двумя определяющими факторами надежности являются период и условия эксплуатации, описываемые набором параметров. При достижении временем использования конструктивных элементов критического значения, начинается период интенсивного износа. При этом интенсивность отказов возрастает до среднего значения долговечности [1].

Кратковременные испытания позволяют оценить качество строительных конструкций, их прочность, деформируемость, выявить ошибки при возведении и проектировании. Длительные испытания дают возможность оценить износ конструкции в период эксплуатации. При исследовании железобетонных конструкций необходимо учитывать ряд особенности данного материала. Железобетон – физически нелинейный, комплексный, неоднородный материал, характеризующийся малой трещиностойкостью, особенно при растяжении.

Существующие и используемые нормативные документы, предписывая методику учета особенностей эксплуатации железобетона, приводят расчетные соотношения только для линейных элементов (брус, стержень, балка) только для наиболее характерных режимов работы. В настоящее время лишь для небольшой части новых железобетонных сооружений для анализа прочности возможно использование линейных и приводимых к ним расчетных схем.

Для большей их части, включающей тонкостенные пространственные конструкции, в которых реализуется сложное напряженное состояние, необходимо использовать полную постановку задачи, так как простейшие методики расчета, основанные на базовых гипотезах о характере распределения напряжений и деформаций в сечениях, не дают адекватного описания реального объекта [2]. Это требует отказа от отраслевых методик расчета.

Для феноменологических методов основой являются опытно-статистический анализ параметров системы и расчетная оценка деформирования и разрушения материалов и элементов конструкций. В результате получаемых обобщенных результатов формулируются новые гипотезы, необходимые для построения прикладной теории и описывающие новые модели и методы решения задач [3]. В большинстве экспериментальных исследований для длительного деформи-

рования бетона мгновенные деформации и деформации ползучести определяются отдельно. Это обуславливает гипотезу об аддитивности деформаций.

Исходя из необходимости экспериментального изучения ползучести и учитывая наследственный по времени характер деформирования бетона, важнейшее значение уделяется выбору эталонных режимов нагружения и построению связей между напряжениями, деформациями и временем. При этом оценка достоверности полученных уравнений при любых возможных режимах нагружения [4] требует сравнения получаемых результатов с экспериментально полученными эталонными значениями.

Как правило, для бетона в теориях деформирования в виде эталонного режима принимаются нагружение с постоянными по времени напряжениями:

$$\sigma = \text{const}, \quad \frac{\partial \sigma}{\partial t} = 0.$$
 (1)

По опытным данным строятся кривые ползучести, которые соответствуют постоянным по времени фиксированным напряжениям при однородном напряженно-деформированном состоянии исследуемых элементов. Кроме того, устанавливаются соотношения для изохрон σ - ε , соответствующим разным моментам времени. В расчетах наиболее часто используется выражение:

$$S_n = \sigma S_n^0$$
,

где S_n - функция напряжений; S_n^0 - функция, определяющая характер нелинейной зависимости.

Традиционно при неубывающих режимах нагружения для описания линейной ползучести использовается принцип суперпозиции. Затем Б. Персоц [5] показал, что принцип аддитивности деформаций справедлив и для нелинейной ползучести тоже. А.А. Гвоздев обосновал [6] его справедливость при любых режимах нагружения: и для убывающих режимов, и для ступенчатого нагружения. Для ступенчатого нагружения с использованием гипотезы об аддитивности деформаций можно получить кривую ползучести ε_n для режимного нагружения [7], и следующее выражение для деформаций бетона:

$$\varepsilon_n(t,t_0) = \sum_{i=0}^n \Delta \varepsilon_{ni}(t,t_i), \qquad (2)$$

где

 $\Delta \varepsilon_n$

$$_{i}(t,t_{i}) = \frac{1}{E^{M}(t)} S_{M} \left[\Delta \sigma(t) \right] + C_{0}^{*}(t,t_{i}) S_{n} \left[\Delta \sigma(t_{i}) \right], \quad (3)$$

© Д. В. Бреславский; А. А. Чупрынин; Н. В. Середа, 2015

где S_n – функция напряжения; $C_0^*(t,t_i)$ – мера ползучести *i*-того этапа (деформация ползучести в момент времени *t* от действия единичного напряжения, приложенного в момент времени t_i).

Решение задачи ползучести железобетонных плит. Перейдем от малых приращений к дифференциалам в выражении (3) и проинтегрируем его по частям. После приведения подобных слагаемых получаем:

$$\Delta \varepsilon_{ni}(t,t_0) = \frac{1}{E^M(t)} S_M [\Delta \sigma(t)] + C_0^*(t,t_i) S_n [\sigma(t_i)] - \int_{t_0}^t S_n [\sigma(\tau)] \frac{d}{d\tau} C_0^*(t,\tau) d\tau.$$
(4)

Первое слагаемое в правой части - мгновенная деформация; второе - деформация неустановившейся ползучести (кратковременная ползучесть), третье – деформация установившейся ползучести.

Используя выражение (4), можно получить соотношения для деформаций ползучести при разных режимах нагружения. Например, при отсутствии неустановившейся ползучести ($C_0^*(t,t_i) = 0$):

$$\varepsilon(t,t_0) = \frac{1}{E^M(t)} S_M[\sigma(t)] - \int_{t_0}^t S_n[\sigma(\tau)] \frac{d}{d\tau} C_0^*(t,\tau) d\tau \,. \tag{5}$$

Для линейной постановки:

$$\varepsilon(t,t_0) = \frac{\sigma(t)}{E^M(t)} - \int_{t_0}^t \sigma(\tau) \frac{d}{d\tau} C_0^*(t,\tau) d\tau \,. \tag{6}$$

Следуя подходу Ю.Н. Работнова [8], используют квазилинейное представление неравновесного деформирования твердых тел. В работе С.В. Бондаренко [9] отмечается точность применения этого подхода в большинстве случаев при решении нелинейных задач ползучести железобетона. В этой же работе предложено реологическое уравнение для оценки сопротивления строительных конструкций режимным нагружениям в виде:

$$\varepsilon(t,t_0) = S_0 \sigma(t) \left\{ \sigma(t) \left[\frac{1}{E^M(t)} + C_0^*(t,t_i) \right] \right\} - - \int_{\tau_0}^{\tau} \sigma(\tau) \frac{d}{d\tau} C_0^*(t,\tau) d\tau.$$
(7)

В этом выражении структура единой функции нелинейности повторяет структуру частных функций, а ее параметры вычисляются с помощью несложных процедур. Предложенная модель может быть обобщена на случай воздействий, при которых в бетоне развиваются длительные деформации при сложном напряженном состоянии, если предположить, что характер их развития тот же, что и при одноосном растяжении-сжатии, а модуль упругости при сдвиге не зависит от времени. Рассматривая случаи ползучести при постоянных напряжениях, длительность действия нагрузки учтем, используя изохроны, которые представляют собой пучок кривых, выходящих из начала координат, каждая из которых соответствует моменту времени t. Метод изохронных кривых был впервые предложен в работах Ю.Н. Работнова для металлов. Для бетонов он впервые использован в работах П.И. Васильева [5].

В произвольный момент времени деформации можно представить в виде [1]:

$$\varepsilon(\sigma, t) = \frac{\sigma(t)}{E(t)} \left(1 + C_0^*(t, \tau) \right), \tag{8}$$

где t – момент времени, в который определяется деформация; τ – момент приложения нагрузки; $C_0^*(t,\tau)$ – мера ползучести (деформация ползучести в момент времени t от действия единичного напряжения, приложенного в момент времени τ), которую можно определить следующим образом:

$$C_0^*(t,\tau) = \xi \cdot \Theta(\tau) \cdot \left(1 - e^{-\phi(t-\tau)}\right), \tag{9}$$
 где $\xi = \left[1, 3 - 0, 79 \cdot e^{-0,404m_0}\right];$

$$\cdot [1,27-0,01334 \cdot (\Phi-40)] \cdot [1+0,0482 \cdot e^{(T-20)}]$$
 -

параметр, характеризующий условный возраст бетона (m_0 - часть конструкции (в %), которая контактирует с воздухом, Φ – относительная влажность воздуха, T – средняя температура эксплуатации); $\theta(\tau) = A_1/\tau + C_0$ - функция, характеризующая процесс старения бетона; ($A_1 = 0,7$ сут., $C_0 = 0,5$ - постоянные, определяемые из опыта [5, 2]); ϕ [сут⁻¹] - коэффициент, позволяющий в явном виде выделить время в уравнениях состояния. Для бетонов различных классов он принимает следующие значения: B10 – 2,423, B15 – 2,346, B20 – 2,323, B25 – 2,306, B30 – 2,302, B35 – 2,299, B40 – 2,297, B45 – 2,296, B50 – 2,295.

Предложенные здесь функции построены из условия минимизации количества аппроксимирующих констант, которые определяются из базовых стандартных экспериментов.

Полученные кривые при одноосном напряженном состоянии можно обобщить и для произвольного, в частности двухосного, которое возникает при изгибе тонкостенных конструкций. Это семейство кривых допускает применение в задачах ползучести решения, полученного при пластическом деформировании для заданной зависимости $\sigma = \sigma(\varepsilon)$.

В данной постановке теория малых упругопластических деформаций Илюшина [10] используется в расчетах на ползучесть при произвольном напряженном состоянии.

В расчетах используется зависимость, полученная на основании гипотезы о несжимаемости материала и предположения, что направления главных нормальных напряжений и главных линейных деформаций совпадают:

$$\varepsilon_1 = \frac{3\varepsilon_i}{2\sigma_i}(\sigma_1 - \sigma_0); \varepsilon_2 = \frac{3\varepsilon_i}{2\sigma_i}(\sigma_2 - \sigma_0); \gamma = \frac{3\varepsilon_i}{2\sigma_i}\tau, \quad (10)$$

где σ_0 - гидростатическое давление; σ_i , ε_i - интенсивность напряжений и деформаций соответственно.

Как известно [8], связь между ними не зависит от вида напряженного состояния.

Численное моделирование напряженно-деформированного состояния тонкостенных конструкций, как правило, основано на методе конечных элементов

(МКЭ).

Решение геометрически и физически нелинейных задач сводятся к линеаризации исходных уравнений, то есть поиску решения нелинейных уравнений, который осуществляется решением рекуррентной последовательности линейных.

Рассмотрим метод решения задачи ползучести тонкостенных элементов по схеме МКЭ. Обычно при ползучести напряженно-деформированное состояние медленно изменяется по времени и процесс деформирования относится к классу квазистационарных.

В физических уравнениях для нахождения дополнительных напряжений, вызванных деформациями ползучести, используются значения деформаций ползучести. Вместе с тем конкретизация уравнений состояния позволяет определить деформации ползучести, исходя из уровня напряжений. Разрешить это противоречие можно, используя уравнения (8-9), которые позволяют определить уровень накопленных деформаций ползучести при заданном уровне напряжений.

Таким образом, процесс решения задачи ползучести тонкостенных конструктивных элементов при произвольном нагружении, деформирующихся в условиях ползучести, предполагает определение следующих неизвестных. Это основные неизвестные, относительно которых задача может быть разрешена: перемещения точек срединной поверхности; вектор деформаций; вектор обобщенных силовых факторов, приложенных к срединной поверхности. Кроме того, необходимо определение вспомогательных векторов неизвестных, которые позволяют осуществить конкретизацию и замыкание в смысле полноты систем уравнений, и обеспечить их разрешимость: вектора напряжений, деформаций ползучести.

Так, разрешающие уравнения, характерные для МКЭ, сформулированы на базе основных неизвестных. Хотя другие неизвестные и будут присутствовать в формулировке разрешающей системы, но они принимаются при решении уравнений МКЭ известными. Способ их подсчета оказывается алгоритмически вполне определенным теми соотношениями, которые для них предложены выше.

Пример расчета. Приведенные формулы использованы при исследовании деформирования железобетонной плиты перекрытия размером 6х6 м, толщиной 20 см, опертой на четыре угловые колонны сечением 40х40 см. Материал плиты – бетон класса B25. Интегральная распределенная нагрузка составила $q = 10 \text{ кH/m}^2$ (собственный вес и расчетная нагрузка).

В этом случае реализован итерационный подход. Для фиксированного момента времени при известных дополнительных силах, вызванных деформациями ползучести, проблема сводится к необходимости решения задачи об упругом деформировании пластины, нагруженной дополнительными фиктивными силами. Соотношения для дополнительных фиктивных узловых нагрузок в задачах ползучести использованы для выбранных пластинчатых конечных элементов в конечноэлементном комплексе.



Рисунок 1 – Интенсивность напряжений σ_i на нижней поверхности исследуемой плиты (t = 0)



Рисунок 2 - Интенсивность напряжений σ_i на нижней поверхности исследуемой плиты (t = 10 лет)



Рисунок 3 - Интенсивность напряжений σ_i на верхней поверхности исследуемой плиты (t = 0)

Для решения нелинейной задачи использованы функции, которые обеспечивают сходимость линейной задаче: исследования показали, что достаточно адекватная модель получается при интегральной оценке напряженного состояния конечного элемента. В этом случае физические характеристики, определенные в центральной точке, распространяются на всю область конечного элемента (что показывает удовлетворительные результаты при использовании большого количества элементов). От такого подхода можно отказаться, если применять численное интегрирование.

На рис. 1-4 приведены распределения интенсивности напряжений в начальный момент времени и через 10 лет на нижней и верхней поверхностях плиты. Из графиков следует, что имеет место существенное перераспределение напряжений в процессе эксплуатации, при этом максимальные значения уменьшаются незначительно.



Рисунок 4 - Интенсивность напряжений σ_i на верхней поверхности исследуемой плиты (t = 10 лет)

Выводы. В работе предложена модель длительного деформирования железобетонных элементов конструкций, позволяющая проводить расчеты напряженно-деформированного состояния пластинчатых конструкций, изготовленных из различных марок бетона, при разнообразных условиях эксплуатации. Использование предложенной модели позволяет проводить адекватный анализ надежности и долговечности железобетонных конструкций. Полученные результаты свидетельствуют о целесообразности использования программных комплексов конечноэлементного анализа для исследования процесса ползучести железобетонных конструкций. Список літератури: 1. В.С. Шмуклер. Новый метод натурных испытаний / В.С. Шмуклер, А.А. Чупрынин, Р. Аббаси // Бетон и железобетон в Украине. - 2010. - №5. - С. 13-24. 2. Клованич С.Ф. Метод конечных элементов в нелинейной механике железобетона / С. Ф. Клованич. - Запорожье: ИПО Запорожье, 2009. - 400 с. З. Бондаренко В.М. Диалектика механики железобетона / В. М. Бондаренко // Бетон и железобетон. -2002. - № 1. - C. 24-36. 4. Prandtl L. Spannungsverteilung in Plastichen Korpern / L. Prandtl // Proc. of 1 st Int. Congr. of Appl. Mech. - 1924. - Р. 43-54. 5. Васильев П.И. Связь между напряжениями и деформациями в бетоне при сжатии с учетом влияния времени / П. И. Васильев // Изв. ВНИИГидротехники. -1951. - №45. - С. 78-92. 6. Гвоздев А.А. Развитие теории железобетона в СССР / А. А. Гвоздев // Бетон и железобетон. - 1964. - № 8. - С. 3-7. 7. Арутюнян Н.Х. Теория ползучести неоднородных тел / Н. Х. Арутюнян, В. Б. Колмановский. - М.: Наука, 1983. - 425 с. 8. Работнов Ю.Н. Ползучесть элементов конструкций / Ю. Н. Работнов. - М.: Наука, 1966. - 752 с. 9. Бондаренко С.В. Усиление железобетонных конструкций при реконструкции зданий / С. В. Бондаренко, Р. С. Санжаровский. - М.: Стройиздат, 1990. - 526 с. 10. Ильюшин А.А. Пластичность / А. А. Ильюшин. - М.: АН СССР, 1963. - 424 с.

Bibliography (transliterated): 1. Shmukler V.S. (2010). New method of full-scale tests / Shmukler, V.S., Chuprynin, A.A. & Abbasi, R.H. // Concrete and reinforced concrete in Ukraine, 5, 13-24. Print. 2. Klovanich S.F. (2009). Finite element method in nonlinear mechanics of reinforced concrete. Ukraine, Zaporozhye: IPO Zaporozhve, 400. Print. 3. Bondarenko V.M. (2002). Dialectics of mechanics of reinforced concrete. Concrete and reinforced concrete, Moscow, Russia: 1, 24-36. Print. 4. Prandtl L. (1924). Spannung sverteilung in Plastichen Korpern. Proc. of 1-st Int. Congr. of Appl. Mech., 43-54. Print. 5. Vasilev P.I. (1951). The relationship between stresses and strains in the concrete in compression taking into account the influence of time. Proceedings VNII Of Hydraulic Engineering, Moscow, Russia: 45, 78-92. Print. 6. Gvozdev A.A. (1964). The development of the theory of reinforced concrete in the USSR. Concrete and reinforced concrete, Moscow, Russia: 8, 3-7. Print. 7. Arutunian N.H., Kolmanovskiy V.B. (1983). The theory of creep of inhomogeneous bodies. Moscow, Russia: Science, 425. Print. 8. Rabotnov Yu.N. (1966). The creep of structural elements. Mos-Print. 9. Bondarenko V.M. cow Russia: Science, 752. Sanzharovsky R.S. (1990). Strengthening of reinforced concrete structures in the reconstruction of buildings. Moscow, Russia: Stroyizdat, 526. Print. 10. Ilyushin A.A. (1963). Plasticity. Moscow, Russia: AnUSSR, 424. Print.

Поступила (received) 11.10.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Бреславский Дмитрий Васильевич – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «ХПИ», заведующий кафедры Систем и процессов управления; тел.: (057) 707 64 54; e-mail: brdm@kpi.kharkov.ua.

Breslavsky Dmytro Vasylovych – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Control Systems and Processes, National Technical University "KhPI"; tel.: (057) 707 64 54; e-mail: brdm@kpi.kharkov.ua.

Чупрынин Александр Алексеевич – кандидат технических наук, доцент, Харьковский национальный университет городского хозяйства им. А.Н. Бекетова, доцент кафедры Теоретической и строительной механики; тел.: (057) 707-31-26; e-mail: sasha.chupr@gmail.com.

Chuprynin Aleksandr Alekseevych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Kharkiv National University of Municipal Economy, Associate Professor at the Department of Theoretical and structural mechanics; tel.: (057) 707-31-26; e-mail: sasha.chupr@gmail.com.

Середа Наталья Васильевна – кандидат технических наук, доцент, Харьковский национальный университет городского хозяйства им. А.Н. Бекетова, доцент кафедры Теоретической и строительной механики; тел.: (057) 707-31-26; e-mail: sasha.chupr@gmail.com.

Sereda Natalia Vasilyvna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Kharkiv National University of Municipal Economy, Associate Professor at the Department of Theoretical and structural mechanics; tel.: (057) 707-31-26; e-mail: natalisereda@mail.ru.

УДК 539.3

Г.О. АНІЩЕНКО

РОЗПОВСЮДЖЕННЯ ФРОНТУ РУЙНУВАННЯ ПРИ ПОВЗУЧОСТІ В ПЛАСТИНАХ З НАДРІЗАМИ

Надані результати аналізу накопичення пошкоджень внаслідок повзучості та визначення часу розповсюдження фронту руйнування в пластинах, які послаблені гострими та круговими симетричними надрізами. Встановлено, що тривалість повного руйнування пластин в умовах неоднорідного напруженого стану внаслідок концентрації напружень біля надрізів може бути досить значною. Ключові слова: надрізи, концентрація напружень, пошкоджуваність, повзучість, руйнування.

Вступ. Наукові дослідження щодо аналізу накопичення пошкоджуваності й розповсюдження тріщин внаслідок повзучості є особливо актуальними для елементів машинобудівник конструкцій, які послаблені різноманітними надрізами та працюють в складних температурних і силових умовах.

В даній роботі на основі запропонованого методу чисельного аналізу розповсюдження фронту руйнування на прикладі пластин з надрізами надані результати аналізу накопичення пошкоджень внаслідок повзучості та визначення часу розповсюдження фронту руйнування.

Концентратори типу гострих або кругових надрізів доволі часто зустрічаються в деталях машин та мають конструктивне або технологічне значення. Довговічність багатьох деталей машин (пластин, стрижнів, оболонок, дисків) залежить від процесів деформування в послаблених концентраторами ділянках. Наприклад, в дисках компресорів й турбін авіадвигунів досить часто є отвори для проходження повітря, стягуючих болтів, та в цих зонах на практиці спостерігають руйнування.

На базі теоретичних підходів та чисельних методів розрахунку на повзучість й довготривалу міцність статично та циклічно навантажених елементів при плоскому напруженому стані, які представлені в роботах [1], [2] був створений програмний комплекс, який орієнтований на розв'язання задач статичної та динамічної повзучості плоских тіл, та в роботах [3], [4] проведено дослідження довготривалої міцності пластин з надрізами та встановлений час закінчення процесу прихованого руйнування.

Постановка задачі. Використаний у даних роботах метод розрахунку на повзучість та довготривалу міцності базується на сучасних уявленнях щодо повзучості й руйнування, включає досягнення континуальної механіки пошкоджень. Процеси накопичення мікропошкоджуваності при повзучості описуються співвідношеннями, які запропоновані Ю.Н. Работновим, Л.Н.Качановим. Для аналізу процесу накопичення мікропошкоджень й росту мікротріщин при повзучості застосовується параметр пошкоджуваності ω, який при розсіяних мікропошкодженнях приймається скалярною функцією координат точок тіла й часу ω = ω(x,t). В період першої стадії – стадії прихованого руйнування ($0 \le t < t_c$) у кожній точці тіла відбувається накопичення пошкоджуваності від $\omega(0) = 0$ до $\omega(t_c) \leq \omega_c$ (при цьому $\omega_c \simeq 1$). В момент закінчення часу прихованого руйнування t_c у деякій точці тіла x_i . виникає місцеве руйнування, тобто параметр пошкоджуваності набуває критичного значення: $\omega(x_i, t_c) = \omega_c$, процес накопичення розсіяних пошкоджень стає нестійким, розсіяні мікротріщини зливаються, виникають макропошкодження.

На основі вище описаного методу були виконані дослідження щодо перерозподілу напружено-деформованого стану, процесу накопичення прихованих пошкоджень та визначення часу прихованого руйнування внаслідок повзучості в пластинах, які послаблені гострими та круговими симетричними надрізами, при статичному розтягуванні (рис. 1).



Досліджувалися прямокутні пластини з базовою довжиною $L = 12 \cdot 10^{-3}$ м, товщиною $h = 2.4 \cdot 10^{-3}$ м, з симетричними гострими надрізами глибиною

 $t = 10^{-3}$ м та кутом надрізу $\alpha \div 50^{\circ}, 60^{\circ}, 70^{\circ}$ при постійній ширині $H = 7,2 \cdot 10^{-3}$ м, а також з круговими надрізами радіуса $r = 10^{-3}$ м при різноманітних зна-

© Г.О. Аніщенко, 2015

ченнях ширини пластини $H = 3,5 \cdot 10^{-3}$ м; $4,6 \cdot 10^{-3}$ м; 7,2 $\cdot 10^{-3}$ м; 9,8 $\cdot 10^{-3}$ м; 12,4 $\cdot 10^{-3}$ м; 14,4 $\cdot 10^{-3}$ м, які розтягнуті в напрямку, перпендикулярному лінії надрізів.

Зауважимо, що біля надрізів пластин при розтягу має місце концентрація напружень, величина якої при пружному деформуванні може бути окремо визначена за формулами Нейбера для гострих неглибоких надрізів й по відомим аналітичним рішенням для кругових надрізів. Розрахунками напруженого стану пластин при визначенні коефіцієнтів концентрації та порівнянні їх з відомими [6] встановлено достатній ступінь дискретизації розрахункових областей.

Рівняння стану. Розрахунки виконані для з титанового сплаву Ті-6АІ-2Сг-2Мо, при температурі *T* = 675 °K (401,85 °C), модуль пружності $E = 1.2 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнт Пуассона v = 0,3, для якого рівняння стану при повзучості записуються у вигляді:

$$\begin{cases} \dot{c}_i = B \frac{\sigma_i^n}{(1-\omega)^n}; \\ \dot{\omega} = D \frac{\sigma_e^m}{(1-\omega)^m}; \\ 0 \le \omega \le \omega_c, \end{cases}$$
(1)

де
$$B = 0,138 \cdot 10^{-23} (M\Pi a)^{-n} 1/год., D = 1,08 \cdot 10^{-20}$$

 $(M\Pi a)^{-m}$ 1/год, n = 6,8; m = 5,79. Дані про фізикомеханічні характеристики цього сплаву наведені в роботі [5].

Зазначимо, що еквівалентне напруження σ_e в кінетичному рівнянні (1) приймалося рівним:

$$\sigma_e = (1 - \alpha) \sigma_i + \alpha \cdot \sigma_1, \qquad (2)$$

де $\sigma_i = \left(\frac{3}{2}S_{i,j}S_{i,j}\right)^{\frac{1}{2}}$ – інтенсивність напружень Мізе-

са; σ₁ – максимальне головне напруження; α – число $(0 \le \alpha \le 1)$, значення якого корегує величину еквівалентних напружень Мізеса ($\alpha = 0$) у відповідності з даними дослідів по руйнуванню матеріалів. У розрахун-

ках приймалось $\alpha = 0,5$, тобто $\sigma_e = \frac{1}{2}(\sigma_i + \sigma_1)$, що відповідає критерію довготривалої міцності, який до-

бре узгоджений з експериментальними даними [5].

Результати досліджень. Розрахунки на статичну повзучість з урахуванням пошкоджуваності пластин з гострими надрізами ($\alpha \div 50^\circ$, 60° , 70°) при розтягуванні в осьовому напрямку статичним навантаженням $P = P_0 = 400$ МПА ($\sigma_{\text{ном}} = 600$ МПа; $\sigma_{\text{прикл}} = 433$ МПа) показали, що збільшення кута надрізу в розглянутих випадках суттєво впливає як на змінення рівня максимальних еквівалентних напружень в період прихованого руйнування, так і на час закінчення періоду прихованого руйнування t_c (табл. 1).

T (1	D			
Таолиця І	– Вплив ку	га надрізу	на міцність	пластини

Кут надрізу	Максимальні екві- валентні напружен- ня в момент <i>t</i> = 0	Еквівалентні напруження в момент завершення прихованого руйнування	Коефіцієнт концентрації напружень $K = \frac{\sigma_e^{\max}}{\sigma_{nom}}$	Час закінчення періоду прихованого руйнування t _c
$\alpha = 50^{\circ}$	$\sigma_e^{\max}(0) = 1328 \text{ M}\Pi a$	$\sigma_e(t_c) = 255 \text{ MIIA}$	<i>K</i> = 2,2	<i>t_c</i> = 160 годин
$\alpha = 60^{\circ}$	$\sigma_e^{\max}(0) = 1257 \text{ M}\Pi a$	$\sigma_e(t_c) = 171 \text{ M}\Pi a$	K = 2,096	<i>t_c</i> = 191 година
$\alpha = 70^{\circ}$	$\sigma_e^{\text{max}}(0) = 1240 \text{ M}\Pi a$	$\sigma_e(t_c) = 162 \text{ M}\Pi a$	K = 2,085	<i>t_c</i> = 198 годин

r/d	$H \cdot 10^{-3}$, м	$\sigma_{\text{пот}}$, МПа	$\sigma_e^{\max}(0), M\Pi a$	$\sigma_e(t_c)$, M Π a	$K = \sigma_e^{\max} / \sigma_{\text{пот}}$	<i>t</i> _c , г
1/1,5	3,5	933,3	1077,3	350,2	1,179	330
1/2,6	4,6	707,6	1157,3	83,0	1,669	336
1/5,2	7,2	553,8	1113,6	31,8	2,05272	524
1/7,8	9,8	502,5	1133,5	23,8	2,302	516
1/10,4	12,4	470,9	1164,6	15,8	2,4929	504
1/12,4	14,4	464,5	1182,9	7,5	2,599	496

Таблиця 2 – Дослідження повзучості пластин

На основі одержаних результатів можна зробити висновок про те, що чим менший кут гострого надрізу, тим вищий рівень максимальних напружень біля контуру надрізу й, як наслідок, більше коефіцієнт концентрації напружень $K = \frac{\sigma_e^{\text{max}}}{\sigma_{nom}} = 2.2; 2.096; 2.085$

та менший період прихованого руйнування $t_c = 160;$ 191; 198 годин відповідно.

Дослідження повзучості пластин, які розтягнуті напруженням 400 МПа, з різним співвідношенням радіусу кругового надрізу r до відстані між надрізами d (d = H - 2r), доводить, що в пластинах с різним значенням r/d суттєвим чином відрізняються не тільки процеси перерозподілу напружень, а й накопичення

напружень біля контуру вирізу $\left(K = \frac{\sigma_y^{\text{max}}}{\sigma_{yy}}\right)$. Однак,

найменший час $t_c = 330$ г серед розглянутих співвідношень r/d у пластини с найменшою шириною $H = 3.5 \cdot 10^{-3}$ м при найменшому коефіцієнті концентрації напружень. Цей факт пояснюється наступним: при конкретному співвідношенні величин радіуса надрізу й ширини пластини надріз не є концентрато-

пошкоджуваності, та як наслідок, значення часу при-

льша відстань між контурами кругових надрізів

d = H - 2r, тім менший рівень номінальних напружень, та як наслідок, більший коефіцієнт концентрації

Можна зробити наступний висновок, що чим бі-

хованого руйнування t_c (табл.2).

ром, ми маємо пластину зі складною геометрією. Як наслідок, має місце принципово інше розподілення напружень в пластині, у порівнянні з пластиною з концентратором.

Зі збільшенням ширини пластини $H = 7,2 \cdot 10^{-3}$ м, або відстані між контурами кругових надрізів – $d > 5.2 \cdot 10^{-3}$ м, спостерігається зростання концентрації напружень й зменшення часу прихованого руйнування (см. табл. 2), так як тут надрізи є концентраторами.

Пластини з гострим надрізом ($\alpha = 60^{\circ}$, $H = 7,2 \cdot 10^{-3}$ м) та круговим надрізом ($r = 10^{-3}$ м, $H = 7,2 \cdot 10^{-3}$ м) чисельно та експериментально вивчались раніше у роботі [5]. За результатами розрахунків напруженого стану та часу прихованого руйнування проведено порівняння даних та встановлена цілком прийнятна їх відповідність: по напруженням максимальна різниця не перевищує 15 %, значення часу прихованого руйнування відрізняються неістотно: 191 г та 200 г для гострого надрізу й 524 г та 570 г для кругового надрізу.

Час повного руйнування розглянутих пластин значно вищий ніж час їх прихованого руйнування t_c . У цій же роботі [5] автори наводять експериментальні дані часу повного руйнування пластин, які вивчаються. Їх значення дорівнюють $t_{cr} = 1760$ г (гострий надріз) та $t_{cr} = 2120$ г (круговий надріз), що значно перевищує час прихованого руйнування t_c . Тому розробка методів визначення часу між завершенням стадії прихованого руйнування конструктивного елемента та моментом його повного руйнування є актуальною щодо досліджень повзучості та оцінки ресурсу роботи різноманітних деталей машин.

Далі у роботі будуть запропоновані підходи щодо визначення часу повного руйнування внаслідок повзучості пластин з надрізами.

Чисельний аналіз розповсюдження фронту руйнування в пластинах з надрізами. В роботі запропоновано метод чисельного аналізу розповсюдження фронту руйнування на прикладі пластин з надрізами.

Чисельне дослідження розвитку макротріщин в конструктивних елементах при повзучості виконати досить важко. Наближений опис процесу макроруйнування при $t > t_c$ можна виконати зберігаючи схему розсіяного руйнування шляхом введення фронту руйнування, який рухається. Приймається, що в момент завершення прихованого руйнування в окремій області тіла, де параметр пошкоджуваності досяг свого критичного значення $\omega = \omega_c$, виникає фронт руйнування: нестійкі мікропошкодження зливаються в макропошкодження – дрібні тріщини, які ймовірно мають розсіяний характер. У подальшому руйнування йде переважно внаслідок росту магістральних тріщин. Таке тріщиноутворення продовжує процес руйнування й завершується повним руйнуванням пластини. Час повного руйнування t_{cr} наближено можна визначити вивчаючи розвиток тріщиноутворення в тілі після завершення стадії прихованого руйнування в момент часу *t*_c. При цьому:

$$t_{cr} = t_c + t_{fr},\tag{3}$$

де t_{fr} – час розповсюдження фронту руйнування.

Розглянемо прямокутну пластину с симетричними неглибокими надрізами при розтягненні силами, які діють перпендикулярно до лінії надрізів.

Вище було зазначено, що в вершинах надрізів має місце концентрація напружень та суттєва неоднорідність напружено-деформованого стану, який по мірі віддалення від вершини надрізу переходить в однорідний напружений стан, який відповідає розтягнутій пластині без надрізів або несуттєво відрізняється від нього у випадку глибокого надрізу. При повзучості первісний пружний стан пластини змінюється внаслідок повзучості.

Розрахунки доводять, що напружений стан суттєво перерозподіляється, причому таким чином, що максимальні напруження можуть значно знизитися (концентрація слабшає), однак область неоднорідності напруженого стану збільшується. Відмічені ефекти залежать від матеріалу, його здібності до релаксації, рівня напружень та температури. В результаті параметр пошкоджуваності досягає свого максимального значення, як правило, не в вершині надрізу, а на деякій відстані від неї. Таким чином, для неоднорідного поля напружень маємо:

$$\omega = \omega(x,t), \ \sigma_e = \sigma_e(x,t),$$

де t – час (t > 0), x – координата точки з області неоднорідності напруженого стану, σ_e – еквівалентні напруження (2).

Вводимо пряму x_1 , яка нормальна до лінії надрізу та проходить через точку пластини, у якій $\omega(x_{1*}, t_c) = \omega_c$. Внаслідок симетрії пластини відносно лінії надрізу можна вважати, що ця лінія проходить через дві точки x_{1*} , $x_2 = \pm x_{2*}$, де x_{2*} – значення координати x_2 точки, в якій параметр пошкоджуваності в момент завершення прихованого руйнування досягає критичного значення ω_c (рис. 2). Будемо вважати, що лінія, яка розглядається, фіксує начало фронту руйнування, який буде просуватися вздовж лінії надрізів внаслідок повзучості й продовження процесу руйнування.



сунок 2 – Розповсюдження фронту руинуван в пластинах з надрізами

Нехай у деякий момент часу *t*, який відраховується від *t_c*, який приймається за начало виникнення фронту руйнування, лінія фронту змістилась в положення $x_1(t) = x_{1*} + u(t)$, де u(t) – параметр фронту, нормаль до якого v співпадає з направленням координатної осі x_1 . Траєкторія розповсюдження тріщиноутворення на рис. 2 показана пунктирною лінією.

Розглянемо тріщиноутворення внаслідок повзучості на основі описання руху прямої, яка не має товщини та розділяє зруйновану та незруйновану області матеріалу. Знов скористаємося параметром пошкоджуваності $\omega(x,t)$, для якого кінетичне рівняння має вигляд (1) й запишемо критерій пошкоджуваності на фронті руйнування таким чином:

$$\omega(t, x_*) = \omega_* , \qquad (4)$$

де $x_*(x_{1*}+u(t), x_{2*}(t))$ – координати, які визначають положення фронту руйнування. З урахуванням прийнятого критерію (4) отримаємо наступну інтегральну умову відносно параметру фронту руйнування u(t) для точок, які належать фронту:

$$\left[1-\omega_{c}\left(u\left(\tau\right)\right)\right]^{m+1}=\left(n+1\right)\int_{0}^{t}B\cdot\sigma_{e}^{m}\left(\tau',u\left(\tau\right)\right)d\tau',\qquad(5)$$

де прийняті наступні позначення:

$$\omega_{c}\left(u\left(\tau\right)\right) = \omega\left(t_{c}, x_{1^{*}} + u\left(\tau\right), x_{2^{*}}\left(t_{c}\right)\right)$$
(6)

– розподілення пошкоджуваності, яка розрахована в момент t_c , в пластині вздовж координати x_1 , яка нормальна до лінії фронту; $0 \le \tau \le t_{fr}$ – час розповсюдження фронту руйнування; $\sigma_e(\tau', u(\tau))$ – еквівалентні напруження, які змінюються з часом $0 \le \tau' \le \tau$, внаслідок повзучості й тріщиноутворення. В подальшому будемо нехтувати ефектом впливу «внутрішнього» часу τ' на розподіл σ_e , наближено приймаючи, що за час $0 \le \tau' \le \tau$:

$$\sigma_e(\tau', u(\tau)) \cong \sigma_{ec}(t_c, x_{1*} + u(\tau), x_{2*}(t_c)), \qquad (7)$$

де $\sigma_{ec} = \sigma_{ec} (u(\tau))$ – розподілення еквівалентних напружень, яке розраховане в момент t_c , в пластині вздовж координати x_1 , нормальної до лінії фронту. Таке припущення для багатьох практичних випадків досить припустимо. З урахуванням прийнятого перепишемо інтегральну рівність (5) наступним чином:

$$\left[1-\omega_{c}\left(u\left(\tau\right)\right)\right]^{m+1}=\left(n+1\right)\int_{0}^{\tau}B\cdot\sigma_{e}^{m}\left(u\left(\tau\right)\right)d\tau.$$
(8)

Після диференціювання за часом рівняння (8), приходимо к другому формулювання умов для точок, які лежать на фронті:

$$\frac{du}{d\tau} = -\frac{B \cdot \sigma_e^m \left(u(\tau)\right)}{\left(1 - \omega\left(u(\tau)\right)\right)^m} \frac{1}{\underline{d\omega_e}}; \qquad (9)$$

$$u(0) = 0, u(t_{fr}) = u_*,$$
 (10)

де t_{fr} — час розповсюдження фронту руйнування вздовж x_1 ; u_* — граничне значення, на величину якого фронт може розповсюдитись в пластині с надрізом. У

розглянутому випадку
$$u_* = \frac{H}{2} - x_{1*}$$

Зазначимо, що з (9) випливає, що у випадку од-

норідного напруженого стану – $\frac{d\omega_c}{du} = 0$, фронт руй-

нування розповсюджується миттєво.

Далі розглянемо методи чисельного аналізу щодо розповсюдження тріщиноутворення внаслідок повзучості, які базуються на інтегруванні рівняння для параметра $u(\tau)$ у вигляді (9). У цьому випадку маємо початкову задачу щодо визначення $u(\tau)$ як вирішення звичайного диференціального рівняння, та визначення t_{fr} з останнього рівняння системи (9) - (10). Для інтегрування рівняння використовувався метод чисельного інтегрування Рунге-Кутта-Мерсона с автоматичним вибором шагу інтегрування за заданою (варійованою в розрахунках) точністю $\varepsilon = \delta \cdot u_*$, де $\delta = 10^{-5} \dots 10^{-8}$. Для інтерполяції величин, які входять до правої частини рівняння (9) – ω_c и σ_{ic} , використовувалася кусочно-квадратична інтерполяція, а похідна $\frac{d\omega_c}{du}$ визначалась за інтерполяційними формулами аналітично. При цьому сітки тріангуляції й інтерполяції при роз-

рахунках узгоджувались. На рис. 3 проілюстровано розповсюдження фронту тріщини в пластинках з гострими надрізами, а на

рис. 4 – з круговими надрізами.



Рисунок 3 – Розповсюдження фронту тріщини в пластинках з гострими надрізами



асунок 4 – Розповсюдження фронту тріщини в пластинках з круговими надрізами

Таким чином, сформульована задача про повзучість пластини з надрізами з урахуванням макропошкоджуваності зводиться до визначення напруженодеформованого стану розглянутих пластин до моменту завершення стадії прихованого руйнування t_c та визначення часу розповсюдження фронту руйнування t_{fr} . Повний час руйнування t_{cr} можна визначити за формулою (3).

Решение первой задачи, изложенное в разделе 3.3, позволяет определить распределения напряженнодеформированного состояния и параметра повреждаемости в произвольный момент времени, и в частности, в момент времени t_c, когда впервые в точках элементов пластины достигается равенство $\omega = \omega_*$. Последнее позволяет определить распределения $\omega_c = \omega(t_c, x_{1*}, x_2)$ повреждаемости и эквивалентного напряжения вдоль координаты x₁, в направлении которой предполагается продвижение фронта разрушения. Указанные распределения представляются в дискретном виде и подсчитываются по данным напряженно-деформированного состояния в точках с координатами центра тяжести элементов. Последним устанавливается прогнозируемая траектория распространения трещинообразования, которая условно на рис.2 показана пунктирной кривой.

Порівняльні дані розрахункових значень часу руйнування (t_c , t_{fr} , t_{cr}) внаслідок повзучості розтягнутих пластин з різноманітними надрізів й співвідношеннями конструктивних параметрів надані в табл. 3, а окремі результати співставленні з експериментальними даними часу повного руйнування містяться у літературі [5].

В аналогічній постановці задача про руйнування пластин с надрізами розглядалась в роботі [5], де показано, що тривалість руйнування в умовах неоднорідності напруженого стану внаслідок концентрації напружень біля надрізів може бути досить значною, що підтверджується експериментальними даними. В табл. 4 окремо надано співставлення даних, які отримані у даній роботі ($\alpha = 60^\circ$; $H = 7,2 \cdot 10^{-3}$ м та $\frac{r}{d} = \frac{1}{5,2}$; $H = 7,2 \cdot 10^{-3}$ м), з розрахунковими й експе-

риментальними даними [5]. Ці результати доводять достатньо добру їх відповідність, що підтверджує достовірність запропонованих в роботі методів та алгоритмів розрахунку повзучості й руйнування плоских тіл, зокрема, пластин с надрізами.

Таблиця 3 – Порівняльні дані розрахункових значень часу руйнування (t_c, t_{fr}, t_{cr}) внаслідок повзучості розтягнутих пластин з різноманітними надрізів й співвідношеннями конструктивних параметрів

Тип	Конс	груктивні	Час руйнування, год.					
надрізу $(r = t)$		аметри = 10 ⁻³ м)	Прихованого руйнування <i>t_c</i>	При розповсю- дженні фронту t_{fr}	Повне t_{cr}	Експеримент		
Vauropi		1/2,6	336	337	673			
Кругові	$\frac{r}{d}$	1/5,2	524	1482	2006	2120		
надрізи		1/10,4	504	2663	3167			
Гострі		50°	160	789	949			
1 octpi	α	60°	191	1428	1619	1760		
надрізи		70°	198	1577	1775			

Таблиця 4 – Співставлення даних, які отримані у даній роботі, з розрахунковими й експериментальними даними

Tur	Dun	Час руйнування, год.				
	Бид	Прихованого	Розповсюдження	Повне		
надрізу	даних	руйнування t _c	фронту руйнування <i>t_{fr}</i>	руйнування t _{cr}		
Круговий надріз	Розрахунки даної роботи	524	1482	2006		
$\frac{r}{d} = \frac{1}{52}$	J. Walczak J. Sieniawski	570	1140	1710		
$H = 7,2 \cdot 10^{-3} \text{ M}$	Експеримент	-	-	2120		
	Розрахунок даної роботи	191	1428	1419		
Гострий надріз $\alpha = 60^{\circ}$	J. Walczak J. Sieniawski	200	1400	1600		
$II = 7,2 \cdot 10$ M	Експеримент	_	_	1760		

Висновки. В роботі наведені розрахункові значення часу прихованого руйнування t_c , часу розповсюдження фронту руйнування t_{fr} та часу повного руйнування t_{cr} при розтягуванні пластин з різними типами надрізів й співвідношеннями конструктивних параметрів у порівнянні з експериментальними даними.

Встановлено, що тривалість повного руйнування пластин в умовах неоднорідного напруженого стану внаслідок концентрації напружень біля надрізів може бути досить значною. При цьому для деяких співвідношень параметрів кругових надрізів t_{fr} більш ніж t_c у чотири рази, а для гострих надрізів – у вісім разів.

Практична цінність запропонованого методу

полягає в можливості оцінити ресурс різноманітних деталей машин, в яких закінчився період прихованого накопичення пошкоджень й виникли макроруйнування.

Список літератури: 1. Морачковский О.К. О нелинейных задачах ползучести тел при воздействии быстро осциллирующего поля / О.К. Морачковский // Прикладная механика. – 1992. – Т. 28, № 8. – С. 17-23. 2. Анищенко Г.О. Ползучесть и повреждаемость в телах при плоском напряженном состоянии / Г.О. Анищенко, Д.В. Бреславский // Динамика и прочность машин. Респ. межвед. н.-т. сборник. – Х.: ХГПУ. – 1997. – Вып. 55. – С. 23– 32. 3. Анищенко Г.О. Влияние циклического нагружения на ползучесть и длительную прочность пластины с отверстиями / Г.О. Анищенко, Д.В. Бреславский, О.К. Морачковский // Доповіді Національної академії наук України. – 1998. – № 8. – С. 59–64. 4. Аніщенко Г.О. Повзучість та руйнування пластин з надрізами в умовах циклічного навантаження / Г.О. Аніщенко // Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Динаміка і міцність машин. – Х: НТУ «ХПІ» 2013. – № 58 (1031). – С. 16–23. 5. Walczak J. On the analysis of creep stability and rupture / J. Walczak, J. Sieniawski, K. Bathe // Computers & structures. – 1983.– Vol. 17, № 5-6. – Р. 783–792. 6. Савин Г.М. Довідник з концентрації напружень / Г.М. Савин, В.І. Тульчій. – К.: Вища школа, 1976. – 412 с.

Bibliography (transliterated): 1. Morachkovskij O.K. O nelinejnyh zadachah polzuchesti tel pri vozdejstvii bystro oscilliruyuschego polya. O.K. Morachkovskij. Prikladnaya mehanika. 1992. Vol. 28, No 8. 17-23. Print. 2. Anischenko G.O. Polzuchest' i povrezhdaemost' v telah pri ploskom napryazhennom sostoyanii.

G.O. Anischenko, D.V. Breslavskij. Dinamika i prochnosť mashin. Resp. mezhved. n.-t. sbornik. Kharkiv: KhGPU. 1997. Vol. 55. 23– 32. Print. 3. Anischenko G.O. Vliyanie ciklicheskogo nagruzheniya na polzuchesť i dliteľnuyu prochnosť plastiny s otverstiyami. G.O. Anischenko, D.V. Breslavskij, O.K. Morachkovskij. Dopovidi Nacionaľnoyi akademiyi nauk Ukrayiny. 1998. No 8. 59–64. Print.
4. Anishchenko H.O. Povzuchisť ta rujnuvannya plastyn z nadrizamy v umovakh cyklichnoho navantazhennya. H.O. Anishchenko. Visnyk NTU "KhPI". Zbirnyk naukovykh prac'. Seriya: Dynamika i micnisť mashyn. Kharkiv: NTU "KhPI" 2013. No 58 (1031). 16–23. Print. 5. Walczak J. On the analysis of creep stability and rupture. J. Walczak, J. Sieniawski, K. Bathe. Computers & structures. 1983. Vol. 17, No 5-6. 783–792. Print. 6. Savyn H.M. Dovidnyk z koncentraciyi napruzhen'. H.M. Savyn, B.I. Tul'chij. Kyyiv: Vyshcha shkola, 1976. 412. Print.

Надійшла (received) 15.04.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Аніщенко Галина Оттівна, кандидат технічних наук, доцент кафедри Теоретичної механіки, Національний технічний університет «ХПІ»; тел.: 707-63-73

Anischenko Galina Ottivna, Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent of the Department of Engineering Mechanics, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"; tel.: 707-63-73

УДК 534.1 : 539.3

К. В.ВАКУЛЕНКО; И. Б.КАЗАК; С. Ю.СОТРИХИН; В. Г. ЯРЕЩЕНКО

ВЛИЯНИЕ СТРУКТУРНОГО СОСТОЯНИЯ МЕТАЛЛА НА ЕГО ДЕФОРМАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

В работе рассмотрены вопросы практического определения надежности конструкции посредством метода контроля степени деградации структуры материала в процессе эксплуатации. Статья посвящена использованию тензометрического метода для выявления зарождения усталостных трещин докритических размеров в сталях и элементах несущих конструкций. Инструментальный метод позволяет уменьшить затраты на проведение опытной эксплуатации конструкций с продолженным изначально назначенным сроком службы. Экспериментальные данные, полученные методами тензорегистрации и фиксации отскока металлического шарика хорошо согласуются между собой.

Ключевые слова: поверхностное упрочнение, ударное нагружение, тензометрия, деформация.

Введение. Определение остаточного ресурса элементов конструкций, выполненных из различных сталей представляет большой практический интерес. Важным фактором, влияющим на прочность элемента конструкции, является состояние его поверхности. Поверхностное упрочнение позволяет создать в поверхностном слое материала такое структурное состояние, которое повышает сопротивление зарождению усталостных трещин, препятствует (или затрудняет) накапливание, движение и выход на поверхность дефектов кристаллического строения материала. Состояние поверхности можно исследовать при помощи различных известных способов. Одним из таких способов неразрушающего контроля для оценки качества материалов конструкций является метод широкополосного электротензометрирования [1, 2].

Состояние научной проблемы. Наличие эффективного метода контроля степени деградации струк-

туры материала в процессе эксплуатации является важным вопросом практического определения надежности конструкции. Для контроля работоспособности готового изделия необходимо применять методы неразрушающего контроля. Использование метода динамической широкополосной тензометрии эффективно наряду с методами рентгеноскопии, измерением магнитных характеристик и другими. Этот метод в настоящее время является одним из наиболее изученных и надежных [3, 4].

Цель работы. Целью работы было экспериментальное исследование влияния состояния поверхностного слоя образцов на распространение в них волн деформации.

Постановка эксперимента. Из прямоугольных заготовок стали 14X17H2 размером 180x50x6 мм были изготовлены образцы в соответствии с эскизом

© К. В.Вакуленко; И. Б.Казак; С. Ю.Сотрихин; В. Г. Ярещенко, 2015

(рис. 1) толщиной 4 мм с припуском на шлифование после термообработки.

Термообработку образцов проводили по следующему режиму: нагрев до 1050°С, выдержка 40 минут, закалка в масле, отпуск в течение 2-х часов при 650°С с последующим охлаждением в воде. Затем образцы были прошлифованы со всех сторон на глубину 0,5 мм. После термообработки сталь имеет твердость *HB* 2000 МПа, $\sigma_{0,2}$ = 635 МПа и $\sigma_{\rm B}$ = 835 МПа.



На рис 2 приведена схема наклейки тензодатчиков и закрепления образца на опорной плите. На обеих сторонах образца 1 в его центре наклеены тензодатчики 3. Для проведения испытаний осуществлялось шарнирное опирание образца. С этой целью по торцам образца с нижней и верхней сторон, при помощи клея, закреплялись алюминиевые стержни 2. Затем вся конструкция зажимами притягивалась к массивной плите. Для нанесения удара в необходимую точку использовалась стеклянная трубка 4, расположенная вертикально, торец которой находится непосредственно над точкой приложения нагрузки. Нагружение производилось металлическим шариком 5 из стали ШХ15 массой 16,3 гр. и диаметром 15,84 мм. Высота сброса шарика составляла 1,5 м.

Преимущества использования метода элетротензометрии состоят в следующем: малая база и масса самих датчиков обеспечивают достоверную регистрацию деформации при больших ускорениях, кроме того эти же параметры позволяют наклеивать датчики в любых, даже самых труднодоступных местах [5]. Для проведения измерений использовались фольговые тензорезисторы типа КФ5П1-1-100-Б-12 сопротивлением 100 Ом.

Характеристики тензометрического усилителя:

- число измерительных каналов 8;
- несущая частота, кГц, 1000;
- полоса рабочих частот, кГц, 0,04 200;
- минимальная регистрируемая деформация, 30 · 10⁻⁶;

 – сопротивление используемых тензодатчиков, Ом, 50 – 200.





Рисунок 4 – Регистрация отскока шарика

Рисунок 3 – Блок-схема экспериментальной установки

На рис. 3 представлена блок-схема измерений, которая позволяет регистрировать текущие значения деформаций во времени и измерять временные интервалы с заданной точностью.

Сигналы с тензорезисторов 2, наклеенных на образец 1, поступают на тензоусилитель 3, а затем через АЦП 4 на ноутбук 5, где и происходит хранение и обработка результатов испытаний. Тензометрический усилитель работает на принципе амплитудной модуляции с несущей частотой 1000 кГц.

Измерение деформаций выполняется по мостовой схеме. Четверть моста находится в измерительной части, четверть – в калибровочной, а оставшаяся половина – в тензоусилителе. Для минимизации тока в измерительной диагонали производится подстройка моста по активной и реактивной составляющим сопротивления.

Непосредственно перед проведением эксперимента на градуировочном устройстве проводилась градуировка каналов усиления. Градуировочное устройство – это приспособление, работа которого основана на принципе чистого изгиба балки, на которую наклеены тензодатчики выносного плеча мостовой схемы (рабочие тензодатчики, наклеенные на испытываемом объекте составляют второе выносное плечо измерительной схемы). Задавая величину прогиба, которая пересчитывается в деформацию и, сопоставляя ее с электрическим напряжением на выходе АЦП, строили градуировочные зависимости $\pounds = \pounds(U)$, где $\pounds =$ относительная деформация, U – напряжение на выходе АЦП.

Наряду с тензометрическим методом использовали метод измерения величины отскока сбрасываемого шарика. Величина отскока измерялась по градуировочной шкале с регистрацией процесса нагружения при помощи видеокамеры (рис. 4).

Исследование деформаций образца при ударе Измерения волн деформации на поверхностях образца производились при ударе шариком поочередно как с наклепанной, так и с ненаклепанной стороны и регистрировались с обеих сторон (непосредственно возле точки удара и с противоположной стороны образца). Наклеп поверхности образца выполнялся методом ударного воздействия при помощи инструмента с электромеханическим приводом.

На рис. 5 приведены итоговые осциллограммы с датчиков, находящихся непосредственно возле места удара. Сплошная линия соответствует случаю удара по наклепанной стороне образца, штриховая линия – удар с ненаклепанной стороны.



Рисунок 5 – Деформации образца при ударе

При ударе по ненаклепанной стороне максимальное значение деформации составляет 8,6765 $\cdot 10^{-4}$ единиц относительной деформации (ЕОД). При ударе по наклепанной стороне максимальное значение 7,9139 $\cdot 10^{-4}$ ЕОД. Таким образом, деформация упрочненной поверхности снижается на 10 % по сравнению с деформацией неупрочненной поверхности.

Таблица 1 – Результаты измерений высоты отскока шарика от ненаклепанной и наклепанной поверхностей

№ экс-	Ненаклепан	ная сторона	Наклепанная сторона		
пери- мента	<i>h</i> , м	$E \cdot 10^{-3},$ кг м ² /c ²	<i>h</i> , м	$E \cdot 10^{-3},$ кг м ² /c ²	
1	0,19	0,21	0,31	0,19	
2	0,155	0,21	0,36	0,18	
3	0,20	0,21	0,29	0,19	
4	0,22	0,20	0,34	0,18	
5	0,145	0,21	0,38	0,18	
6	0,205	0,21	0,27	0,19	
7	0,21	0,20	0,27	0,19	

В табл. 1 приведены результаты измерений высоты отскока шарика от ненаклепанной и наклепанной поверхностей. Отскок шарика в среднем составил 0,189 и 0,317 м соответственно. Величина энергии, передаваемая ударником образцу при ударе по наклепанной стороне образца на 11 % ниже, чем при ударе по ненаклепанной стороне.

Сравнение результатов, полученных обоими использованными методами испытаний, показали хорошую корреляцию.

Выводы и перспективы дальнейших исследований. В результате проведенных исследований можно сделать вывод, что испытанная термообработанная сталь 14Х17Н2 имеет ярко выраженную зависимость характера возникающих в результате ударного воздействия поверхностных волн деформации от структурного состояния поверхности. Дальнейшее развитие этого метода предполагает совершенствование приборной базы, которая позволит путем контрольных тензометрических измерений определять состояние поверхностного слоя металлического изделия, а, соответственно, и прочностные свойства всего изделия.

Список литературы: 1. Лукашевич А. О. Виявлення втомних тріщин докритичних розмірів в маловуглецевих сталях, елементах конструкцій транспортних машин / А. О. Лукашевич, В. А. Леонець, Л. М. Чаус // Міжнародний науковотехнічний збірник «Надійність і довговічність машин і споруд». - 2015. - Вип. 40. - С. 144 - 157. 2. Ярещенко В.Г. Использование тензометрии для оценки прочностных свойств элементов конструкций при динамических воздействиях / В. Г. Ярещенко, К.В. Вакуленко // Тезисы докладов 5-ой международной конференции «Космические технологии: настоящее и будущее», (19-21 мая 2015 г.). – Днепропетровск, КБ «Южное», 2015. - С. 68. 3. Тензометрия в машиностроении / Под ред. Р.А. Макарова. - М.: Машиностроение, 1975. – 288 с. 4. Грановский В.А. Динамические измерения: основы метрологического обеспечения / В.А. Грановский. - Л.: Энергоатомиздат, 1984. – 224 с. 5. Карандеев К.Б. Мостовые методы измерений / К.Б. Карандеев. - К.: Гос. изд-во техн.

лит. Украинской СССР, 1953. – 246 с.

Bibliography (transliterated): 1. Lukashevych A. O., Leonets' V. A., Chaus L. M. Vyyavlennya vtomnykh trishchyn dokrytychnykh rozmiriv v malovuhletsevykh stalyakh, elementakh konstruktsiy transportnykh mashyn. Mizhnarodnyy naukovotekhnichnyy zbirnyk «Nadiynist' i dovhovichnist' mashyn i sporud». 2015. Vol.40. 144-157. Print. 2. Jareshhenko V.G., Vakulenko K.V Ispol'zovanie tenzometrii dlja ocenki prochnostnyh svojstv jelementov konstrukcij pri dinamicheskih vozdejstvijah. Tezisy dokladov 5-oj mezhdunarodnoj konferencii «Kosmicheskie tehnologii: nastojashhee i budushhee» (19-21 mai 2015). Dnepropetrovsk, KB «Juzhnoe», 2015. 68. Print. 3. Tenzometrija v mashinostroenii. Ed. R. A. Makarova. Moscow: Mashinostroenie, 1975. Print. 4 Granovskij V. A. Dinamicheskie izmerenija: osnovy metrologicheskogo obespechenija. Leningrad: Jenergoatomizdat, 1984. Print. 5. Karandeev K. B. Mostovye metody izmerenij. Kyyiv: Gos. izd-vo tehn. lit. Ukrainskoj SSR, 1953. Print.

Поступила (received) 23.06.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Вакуленко Карина Владимировна, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, отдел материаловедения, старший научный сотрудник, e-mail: matsevlad@ipmach.kharkov.ua, тел. +38(057) 349-47-80.

Vakulenko Karina Vladimirovna, Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems NAS of Ukraine, Department of Materials Science, Senior Researcher, e-mail: matsevlad@ipmach.kharkov.ua, tel. +38(057) 349-47-80.

Казак Ирина Богдановна, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, отдел материаловедения, старший научный сотрудник, e-mail: matsevlad@ipmach.kharkov.ua, тел. +38(057) 349-47-80.

Kazak Irina Bogdanovna, Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems NAS of Ukraine, Department of Materials Science, Senior Researcher, e-mail: matsevlad@ipmach.kharkov.ua, tel. +38(057) 349-47-80.

Сотрихин Сергей Юрьевич, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, отдел материаловедения, старший научный сотрудник, e-mail: matsevlad@ipmach.kharkov.ua, тел. +38(057) 349-47-94.

Sotrikhin Sergey Yurievich, Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems NAS of Ukraine, Department of Materials Science, Senior Researcher, e-mail: matsevlad@ipmach.kharkov.ua, tel. +38(057) 349-47-94.

Ярещенко Владимир Григорьевич, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, отдел материаловедения, старший научный сотрудник, e-mail: matsevlad@ipmach.kharkov.ua, тел. +38(057) 349-47-28.

Yareshchenko Vladimir Grigorievich, Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems NAS of Ukraine, Department of Materials Science, Senior Researcher, e-mail: matsevlad@ipmach.kharkov.ua, tel. +38(057) 349-47-28.

УДК 539.3

С. М. ВЕРЕЩАКА; В. В. ДАНИЛЬЦЕВ

ПРОЧНОСТЬ БАНДАЖНОГО И МУФТОВОГО СОЕДИНЕНИЙ СТЕКЛОПЛАСТИКОВЫХ ТРУБ

В работе предложена экспериментальная теоретическая методика расчета на прочность бандажных и муфтовых соединений стеклопластиковых труб. Рассмотрены три варианта бандажных соединений, имеющих конструктивные отличия. В первом классическом варианте толщина труб в месте их стыка принимается постоянной. Во втором варианте принимается соединение в ус, когда толщина трубы линейно уменьшается с внешней стороны к торцам соединяемых труб. Второй вариант бандажного соединения оказался больше рациональным, исходя из условий прочности. Уменьшая толщину стенки трубы в месте стыка и тем самым уменьшая ее жесткость, можно добиться условий оптимального перераспределения усилий в рассмотренных соединениях. Сравнение результатов расчета на прочность предложенной методики с экспериментальными данными доказывает ее эффективность. Отмечается, что разрушение муфтового соединения возможно изза низкой предельной прочности клеевого слоя при деформациях сдвига и трансверсального отрыва. Чтобы обеспечить возможность перераспределения нагрузок между с трубой и муфтой при внутреннем давлении, нужно создать надежное сцепление и обеспечить их общее деформирование за счет повышения адгезионных свойств клеевого слоя. Эти условия можно выполнить, принимая конструктивные решения в плане изменения формы муфты и способов подготовки поверхности концов труб.

Ключевые слова: бандажное соединение, муфтовое соединение, фланцевое соединение, стеклопластиковые трубы, модифицированный критерий прочности.

Введение. Стеклопластиковые трубы на эпоксидном связующем способны выдерживать давление до 240атм. Максимальная температура эксплуатации достигает 130°С. Стеклопластиковые трубы на основе эпоксидных смол имеют множество преимуществ. Волокно, пропитанное эпоксидной смолой, не подвержено коррозии и поэтому не требует изоляции (внутренней или внешней), химических ингибиторов, катодной и анодной защиты и защиты от коррозии. Еще одним преимуществом является увеличение срока службы насосов и другого встроенного в трубопровод оборудования из-за полного отсутствия в потоке частиц ржавчины. Низкая теплопроводность таких труб уменьшает потери тепла из системы трубопроводов, вследствие чего во многих случаях исчезает необходимость в изоляции.

Как отмечено в работе [1] большая часть случаев разрушения конструкций из композиционных материалов связана с низкой прочностью механических и адгезионных (клеевых) соединений их отдельных элементов. Трубы и соединительные детали из стеклопластика изготавливаются под стыковые соединения следующих типов: фланцевые, бугельные, бандажные или муфтовые клеевые, раструбные, резьбовые.

К наиболее распространенным видам соединений относятся:

1 Раструбно-шиповое соединение с двойным кольцевым уплотнением. Обеспечивает быструю и надежную сборку труб и фасонных элементов. Два эластичных кольцевых уплотнения круглого сечения, устанавливаемые в параллельные окружные канавки на концах труб, обеспечивают герметичность стыка в напорных и безнапорных трубопроводах;

2 Фланцевое соединение. Используется для соединения элементов стеклопластикового трубопровода с металлическими трубопроводами и арматурой. Присоединительные размеры стеклопластиковых фланцев выполняются по ГОСТ 12815-80;

3 Клеевое стыковое соединение (бандажное или муфтовое) – выполняется путем послойного нанесения на гладкие концы труб армирующих стекло материалов, пропитанных полиэфирным или эпоксидным

связующим.

Анализ эффективности различных типов соединений проводится в работах [1, 2]. К основным преимуществам адгезионных соединений по сравнению с их механическими аналогами следует отнести: меньшую концентрацию напряжений, снижение массы соединения, малая вероятность распространения трещин. Основной недостаток клеевых соединений – низкая прочность клеевого шва при деформациях сдвига и трансверсального отрыва. Подробно вопросы адгезии – механика соединений, свойства клеев и технология склеивания, рассмотрены в [3].

Ввиду отсутствия типовых методик для расчета на прочность клеевых соединений труб из стеклопластиковых материалов, решение теоретических и экспериментальных задач, которые могут возникнуть при их создании, представляется актуальной проблемой. Различные критерии прочности соединения слоев при наличии расслоений, виды и модели разрушения, а также экспериментальные методы определения сопротивления композитов расслоению рассматриваются в [4-8]. Структурный подход к оценке макропрочности композита состоит в определении зависимости характеристик макроразрушения композита, так называемых характерных прочностей [9], от характеристик прочности структурных элементов и параметров макроструктуры композита. При этом характеристики прочности структурного элемента определяются экспериментально или теоретически в результате расчета его совместной работы структуры и исходных элементов.

1 Модифицированный критерий прочности композита слоистой структуры с концентраторами напряжений на границе раздела слоев. Наиболее общая формулировка критерия прочности анизотропных тел имеет вид

$$\begin{pmatrix} R_{ij}\sigma_{ij} \end{pmatrix}^{\alpha} + \begin{pmatrix} R_{ijkl}\sigma_{ij}\sigma_{kl} \end{pmatrix}^{\beta} + \begin{pmatrix} R_{ijklmn}\sigma_{ij}\sigma_{kl}\sigma_{mn} \end{pmatrix}^{\gamma} + \dots = 1, i,j,k,l = 1,2,3,$$
(1)

где R_{ij} , R_{ijkl} , R_{ijklmn} – матричные обозначения тензоров поверхности прочности второго, четвертого, шестого

© С. М. Верещака; В. В. Данильцев, 2015

и последующих четных рангов.

В инженерной практике более удобным в плане практического применения оказался критерий прочности следующей тензорно–полиноминальной формы:

$$R_{ij}\sigma_{ij} + R_{ijkl}\sigma_{ij}\sigma_{kl} + R_{ijklmn}\sigma_{ij}\sigma_{kl}\sigma_{mn} + \dots = 1,$$

$$i \ i \ k \ l \ m \ n = 1, 2, 3$$
(2)

 $i_{,j},k,l,m,n = 1,2,3,$ (2) который легко получить из (1), принимая $\alpha,\beta,\gamma,... = 1$. Большинство известных полиноминальных критериев прочности являются, как правило, частным случаем критерия (2).

$$R_{ij}\sigma_{ij} + R_{ijkl}\sigma_{ij}\sigma_{kl} + R_{ijklmn}\sigma_{ij}\sigma_{kl}\sigma_{mn} = 1,$$

$$i,j,k,l,m,n = 1,2,3,$$
 (3)

можно рассмотреть условия разрушения слоистого композита в целом. Предположения о независимости пути нагружения, о линейно-упругом поведении материала и об отсутствии межслоевых взаимодействий позволили уменьшить число тензоров прочности в уравнении (3) для ортотропного композита при плоском напряженном состоянии до десяти. Критерий прочности слоистого композита (3) для практического применения оказался достаточно сложным, так как предполагает проведение сложных экспериментов для нахождения коэффициентов тензоров поверхности прочности.

В большинстве случаев разрушение слоистого композита начинается с разрушения одного слоя или связей между ними. Поэтому при построении предельных поверхностей считается, что разрушение локализовано в одном слое и критерий прочности следует составлять именно для этого слоя.

Аппроксимация предельной поверхности прочности ортотропного слоя полиномом второй степени рассмотрена в [9]. Уравнение (3) приводится к виду

$$R_{ij}\sigma_{ij} + R_{ijkl}\sigma_{ij}\sigma_{kl} = 1,$$

$$i,j,k,l,m,n = 1,2,3,$$
 (4)

i,j,k,l,m,n = 1,2,3, (4) где R_{ij}, R_{ijkl} – тензоры поверхности прочности слоя второго и четвертого порядков.

В случае плоского напряженного состояния уравнение (4) изображает предельную поверхность (эллипсоид) в трехмерном пространстве напряжений

$$R_{11} \sigma_{11} + R_{22} \sigma_{22} + 2R_{12} \sigma_{12} + R_{1111} \sigma_{11}^{2} + + R_{2222} \sigma_{22}^{2} + 4R_{1212} \sigma_{12}^{2} + 2R_{1122} \sigma_{11} \sigma_{22} + + 4R_{1112} \sigma_{11} \sigma_{12} + 4R_{2212} \sigma_{22} \sigma_{12} = 1.$$
(5)

Коэффициенты уравнения (5) определяются с использованием экспериментально установленных предельных характеристик прочности $\sigma_{ij}^-, \sigma_{ij}^+$ (*i*,*j* = 1,2). Индекс «+» означает, что данная компонента – предельное напряжение при растяжении, индексом «-» обозначено предельное напряжение при сжатии. Для компонент тензоров поверхности прочности (5) в [9] предложены следующие соотношения:

$$R_{11} = \frac{\sigma_{11}^{-} - \sigma_{11}^{+}}{\sigma_{11}^{-} \sigma_{11}^{+}}; \quad R_{22} = \frac{\sigma_{22}^{-} - \sigma_{22}^{+}}{\sigma_{22}^{-} \sigma_{22}^{+}}; \quad R_{12} = \frac{\sigma_{12}^{-} - \sigma_{12}^{+}}{\sigma_{12}^{-} \sigma_{12}^{+}};$$
$$R_{1111} = \frac{1}{\sigma_{11}^{-} \sigma_{11}^{+}}; \quad R_{2222} = \frac{1}{\sigma_{22}^{-} \sigma_{22}^{+}}; \quad 4R_{1212} = \frac{1}{\sigma_{12}^{-} \sigma_{12}^{+}};;$$

$$2R_{1122} = \frac{R_{11} - R_{22}}{\sigma_{12}^-} + R_{1111} + R_{2222} - \frac{1}{\left(\sigma_{12}^-\right)^2}.$$
 (6)

В (5) - (6) тензоры прочности учитывают возможное различие характеристик прочности материала при растяжении и сжатии. Следует отметить, что прочность материала не зависит от знака предельных значений касательных напряжений: $\sigma_{ij}^- = \sigma_{ij}^+$. Для ортотропного материала в осях симметрии справедливо тождество: $R_{1112} = R_{2212} = 0.$ Знание величин – $\sigma_{ij}^-, \sigma_{ij}^+$ (*i*,*j* = 1,2), которые удается определить экспериментальным путем, недостаточно для определения компонент тензоров прочности типа R₁₁₂₂, что, в свою очередь, обусловливает необходимость в проведении тщательно планируемых экспериментов для получения и обоснования указанных эмпирических зависимостей. Большая часть методов построения предельных поверхностей основана на представлении армированного материала как набора анизотропных слоев. Поэтому изучение физико-механических свойств отдельных слоев при нагружении представляется актуальной задачей. При помощи теории слоистых сред можно перейти от усредненных напряжений и деформаций композита к локальным напряжениям и деформациям в любом слое. Следует отметить, что, исключая единичные работы, во всех подходах не учитываются напряжения и деформации поперечного сдвига $\sigma_{i3}^-, \sigma_{i3}^+$ (*i,j* = 1,2), и трансверсального отрыва или сжатия σ_{33}^- , σ_{33}^+ . Значительное различие предельных характеристик несущего и клеевого слоев обусловливает выбор той или иной модели дискретно-структурной теории пластин и оболочек. Становится очевидным, что расслоение следует рассматривать не как отдельный вид разрушения, а как фактор, определяющий вид дискретно-структурной модели многослойной конструкции.

Таким образом, для оценки степени влияния ослабленного межфазного контакта слоев критерий (5) следует записывать в модифицированном виде $R_{11}\sigma_{11} + R_{22}\sigma_{22} + R_{33}\sigma_{33} + R_{1111}\sigma_{11}^2 + R_{2222}\sigma_{22}^2 +$

$$+ R_{3333}\sigma_{33}^{2} + 4R_{1212}\sigma_{12}^{2} + 4R_{1313}\sigma_{13}^{2} + 4R_{2323}\sigma_{23}^{2} + (7) + 2R_{1122}\sigma_{11}\sigma_{22} + 2R_{1133}\sigma_{11}\sigma_{33} + 2R_{2233}\sigma_{22}\sigma_{33} = 1,$$

где к тензорам поверхности прочности (6) следует по аналогии добавить дополнительные компоненты:

$$R_{33} = \frac{\sigma_{33}^{-} - \sigma_{33}^{-}}{\sigma_{33}^{-} \sigma_{33}^{+}}; \quad R_{3333} = \frac{1}{\sigma_{33}^{-} \sigma_{33}^{+}};$$

$$4R_{1313} = \frac{1}{\sigma_{13}^{-} \sigma_{13}^{+}}; \quad 4R_{2323} = \frac{1}{\sigma_{23}^{-} \sigma_{23}^{+}};$$

$$2R_{1133} = \frac{R_{11} - R_{33}}{\sigma_{13}^{-}} + R_{1111} + R_{3333} - \frac{1}{(\sigma_{13}^{-})^{2}};$$

$$2R_{2233} = \frac{R_{22} - R_{33}}{\sigma_{23}^{-}} + R_{2222} + R_{3333} - \frac{1}{(\sigma_{23}^{-})^{2}}.$$
(8)

При этом считается, что межслойная прочность материала на сдвиг не зависит от знака поперечных касательных напряжений, то есть $\sigma_{13}^- = \sigma_{13}^+$; $\sigma_{23}^- = \sigma_{23}^+$. Для использования модифицированного крите-

рия (7), (8) необходимо экспериментально определить предельные характеристики слоя на поперечный сдвиг и трансверсальное сжатие или отрыв.

2 Расчет на прочность бандажного соединения. На рис. 1 показан общий вид бандажного соединения стеклопластиковых труб (L = 240 мм; $L_1 = 140$ мм; D = 113 мм). Механические характеристики труб представлены в табл. 1, бандажа – в табл. 3. Здесь рассматривается 2 варианта бандажного соединения. В первом классическом варианте толщина труб в месте их стыка принимается постоянной. Во втором варианте принимается соединение в ус (рис. 1), когда толщина трубы линейно уменьшается с наружной стороны к торцам соединяемых труб.

Стеклопластиковая труба включает 16 однонаправленных армированных слоев с заданной схемой укладки: $[0_4^{\circ}/-75^{\circ}/0_2^{\circ}/-75^{\circ}/0_2^{\circ}/-75^{\circ}/0_4^{\circ}]$. Модули упругости – E_e , G_e , коэффициент Пуассона v_e , алюмоборосиликатных лент, набранных из ровинга E-600 (изготовлено в КНР), соответственно равны $E_e = 55000$ МПа, $G_e = 22000$ МПа, $v_e = 0,25$. Матрица стеклопластика – эпоксидный полимер со следующими параметрами упругости: $E_M = 3550$ МПа, $G_M = 1270$ МПа, $v_M = 0,4$. В каждом монослое толщиной 0,25 мм объем, занимаемый лентами, составляет 70 % общего объема.

Стеклопластиковая труба изготавливалась методом намотки на разборную цилиндрическую оправку. Связующая композиция включала 100 массовых частей (мас.ч.) эпоксидной смолы Epicot 828, предварительно прогретой до температуры 70 °С. В приготовленный объем эпоксидной смолы добавляли 2 мас.ч. ускорителя УП-606/2 и 80 мас. ч. отвердителя МТНРА (изготовлено в КНР).

			1	<u> </u>	1	12
№ ти- по- азмера	Результаты эксп	ссперимента Экспериментально – теорети			теоретические знач	ения
d.	$E_i^{\mathcal{P}}, M\Pi a$	<i>S</i> , %	<i>Е_{іі}</i> , МПа	<i>G_{ii}</i> , МПа	v_{ij}	v_{ji}
1	$E_{\theta}^{\ \Im} = 36050$	0,91	$E_z = 23800$ $E_z = 25500$	$G_{\theta z} = 7340$ $G_{\theta z} = 4870$	$v_{z\theta} = 0,069$	$v_{\theta z} = 0,107$
2	E ³ 24100	0.02	$E_{\theta} = 55500$	$G_{rz} = 48/0$	$V_{zr} = 0,399$	$V_{rz} = 0,413$

Таблица 1 – Экспериментально-теоретические значения упругих характеристик стеклопластиковой трубы

 2
 $E_{g}^{-9} = 24100$ 0,92
 $E_{r}^{-} = 22900$ $G_{r\theta}^{-} = 6760$ $v_{\theta r}^{-} = 0,406$ $v_{r\theta}^{-} = 0,272$

 Примечание: E_{z} , E_{θ} , E_{r}^{-} модули упругости 1-го рода в продольном, окружном и радиальном направлениях;
 $v_{r\theta}^{-} = 0,272$

 $G_{\theta z}$, G_{rz} , $G_{r\theta}$ – модули сдвига; $v_{z\theta} = v_{\theta z}$, $v_{\theta r} = v_{r\theta}$, $v_{rz} = v_{zr}$ – коэффициенты Пуассона.

Таблица 2 – Экспериментальные значения предельных напряжений стеклопластиков								
$\sigma^{\scriptscriptstyle +}_{ heta}$, МПа	$\pm a_{\sigma_{cp}}$, МПа	σ_z^+ , МПа	$\pm a_{\sigma_{cp}}$, МПа	$\sigma^ heta$, МПа	$\pm a_{\sigma_{cp}}$, МПа	σ_z^+ , МПа	$\pm a_{\sigma_{cp}}$, МПа	
410	5	240	6	360	7	190	5	

Таблица 3 – Физико-механические характеристики бандажа

ruomingu 5 Trisinio menuni reenne impunteprietinini cungunu								
Схема армирования	<i>Е_{іі}</i> , МПа	<i>G_{ii}</i> , МПа	v_{ij}	v_{ji}				
	$E_z = 20260$	$G_{\theta z} = 4254$	$v_{z\theta} = 0,15$	$v_{\theta z} = 0,15$				
$[(0^{\circ}/90^{\circ})_{6}]_{S}$	$E_{\theta} = 20260$	$G_{rz} = 2947$	$v_{zr} = 0,39$	$v_{rz} = 0,16$				
	$E_r = 9989$	$G_{r\theta} = 2947$	$v_{\theta r} = 0,39$	$v_{r\theta} = 0,16$				



Рисунок 1 – Схема бандажного соединения стеклопластиковых труб

Остальные экспериментально-теоретические значения механические характеристика стеклопластика (табл. 2) определялись интегрально для всего пакета слоев по методике работы [10]. Для определения предельных напряжений образцы каждой серии доводили до разрушения при испытании на растяжение (ГОСТ 25.601 – 80), сжатие (ГОСТ 25.602 – 80). Считая, что определенные значения предельных напряжений представляют собой нормально распределенную генеральную совокупность параметров, в табл. 2 приведе-

ны доверительные интервалы среднего значения предельных напряжений $\pm a_{\sigma_{co}}$ при доверительной веро-

ятности $1 - \alpha = 0,95$.

Как отмечается в работах [11] разброс экспериментальных значений предельных разрушающих напряжений поперечного сдвига и обжатия достаточно большой, что в первую очередь связано с особенностью строения армированных пластиков, трудоемкостью и сложностью проведения эксперимента. Поэтому для проведения дальнейших исследований были приняты средние значения предельных напряжений: $\sigma_{33}^- = 90$ МПа; $\sigma_{33}^+ = 16$ МПа;





Рисунок 2 – Распределение нормальных напряжений: a – тангенциальных – σ_{Θ} ; δ – осевых – σ_z

Расчет и анализ напряженно-деформированного состояния исследуемых соединений проводится на основе результатов решения осесимметричной задачи теории упругости для неоднородного тела в пакете ANSYS. При этом деформирование как бандажного, так и муфтового соединений сопровождается значительными деформациями изгиба. Исследование сходимости решения показало, что для прочностного расчета данных соединений достаточно использовать сетку с характерным размером элемента 0,075-0,1 толщины слоя. Наиболее опасными, определяющими начало расслоения конструкции, являются межслойные напряжения поперечного сдвига и трансверсального отрыва. Максимальные значения этих напряжений возникают в зоне контакта торцов соединяемых труб и бандажа. Поэтому для повышения прочности бандажных соединений, в первую очередь, необходимо увеличивать межслоевую прочность стеклопластика на отрыв.

Пусть стеклопластиковая труба нагружена внутренним давлением 17 МПа. Напряженное состояние 1 варианта бандажного соединения представлено на рис. 2–4.



Рисунок 3 – Распределение трансверсальных (радиальных) напряжений *σ*_r.



Рисунок 4 – Распределение касательных напряжений поперечного сдвига: $a - \tau_{r\Theta}$; $\delta - \tau_{rz}$

Напряженное состояние 2 варианта бандажного соединения представлено на рис. 5 – 7.

Анализ результатов, проведенного численного эксперимента, позволяет отметить следующее. При применении второго варианта нормальные радиальные напряжения в зоне соединение труб примерно равны $\sigma_r = 21$ МПа, для первого классического варианта бандажного соединения значение этих напряжений составляет $\sigma_r = 86$ МПа. Так же уменьшается величина нормальных осевых напряжений в центре бандажа с $\sigma_z = 123$ МПа (1 вариант) до $\sigma_z = 68$ МПа (2 вариант). При этом в стеклопластиковой трубе эти на-

пряжения увеличиваются с $\sigma_z = 75 \ M\Pi a$ (1 вариант) до $\sigma_z = 90 \ M\Pi a$ (2 вариант). Такая же картина имеет место и для нормальных окружных напряжений с $\sigma_{\Theta} = 174 \ M\Pi a$ (1 вариант) до $\sigma_{\Theta} = 105 \ M\Pi a$ (2 вариант) в бандаже и с $\sigma_{\Theta} = 50 \ M\Pi a$ (1вариант) до $\sigma_{\Theta} = 70 \ M\Pi a$ (2 вариант) в трубе. Следует также отметить уменьшение касательных напряжений с $\tau_{rz} = 20 \ M\Pi a$ (1 вариант) до $\tau_{rz} = 12 \ M\Pi a$ (2 вариант) в опасной зоне.



Рисунок 5 – Распределение нормальных напряжений: a – тангенциальных – σ_{Θ} ; δ – осевых – σ_z



Рисунок 6 – Распределение радиальных напряжений σ_r

Для расчета на прочность принимаются максимальные напряжения второго варианта бандажного соединения, которые возникают в точках поверхности контакта труба – бандаж (клеевая прослойка) в месте соединения труб:

 $\sigma_z = 64 \text{ MII}a; \ \sigma_\theta = 105 \text{ MII}a; \ \sigma_r = 20 \text{ MII}a;$

$$\tau_{rz} = 11$$
 MIIa; $\tau_{r\theta} = 12$ MIIa; $\tau_{z\theta} = 1$ MIIa.

Для оценки несущей способности рассматриваемой стеклопластиковой оболочки можно использовать модифицированный критерий прочности (7), который включает трансверсальные напряжения и учитывает влияния ослабленного межфазного контакта слоев. Следует отметить, что при переходе к цилиндрической системе координат выполняются тождества:

$$\begin{split} \sigma_{11} &= \sigma_z \; ; \quad \sigma_{22} = \sigma_\theta ; \quad \sigma_{33} = \sigma_r ; \\ \tau_{31} &= \tau_{rz} ; \quad \tau_{21} = \tau_{\theta z} ; \quad \tau_{32} = \tau_{r\theta} \; . \end{split}$$

Для оценки несущей способности рассмотренных соединений экспериментально определялись следующие значения пределов прочности бандажа из стеклопластика:

$$\sigma_{11}^+ = \sigma_{22}^+ = 200 \text{ M}\Pi a; \quad \sigma_{11}^- = \sigma_{22}^- = -180 \text{ M}\Pi a;$$

 $\sigma_{33}^- = -90 \text{ M}\Pi a; \quad \sigma_{33}^+ = 60 \text{ M}\Pi a;$

$$\sigma_{12}^- = \sigma_{12}^+ = 50$$
 MIIa; $\sigma_{13}^- = \sigma_{13}^+ = \sigma_{23}^- = \sigma_{23}^+ = 24$ MIIa.





Рисунок 7 – Распределение касательных напряжений поперечного сдвига: $a - \tau_{r\Theta}$; $\delta - \tau_{rz}$

Пределы прочности трубы из стеклопластика представлены в табл. 2. Значения коэффициентов критерия прочности (6), (8) представлены в табл. 4.

Анализируя коэффициенты табл. 4, следует отметить, что наиболее опасным видом разрушения являются деформации поперечного сдвига и трансверсального отрыва. Теоретическое значение разрушающего гидростатического давления $q_T = 17,35$ МПа, что несколько выше экспериментально полученного разрушающего давления $q_3^* = 17,0$ МПа. Экспериментальные исследования проводились на предприятии ООО «Стеклопластиковые трубы» г. Харьков. Соединяемые трубы помещались в экспериментальный стенд, где торцы жестко закреплялись специальными захватами. Для создания в трубе внутреннего давления в нее закачивается вода при помощи плунжерного насоса. Параметры нагружения контролировали высокоточным манометром.

3. Расчет на прочность муфтового соединения. На рис. 8 приведена схема и размеры муфтового соединения стеклопластиковых труб (L= 240 мм, L_1 = 140 мм, D = 113 мм). Механические характеристики трубы и муфты одинаковые и приведены в табл. 1. Здесь d – внутренний диаметр трубы, $\delta_{\rm T}$ – толщина стенки трубы, $\delta_{\rm T}$ – толщина стенки торца

трубы, C – длина проточки под клеевой шов, d – внутренний диаметр муфты, $\delta_{\rm M}$ – толщина стенки муфты, $\delta_{\rm M}^{\rm TP}$ – толщина стенки торца муфты, $\delta_{\rm M}^{\rm TP} = \delta_{\rm M}^{\rm B}$, $\delta_{\rm M}^{\rm B}$ – толщина выточки муфты.Геометрические размеры муфтового соединения, внутреннее расчетное давление q, площадь клеевого соединения $S_{\rm кл}$ представлены в виде табл. 5.

ruosiniqui i onu tennis rensopob nobepanoern npo moern ereksonsuernku								
$R_{11},$	<i>R</i> ₂₂ ,	R ₃₃ ,	R_{1111} ,	<i>R</i> ₂₂₂₂ ,	R_{3333} ,	R_{1212} ,	R_{1313} ,	<i>R</i> ₂₃₂₃ ,
1/МПа	1/МПа	1/МПа	$1/(M\Pi a)^2$	$1/(M\Pi a)^2$	$1/(M\Pi a)^2$	1/(МПа) ²	$1/(M\Pi a)^2$	$1/(M\Pi a)^2$
- 5,6.10-4	- 5,6.10-4	5,6·10 ⁻³	2,78.10-4	2,78.10-4	1,85.10-4	0,4.10-3	$0,17 \cdot 10^{-2}$	$0,17 \cdot 10^{-2}$

Таблица 4 – Значения тензоров поверхности прочности стеклопластика



Рисунок 8 – Схема муфтового соединения стеклопластиковых труб: а – муфта; б – труба; в – собранное соединение

	Tuomingu o Thupumorphi mj proboro ocogninenim								
\mathbb{N}_{2}	Труба								
п/п	<i>q</i> , МПа	<i>d</i> , мм	δ_{T} , мм	Масса* 1 п/м	, кг б	δ _т ^{тр} , мм	α, гр.	<i>C</i> ₁ , мм	С, мм
1	8	76	8,5	4,287		4,832	1,5	140,12	140,08
\mathbb{N}_{2}	Муфта								
п/п	<i>d</i> , мм	$\delta_{\rm M}$, мм	$\delta_{\mathrm{M}}^{\mathrm{TP}}$, mm	L ₁ , мм	<i>L</i> , мм	1 Macc	Масса* заготовки, кг		$S_{\kappa\pi}, cm^2$
1	83	11,04	6,37	5	285,15	5	1,767		393,25

Таблица 5 – Параметры муфтового соединения

Масса* – расчетная масса при плотности $\gamma = 1.9 \ c/cm^3$.

Табл	ица 6 –	Значения	тензоров	повер	охности	прочности	и стеклоплас	тика

$R_{11},$	<i>R</i> ₂₂ ,	$R_{33},$	$R_{1111},$	<i>R</i> ₂₂₂₂ ,	<i>R</i> ₃₃₃₃ ,	$R_{1212},$	R_{1313} ,	R_{2323} ,
1/МПа	1/МПа	1/МПа	$1/(M\Pi a)^2$	$1/(M\Pi a)^2$	$1/(M\Pi a)^2$	$1/(M\Pi a)^2$	$1/(M\Pi a)^2$	$1/(M\Pi a)^2$
$-1,1.10^{-3}$	$-1,1.10^{-3}$	5,6·10 ⁻³	5,6.10-4	6,8·10 ⁻⁶	1,85.10-4	0,4.10-3	0,17·10 ⁻²	0,17·10 ⁻²

Труба с муфтовым соединением нагружена внутренним давлением q = 8 МПа. Напряженное состояние муфты представлены на рис. 9 - 10. Для численного решения рассматриваемой задачи в системе ANSYS была построена осесимметричная геометрическая модель фланца с учетом заданной схемы армирования и анизотропии слоев. Дискретизация модели проводилась с использованием четырехугольных восьмиузловых конечных элементов PLANE183. Размер конечных элементов выбирался на основе иссле-

дований сходимости получаемого решения.

Максимальные напряжения в муфте рассматриваемого соединения возникают в точках внутренней поверхности на расстоянии C от торцов соединяемых труб:

$$\sigma_z = 17 \text{ MIIa}; \ \sigma_\theta = 29 \text{ MIIa}; \ \sigma_r = 8,6 \text{ MIIa}; \ \tau_{rz} = 12 \text{ MIIa}; \ \tau_{r\theta} = 1,8 \text{ MIIa}; \ \tau_{z\theta} = 2,1 \text{ MIIa}.$$



б Рисунок 9 – Распределение нормальных напряжений: a – тангенциальных – σ_{Θ} ; δ – осевых – σ_{z}



Рисунок 10 – Распределение радиальных напряжений σ_r .

Принимая во внимание технологию изготовления муфтового клеевого соединения, когда на подготовленные торцы труб на эпоксидном клею крепится муфта, основным фактором определяющим прочность такого соединения становятся адгезионные свойства клеевого шва. Поэтому предельные значения нормальных напряжений стеклопластиковой муфты принимались по табл. 6, а предельные напряжения поперечного сдвига и трансверсального отрыва согласно данным работы [2]:

 $σ_{11}^+ = 240$ ΜΠα; $σ_{22}^+ = 410$ ΜΠα; $σ_{11}^- = -190$ ΜΠα;

$$\sigma_{22}^- = -360$$
 МПа; $\sigma_{33}^- = -90$ МПа; $\sigma_{33}^+ = 60$ МПа;
 $\sigma_{12}^- = \sigma_{12}^+ = 50$ МПа; $\sigma_{13}^- = \sigma_{13}^+ = \sigma_{23}^- = \sigma_{23}^+ = 14$ МПа;
Значения коэффициентов критерия прочност

Значения коэффициентов критерия прочности (2.6), (2.8) представлены в табл. 6.

Анализируя коэффициенты табл. 5, следует отметить, что наиболее опасным видом разрушения являются деформации поперечного сдвига и трансверсального отрыва. Уже при значении предела прочности напряжений при деформациях поперечного сдвига $\sigma_{13}^- = \sigma_{13}^+ = \sigma_{23}^- = \sigma_{23}^+ = 12,5$ МПа происходит разрушение клеевого слоя муфта-труба.



Рисунок 11 – Распределение касательных напряжений поперечного сдвига: $a - \tau_{r\Theta}$; $\delta - \tau_{rz}$

Выводы. В работе предложена экспериментально-теоретическая методика расчета на прочность бандажных и муфтовых соединений стеклопластиковых труб. Рассмотрены три варианта бандажных соединений, которые имеют конструктивные отличия. В первом классическом варианте толщина труб в месте их стыка принимается постоянной. Во втором варианте принимается соединение в ус, когда толщина трубы линейно уменьшается с наружной стороны к торцам соединяемых труб. Второй вариант бандажного соединения оказался более рациональным, исходя из условий прочности. Уменьшая толщину стенки трубы в месте стыка и тем самым уменьшая ее жесткость, можно добиться условий оптимального перераспределения усилий в рассматриваемых соединениях.

Сравнение результатов расчета на прочность по предложенной методике с экспериментальными данными доказывает ее эффективность. Отмечается, что разрушение муфтового соединения возможно из-за низкой предельной прочности клеевого слоя при деформациях сдвига и трансверсального отрыва. Чтобы обеспечить возможность перераспределения нагрузок между соединяемыми трубами и муфтой при внутреннем давлении, нужно создать надежное сцепление обеспечить их совместное деформирование за счет повышения адгезионных свойств клеевого слоя. Эти условия можно выполнить, принимая конструктивные решения в плане изменения формы муфты и способов подготовки поверхности концов соединяемых труб.

Список литературы: 1. Карпов Я.С. Соединение деталей и агрегатов из композиционных материалов / Я.С. Карпов. - Х.: Национальный аэрокосмический университет «ХАИ», 2006. -359 с. 2. Справочник по композитным материалам: В 2-х кн. Кн. 2. / Под ред. Дж. Любина, Б. Э. Геллера. - М.: Машиностроение, 1988. - 448 с. З. Поциус А.В. Клеи, адгезия, технология склеивания / Пер. с англ. Под ред. Г.В. Комарова. - СПб: Профессия, 2007. – 376 с. 4. Васильев В. В. Механика конструкций из композиционных материалов / В. В. Васильев. - М.: Машиностроение, 1988. – 272 с. 5. Захаров В.В. Влияние трения на процесс расслоения разнородных материалов / В. В. Захаров, Л. В. Никитин // Механика композитных материалов. - 1983. - № 1. - С. 20-25. 6. Кобелев В. Н. Расчет трехслойных конструкций / В. Н. Кобелев, Л. М. Коварский, С. И. Тимофеев. – М.: Машиностроение, 1984. - 304 с. 7. Кристенсен Р. Введение в механику композитов / Р. Кристенсен. - М.: Мир, 1982. - 334 с. 8. Серенсен С. В. Несущая способность тонкостенных конструкций из армированных пластиков с дефектами / С.В. Серенсен, Г. П. Зайцев. – К.: Наукова думка, 1982. – 295 с. 9. Малмейстер А. К. Сопротивление полимерных и композитных материалов / А. К. Малмейстер, В. П. Тамуж, Г. А. Тетерс. – Рига: Зинатне, 1980. - 572 с. 10. Верещака С.М. Нелинейное деформирование и устойчивость многослойных элементов конструкций с дефектами

структуры / С.М. Верещака. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. – 286 с. 11. Композиционные материалы: Справочник // В.В.Васильев, Ю.М.Тарнопольский. – М.: Машиностроение, 1990. – 512 с.

Bibliography (transliterated): 1. Karpov Ya.S. Soedinenie detalej i agregatov iz kompozicionnyh materialov. Ya.S. Karpov. Kharkiv: Nacional'nyj aerokosmicheskij universitet "KhAI", 2006. 359. Print. 2. Spravochnik po kompozitnym materialam: V 2-h kn. Kn. 2. Pod red. Dzh. Lyubina, B. E. Gellera. Moscow: Mashinostroenie, 1988. 448. Print. 3. Pocius A.V. Klei, adgeziya, tehnologiya skleivaniya. Per. s angl. Pod red. G.V. Komarova. Sankt-Peterburg: Professiva, 2007. 376. Print. 4. Vasil'ev V. V. Mehanika konstrukcij iz kompozicionnyh materialov. V. V. Vasil'ev. Moscow: Mashinostroenie, 1988. 272. Print. 5. Zaharov V.V. Vliyanie treniya na process rassloeniya raznorodnyh materialov. V. V. Zaharov, L. V. Nikitin. Mehanika kompozitnyh materialov. 1983. No 1. 20-25. Print. 6. Kobelev V. N. Raschet trehslojnyh konstrukcij. V. N. Kobelev, L. M. Kovarskij, S. I. Timofeev. Moscow: Mashinostroenie, 1984. 304. Print. 7. Kristensen R. Vvedenie v mehaniku kompozitov / R. Kristensen. Moscow: Mir, 1982. 334. Print. 8. Serensen S. V. Nesuschava sposobnosť tonkostennyh konstrukcij iz armirovannyh plastikov s defektami. S.V. Serensen, G. P. Zajcev. Kyyiv: Naukova dumka, 1982. 295. Print. 9. Malmejster A. K. Soprotivlenie polimernyh i kompozitnyh materialov. A. K. Malmejster, V. P. Tamuzh, G. A. Teters. Riga: Zinatne, 1980. 572. Print. 10. Vereschaka S.M. Nelinejnoe deformirovanie i ustojchivosť mnogoslojnyh elementov konstrukcij s defektami struktury. S.M. Vereschaka. Sumy: Izd-vo SumGU, 2009. 286. Print. 11. Kompozicionnye materialy: Spravochnik. V.V.Vasil'ev, Yu.M.Tarnopol'skij. Moscow: Mashinostroenie, 1990. 512. Print.

Поступила (received) 25.03. 2015.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Верещака Сергей Михайлович – профессор кафедры сопротивления материалов и машиноведения Сумского государственного университета, доктор технических наук, e-mail: vereshakasergey@mail.ru

Vereshchaka Sergei Mikhailovitch – Professor of the Department of Mechanical Engineering and Material Strength of Sumy State University, Doctor of Technical Sciences, e-mail: vereshakasergey@mail.ru

Данильцев Виктор Владимирович – директор ООО «Стеклопластиковые трубы», e-mail: tsp2109@gmail.com

Daniltsev Viktor Vladimirovitch - Director of "Fibergalsspipes" LTD, e-mail: tsp2109@gmail.com

УДК 539.3

А. В. ВОРОПАЙ

НЕСТАЦИОНАРНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ПЛАСТИНЫ С ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ВЯЗКОУПРУГОЙ ОПОРОЙ

Механическая система состоит из прямоугольной изотропной пластины средней толщины шарнирно-опертой по контуру и дополнительной сосредоточенной вязкоупругой опоры. На пластину воздействует нестационарное нагружение, вызывающее колебания. Исследования сводятся к анализу интегральных уравнений Вольтерра, которые решаются численно с использованием метода регуляризации А. Н. Тихонова. Описан выбор параметра регуляризации. Приведен пример расчета прогиба пластины с дополнительной вязкоупругой опорой, а также показана реакция между пластиной и дополнительной опорой.

Ключевые слова: пластина средней толщины, нестационарное нагружение, сосредоточенная вязкоупругая опора, интегральные уравнения Вольтерра, метод регуляризации.

Введение. Одними из самых широко распространенных элементов конструкций являются пластины, большинство из которых – прямоугольные. В технике и строительстве в качестве облицовочных элементов зачастую используются тонкие пластины. Когда от элементов конструкций требуется обладать существенными несущими свойствами, необходимы тонкостенные пластинчатые элементы со сложным профилем или пластины средней толщины (а иногда и толстые плиты). Пластины средней толщины, хотя и проигрывают сложным тонкостенным элементам с точки зрения материалоемкости и веса, во-первых, конструктивно проще, а во-вторых, значительно лучше работают в условиях динамических, а особенно ударных нагружений.

Иногда для механических систем, включающих в себя элементы конструкции в виде прямоугольных пластин, на которые действуют нестационарные нагрузки, кроме требований прочности вводятся дополнительные ограничения на перемещения некоторых элементов (их прогибы и т.п.). В таких случаях для опертых по периметру пластин целесообразно использовать дополнительные опоры.

В работе [1] решается задача для прямоугольной пластины с дополнительной линейно-упругой опорой, а в работе [2] рассмотрены нестационарные колебания пластины с дополнительным амортизатором. Настоящая работа является логическим продолжением этих двух работ, так как здесь исследуется влияние дополнительной сосредоточенной вязкоупругой опоры.

1 Постановка задачи. Механическая система состоит из прямоугольной упругой изотропной пластины средней толщины шарнирно-опертой по ее периметру и дополнительной сосредоточенной вязкоупругой опоры, контактирующей с пластиной в некоторой точке (рис. 1). Считается, что дополнительная опора установлена ортогонально срединной плоскости пластины и шарнирно соединена с ее нижней лицевой поверхностью. Коэффициенты жесткости и демпфирования опоры постоянны, а сила сопротивления изменяется по формуле:

$$R(t) = c \cdot w_C(x_C, y_C, t) + \kappa \cdot \frac{dw_C(x_C, y_C, t)}{dt}, \qquad (1)$$

где с – коэффициент жесткости дополнительной опо-

ры, Н/м; к - коэффициент демпфирования, Н·с/м.

На пластину в некоторой точке воздействует поперечная импульсная нагрузка P(t), вызывающая нестационарные колебания пластины с дополнительной опорой. Воздействие дополнительной опоры на пластину моделируется в виде неизвестной нестационарной силы R(t), приложенной к пластине в месте установки опоры (точка С). При решении задачи предполагалось, что координаты точек приложения нагрузки и координаты установки дополнительной опоры произвольны (любые точки, принадлежащие пластине и не лежащие на ее границе).



2 Решение задачи. В рамках теории пластин средней толщины типа С. П. Тимошенко система дифференциальных уравнений, которая с учетом соответствующих начальных и граничных условий определяет решение, описывающее нестационарные деформационные процессы в пластине имеет вид аналогичный приведенному, например, в [3]. При наличии дополнительной вязкоупругой опоры система трех дифференциальных уравнений в частных производных может быть дополнена уравнением связи (1). Для пластины, имеющей толщину – h, плотность – р, модуль упругости – *E*, коэффициент Пуассона – v, когда ее срединная плоскость связана с плоскостью хОу декартовой системы координат, а w – прогиб срединной плоскости пластины; ψ_x , ψ_y – углы поворота нормали к этой плоскости, система уравнений может быть записана в виде:

$$\begin{cases} G'h(\nabla^2 w + \psi_{xy}) = \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - P(x, y, t) + R(x, y, t); \\ D\nabla^2 \psi_{xy} - G'h(\psi_{xy} + \nabla^2 w) = \rho \cdot I \frac{\partial^2 \psi_{xy}}{\partial t^2}; \\ \frac{D}{2} [(1 - v)\nabla^2 \phi_{xy} + (1 + v)\nabla_1^2 \psi_{xy}] - (2) \\ -G'h(\phi_{xy} + \nabla_1^2 w) = \rho \cdot I \frac{\partial^2 \phi_{xy}}{\partial t^2}; \\ c \cdot w(x_C, y_C, t) + \kappa \frac{dw(x_C, y_C, t)}{dt} = R(x_C, y_C, t), \end{cases}$$

где G' = k'G; k' -коэффициент сдвига; $I = h^3/12; t -$

время,
$$D = \frac{En}{12(1-v^2)};$$
 $\Psi_{xy} = \frac{\partial \Psi_x}{\partial x} + \frac{\partial \Psi_y}{\partial y};$
 $\varphi_{xy} = \frac{\partial \Psi_x}{\partial x} + \frac{\partial \Psi_y}{\partial y};$ $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2};$ $\nabla_1^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} - \frac{\partial^2}{\partial y^2}.$

Укажем, что P(x, y, t) и R(t) – возмущающая нагрузка и реакция взаимодействия между пластиной и дополнительной опорой соответственно.

Методика решения задач для прямоугольных пластин, на которые воздействует система нескольких независимых нестационарных нагрузок, описана, например, в [4]. Согласно методике, решение системы уравнений представляется в виде разложения искомых функций w(x,y,t), $\psi_x(x,y,t)$ и $\psi_y(x,y,t)$ в двойные ряды Фурье. Разложения прогибов пластины при шарнирном опирании будет иметь следующий вид:

$$w(x, y, t) = \sum_{k=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} w_{kn}(t) \cdot \sin \frac{k\pi \cdot x}{l} \cdot \sin \frac{n\pi \cdot y}{m}$$

Для определения коэффициентов разложения в ряды $w_{kn}(t)$ используется операционное исчисление (для данной задачи преобразование Лапласа). В результате решения системы дифференциальных уравнений (2) для прогиба пластины получается следующее аналитическое выражение:

$$w(x, y, t) = \int_{0}^{t} P(\tau) K_{P}^{W}(x, y, t - \tau) d\tau -$$

$$- \int_{0}^{t} R(\tau) K_{R}^{W}(x, y, t - \tau) d\tau,$$
(3)

где $K_i(x,y,t)$ – соответствующие ядра интегралов Дюамеля, полученные после выполнения обратного преобразования Лапласа с использованием теоремы о свертке:

$$K_i^W(x, y, t) = \sum_{k=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{C_{ikn}}{\Delta_{kn}} fx_k(x) fy_n(y) \sum_{p=1}^{2} \Omega_{pkn} \sin(\omega_{pkn} \cdot t),$$

причем, для шарнирно опертых пластин

$$fx_k(x) = \sin \frac{k\pi \cdot x}{l}, \ fy_n(y) = \sin \frac{n\pi \cdot y}{m}.$$

В приведенных соотношениях использованы следующие обозначения:

$$a = \frac{G'}{\rho}; \quad b = \frac{G'h}{\rho \cdot J}; \quad d = \frac{D}{\rho \cdot J}; \quad \lambda_{kn}^2 = \pi^2 \left(\frac{k^2}{l^2} + \frac{n^2}{m^2}\right);$$

$$\Delta_{kn} = \sqrt{(\lambda_{kn}^2(a+d)+b)^2 - 4 \cdot a \cdot d \cdot \lambda_{kn}^4};$$

$$\Omega_{1kn} = \omega_{1kn} - \frac{d \cdot \lambda_{kn}^2 + b}{\omega_{1kn}}; \quad \Omega_{2kn} = -\omega_{2kn} + \frac{d \cdot \lambda_{kn}^2 + b}{\omega_{2kn}}$$

Укажем, что для сосредоточенных нагрузок коэффициенты разложения в двойные ряды будут иметь следующий вид:

$$C_{ikn} = \frac{4}{l \cdot m} \cdot \frac{1}{\rho \cdot h} \cdot \sin \frac{k\pi \cdot x_i}{l} \cdot \sin \frac{n\pi \cdot y_i}{m},$$

где (*x_i*,*y_i*) – координаты точки приложения сосредоточенной нагрузки.

Для точки, в которой находится дополнительная опора, можно записать следующие соотношения для прогиба:

$$\begin{cases} w(x_C, y_C, t) = \frac{R(\tau)}{c} + \int_0^t \frac{R(\tau)}{\kappa} d\tau, \\ w(x_C, y_C, t) = \int_0^t P(\tau) K_P(t-\tau) d\tau - \int_0^t R(\tau) K_R(t-\tau) d\tau. \end{cases}$$
(4)

Задача определения зависимости во времени нормального перемещения и углов поворота нормали точек пластины w(x,y,t), $\psi_x(x,y,t)$ и $\psi_y(x,y,t)$ при известных силе P(t), коэффициентах жесткости *с* и демпфирования к может быть сведена к интегральному уравнению (ИУ) Вольтерра второго рода, относительно неизвестной R(t):

$$c\int_{0}^{t} R(\tau) \left[K_{R}(t-\tau) + \frac{1}{\kappa} \right] d\tau + R(t) = c\int_{0}^{t} P(\tau) K_{P}(t-\tau) d\tau .$$
(5)

ИУ (5) решается с использованием регуляризирующего алгоритма А. Н. Тихонова [5], согласно которому, решение интегрального уравнения эквивалентно решению регуляризированной системы линейных алгебраических уравнений (СЛАУ):

$$\left(\mathbf{A}^T \mathbf{A} + \alpha \mathbf{C}\right) \cdot \mathbf{r} = \mathbf{A}^T \mathbf{w} , \qquad (6)$$

где **А** – матрица, соответствующая интегральному оператору, $\alpha > 0$ – параметр регуляризации, **С** – симметричная трехдиагональная матрица, вид которой приведен в [5], **r** – искомый вектор, соответствующий значениям функции R(t), **w** – вектор, отвечает правой части ИУ.

Дискретный аналог ИУ (5) имеет следующий вид:

$$\mathbf{A}_{R}^{*}\cdot\mathbf{r}+\mathbf{r}=\mathbf{A}_{P}^{*}\cdot\mathbf{p},$$

где матрицы $\mathbf{A}_{P}^{*} = c \cdot \mathbf{A}_{P}$, $\mathbf{A}_{R}^{*} = c \cdot \mathbf{A}_{R}$, а матрицы \mathbf{A}_{P} , \mathbf{A}_{R} – соответствуют ядрам интегральных уравнений $K_{i}(x_{c},y_{c},t)$. Тогда для составления СЛАУ (6) вектор **w** можно определить, как $\mathbf{w} = \mathbf{A}_{P}^{*} \cdot \mathbf{p}$, а матрицу **A** можно представить в виде $\mathbf{A} = \mathbf{A}_{R}^{*} + \mathbf{E}$, где \mathbf{E} – единичная матрица.

В результате находится сила взаимодействия между пластиной и дополнительной вязкоупругой опорой R(t), что позволяет определять компоненты перемещения во времени во всех точках пластины (как при воздействии двух независимых нагрузок P(t) и R(t) на пластину без дополнительных опор).

3 Результаты расчетов. При расчетах срединная плоскость пластины была связана с плоскостью *хОу*

декартовой системы координат. Численные расчеты производились при следующих значениях: ρ = 7890 κг/m³; ν = 0.3; $E = 2.07 \cdot 10^{11}$ Πa; h = 0.04 m; l = 0.6 м, m = 0.4 м. Координаты точки приложения возмущающей нагрузки: $x_0 = 0.15$ м, $y_0 = 0.3$ м. Координаты точки крепления дополнительной вязкоупругой опоры к пластине: $x_{\rm C} = 0.45$ м, $y_{\rm C} = 0.15$ м. Значение коэффициента жесткости дополнительной опоры $c = 10^4$ коэффициент демпфирования Η/м, а $\kappa = 10^5$ H/(м/c); число членов в соответствующих двойных рядах Фурье 50 × 50.

На рис. 2 показано изменение во времени возмущающей нагрузки P(t) (полуволна синусоиды) и определенная в результате решения интегрального уравнения (5) реакция между пластиной и дополнительной вязкоупругой опорой R(t).

На рис. 3 показаны функционалы, на основе которых выбирался параметр регуляризации α при решении регуляризированной СЛАУ (6), причем значения вдоль оси абсцисс для наглядности отложены на логарифмической шкале. Кривая 1 на рис. 3 соответствует функционалу «суммарного прогиба» пластины в точке установки дополнительной опоры: $M^{\alpha}[R] = \|w_P + A_R R^{\alpha}\|$. Этот функционал подобен «невязке» [5]. Однако в данной задаче нас интересует не глобальный минимум (который стремится к нулю), а локальный, так как дополнительная опора уменьшает перемещения (гасит их) но не устраняет полностью (иначе она станет абсолютно жесткой). Кривая 2 соответствует функционалу «суммарного воздействия» дополнительной опоры $M^{\alpha}[R] = \|R^{\alpha}\|$, которое долж-

но быть по возможности минимальным, но не равным нулю (что соответствовало бы отсутствию реакции дополнительной опоры). Так как для функционала «суммарного воздействия» сложно выделить оптимальные значения (имеется только зона рациональных значений $10^{-18} > \alpha_{opt} > 10^{-22}$) вводится третий (вспомогательный) функционал «гладкости» изменения идентифицированной реакции в зависимости от параметра регуляризации α – кривая 3 (добавляется дополнительное ограничение $\alpha_{opt} > 10^{-21}$). На рис. 3 хорошо видно, что оптимальное приближенное решение задачи можно получить при значении параметра регуляризации $\alpha_{opt} = 10^{-20}$.



Рисунок 2 – Возмущающая нагрузка и реакция дополнительной вязкоупругой опоры





Рисунок 4 – Прогиб пластины в точке установки дополнительной опоры

На рис. 4 показаны изменения во времени проги-

ба пластины
$$w_P(x_C, y_C, t) = \int_0^t P(\tau) K_P^W(x_C, y_C, t-\tau) d\tau$$
,

вызванного только возмущающей силой *P*(*t*) без учета влияния дополнительной опоры – кривая 1; прогиба

пластины
$$w_R(x_C, y_C, t) = \int_0^t R(\tau) K_R^W(x_C, y_C, t-\tau) d\tau$$
, вы-

званного только реакцией дополнительной вязкоупругой опоры R(t) – кривая 2, и «суммарного» реального прогиба вызванного совместным действием возмущающей силы и реакции дополнительной опоры $w(x_{C}, y_{C}, t)$ – кривая 3.

Аналогичные графики можно построить для любой точки пластины, меняя в ядрах соответствующих интегралов значения ее координат (x, y).

Выводы. В настоящей работе описан подход, при котором воздействие дополнительной вязкоупругой опоры на пластину моделируется в виде неизвестной нестационарной силы, определяемой из решения интегрального уравнения Вольтерра. На основе предложенного подхода при моделировании нестационарного деформирования пластинчатых элементов конструкций с дополнительными опорами имеется возможность получать устойчивые аналитико-численные решения задач механики деформируемого твердого тела без использования итерационных схем. Список литературы: 1. Воропай А. В. Нестационарные колебания прямоугольной пластины с упругой подпоркой / А. В. Воропай // Вестник национального технического университета «ХПИ». Динамика и прочность машин. - Х.: НТУ «ХПИ», 2012. - № 55. - С. 30-37. 2. Воропай А. В. Нестационарные колебания прямоугольной пластины с амортизатором / А. В. Воропай // Вестник национального технического университета «ХПИ». Динамика и прочность машин. - Х.: НТУ «ХПИ», 2011. - № 52. – С. 42-48. З. Уфлянд Я. С. Распространение волн при поперечных колебаниях стержней и пластин / Я. С. Уфлянд // Прикладная математика и механика. - 1948. - Т. 12, № 3. - С. 287-300. 4. Янютин Е. Г. Идентификация нагрузок при импульсном деформировании тел. Монография в 2-х частях. Часть II. / Е. Г. Янютин, А.В. Воропай, С.И. Поваляев, И.В. Янчевский. – Х.: Изд-во ХНАДУ, 2010. - 212 с. 5. Тихонов А. Н. Регуляризирующие алгоритмы и априорная информация / А. Н. Тихонов, А. В. Гончаровский и др.. – М.: Наука, 1983. – 200 с.

Bibliography (transliterated): 1. Voropaj A. V. Nestacionarnye kolebanija prjamougol'noj plastiny s uprugoj podporkoj. A. V. Voropaj. Vestnik nacional'nogo tehnicheskogo universiteta "KhPI". Dinamika i prochnosť mashin. Kharkiv: NTU "KhPI", 2012. No 55. 30-37. Print. 2. Voropaj A. V. Nestacionarnye kolebanija prjamougol'noj plastiny s amortizatorom. A. V. Voropaj. Vestnik nacional'nogo tehnicheskogo universiteta "KhPI". Dinamika i prochnosť mashin. Kharkiv: NTU "KhPI", 2011. No 52. 42-48. Print. 3. Ufljand Ja. S. Rasprostranenie voln pri poperechnyh kolebanijah sterzhnej i plastin. Ja. S. Ufljand. Prikladnaja matematika i mehanika. 1948. Vol. 12, No 3. 287-300. Print. 4. Janjutin E. G. Identifikacija nagruzok pri impul'snom deformirovanii tel. Monografija v 2-h chastjah. Chast' II. E. G. Janjutin, A. V. Voropaj, S. I. Povaljaev, I. Janchevskij. Kharkiv: Izd-vo KhNADU, 2010. 212. Print. V 5. Tihonov A. N. Reguljarizirujushhie algoritmy i apriornaja informacija. A. N. Tihonov, A. V. Goncharovskij i dr. Moscow: Nauka, 1983. 200. Print.

Поступила (received) 10.07.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Воропай Алексей Валериевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «ХПИ», тел.: (050) 524-92-54; e-mail: voropay@mail.ru.

Voropay Alexey Valerievich – Candidate of Technical Sciences, Associated Professor, National Technical University «KhPI», phone (050) 524-92-54; e-mail: voropay@mail.ru.

УДК 519:539:534

С.В. КРАСНІКОВ

МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ПРОДОЛЬНО АРМОВАНОГО ЕЛЕМЕНТУ ФУНДАМЕНТУ

Розглядається міцність фундаментів парових турбін. Наведено результати дослідження міцності типового елементу залізобетонного фундаменту. Розглядаються різні варіанти ушкодження арматури залізобетонного елементу. Побудовано дві серії моделей типового елементу. Ушкодження арматури розглядається с двох напрямків – кількісне та якісне. Проведено розрахунки та аналіз параметрів міцності. Було розраховано напруги та переміщення. Більш докладно зроблено аналіз напруг типового елементу. Зроблено висновки з найбільш суттєвих схем ушкоджень арматури. Для моделювання та розрахунків було використано метод скінчених елементів.

Ключові слова: працездатність, напруги, деформації, переміщення, міцність, фундамент, парова турбіна.

Вступ. Фундаменти енергоблоків електричних станцій виготовляються з різних матеріалів. Проте більшість фундаментів енергоблоків середньої та великої потужності виготовляються з залізобетону. Залізобетонні фундаменти поділяють на рамні та стінові. Кожен х них має балкові елементи, серед яких найбільш поширені елементи з прямокутним та квадратовим перетином. Фундамент енергоблоку має найбільший ресурс та знаходиться в експлуатації в той час, коли інше устаткування енергоблоку вже повністю або частково замінено новим. Тривалий час експлуатації фундаменту призводить до необоротних змін його фізичних характеристик. Серед них виділяють різні групи пошкоджень, серед яких найбільш впливовими є наступні: тріщино утворення бетону, корозія та інші пошкодження арматури, втрата контакту між арматурою та бетоном. Ці пошкодження є типовими та в зв'язку з тим, що більшість енергоблоків в Європі та світі знаходиться в експлуатації не менше 30 років, є широко розповсюдженими [1, 2]. Тому є актуальним проведення досліджень міцності елементів фундаменту з різними типами пошкоджень.

Мета роботи. Проведення досліджень міцності типових елементів залізобетонного фундаменту енергоблоку електростанції з різним ушкодженням арматури. Об'єктом дослідження є продольно армована залізобетонна балка з квадратовим перетином. Предметом дослідження є чутливість характеристик міцності залізобетонної балки до різних схем ушкодження арматури.

Математична та розрахункова модель. Для моделювання та розрахунків було використано метод скінчених елементів. Згідно цього методу рівнянням для дослідження міцності є наступний запис [2]:

$$[K] \{q\} = \{R\},$$
 (1)
де $[K]$ – матриця жорсткості, $[q]$ – вектор переміщень,
 $\{R\}$ – вектор навантажень.

Типовим елементом кожного залізобетонного фундаменту парової турбіни є балка [1, 3 - 8]. Вона представляє собою композит з арматури та наповнювача. Наповнювач для розуміння далі буде називатися також просто бетоном. Найбільш поширеним перетином балки є прямокутник з розміром однієї сторони 1 м та іншої від 1 м до 4 м. Довжина балки в залежності від конструкції фундаменту та місця має розмір від 2 м до 15 м. Для дослідження було обрано балку з квадратним перетином 1 х 1 м та довжиною 3 м.

Було побудовано два типу моделей: бетонний елемент (рис. 1); залізобетонний елемент (рис. 2). Параметри моделей наведені у табл. 1.

			· · ·	1			
No Virurioru CE	Кількість	Кількість ст.	Максимальні	Абсолютна	Відносна	Максимальні	
JN≌	№ NIJIBKICIB CE	вузлів	волі	напруги, Па	різниця	різниця, %	переміщення, м
1	3282	774	2199	1017,0	17,0	1,70	9,95E-8
2	7218	1606	4575	1021,2	21,2	2,12	9,96E-8
3	84818	14861	41856	1067,0	67,0	6,7	9,97E-8
4	65563	11606	32325	1029,4	29,4	2,94	9,98E-8

Таблиця 1 – Параметри скінчено-елементних моделей



Рисунок 1 – Моделі № 1 та № 2 для бетонного елементу



Рисунок 2 – Моделі № 3 та № 4 для залізобетонного елементу

Граничні умови моделей – жорстке кріплення з одного торця. З протилежного торця прикладено навантаження – рівномірний тиск 1 кПа.

В залізобетонних елементах (модель 3 та 4) арматура розподілена рівномірно по контуру перетину на відстані осей симетрії 100 мм кожна від кожної та від зовнішнього краю перетину балки. В таблиці 1 наведені результати розрахунків міцності на моделях лише з бетонними елементами. В моделях 3 та 4 арматура мала фізичні характеристики не сталі, а бетону. Порівняння напруг проводилось з результатом обчислення балки згідно теорії опору матеріалів, а саме з напругою 1 кПа. Для проведення дослідження було обрано модель 4.

Розрахункові дослідження. В якості ушкодження армування залізобетонного блоку розглядались кінцеві варіанти, а саме – виключення симетричних груп арматур. Опис, вигляд розрахункових моделей та результати досліджень та наведено у таблиці 2 та на рис. 3-5. З табл. 2 бачимо, що напруги та переміщення при зменшенні армування збільшуються, що є закономірним. Найбільші збільшення параметрів напруженодеформованого стану (НДС) у моделі 4_2, найменші у моделі 4_4. Це є закономірним, тому що модель 4_4 має найменші пошкодження армування, а модель 4_2 одні з найбільших. Серед моделей з однаковим ушкодженням армування згідно таблиці 2 бачимо, що у моделей 4_3 та 4_5 напруги та переміщенні менші чим у моделей 4_2, 4_1 відповідно. Це свідчить про те, що кутове пошкодження арматури є менш суттєвим ніж некутове.

З рис. 3–5 бачимо, що арматура має значно більші напруги ніж бетон. Максимальні напруги має арматура біля жорсткого кріплення. Бетон має збільшені напруги біля арматури та жорсткого кріплення. Розподіл переміщень для всіх варіантів ушкодження арматури є рівномірним. Максимальні значення переміщень має торець з навантаженням, переміщення плавно зменшуються до торця з жорстким кріпленням.



Рисунок 3 – Розподіл напруг для моделей 4 та 4_1



Рисунок 4 – Розподіл напруг для моделей 4_2 та 4_3



Рисунок 5 – Розподіл напруг для моделей 4_4 та 4_5

Модель	Кількість арматури	Номер рис.	Напруга, МПа	Різниця, %	Переміщення, м	Різниця, %
4	32	7.3	6244,6	0	9,08E-08	0
4_1	8	7.3	6771,9	8,44	9,73E-08	7,16
4_2	4	7.4	6867,8	9,98	9,85E-08	8,48
4_3	4	7.4	6820,7	9,23	9,86E-08	8,59
4_4	16	7.5	6590,3	5,54	9,50E-08	4,63
4_5	8	7.5	6708,2	7,42	9,72E-08	7,05

Таблиця 2 – Результати дослідження НДС

Висновки. Побудовано серію моделей типового залізобетонного елементу фундаменту з різним ушкодженням арматури. Більші симетричні ушкодження арматури призводять до більших напруг. При однаковій кількості неушкоджених арматур вуглове пошкодження арматури призводить до меншого підвищення напруг ніж невуглове.

Список літератури: 1. Абашидзе А.И. Фундаменты машин тепловых электростанций / А. И. Абашидзе, Ф. В. Сапожников, А. Т. Казанджян. - М.: Энергия, 1975. - 256 с. 2. Шульженко Н.Г. Численный анализ колебаний систем турбоагрегатфундамент / Н. Г. Шульженко, Ю. С. Воробьев. - К.: Наукова думка, 1991. - 232 с. 3. Жовдак В.О. Моделирование фундамента для многокорпусного турбоагрегата / В. О. Жовдак, С. В. Красніков, А. В. Торяник, О. С. Степченко // Вісник НТУ «ХПІ». - Х.: НТУ «ХПІ», 2008. - № 36. - С. 81-88. 4. Красніков С.В. Моделювання напружено-деформованого стану фундаменту турбоагрегату 200 МВт / С. В. Красніков // Вісник НТУ «ХПІ». - X.: HTY «XIII», 2011. - № 63. - C. 54-59. 5. HITACHI. Turbine and Generator Foundation Design and construction & recommendation. - Tokyo: Japan, 2009. - 104 p. 6. Adhhikari Sukanta Turbo-Generator Foundation / Sukanta Adhhikari // Structural Engineering Forum of India. - New Delhi: SEFI, 2010. - P. 1-19. 7. Chowdhury Indrajit Dynamics of Structure and foundation a unified approach / Indrajit Chowdhury, P. Shambhu Dasguptu. - Leiden: CRC Press, 2009. - 616 p. 8. Gu Ping New dynamic participation factor for turbine generator foundation Practice Periodical on Structural Design and Construction / Ping Gu // VA .: American Society of Civil Engineers. - 2009. - № 15(1). - P. 54-62. 9. Zhiqiang Hu A Seismic Analysis on Steam Turbine Considering Turbine and Foundation Interaction / Hu Zhiqiang, Wang Wei, Jiang Puning, Huang Qinghua, Wang Jianhua, Xu Sihua, He Jin, Xiao Lei // ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition Volume 1B. - Düsseldorf: International Gas Turbine Institute, 2014. - PP. V01BT27A041, 8 pages. 10. Turnbull Alan Corrosion pitting and

environmentally assisted small crack growth / *Alan Turnbull* // Proceedings. Mathematical, Physical, and Engineering Sciences. – London: The Royal Society, 2014. – PP. 20140254, 19 pages.

Bibliography (transliterated): 1. Abashidze A.I. Fundamenty mashin teplovyh elektrostancij. A. I. Abashidze, F. V. Sapozhnikov, A. T. Kazandzhyan. Moscow: Energiya, 1975. 256 Print. 2. Shul'zhenko N.G. Chislennyj analiz kolebanij sistem turboagregatfundament. N. G. Shul'zhenko, Yu. S. Vorob'ev. Kyyiv: Naukova dumka, 1991. 232 Print. 3. Zhovdak V.O. Modelirovanie fundamenta dlya mnogokorpusnogo turboagregata. V. O. Zhovdak, S. V. Krasnikov, A. V. Toryanik, O. S. Stepchenko. Visnyk NTU "KhPI". Kharkiv: NTU "KhPI", 2008. No 36. 81-88 Print. 4. Krasnikov S.V. Modelyuvannya napruzheno-deфormovanoho stanu фundamentu turboahrehatu 200 MVt. S. V. Krasnikov. Visnyk NTU "KhPI". Kharkiv: NTU "KhPI", 2011. No 63. 54-59 Print. 5. HITACHI. Turbine and Generator Foundation Design and construction & recommendation. Tokyo: Japan, 2009. 104 Print. 6. Adhhikari Sukanta Turbo-Generator Foundation. Sukanta Adhhikari. Structural Engineering Forum of India. New Delhi: SEFI, 2010. 1-19 Print. 7. Chowdhury Indrajit Dynamics of Structure and foundation a unified approach. Indrajit Chowdhury, P. Shambhu Dasguptu. Leiden: CRC Press, 2009. 616 Print. 8. Gu Ping New dynamic participation factor for turbine generator foundation Practice Periodical on Structural Design and Construction. Ping Gu. VA.: American Society of Civil Engineers. 2009. No 15(1). 54-62 Print. 9. Zhiqiang Hu A Seismic Analysis on Steam Turbine Considering Turbine and Foundation Interaction. Hu Zhiqiang, Wang Wei, Jiang Puning, Huang Qinghua, Wang Jianhua, Xu Sihua, He Jin, Xiao Lei. ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition Volume 1B. International Turbine Düsseldorf: Gas Institute, 2014. V01BT27A041, 8 Print. 10. Turnbull Alan Corrosion pitting and environmentally assisted small crack growth. Alan Turnbull. Proceedings. Mathematical, Physical, and Engineering Sciences. London: The Royal Society, 2014. 20140254, 19 Print.

Надійшла (received) 13.05.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Красніков Сергій Васильович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «ХПИ», кафедра Динаміка та міцність машин, тел.: (057) 707-68-79; e-mail: vsevakr@yandex.ru

Krasnikov Serhij Vasyl'ovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), senior staff Scientist, National Technical University «KhPI», Department of Dynamics and Strength of Machines, tel.: (057) 707-68-79; e-mail: vsevakr@yandex.ru

УДК 539.3

В.О. МЕТЕЛЬОВ

ПРУЖНОПЛАСТИЧНЕ ДЕФОРМУВАННЯ ПРИ ВИГОТОВЛЕННІ ТРУБЧАТИХ ЗАГОТІВОК

Розглянуто задачу профілювання труб з урахуванням виникнення незворотних пластичних деформацій. В роботі запропоновано застосування програмних комплексів, заснованих на методі скінченних елементів (МСЕ), які здатні з високою точністю відтворювати реальний технологічний процес. Розглянуто основні співвідношення методу розрахунку. Для наданої схеми холодного профілювання труб створено розрахункову модель. Виконано розрахунки напружено-деформованого стану труб, що профілюються, при послідовному проходженні через кліті прокатного стану.

Ключові слова: пластичність, МСЕ, модифікований лагранжевий підхід, напружено-деформований стан, трубчата заготівка, прокатний стан, профілювання труб.

Вступ. Багатопрогонові балки коробчастого поперечного перерізу, – так звані «профільні труби» є одним з конструктивних елементів сучасного машинобудування, тому вибір розрахункових схем для визначення їхнього напружено-деформованого стану є актуальною практичною задачею. Профільні труби мають дуже широкі сфери застосування: цивільне і промислове будівництво, різні металоконструкції, прольоти мостів, стелажів; у виробництві автомобілів, вагонів, каркасів, кранів, автобусів, сільгоспмашин, параболічних антен, конструкцій цивільного будівництва і т. д. У даній роботі розглядаються розрахунки напружено-деформованого стану (НДС) коробчастих конструкцій [1-2].

Процес холодного профілювання характеризується великим рівнем напружень. Однією з найбільш навантажених є область у прямокутному перерізі, де при проходженні через кліть виникає значна концентрація напружень. Кліттю називають комплекс з приводних, нижнього і верхнього, та неприводних бокових роликів.

У даній роботі запропоновано застосування комп'ютерних комплексів, заснованих на МСЕ, що здатні з високою точністю відтворювати реальний технологічний процес холодного профілювання.

Математичне формулювання задачі. При моделюванні задачі протягу пружної заготівки прямокутного перерізу через недеформовані вальці використовувався модифікований лагранжевий підхід [3].

До числа рівнянь, що лежать в основі лагранжевого підходу відносяться рівняння збереження маси, кількості руху і внутрішньої енергії, а також що рівняння стану, що замикає цю систему. Рівняння закону збереження маси:

$$\dot{\rho} + \rho div(V) = 0, \tag{1}$$

де ρ – щільність; V – швидкість.

Рівняння закону збереження кількості руху:
$$\rho \ddot{x} = \rho g + div(\sigma),$$

де \ddot{x} – прискорення; σ – тензор напружень Коши; g – прискорення вільного падіння.

Рівняння закону збереження енергії:

$$\rho \dot{u} = \sigma : D + \rho r - \nabla \cdot q, \qquad (3)$$

де \dot{u} – швидкість зміни внутрішньої енергії; D – тензор швидкості деформації; r - інтенсивність об'ємного теплового джерела; q – тепловий потік; ∇ – оператор Гамільтона; «•» – скалярний добуток; «:» – подвійний скалярний добуток.

У основі використовуваної просторової дискретизації лежить метод скінченних елементів (МСЕ), в основі тимчасової дискретизації – центральна диференціальна схема інтегрування другого порядку точності.

Просторова дискретизація рівняння збереження кількості руху припускає перехід від рішення диференціального рівняння (2) до рішення рівняння:

$$\int_{V} (\rho \ddot{x} - \rho g - div(\sigma)) \cdot \Phi dv = 0, \tag{4}$$

з відповідними граничними умовами. З використанням відомих процедур МСЕ рішення рівняння (4) зводиться до рішення диференціального рівняння:

$$M\ddot{d} = F_i + F_e,\tag{5}$$

де \ddot{d} – вектор вузлових прискорень; M – матриця мас; F_i, F_e – вектори внутрішніх і зовнішніх сил.

Просторова дискретизація рівняння збереження енергії припускає перехід від рішення диференціального рівняння (3) до рішення рівняння:

$$\int_{V} (\rho \dot{u} - \sigma : D - \rho r + \nabla \cdot q) \cdot \varphi dv = 0.$$
(6)

З використанням відомих процедур МСЕ [4] рішення рівняння (6) зводиться до рішення диференціального рівняння:

$$M^{\theta}\dot{\theta} = F_i^{\theta} + F_e^{\theta}, \qquad (7)$$

де θ – температура; M^{θ} – матриця теплоємкостей; $F_i^{\theta}, F_e^{\theta}$ – вектори внутрішніх і зовнішніх теплових навантажень.

Вектор внутрішніх сил, який входить в рівняння (5), визначається третім членом підінтегрального виразу (4):

$$\int_{V} div(\sigma) \cdot \Phi dv = \int_{B} (\sigma n) \cdot \Phi db - \int_{V} \sigma : (\nabla \Phi) dv, \qquad (8)$$

і він дорівнює

(2)

$$F_i = \int_V \sigma : (\nabla \Phi) dv.$$
(9)

Вектор F_i знаходиться в результаті підсумовування внутрішніх сил для усіх елементів, що входять в дану систему. Для одного елементу вектор внутрішніх сил визначається наступним виразом:

$$f_i^e = \int_{V^e} B^T \overline{\sigma} dv, \qquad (10)$$

© В.О. Мєтєльов, 2015

де B – похідна від функцій форми елементу; $\overline{\sigma}$ – вектор, складений з шести компонентів тензора напружень.

Вектор зовнішніх сил F_e який входить в диференціальне рівняння (5), враховує розподілені по поверхні тіла навантаження, об'ємні сили, такі як сили тяжіння, контактні сили, реакції зв'язків і інші сили.

Вузлові прискорення можуть бути визначені з рівняння (5) і записані таким чином:

$$\ddot{d} = M^{-1}(F_i + F_e).$$
(11)

Використання центральної диференціальної схеми інтегрування за часом другого порядку точності дозволяє визначити значення прискорень, швидкостей і переміщень:

$$\ddot{d}_{n} = M^{-1}(F_{i} + F_{e});$$

$$\dot{d}_{n} = \dot{d}_{n-\frac{1}{2}} + \ddot{d}_{n}\Delta t;$$

$$d_{n+1} = d_{n} + \dot{d}_{n+\frac{1}{2}}\Delta t;$$

$$(12)$$

де індекси відносять шукані величини до відповідних часових слоїв.

Для обчислення значення ω_{\min} з використовується наступна оцінка [3]:

$$\omega_{\max} \approx \frac{2c}{\Delta x_{\min}},$$
 (13)

де c – швидкість звуку в матеріалі; Δx_{\min} – мінімальний характерний розмір елементів, що входять в дану систему.

Швидкість деформації визначається виразом:

$$\Delta \varepsilon = D \Delta t, \tag{14}$$

де *D* – тензор швидкості деформації, компоненти якого визначаються по залежності

$$D_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{dv_i}{dx_j} + \frac{dv_j}{dx_i} \right).$$
(15)

Для обліку обертання середовища як абсолютно жорсткого тіла при обчисленні тензора напруження Коши використовується коротаційна похідна Яуманна:

$$\dot{\sigma} = L : D + \sigma W - W \sigma, \tag{16}$$

де *W*-тензор-спін, компоненти якого рівні:

l

$$V_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{dv_i}{dx_j} - \frac{dv_j}{dx_i} \right).$$
(17)

Петля інтегрування за часом диференціальних рівнянь включає наступні операції:

- обчислення вузлових навантажень;
- обчислення вузлових прискорень;
- обчислення вузлових швидкостей;

обчислення приростів переміщень і переміщень;

- обчислення деформацій в елементах;
- обчислення напружень в елементах.

Прокат пружної заготівки кільцевого перерізу через кліті. У сучасній промисловості є поширеними технологічні процеси формування коробчастих конструкцій. Часто для цього використовуються прокатні стани [5-9]. Розглянемо одну з можливих розрахункових схем, що включає п'ять клітей, що включають по чотири вальців (рис.1).



Рисунок 1 – Загальна схема розрахунку

Наведемо деякі початкові дані для розрахунку: матеріал – сталь конструкційна низьколегована для зварних конструкцій 17ГС; D = 0,1485 м – діаметр заготівки; h = 0,006 м – товщина заготівки; $L_1 = 11,1$ м – довжина заготівки; a = 0,12 м – відстань між роликами п'ятої кліті; V = 0,75 м/с – швидкість заготівки; t = 12 м – час; $\sigma_T = 355$ МПа – межа текучості матеріалу труби; $\sigma_B = 480$ МПа – границя міцності матеріалу труби.

Кліть складається з приводних нижнього і верхнього роликів та неприводних бокових роликів. У профільно-калібрувальному стані п'ять клітей, розташованих на деякій відстані одна від одної. Заготівка з постійною швидкістю V = 0,75 м/с протягується через ролики.

Таким чином, якщо торець заготівки стикається з роликами, то у цей момент у вертикальному та горизонтальному напрямках починає діяти миттєво прикладене навантаження, яке переміщується із швидкістю руху заготівки від одного перерізу до іншого. Визначення напружено-деформованого стану в залежності від часу проведено за допомогою схем МСЕ та крокового інтегрування за часом.

Розрахунок напружено-деформованого стану проводився з урахуванням виникнення контактних напружень між заготівкою і роликами у пружнопластичні постановці. Застосовано діаграму ідеально пластичного матеріалу з лінійним зміцненням.

Для розрахунку використовувався восьмивузловий трьохвимірний елемент (2110 СЕ вздовж L_1 та 3 СЕ по h). Загальна кількість 641476 СЕ, у тому числі 506399 СЕ на трубі.

Далі наводяться результати розрахунку для всіх клітей у момент часу t = 9,504 с, тобто коли труба пройшла 7,128 м, а отже — вийшла з п'ятої кліті (рис. 2-5).

Отримані результати чисельних розрахунків напружено-деформованого стану, який виникає при протязі заготівки через ролики, дають можливість визначити картину розподілу прогинів і напружень СЕ моделі з урахуванням виникнення контактних напружень та пластичного деформування заготівки.

ISSN 2078-9130

Динаміка і міцність машин



Рисунок 2 – Епюра загальних еквівалентних напружень заготівки за Мізесом у першій кліті



Рисунок 3 – Епюра пластичних деформацій заготівки у першій кліті



Рисунок 6 – Епюра загальних еквівалентних напружень заготівки за Мізесом у третій кліті



Рисунок 7 – Епюра загальних еквівалентних напружень заготівки за Мізесом у четвертій кліті



Рисунок 4 – Епюра загальних еквівалентних напружень заготівки за Мізесом у другій кліті



Рисунок 5 – Епюра пластичних деформацій заготівки у другій кліті

Рисунок 8 – Епюра загальних еквівалентних напружень заготівки за Мізесом у п'ятій кліті



Рисунок 9 – Епюра пластичних деформацій заготівки у п'ятій кліті

Слід зазначити, що заготівка у момент часу t = 9,504 с у першій та другій кліті вже має напруження, що не перевищують границю міцності, у третій, четвертій та п'ятій клітях напруження є вищими, ніж у перших двох. Якісно результати є подібними до реального процесу прокату заготівки, а чисельно характеристики напружено-деформованого стану труби можна розглядати після того, як труба пройде 6-8 м від розглянутої кліті, коли ефект від сумісності деформацій буде мінімальним.

Висновки. У даній роботі розглянуто задачі розрахунку деформування труб з урахуванням великих деформацій. Розглядалась задача прокату заготівки кільцевого перерізу через п'ять клітей. Проаналізувавши результати розрахунку, можна зробити висновок, що якісно результаті схожі до реального технологічного процесу прокату заготівки, але, через те, що при розрахунку не були враховані деякі фактори, наприклад температура, та було недостатнє технічне забезпечення (накопичення помилок, через малий об'єм оперативної пам'яті), то розглядати отримані результати доцільно лише на першій та другій клітях.

Отримані результати свідчать про доцільність використання програмних комплексів скінченоелементного аналізу для дослідження процесу холодного профілювання труб.

Список літератури: 1. Метельов В.О. Розрахунки напруженодеформованого стану коробчастої конструкції / Д.В. Бреславський, В.О. Метельов // Матеріали X наук.-практ. конф. студ. та аспір. інж.-фіз. ф-ту Нац. техн. ун-ту «ХПІ». – Х.: НТУ «ХПІ», 2011. – С. 80-82. 2. Метелев В.А. Моделирование упругопластического деформирования тонкостенных конструкций / В.А. Метелев, И.В. Наумов // Сб. трудов ХХV междунар. науч. конф.; в 10 т. – Х.: НТУ «ХПИ», 2012. – Т. 3. – С. 74-76. 3. Муйземнек А.Ю. Математическое моделирование процессов удара и взрыва в программе LS-DYNA / А.Ю. Муйземнек, А.А. Богач. – Пенза: Информационно-издательский центр ПГУ, 2005. – 106 с. 4. Зенкевич О. Метод конечных элементов в тех-

нике: Пер. с англ. / О. Зенкевич. - М.: Мир, 1975. - 238 с. 5. Шевакин Ю.Ф. Станы холодной прокатки труб / Ю.Ф. Шевакин, Ф.С. Сейдалиев. – М.: Металлургия, 1966. – 212 с. 6. Mei-rong Shuai Finite Element Simulation of Cold-Rolling Process of Shaped Steel Tube for Driving Shaft / Shuai Mei-rong, Liu Shao-bo, Gao Cong-min, Qin Jian-ping // International Journal of Iron and Steel Research. - 2010. - Vol. 17, № 8. - P. 25-29. 7. Calcagno B.O. Deformation and fracture of polymer/metal composites subjected to cold rolling / B.O. Calcagno, K.R. Hart, J.C. Springmann, G.G. Antoun, W.C. Crone // Composites Science and Technology. - 2012. - Vol. 72, № 12. - P. 1344-1351. 8. Mashayekhi M. Continuum damage mechanics analysis of strip tearing in a tandem cold rolling process / M. Mashayekhi, N. Torabian, M. Poursina // Simulation Modelling Practice and Theory. - 2011. - Vol. 19, № 2. - P. 612-625. 9. Shen Y.F. Effects of cold rolling on microstructure and mechanical properties of Fe-30Mn-3Si-4Al-0.093C TWIP steel / Y.F. Shen, C.H. Qiu, L. Wang, X. Sun, X.M. Zhao, L. Zuo // Materials Science and Engineering: A. - 2013. - Vol. 561. - P. 329-337.

Bibliography (transliterated): 1. Mietielov V. O., D. V. Breslavsky. Rozraxunky napruzheno-deformovanogo stanu korobchastoyi konstrukcivi. Kharkiv: NTU "KhPI", 2011. Print. 2. Mietielov V. O., I. V. Naumov. Modelirovanie uprugo-plasticheskogo deformirovanija tonkostennyh konstrukcij. Kharkiv: NTU "KhPI", 2012. Vol. 3. Print. 3. Mujzemnek A. Ju., A. A. Bogach. Matematicheskoe modelirovanie processov udara i vzryva v programme LS-DYNA. Informacionno-izdatel'skij centr PGU, 2005. Print. Penza: 4. Zenkevich O. Metod konechnyh jelementov v tehnike: Per. s angl. Moskow: Mir, 1975. Print. 5. Shevakin Ju. F., F. S. Sejdaliev. Stany holodnoj prokatki trub. Moskow: Metallurgija, 1966. Print. 6. Mei-rong, Shuai, et al. "Finite Element Simulation of Cold-Rolling Process of Shaped Steel Tube for Driving Shaft". International Journal of Iron and Steel Research 17.8 (2010): 25-29. Print. 7. Calcagno, B. O., et al. "Deformation and fracture of polymer/ metal composites subjected to cold rolling". Composites Science and Technology 72.12 (2012): 1344–1351. Print. 8. Mashayekhi, M., Torabian N., Poursina M. "Continuum damage mechanics analysis of strip tearing in a tandem cold rolling process". Simulation Modelling Practice and Theory 19.2 (2011): 612-625. Print. 9. Shen, Y. F., et al. "Effects of cold rolling on microstructure and mechanical properties of Fe-30Mn-3Si-4Al-0.093C TWIP steel". Materials Science and Engineering: A 561 (2013): 329-337. Print.

Надійшла (received) 09.10.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Мєтєльов Володимир Олександрович – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; тел.: (057)-370-44-70; e-mail: vometel@gmail.com.

Mietielov Volodymyr Oleksandrovych – Postgraduate Student, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"; tel.: (057)-370-44-70; e-mail: vometel@gmail.com.

УДК 539.3

С. В. ФИЛИПКОВСКИЙ

НЕЛИНЕЙНЫЕ КОЛЕБАНИЯ РОТОРА НА РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ШАРИКОПОДШИПНИ-КАХ ПРИ СОВМЕСТНОМ ДЕЙСТВИИ ДИСБАЛАНСА И ВИБРАЦИИ ОПОР

Получена модель нелинейных колебаний ротора на радиально-упорных шарикоподшипниках с предварительным осевым поджатием. Методом продолжения по параметру получена амплитудно-частотная характеристика системы при совместном действии дисбаланса и вибрации опор. Анализ показал, что колебания возникают не только на основных резонансных частотах, но и на частотах меньше резонансных в целое число раз. Исследованы неустойчивые режимы и характер бифуркаций периодических решений.

Ключевые слова: ротор, радиально-упорный шарикоподшипник, нелинейные колебания, резонанс, бифуркация.

Введение. Многие агрегаты, например гироскопические приборы, турбохолодильники самолетов, работают в условиях вибрации, которая распространяется по конструкции машины даже при наличии виброизоляции. Роторы этих агрегатов должны быть защищены от ударов, которые могут возникнуть в результате раскрытия и закрытия зазоров между шариками и канавками качения подшипников при поперечной вибрации ротора. Такие роторы устанавливают на радиально-упорных шарикоподшипниках с предварительным осевым поджатием.

Уравнения для определения нелинейной жесткости предварительно поджатых подшипников выведены в [1], однако для выполненных в этой статье исследований они линеаризованы. В статье [2] численно и экспериментально исследованы поперечные колебания ротора на радиально-упорных предварительно поджатых шарикоподшипниках, вызванные дисбалансом диска и показана их зависимость от нелинейных контактных сил. В статье [3] исследована параметрическая неустойчивость вала на шарикоподшипниках под действием переменной осевой силы.

В статье [4] исследованы свободные колебания ротора на радиально-упорных шарикоподшипниках с предварительным поджатием и получены скелетные кривые и нелинейные нормальные формы колебаний при разных углах между линией действия контактных сил и осью подшипника. В летательных аппаратах и морских судах опоры агрегатов подвержены воздействию вибраций планера аппарата или корпуса судна. Влияние этих факторов на вынужденные колебания ротора остались не исследованными.

Целью настоящей работы является исследование нелинейных колебаний ротора на радиально-упорных шарикоподшипниках с предварительным поджатием, вызванные одновременным действием дисбаланса и вибрации опор.

Расчетная схема. Ротор представляет собой вал с диском, закрепленным несимметрично относительно опор (рис. 1). Назначение и условия работы агрегатов, в которых применяют осевое поджатие шарикоподшипников, таковы, что соотношение длины и диаметра вала обусловливают жесткость вала на порядок больше жесткости подшипников. Поэтому считаем вал недеформируемым телом, а степенями свободы являются перемещения цапф относительно внешних колец подшипников.



Рисунок 1 – Схема ротора



Рисунок 2 – Схема шарикоподшипника

Компоненты упругих реакций подшипника вдоль осей x, y, z получены в работе [1]; они имеют следующий вид:

$$P_{xi} = K \sum_{\nu=1}^{N_B} [x_\nu \cos \alpha \cos \beta_\nu + y_\nu \cos \alpha \sin \beta_\nu + + (z + z_0) \sin \alpha]^{3/2} \cos \alpha \cos \beta_\nu;$$

$$P_{yi} = K \sum_{\nu=1}^{N_B} [x_\nu \cos \alpha \cos \beta_\nu + y_\nu \cos \alpha \sin \beta_\nu + + (z + z_0) \sin \alpha]^{3/2} \cos \alpha \sin \beta_\nu;$$

$$P_{zi} = K \sum_{\nu=1}^{N_B} [x_\nu \cos \alpha \cos \beta_\nu + y_\nu \cos \alpha \sin \beta_\nu + + (z + z_0) \sin \alpha]^{3/2} \sin \alpha;$$

$$K = \frac{3P_0}{2N_B} z_0^{-3/2} \sin^{-5/2} \alpha.$$
(1)

где x_i , y_i , z – смещения центра внутреннего кольца относительно центра наружного кольца; $i = \overline{1,2}$ – номер обобщенной координаты цапфы; углы α и β_v показаны

© С. В. Филипковский, 2015

на рис. 2; v и N_B – номер и количество шариков; P_0 – сила предварительного осевого натяга, z_0 – осевое смещение внутреннего кольца относительно внешнего кольца от действия силы P_0 . Величину z_0 определяем из геометрических соотношений в зонах контакта

$$z_0 = (2R_K + w_1 + w_2 - d_B)\sin\alpha$$
,

где P_K – радиусы канавок качения в кольцах подшипника, w_1 и w_2 – сближения внутреннего и внешнего колец с шариком по направлению линии контакта, вызванные предварительным осевым поджатием; d_B – диаметр шарика. Сближения вычисляем по формуле Герца [5]

$$w_i = b_i P_K^{3/2}; i = \overline{1,2},$$

где b_1 и b_2 – коэффициенты формулы Герца; P_K – сила сжатия, действующая по направлению линии контакта

$$P_K = P_0 / (N_B \sin \alpha).$$

Угол α определяется из уравнения

$$(2R_K + w_1 + w_2 - d_B)\cos\alpha = R_1 + 2R_K - R_2,$$

где R_1 и R_2 – радиусы внутреннего и внешнего колец, измеренные от оси подшипника до середин канавок качения.

Коэффициенты формулы Герца определены выражением

$$b = \frac{3}{2} F_1 \sqrt[3]{(K_{11} + K_{12} + K_{21} + K_{22})k^2 (\Theta_1 + \Theta_2)^2 / (3E_1)},$$

где F_1 , E_1 – эллиптические интегралы первого и второго рода; K_{11} , K_{12} , K_{21} , K_{22} – кривизны главных нормальных сечений контактирующих поверхностей; k – корень трансцендентного уравнения

$$(F_1 - E_1)/(F_1 - E_1/k^2) = (K_{11} - K_{21})/(K_{12} - K_{22}).$$

Величины Θ_1 и Θ_2 зависят от свойств материалов контактирующих тел, они определены зависимостью:

$$\Theta_i = \left(1 - \mu_i^2\right) / \left(\pi E_i\right); \quad i = 1, 2,$$

где µ_i и E_i – коэффициенты Пуассона и модули упругости материалов подшипниковых колец и шариков.

Уравнения колебаний ротора. Длину вала обозначим l; перемещения срединной линии вала по направлениям координатных осей u_x , u_y , записываются следующим образом:

$$u_{x}(\zeta,t) = x_{1}(t)\frac{l-\zeta}{l} + x_{2}(t)\frac{\zeta}{l};$$

$$u_{y}(\zeta,t) = y_{1}(t)\frac{l-\zeta}{l} + y_{2}(t)\frac{\zeta}{l},$$
 (2)

где ζ – координата сечения вала по оси *z*, $x_1(t)$, $x_2(t)$, $y_1(t)$, $y_2(t)$ – обобщенные координаты, описывающие радиальные перемещения цапф; *t* – время. Внутренние кольца шарикоподшипников совершают как радиальные, так и осевые колебания относительно наружных колец. Отметим, что перемещения малы по сравнению с длиной вала. Тогда продольные колебания ротора вдоль координатной оси *z* можно описать одной обобщенной координатой $u_z = z(t)$.

Для составления уравнений движения воспользуемся уравнениями Лагранжа второго рода. При наших допущениях выражение кинетической энергии вала T_B в виде функции обобщенных координат будет

$$T_{B} = \frac{\rho I}{2l} (\dot{y}_{1} - \dot{y}_{2})^{2} + \frac{\rho I}{2l} (\dot{x}_{2} - \dot{x}_{1})^{2} + \rho I l \Omega^{2} - \frac{2\rho I \Omega}{l} (\dot{x}_{2} - \dot{x}_{1}) (y_{1} - y_{2}) + (3)$$

$$+ \frac{\rho S l}{6} (\dot{x}_{1}^{2} + \dot{x}_{1} \dot{x}_{2} + \dot{x}_{2}^{2} + \dot{y}_{1}^{2} + \dot{y}_{1} \dot{y}_{2} + \dot{y}_{2}^{2}) + \frac{\rho S l}{2} \dot{z}^{2},$$

где ρ – плотность материала вала, I – момент инерции сечения вала, S – площадь сечения вала; Ω – угловая скорость вращения ротора. Кинетическая энергия диска T_D в виде функции обобщенных координат будет

$$\begin{split} \mathbf{T}_{D} &= \frac{I_{1}}{2} \left(\frac{\dot{y}_{1} - \dot{y}_{2}}{l} \right)^{2} + \frac{I_{1}}{2} \left(\frac{\dot{x}_{2} - \dot{x}_{1}}{l} \right)^{2} + \frac{I_{0}}{2} \Omega^{2} + \\ &+ I_{0} \Omega \frac{(\dot{y}_{1} - \dot{y}_{2})(x_{2} - x_{1})}{l^{2}} + \frac{m_{0}}{2} \left[\dot{x}_{1} \left(1 - \frac{\zeta_{D}}{l} \right) + \dot{x}_{2} \frac{\zeta_{D}}{l} \right]^{2} + (4) \\ &+ \frac{m_{0}}{2} \left[\dot{y}_{1} \left(1 - \frac{\zeta_{D}}{l} \right) + \dot{y}_{2} \frac{\zeta_{D}}{l} \right]^{2} + \frac{m_{0}}{2} \dot{z}^{2} \,, \end{split}$$

где I_1 – экваториальный момент инерции, I_0 – полярный момент инерции, m_0 – масса диска, ζ_D – координата диска по оси z.

Из допущения о том, что вал недеформируемый следует, что потенциальная энергия деформации системы представлена только энергией деформации подшипников $\Pi = \Pi_{\Pi}(x_1, y_1, x_2, y_2, z)$. Производные потенциальной энергии по обобщенным координатам представляют собой выражения (1).

Демпфирование, обусловленное смазкой опор, обычно определяют на основе экспериментов и описывают моделью вязкого трения [6,7]. В этом случае диссипативная функция Рэлея Ф имеет вид

$$\Phi = \frac{C}{2} \left(\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2 + \dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2 + \dot{z}^2 \right), \tag{5}$$

где С – коэффициент демпфирования.

Используя выражения (1), (3), (4) и (5) получим уравнения колебаний в матричном виде

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{G} \cdot \dot{\mathbf{X}} + \mathbf{C} \cdot \dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}(\mathbf{X}) = \mathbf{Q}(t), \tag{6}$$

где **М** – матрица масс; **G** – гироскопическая матрица; **C** – матрица демпфирования; $\mathbf{K}(\mathbf{X})$ – вектор, компонентами которого являются нелинейные функции (1), **X** – вектор обобщенных координат, $\mathbf{Q}(t)$ – вектор правой части.

Колебания возбуждаются совместным действием силы дисбаланса диска и вибрации опор, поэтому

$$\mathbf{Q}(t) = \mathbf{Q}_D(\Omega, t) + \mathbf{Q}_{\Pi}(\omega, t),$$

где $\mathbf{Q}_D(\Omega,t)$ – вектор сил, обусловленных дисбалансом диска, $\mathbf{Q}_{\Pi}(\omega,t)$ – вектор кинематического возбуждения колебаний, ω – круговая частота вибрации опор. Первый вектор

$$Q_D(\Omega, t) = A_{\Pi} \left[\left(1 - \frac{\zeta_D}{l} \right) \cos \Omega t \quad \left(1 - \frac{\zeta_D}{l} \right) \sin \Omega t \quad \dots \\ \dots \quad \frac{\zeta_D}{l} \cos \Omega t \quad \frac{\zeta_D}{l} \sin \Omega t \quad 0 \right]^{\mathrm{T}},$$

где $A_{\Pi} = m_0 a \Omega^2$ получаем в результате дифференцирования (4). Второй вектор следует записать следую-

щим образом [8]:

$$\mathbf{Q}_{\Pi}(\boldsymbol{\omega},t) = \mathbf{M} \cdot \mathbf{A}_{\Pi}(\boldsymbol{\omega},t),$$

где **М** – матрица масс, $A_{\Pi}(\omega, t)$ – вектор виброускорений опор,

 $\mathbf{A}_{\Pi}(\omega t) = \begin{bmatrix} A_{\Pi x1} & A_{\Pi y1} & A_{\Pi x2} & A_{\Pi y2} & A_{\Pi z} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}} \sin \omega t$, где $A_{\Pi x1}, \dots, A_{\Pi z}$ – амплитуды виброускорений.

Построение амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) методом продолжения по параметру. Под АЧХ понимаем зависимость полуразмаха колебаний от частоты ω , частоту Ω считаем фиксированной. Определим безразмерные параметры следующим образом:

$$\begin{array}{l} x_A = x_1 / z_0 \; ; \quad y_A = y_1 / z_0 \; ; \quad x_B = x_2 / z_0 \; ; \\ y_B = y_2 / z_0 \; ; \quad z_A = z / z_0 \; ; \quad \overline{\omega} = \omega / \omega_1 \; ; \quad \tau = t \cdot \omega_1 \end{array}$$

где ω_1 – основная резонансная частота линеаризованной системы при $\alpha = 15^{\circ}$. Уравнение (5) можно записать в виде:

$$\ddot{\mathbf{U}} = \mathbf{f} \Big(\mathbf{U}, \dot{\mathbf{U}}, \tau \Big), \tag{7}$$

где **f** – *n*-мерная вектор-функция, $\mathbf{U} = \begin{bmatrix} x_A & y_A & x_B & y_B & z \end{bmatrix}^T$ – вектор безразмерных обобщенных координат. Обозначив **V** = **Ú**, перепишем (7) в виде системы дифференциальных уравнений первого порядка

$$\dot{\mathbf{Y}} = \boldsymbol{\varphi} \big(\mathbf{Y}, \boldsymbol{\tau} \big), \tag{8}$$

где $\varphi - 2n$ -мерная вектор-функция, $\mathbf{Y} = \{ \mathbf{U}^{\mathsf{T}} \quad \mathbf{Y}^{\mathsf{T}} \}^{\mathsf{T}}$. Условие периодичности решений уравнения (8) можно записать в виде:

$$\mathbf{Y}(0) = \mathbf{Y}(T),\tag{9}$$

где T – период. Если ввести в рассмотрение векторы $\mathbf{Y}_0 = \mathbf{Y}(0)$ и $\mathbf{Y}_T = \mathbf{Y}(T)$, определяющие состояние системы (8) в моменты времени $\tau = 0$ и $\tau = T$, то задачу Коши (8) с краевыми условиями (9) можно свести к решению неявного уравнения

$$\left\{\mathbf{Y}(\mathbf{Y}_0)\right\}_T = \mathbf{Y}_0. \tag{10}$$

Поскольку функцию $\{\mathbf{Y}(\mathbf{Y}_0)\}_T$ не удается описать

аналитически, для ее определения интегрируем систему (8) численным методом Рунге-Кутта. Вблизи резонансной частоты АЧХ может быть неоднозначной. Вне резонансной области АЧХ нелинейной системы приближается к АЧХ линейной системы. Поэтому для построения первого приближения начальной точки АЧХ определяем собственные частоты линеаризованной системы и решаем уравнение (10) для этой системы в стороне от резонанса. Следующие точки АЧХ находим, выполняя заранее назначенный шаг по параметру продолжения в сторону резонансной области. Параметром продолжения для первых точек АЧХ является частота. Вблизи резонанса на АЧХ могут появиться особые точки, в которых касательная к кривой перпендикулярна оси абсцисс. При подходе к этой точке надо менять параметр продолжения АЧХ с частоты на одну их фазовых координат. Такую задачу построения точек АЧХ называют инвертированной. Уточнение решений как прямой, так и инвертированной задачи осуществляется итерационным методом Ньютона [9].

После окончания итераций еще раз выполняем интегрирование по алгоритму метода Ньютона. Получим матрицу Якоби, которая будет тождественна матрице монодромии, ее мультипликаторы $\lambda = \xi \pm i\psi$ определяют устойчивость и характер бифуркаций рассматриваемой точки АЧХ [10].

Результаты численных исследований. Рассмотрены колебания недеформируемого ротора с одним диском l = 0,5 м, $\zeta_D = 0,125$ м, диаметр вала d = 0,025 м, $m_0 = 10$ кг, $I_1 = 0,1$ кг·м², $I_0 = 0,2$ кг·м², который вращается на радиально-упорных подшипниках средней серии по ГОСТ 831-75. Характерные параметры подшипника таковы: радиус внешней канавки качения $R_2 = 27,5167$ мм; $\alpha = 15^\circ$; радиус внутренней канавки качения $R_1 = 16,000$ мм; радиус поперечного сечения канавок качения $R_K = 5,930$ мм; диаметр шарика $d_B = 11,510$ мм; количество шариков $N_B = 7$; модуль упругости $E = 2,1\cdot10^{11}$ Па; коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$.

При совместном действии дисбаланса и вибрации опор проявляются резонансы всех форм колебаний ротора, а также резонансы с кратными частотам. На рис. 3 показана АЧХ ротора на подшипниках с углом контакта $\alpha = 15^{\circ}$. Резонансы 1, 2, 3 соответствуют форме колебаний, когда цапфы вала находятся с противоположных сторон от оси симметрии подшипников и в процессе колебаний движутся в сторону вращения ротора. Их частоты относятся как целые числа -1, 1/2, 1/3. Резонанс 4 соответствует форме колебаний, когда цапфы вала находятся с противоположных сторон от оси симметрии подшипников и в процессе колебаний движутся противоположно вращению ротора. На АЧХ заметны резонансы и с более низкими частотами, соответствующими этим формам колебаний. Их амплитуды невелики, а частоты также относятся как целые числа.



На рис. 4 показана область низких частот той же АЧХ. Резонансы 1, 2, 3, 4, 5 соответствуют форме колебаний, когда цапфы вала находятся с одной стороны от оси симметрии подшипников и в процессе колебаний движутся в сторону вращения ротора. Их частоты относятся как 1, 1/2, 1/3, 1/4, 1/5.

Траектории центров цапф на основных резонансах всех форм колебаний близки к окружностям, как показано на рис. 5 для формы колебаний, когда цапфы вала находятся с противоположных сторон от оси симметрии подшипников и в процессе колебаний движутся в сторону вращения ротора ($\overline{\omega} = 4,2405$). Для кратных частот за каждый цикл колебаний цапфа описывает столько круговых петель, во сколько раз частота ниже основной частоты для этой формы.



Рисунок 6 – Траектория цапфы $\overline{\omega} = 0,5098$

Между резонансами с большими амплитудами на рис. 4 хорошо видны резонансы с относительно малыми амплитудами и частотами, кратными частотам резонансов с формами колебаний, когда цапфы вала находятся с противоположных сторон от оси симметрии подшипников. В результате наложения колебаний по нескольким формам здесь траектории центров цапф более сложные, как показано на рис. 6 для частоты $\overline{\omega} = 0,5098$.

На левых ветвях резонансных пиков наблюдаются неустойчивые режимы колебаний, для которых наибольший мультипликатор матрицы монодромии становится действительным числом $\lambda_1 > 1$. На правых ветвях неустойчивые режимы появляются возле самых вершин резонансных пиков, модули наибольших комплексно-сопряженных мультипликаторов возрастают до величин $|\lambda_{1,2}| > 1$. На рис. 7 показана траектория центра цапфы за десять периодов на левой ветви АЧХ, когда цапфы вала находятся с одной стороны от оси симметрии подшипников ($\overline{\omega} = 1,033$). На рис. 8 показана траектория цапфы за десять периодов на правой ветви АЧХ для такой же формы колебаний ($\overline{\omega} = 0,453$). Видно, что на этих режимах колебания становятся непериодическими. На резонансах соответствующих всем остальным формам колебаний наблюдаются аналогичные процессы.



Рисунок 10 – Отображение Пуанкаре $\overline{\omega} = 1,033$

Для анализа динамики ротора на неустойчивых режимах построены зависимости обобщенных координат от времени. На левых ветвях АЧХ наблюдаются хаотические колебания, как показано на рис. 9 при $\overline{\omega} = 1,033$. Отображение Пуанкаре для этого режима показано на рис. 10. На правых ветвях АЧХ наблюдаются колебания по типу биений, как показано на рис. 11 при $\overline{\omega} = 0,453$. Отображение Пуанкаре для этого режима этого режима показано на рис. 12.



Рисунок 12 – Отображение Пуанкаре $\overline{\omega} = 0,453$

Выводы. Анализ нелинейной динамики ротора на радиально-упорных шарикоподшипниках с предварительным поджатием показал, что при совместном действии дисбаланса и вибрации опор возбуждаются все формы колебаний ротора, все АЧХ мягкие и на левых и правых ветвях АЧХ имеются неустойчивые режимы разного типа. При этом колебания возникают не только на основных резонансных частотах, но и на частотах меньше резонансных в целое число раз.

Резонансы, соответствующие форме колебаний, когда цапфы вала находятся с одной стороны от оси симметрии подшипников имеют наибольшую амплитуду, а резонансы, соответствующие форме колебаний, когда цапфы вала находятся с противоположных сторон от оси симметрии подшипников и в процессе колебаний движутся противоположно вращению ротора – наименьшую амплитуду. Такое поведение системы объясняется тем, что частота вибрации опор близка к частоте вызванных дисбалансом резонансных колебаний. Частоты резонирующих форм колебаний имеют тот же порядок. Наложение этих возмущающих колебаний порождает биения суммарной возбуждающей вибрации с разными частотами, которые вызывают все рассмотренные резонансы.

Список литературы: 1. Новиков Л. 3. Определение собственных частот колебаний электродвигателя, связанных с нелинейной упругостью подшипников / Л. З. Новиков // Изв. АН СССР. Механика и машиностроение. - 1961. - № 6. - С. 84-91. 2. Bai C. Subharmonic resonance of a symmetric ball bearing-rotor system / C. Bai, H. Zhang, Q. Xu // International Journal of Non-Linear Mechanics - 2013. - V. 50. $\tilde{-}$ P. 1–10. **3.** Young T. H. Dynamic stability of rotor-bearing systems subjected to random axial forces / T. H. Young, T. N. Shiau, Z. H. Kuo // Journal of Sound and Vibration. – 2007. – V. 305(3). – P. 467–480. 4. Филипковский С. В. Свободные нелинейные колебания многодисковых роторов на шарикоподшипниках / С. В. Филипковский, К. В. Аврамов // Проблемы прочности. – 2013. – № 3. – С. 86–96. 5. Динник А.Н. Удар и сжатие упругих тел. Избр. Тр., Т. 1. / А. Н. Динник. – К.: Изд-во АН УССР, 1952. – С. 15–114. 6. Бальмонт В. Б. О колебаниях момента сопротивления вращению шарикоподшипника / В. Б. Бальмонт, Б. О. Дубовецкий, А. М. Авдеев, Г. В. Селезнев // Машиноведение. - 1988. - № 3. - С. 73-81. 7. Позняк Э. Л. Маятниковые колебания несимметричного жесткого ротора в подшипниках с зазорами / Э. Л. Позняк, Т. Н. Гладышева, В. Б. Ковалев // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1990. – № 4. – С. 33–40. 8. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко, Д. Х. Янг, У. Уивер. – М.: Машино-строение, 1985. – 472 с. 9. Беломытцев А. С. Алгоритм решения нелинейной краевой задачи для обыкновенных дифференциальных уравнений в области многозначности / А. С. Беломытцев, В. Н. Карабан // Журнал вычислительной математики и математической физики. – 1986. – № 7. – С. 1099–1102. 10. Анищенко В. С. Сложные колебания в простых системах / В. С. Анишенко. - М.: Наука, 1990. – 312 с.

Bibliography (transliterated): 1. Novikov L. Z. Opredelenie sobstvennyh chastot kolebanij jelektrodvigatelja, svjazannyh s nelinejnoj uprugosťju podshipnikov. L. Z. Novikov. Izv. AN SSSR. Mehanika i mashinostroenie. 1961. No 6. 84-91. Print. 2. Bai C. Subharmonic resonance of a symmetric ball bearing-rotor system. C. Bai, H. Zhang, O. Xu. International Journal of Non-Linear Mechanics. 2013. Vol. 50. 1-10. Print. **3.** Young T. H. Dynamic stability of rotor-bearing systems subjected to random axial forces. T. H. Young, T. N. Shiau, Z. H. Kuo. Journal of Sound and Vibration. 2007. Vol. 305 (3). 467-480. Print. 4. Filipkovskij S. V. Svobodnye nelinejnye kolebanija mnogodiskovyh rotorov na sharikopodshipnikah. S. V. Filipkovskij, K. V. Avramov. Problemy prochnosti. 2013. No 3. 86–96. Print. 5. Dinnik A. N. Udar i szhatie uprugih tel. Izbr. Tr., T. 1. A. N. Dinnik. Kyyiv: Izd-vo AN USSR, 1952. 15-114. Print. 6. Bal'mont V. B. O kolebanijah momenta sharikopodshipnika. vrashheniju V B Bal'mont soprotivlenija B. O. Duboveckij, A. M. Avdeev, G. V. Seleznjov. Mashinovedenie. 1988. No 3. 73-81. Print. 7. Poznjak Je. L. Majatnikovye kolebanija nesimmetrichnogo zhestkogo rotora v podshipnikah s zazorami. Je. L. Poznjak, T. N. Gladysheva, V. B. Kovalev. Problemy mashinos-troenija i nadezhnosti mashin. 1990. No 4. 33-40. Print. 8. Timoshenko S. P. Kolebanija v inzhenernom dele. S. P. Timoshenko, D. H. Jang, U. Uiver. Moscow: Mashinostroenie, 1985. 472. Print. **9.** Belomytcev A. S. Algoritm reshenija nelinejnoj kraevoj zadachi dlja obyknovennyh differencial'nyh uravnenij v oblasti mnogoznachnosti. A. S. Belomytcev, V. N. Karaban. Zhurnal vychislitel'noj matematiki i matematicheskoj fiziki. 1986. No 7. 1099-1102. Print. 10. Anishhenko V. S. Složhnye kolebanija v prostyh sistemah. V. S. Anishhenko. Moscow: Nauka, 1990. 312. Print.

Поступила (received) 15.06.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Филипковский Сергей Владимирович – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, доцент кафедры теоретической механики и гидравлики Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет; тел.: (057) 707 37 30

Filipkovskiy Sergey Vladimirovich – Candidate of Technical Science, Associate Professor, Department "Theoretical Mechanics and Hydraulics, Kharkiv National Automobile and Highway University; tel.: (057) 707 37 30

РЕФЕРАТИ

УДК 621.01 (092)

Олег Костянтинович Морачковський - видатний вчений - механік (до 70-річчя з дня народження) / Д.В. Бреславський // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 55 (1164). – С. 3-12. – Бібліогр.: 50 назв. – ISSN 2078-9130.

У статті міститься нарис про видатного вченого – механіка, доктора технічних наук, професора Олега Костянтиновича Морачковського. Наведено коротку біографію вченого, описано основні навчальні курси, розроблені ним для студентів на кафедрах динаміки та міцності машин й теоретичної механіки. Надано коротке викладення основних наукових результатів, що їх отримано О.К. Морачковським у різних розділах механіки: теорії повзучості, континуальній механиці пошкоджуваності, теорії пластин та оболонок. Наведено приклади виконаних прикладних досліджень динаміки та міцності машин і конструкцій.

Ключові слова: біографічний нарис, повзучість, пошкоджуваність, анізотропія, радіаційні ефекти, оболонки, теоретична механіка, кінематика і динаміка машин.

УДК 534.134

Вільні коливання обребрених тонкостінних циліндрових обтічників ракетоносіїв / К.В. Аврамов; О.В. Жолос // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 55 (1164). – С. 13-15. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-9130.

В даної роботи розглядаються вільні коливання оболонки ракетоносія, яка укріплена стрингерами і шпангоутами зсередини. Досліджувався вплив кількості підкріплюючих елементів і розміру їх поперечного перетину на динамічні властивості ракетоносія під дією різних навантажень: від оточуючого оболонку газового потоку, динамічні навантаження від роботи двигуна. У роботі розглядаються лінійні коливання оболонки. Для розрахунку коливань використовується програмний комплекс ANSYS.

Ключові слова: ракетоносій, оболонка, стрингери, шпангоути, власні частоти.

УДК 621.791.052

Чисельний аналіз напружено-деформованого стану циліндрових резервуарів з вм'ятинами в стінці / А.І. Айнабеков; К.В. Аврамов; У.С. Сулейменов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 55 (1164). – С. 16-19. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-9130.

Досліджується напружено-деформований стан циліндричних резервуарів із сферичними вм'ятинами. Для чисельних розрахунків напружено – деформованого стану використовується ANSYS, який реалізує метод скінчених елементів. Досліджується залежність коефіцієнту концентрацій напружень від параметрів вм'ятин. На основі скінченоелементного аналізу виведені апроксимуючі співвідношення для коефіцієнтів концентрації напружень, які можуть використовуватися при розрахунках циліндрових резервуарів різних розмірів з різними вм'ятинами.

Ключові слова: циліндричний резервуар з вм'ятинами, статичний напружено-деформований стан, коефіцієнт концентрації напруження.

УДК 534/143

Функціонування електромагнітних віброзбуджувачів на низьких частотах / О.Є. Божко; З.О. Іванова; Є.М. Іванов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 55 (1164). – С. 20-21. – Бібліогр.: З назв. – ISSN 2078-9130.

В даній роботі досліджується проблема побудови математичних моделей і блок-діаграм коливань платформи в дорезонансній і резонансній областях електромагнітних віброзбуджувачів. Виброзбуджувачі широко використовуються у вібраційних випробувальних стендах. Вони повинні функціонувати в широкому діапазоні частот (в області низьких частот до 2 ÷ 5 мм, і високих - десяті частки мм), особливо в тих випадках, коли необхідно провести випробування (двигунів транспортних засобів та ін.) в умовах, відповідних експлуатаційним, так як в цьому випадку амплітуда коливань, впливаючи на піддослідні об'єкти, змінюється в широких межах.

Ключові слова: повітряний зазор, амплітуда вібрацій, активний опір, індуктивний опір.

УДК 624.04:539.3

Повзучость залізобетонних елементів конструкцій / Д.В. Бреславский, О.О. Чупринін, Н.В. Середа // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 55 (1164). – С. 22-25. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-9130.

Статтю присвячено опису розрахункового методу оцінювання повзучості залізобетонних конструкцій. Розглянуто рівняння, що описують повзучість, їхнє застосування для різних режимів навантаження та марок бетону. Наведено методику проведення розрахунків, що дозволяє визначати напружено –деформований стан залізобетонних конструкцій при короткочасному та довготривалому навантаженні на основі методу скінчених елементів (МСЕ). Розглянуто приклад розрахунку повзучості залізобетонної плити безбалкового перекриття, наведено дані щодо релаксації напружень через десять років експлуатації.

Ключові слова: повзучість, ізохрона, залізобетонна конструкція, МСЕ, тонка пластина.

УДК 539.3

Розповсюдження фронту руйнування при повзучості в пластинах з надрізами / Г.О. Аніщенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 55 (1164). – С. 26-31. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-9130.

Розробка методів визначення часу між завершенням стадії прихованого руйнування конструктивного елемента та моментом його повного руйнування є актуальною щодо досліджень повзучості та оцінки ресурсу роботи різноманітних деталей машин. Надані результати аналізу накопичення пошкоджень внаслідок повзучості та визначення часу розповсюдження фронту руйнування в пластинах, які послаблені гострими та круговими симетричними надрізами. Встановлено, що час повного руйнування пластин в умовах неоднорідного напруженого стану внаслідок концентрації напружень біля надрізів значно перевищує тривалість стадії прихованого накопичення пошкоджень.

Ключові слова: надрізи, концентрація напружень, пошкоджуваність, повзучість, руйнування.

УДК 534.1:539.3

Вплив структурного стану металу на його деформаційні характеристики / К.В.Вакуленко, І.Б.Казак, С.Ю. Сотрихін В. Г. Ярещенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 55 (1164). – С. 31-34. – Бібліо-гр.: 5 назв. – ISSN 2078-9130.

В роботі розглянуто питання практичного визначення надійності конструкції за допомогою методу контролю ступеню деградації структури металу під час експлуатації. Стаття присвячена використанню тензометричного методу для виявлення зародження втомних тріщин докритичних розмірів у сталях та елементах несівних конструкцій. Інструментальний метод дозволяє зменшити витрати на проведення дослідної експлуатації конструкцій з продовженим початково призначеним терміном служби. Експерементальні дані, отримані методами тензореєстрації та фіксації відскоку металевої кульки добре співпадають поміж собою.

Ключові слова: поверхневе зміцнення, ударне навантаження, тензодатчики, деформація.

УДК 539.3

Міцність бандажного і муфтового з'єднань склопластикових труб / С. М. Верещака; В. В. Данильцев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 55 (1164). – С. 35-42. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-9130.

В роботі запропонована експериментально-теоретична методика розрахунку на міцність бандажних і муфтових з'єднань склопластикових труб. Розглянуто три варіанти бандажних з'єднань, які мають конструктивні відмінності. У першому класичному варіанті товщина труб у місці їхнього стику приймається постійної. У другому варіанті приймається з'єднання у вус, коли товщина труби лінійно зменшується із зовнішньої сторони до торців труб, що з'єднують. Другий варіант бандажного з'єднання виявився більше раціональним, виходячи з умов міцності. Зменшуючи товщину стінки труби в місці стику й тим самим зменшуючи її жорсткість, можна домогтися умов оптимального перерозподілу зусиль у розглянутих з'єднаннях. Порівняння результатів розрахунку на міцність запропонованої методики з експериментальними даними доводить її ефективність. Відзначається, що руйнування муфтового з'єднання можливо через низьку граничну міцність клейового шару при деформаціях зсуву і трансверсального відриву. Щоб забезпечити можливість перерозподілу навантажень між з трубою і муфтою при внутрішньому тиску, потрібно створити надійне зчеплення і забезпечити їхнє спільне деформування за рахунок підвищення адгезійних властивостей клейового шару. Ці умови можна виконати, приймаючи конструктивні рішення в плані зміни форми муфти й способів підготовки поверхні кінців труб.

Ключові слова: бандажне з'єднання, муфтове з'єднання, фланцеве з'єднання, склопластикові труби, модифікований критерій міцності.

УДК 539.3

Нестаціонарні коливання пластини з додатковою в'язкопружною опорою / О. В. Воропай // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 55 (1164). – С. 43-46. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-9130.

Механічна система складається з прямокутної пластини середньої товщини шарнірно-обпертої по контуру і додаткової зосередженої в'язкопружної опори. На пластину діє нестаціонарне навантаження, що викликає коливання. Розрахунки зводяться до аналізу інтегральних рівнянь Вольтерра, які розв'язуються чисельно з використанням методу регуляризації А. М. Тихонова. Наведено приклад розрахунку прогину пластини з додатковою в'язкопружною опорою, а також показана реакція між пластиною і додатковою опорою.

Ключові слова: пластини середньої товщини, нестаціонарне навантаження, зосереджена в'язкопружна опора, інтегральні рівняння Вольтерра, метод регуляризації.

УДК 519:539:534

Моделювання та дослідження міцності продольно армованого елементу фундаменту / С.В. Красніков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 55 (1164). – С. 47-49. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-9130.

Розглядається міцність фундаментів парових турбін. Наведено результати дослідження міцності типового елементу залізобетонного фундаменту. Розглядаються різні варіанти ушкодження арматури залізобетонного елементу. Побудовано дві серії моделей типового елементу. Ушкодження арматури розглядається с двох напрямків - кількісне та якісне. Проведено розрахунки та аналіз параметрів міцності. Було розраховано напруги та переміщення. Більш докладно зроблено аналіз напруг типового елементу. Зроблено висновки з найбільш суттєвих схем ушкоджень арматури. Для моделювання та розрахунків було використано метод скінчених елементів.

Ключові слова: працездатність, напруги, деформації, переміщення, міцність, фундамент, парова турбіна.

УДК 539.3

Пружнопластичне деформування при виготовленні трубчатих заготівок / В.О. Мєтєльов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 55 (1164). – С. 50-53. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-9130.

Розглянуто задачу профілювання труб з урахуванням виникнення незворотних пластичних деформацій. В роботі запропоновано застосування програмних комплексів, заснованих на методі скінченних елементів (МСЕ), які здатні з високою точністю відтворювати реальний технологічний процес. Розглянуто основні співвідношення методу розрахунку. Для наданої схеми холодного профілювання труб створено розрахункову модель. Виконано розрахунки напружено-деформованого стану труб, що профілюються, при послідовному проходженні через кліті прокатного стану.

Ключові слова: пластичність, МСЕ, модифікований лагранжевий підхід, напружено-деформований стан, трубчата заготівка, прокатний стан, профілювання труб.

УДК 539.3

Нелинейные колебания ротора на радиально-упорных шарикоподшипниках при совместном действии дисбаланса и вибрации опор / С. В. Филипковский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 55 (1164). – С. 54-58. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-9130.

Отримано модель нелінійних коливань ротора на радіально-упорних шарикопідшипниках з попередніми осьовим підтисненням. Методом продовження по параметру отримано амплітудно-частотну характеристику системи при спільній дії дисбалансу і вібрації опор. Аналіз показав, що коливання виникають не тільки на основних резонансних частотах, але і на частотах менше резонансних в ціле число разів. Досліджено нестійкі режими і характер біфуркацій періодичних рішень.

Ключові слова: ротор, радіально-упорний шарикопідшипник, нелінійні коливання, резонанс, біфуркація.

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.01 (092)

Олег Константинович Морачковский – известный ученый – механик (к 70-летию со дня рождения) / Д.В. Бреславский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 55 (1164). – С. 3-12. – Бібліогр.: 50 назв. – ISSN 2078-9130.

В статье содержится очерк о выдающемся ученом – механике, докторе технических наук, профессоре Олеге Константиновиче Морачковском. Приведена краткая биография ученого, описаны основные учебные курсы, разработанные им для студентов на кафедрах динамики и прочности машин и теоретической механики. Дано краткое изложение основных научных результатов, полученных О.К. Морачковским в различных разделах механики: теории ползучести, континуальной механике повреждаемости, теории пластин и оболочек. Приведены примеры выполненных прикладных исследований динамики и прочности машин и конструкций.

Ключевые слова: биографический очерк, ползучесть, повреждаемость, анизотропия, радиационные эффекты, оболочки, теоретическая механика, кинематика и динамика машин.

УДК 534.134

Свободные колебания оребренных тонкостенных цилиндрических обтекателей ракетоносителей / К.В. Аврамов; О.В. Жолос // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 55 (1164). – С. 13–15. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-9130.

В данной работы рассматриваются свободные колебания оболочки ракетоносителя, которая укреплена стрингерами и шпангоутами изнутри. Исследовалось влияние количества подкрепляющих элементов и площадь их поперечного сечения на динамические свойства ракетоносителя под действием различных нагрузок: от обтекающего оболочку газового потока, динамические нагрузки от работы двигательной установки. В работе рассматриваются линейные колебания оболочки. Для расчета колебаний используется программный комплекс ANSYS.

Ключевые слова: ракетоноситель, оболочка, стрингеры, шпангоуты, собственные частоты.

УДК 621.791.052

Численный анализ напряженно-деформируемого состояния цилиндрических резервуаров с вмятинами в стенке / А.И. Айнабеков; К.В. Аврамов; У.С. Сулейменов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 55 (1164). – С. 16-19. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-9130.

Исследуется напряженно-деформированное состояние цилиндрических резервуаров с сферическими вмятинами. Для численных расчетов напряженно-деформированного состояния используется ANSYS, который реализует метод конечных элементов. Исследуется зависимость коэффициента концентраций напряжений от параметров вмятин. На основании конечно-элементного анализа выведены аппроксимирующие соотношения для коэффициентов концентрации напряжений, которые могут использоваться при расчетах цилиндрических резервуаров различных размеров с различными вмятинами.

Ключевые слова: цилиндрический резервуар с вмятинами, статическое напряженно-деформируемое состояние, коэффициент концентрации напряжений.

УДК 534/143

Функционирование электромагнитных вибровозбудителей на низких частотах / А.Е. Божко; З.А. Иванова; Е.М. Иванов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 55 (1164). – С. 20-21. – Бібліогр.: З назв. – ISSN 2078-9130.

В данной работе исследуется проблема построения математических моделей и блок-диаграмм колебаний платформы в дорезонансной и резонансной областях электромагнитных вибровозбудителей. Вибровозбудители широко используются в вибрационных испытательных стендах. Они должны функционировать в широком диапазоне частот (в области низких частот до 2 ÷ 5 мм, и высоких - десятые доли мм), особенно в тех случаях, когда необходимо провести испытания (двигателей транспортных средств и др.) в условиях, соответствующих эксплуатационным, так как в этом случае амплитуда колебаний, воздействуя на испытуемые объекты, изменяется в широких пределах.

Ключевые слова: воздушный зазор, амплитуда вибраций, активное сопротивление, индуктивное сопротивление.

УДК 624.04:539.3

Ползучесть железобетонных элементов конструкций / Д.В. Бреславский, А.А. Чупрынин, Н.В. Середа // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 55 (1164). – С. 22-25. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-9130.

Статья посвящена описанию расчетного метода оценивания ползучести железобетонных конструкций. Рассмотрены уравнения, описывающие ползучесть, их применение для различных режимов нагружения и сортов бетона. Приведена методика проведения расчетов, позволяющая определять напряженно -деформированное состояние железобетонных конструкций при кратковременном и длительном нагружении на основе метода конечных элементов (МКЭ). Рассмотрен пример расчета ползучести железобетонной плиты безбалочного перекрытия, приведены данные о релаксации напряжений через десять лет эксплуатации.

Ключевые слова: ползучесть, изохрона, железобетонная конструкция, МКЭ, тонкая пластина.

УДК 539.3

Распространение фронта разрушения при ползучести в пластинах с надрезами / Г.О. Анищенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 55 (1164). – С. 26-31. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-9130.

Разработка методов определения времени между завершением стадии скрытого разрушения конструктивного элемента и моментом его полного разрушения является актуальной для исследований ползучести и оценки ресурса работы различных деталей машин. Представлены результаты анализа накопления повреждаемости вследствие ползучести и определения времени распространения фронта разрушения в пластинах, которые ослаблены острыми и круговыми симметричными надрезами. Установлено, что время полного разрушения пластин в условиях неоднородного напряженного состояния вследствие концентрации напряжений около надрезов значительно превышает длительность стадии скрытого накопления повреждаемостей.

Ключевые слова: надрезы, концентрация напряжений, повреждаемость, ползучесть разрушение.

УДК 534.1:539.3

Влияние структурного состояния металла на его деформационные характеристики // К В Вакуленко, И.Б. Казак, С.Ю. Сотрихин, В.Г. Ярещенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 55 (1164). – С. 31-34. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-9130.

В работе рассмотрены вопросы практического определения надежности конструкции посредством метода контроля степени деградации структуры материала в процессе эксплуатации. Статья посвящена использованию тензометрического метода для выявления зарождения усталостных трещин докритических размеров в сталях и элементах несущих конструкций. Инструментальный метод позволяет уменьшить затраты на проведение опытной эксплуатации конструкций с продолженным изначально назначенным сроком службы. Экспериментальные данные, полученные методами тензорегистрации и фиксации отскока металлического шарика хорошо согласуются между собой.

Ключевые слова: поверхностное упрочнение, ударное нагружение, тензодатчики, деформация.

УДК 539.3

Прочность бандажного и муфтового соединений стеклопластиковых труб / С. М. Верещака; В. В. Данильцев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 55 (1164). – С. 35-42. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-9130.

В работе предложена экспериментальная теоретическая методика расчета на прочность бандажных и муфтовых соединений стеклопластиковых труб. Рассмотрены три варианта бандажных соединений, имеющих конструктивные отличия. В первом классическом варианте толщина труб в месте их стыка принимается постоянной. Во втором варианте принимается соединение в ус, когда толщина трубы линейно уменьшается с внешней стороны к торцам соединяемых труб. Второй вариант бандажного соединения оказался больше рациональным, исходя из условий прочности. Уменьшая толщину стенки трубы в месте стыка и тем самым уменьшая ее жесткость, можно добиться условий оптимального перераспределения усилий в рассмотренных соединениях. Сравнение результатов расчета на прочность предложенной методики с экспериментальными данными доказывает ее эффективность. Отмечается, что разрушение муфтового соединения возможно из-за низкой предельной прочности клеевого слоя при деформациях сдвига и трансверсального отрыва. Чтобы обеспечить возможность перераспределения нагрузок между с трубой и муфтой при внутреннем давлении, нужно создать надежное сцепление и обеспечить их общее деформирование за счет повышения адгезионных свойств клеевого слоя. Эти условия можно выполнить, принимая конструктивные решения в плане изменения формы муфты и способов подготовки поверхности концов труб.

Ключевые слова: бандажное соединение, муфтовое соединение, фланцевое соединение, стеклопластиковые трубы, модифицированный критерий прочности.

УДК 539.3

Нестационарные колебания пластины с дополнительной вязкоупругой опорой / А. В. Воропай // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 55 (1164). – С. 43-46. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-9130.

Механическая система состоит из прямоугольной пластины средней толщины шарнирно-опертой по контуру и дополнительной сосредоточенной вязкоупругой опоры. На пластину воздействует нестационарное нагружение, вызывающее колебания. Расчеты сводятся к анализу интегральных уравнений Вольтерра, которые решаются численно с использованием метода регуляризации А. Н. Тихонова. Приведен пример расчета прогиба пластины с дополнительной вязкоупругой опорой, а также показана реакция между пластиной и дополнительной опорой.

Ключевые слова: пластины средней толщины, нестационарное нагружение, сосредоточенная вязкоупругая опора, интегральные уравнения Вольтерра, метод регуляризации.

УДК 519:539:534

Моделирование и исследование прочности продольно армированного элемента фундамента / С.В. Красников // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 55 (1164). – С. 47-49. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-9130.

Рассматривается прочность фундаментов паровых турбин. Приведены результаты исследования прочности типичного элемента железобетонного фундамента. Рассматриваются разные варианты повреждения арматур железобетонного элемента. Построено две серии моделей типичного элемента фундамента. Повреждение арматуры рассматривается с двух направлений -количественное и качественное. Проведены расчеты и анализ параметров прочности. Были рассчитаны напряжения и перемещения. Подробно сделан анализ напряжений типичного элемента. Сделаны выводы о наиболее существенных схемах повреждений арматур. Для моделирования и расчетов был использован метод конечных элементов.

Ключевые слова: работоспособность, напряжения, деформации, перемещения, прочность, фундамент, паровая турбина.

УДК 539.3

Упругопластическое деформирование при производстве трубчатых заготовок / В.А. Метелев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 55 (1164). – С. 50-53. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-9130.

Рассмотрена задача профилирования труб с учетом возникновения необратимых пластических деформаций. В работе предложено применение программных комплексов, основанных на методе конечных элементов (МКЭ), которые способны с высокой точностью воспроизводить реальный технологический процесс. Рассмотрены основные соотношения метода расчета. Для представленной схемы холодного профилирования труб создано расчетную модель. Выполнены расчеты напряженно-деформированного состояния профилируемых труб при последовательном прохождении через клети прокатного стана.

Ключевые слова: пластичность, МКЭ, модифицированный лагранжевый подход, напряженно-деформированное состояние, трубчатая заготовка, прокатный стан, профилирование труб.

УДК 539.3

Нелинейные колебания ротора на радиально-упорных шарикоподшипниках при совместном действии дисбаланса и вибрации опор / С. В. Филипковский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 55 (1164). – С. 54-58. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-9130.

Получена модель нелинейных колебаний ротора на радиально-упорных шарикоподшипниках с предварительным осевым поджатием. Методом продолжения по параметру получена амплитудно-частотная характеристика системы при совместном действии дисбаланса и вибрации опор. Анализ показал, что колебания возникают не только на основных резонансных частотах, но и на частотах меньше резонансных в целое число раз. Исследованы неустойчивые режимы и характер бифуркаций периодических решений.

Ключевые слова: ротор, радиально-упорный шарикоподшипник, нелинейные колебания, резонанс, бифуркация.

ABSTRACTS

Oleg Konstantinovich Morachkovsky - known scientist - mechanic (70-th anniversary) / D. Breslavsky // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 55 (1164). – P. 3-12. – Bibliogr.: 50. – ISSN 2078-9130.

The biographical sketch about the prominent scientist in Mechanics, doctor of technical sciences, professor Oleg Konstantinovich Morachkovsky is presented in a paper. The brief biography of scientist is presented. The basic courses have been developed by him for students at departments of Dynamics and Strength of Machines and Theoretical Mechanics are described. The basic scientific results were obtained by O.K. Morachkovsky in different parts of Mechanics, such as Creep Theory, Continuum Damage Mechanics, Theory of Plates and Shells are described. The examples of research and development activity of scientist in area of Dynamics and Strength of machines and structures are presented.

Keywords: biographical sketch, creep, damage, anisotropy, irradiation effects, shells, theoretical mechanics, kinematics and dynamics of machines.

The numerical analysis of deflected mode of the cylindrical tanks with pincers / A.I.Ainabekov, K.V.Avramov, U.S.Suleimenov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – N 55 (1164). – P. 16-19. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2078-9130.

The deflected modes of the cylindrical tank with spherical pincers are investigated. The software ANSYS, which is implemented the finite element method, is applied to calculate the deflected mode. The dependence of the stress concentration factor on the pincers parameters is investigated. The approximate polynomials for the stress concentration factor are obtained. On the basis of the finite-element analysis approximating ratio for factors of pressure concentration which can be used at calculations of cylindrical tanks with various pincers are calculate.

Keywords: cylindrical tank with spherical pincers, static deflected mode, stress concentration factor.

Functioning electromagnetic vibration oscillators of low frequencies / A.E.Bozhko, Z.A.Ivanova, E.M. Ivanov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 55 (1164). – P. 20-21. – Bibliogr.: 3. – ISSN 2078-9130.

In this paper we investigate the problem of building mathematical models and block-diagrams of the oscillations of the platform to resonance and resonant regions of the electromagnetic exciters. Electromagnetic exciters are widely used in vibrating test stands. They must operate in a wide range of frequencies (low frequencies up to $2 \div 5$ mm, and high - tenths of mm), especially in those cases when it is necessary to test (engines vehicles, etc.) that is suitable for performance, so as in this case, the amplitude of the oscillations acting on the test object, varies within wide limits. This, in turn, imposes certain requirements on the choice of the value of the air gap of the electromagnetic vibration exciter based on the maximum values of the amplitudes of the oscillations and the presentation of certain requirements the springs of the movable part of an electromagnetic vibration exciter, operating in a wide frequency range.

Key words: the air gap, the amplitude of vibration, resistance, inductive resistance.

The creep of reinforced concrete structural elements / D. Breslavsky, A. Chuprynin, N. Sereda // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – Nº 55 (1164). – P. 22-25. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-9130.

The paper is devoted to the description of numerical method for the estimation of creep in concrete structural elements. The equations describing the creep of concrete as well as their use for different modes of loading and concrete grades are regarded. The method of calculation, allowing the determination of stress – strain state of reinforced concrete constructions under the action of instant and long-term loading, and based on Finite Element Method (FEM) is presented. The example of numerical simulation of reinforced concrete plate from beamless ceiling is regarded, the stress relaxation data after ten service years are presented.

Keywords: creep, isochrone, reinforced concrete construction, FEM, thin plate.

Destruction front proliferation at creep in plates with snips / **G.O.Anischenko** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 55 (1164). – P. 26-31. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-9130.

Development of the time determination methods between the completion stage hidden destruction of the constructive element and point of its complete destruction is relevant for creep research and operation life evaluation of the various machine elements. These elements loosened by various snips and work in difficult temperature and power conditions. Based on the proposed method of numerical analysis of destruction front proliferation the results of the damage accumulation analysis due to the creep and the propagation time determination of front destruction in plates are presented. These plates are weakened by sharp and circular symmetrical snips. Sharp or circular snips concentrators are quite common in machine elements and have a constructive or technological importance. It was found that the complete destruction time of the plates in a non-uniform stress state due to the stress concentration around the snips greatly exceeds the latent stage duration of destruction. The practical value of the proposed method lies in the fact that there is the ability to assess resource of the different machine parts, in which the period of hidden damage accumulation is ended and macro destructions are emerged.

Keywords: snips, stress concentration, damage, creep, fracture.

Influence of the structural state of the metal in its deformation characteristics / K.V.Vakulenko, I.B. Kazak, S. Yu. Sotrikhin, V.G. Yareshchenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – N_{0} 55 (1164). – P. 31-34. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-9130.

The paper discusses the practical means of determining the reliability of a design method of controlling the degree of degradation of the structure of the material during exploitation. Surface hardening to create a surface layer of material is a structural condition that increases the resistance to fatigue crack nucleation prevents (or difficult) accumulation, movement and access to surface defects in the crystalline structure of the material. The article is dedicated to the use of strain gauge method for the detection of nucleation of fatigue cracks in steel subcritical dimensions and elements of supporting structures. The instrumental method can reduce the costs of the trial operation structures with prolonged initially appointed for a period of exploitation. The experimental data obtained by the strain-measuring method and fixing metal ball rebound in good agreement.

Keywords: surface hardening, shock loading, strain gauges, deformation.

Strength of bandage and coupling fiberglass pipe fittings / S. M. Vereshchaka, V. V. Daniltsev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – Nº 55 (1164). – P. 35-42. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-9130.

The proposed experimentally-theoretical method of calculating the strength of binding and coupling of GRP pipes. Three options were considered binding compounds that have structural differences. In the first classic version of the thick tubes at the point of intersection is taken constant. In the second embodiment, the connection is accepted in condition, when the pipe thickness decreases linearly from the outside to the ends of adjacent pipes. The second option binding compounds were more rational, based on the strength conditions. Reducing the thickness of the pipe wall at the joint and thus reducing its rigidity, it is possible to achieve conditions of optimal redistribution of the efforts in this connection.

The comparison of calculation results on the strength of the proposed method with the experimental data proves its effectiveness. It is noted that the destruction of fittings possible because of the low ultimate strength of the adhesive layer the deformations of shear and transverse separation. To allow for redistribution of loads between the joined pipes and the coupling is under internal pressure, you need to create a secure grip to ensure their joint deformation by increasing the adhesive properties of the adhesive layer. These conditions may be met by taking constructive decisions in terms of changing the form of coupling and methods of surface preparation of the ends of the pipes.

Keywords: bandage connection, coupling joint, flange connection, fiberglass pipes, modified strength criterion.

Nonstationary vibrations of a plate with additional viscoelastic support / A. V. Voropay // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 55 (1164). – P. 43-46. – Bibliogr.: 99. – ISSN 2078-9130.

Mechanical system consists of hingedly supported medium-thickness rectangular plate with additional concentrated viscoelastic support. The nonstationary concentrated transversal load, which initiates vibration, is acting on the plate. The simulation of the plate deforming is based on S. P. Timoshenko's refined theory. The calculations are reduced to the Volterra integral equations. The solving of such Volterra integral equations is ill-posed problem, which is solved numerically with using of Tikhonov's regularization method. Stable analytical and numerical solution of ill-posed problems for considered mechanical system is obtained without the use of iterative computational schemes. The unknown reaction between the plate and additional support vs. time are obtained consequently. The question concerned with the selection of Tikhonov's regularization parameter is considered. The results of numerical calculation for plate with additional viscoelastic support are presented.

Keywords: medium-thickness plate, nonstationary loading, concentrated viscoelastic support, Volterra integral equation, regularization method.

Study of strength longitudinal reinforced elements of foundation / S.V. Krasnikov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – N_2 55 (1164). – P. 47-49. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-9130.

Considered the strength of foundations for steam turbines. The results of the research strength of typical elements of the foundation are given. The foundation is the backbone of the steam turbine. Type of build the foundation - reinforced concrete. Various options twisting reinforcement concrete elements. Constructed two series models typical element. The first series models - concrete element models with different details. The second series models - concrete elements with different damage valves. For each series models is the basic design. For the first series design is the most common physical characteristics. For the second series basic model consists of typical concrete and reinforcement. Damage to the fittings look with two directions - quantitative and qualitative. The calculations of stresses, strains, displacements are completted. The analysis of parameters of strength are given. Particular attention is paid tension and displacement. The most detailed analysis done voltages typical element are made. The conclusions of damage valves are done. Make a list of the most significant types of damage valves. Modeling and calculations made with using finite element method.

Key words: performance, stress, strain, displacement, strength, foundation, steam turbine.

Elastoplastic deformation during manufacture of tubular blanks / V. Mietielov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 55 (1164). – P. 50-53. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2078-9130.

The problem of profiling pipes taking into account emergence of irreversible plastic strains is considered. The use of program complexes based on the finite element method (FEM), which are capable to reproduce real technological process with high precision, is proposed in the paper. Basic equations of calculation method are considered. Calculation model for the scheme of cold forming of pipes was developed. Calculation of stress-strain state of the profiled pipes with successive motion through the rolling mills were done.

Keywords: plasticity, FEM, modified lagrangian approach, stress-strain state, tubular bars, rolling mill, profiling of pipes.

Nonlinear vibrations of rotor on angular ball-bearings at the joint action of disbalance and vibration of supports / S. V. Filipkovskiy // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – N_{2} 55 (1164). – P. 54-58. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-9130.

The model of nonlinear vibrations of rotor supported by axial preload angular ball-bearings was developed. The aim of this paper is research of nonlinear vibrations of rotor caused by the joint action of disbalance and vibration of supports. The amplitude-frequency characteristic of the system is obtained by the continuation method. Refining of decisions is executed on every step by the Newton iteration method. The amplitude-frequency characteristic for each resonance is soft. The analysis of periodic decisions showed that resonant mode of vibrations arose up not only on fundamental resonant frequencies but also on frequencies less of the resonant one in an integer times. The unsteady modes and character of bifurcations of periodic solution were investigated. The time dependences of phase coordinates and Poincaré maps are generated on these modes. There are saddle-node bifurcations on the left of the resonances. The oscillating movement becomes chaotic at these points. There are bifurcations of two-dimensional torus on the right of the resonances. There are beats at these points.

Keywords: rotor, angular ball bearing, nonlinear vibrations, resonance, bifurcation.

3MICT

<i>Бреславський Д. В.</i> Олег Костянтинович Морачковський – видатний вчений – механік (до 70-річчя з дня народження)	3
<i>Аврамов К. В., Жолос О. В.</i> Свободные колебания оребренных тонкостенных цилиндрических обтекателей ракетоносителей	13
<i>Айнабеков А. И., Аврамов К.В., Сулейменов У.С.</i> Численный анализ напряженно-деформируемого состояния цилиндрических резервуаров с вмятинами в стенке короткие аннотации	16
<i>А. Е. Божко, З. А. Иванова, Е. М. Иванов</i> Функционирование электромагнитных вибровозбудителей на низких частотах	20
Бреславский Д. В., Чупрынин А. А., Середа Н. В. Ползучесть железобетонных элементов конструкций	22
Аніщенко Г. О. Розповсюдження фронту руйнування при повзучості в пластинах з надрізами	26
Вакуленко К. В., Казак И. Б., Сотрихин С. Ю., Ярещенко В.Г. Влияние структурного состояния металла на его деформационные характеристики	31
Верещака С. М., Данильцев В. В. Прочность бандажного и муфтового соединений стеклопластиковых труб	35
Воропай А. В. Нестационарные колебания пластины с дополнительной вязкоупругой опорой	30
Красніков С. В. Моделювання та дослідження міцності продольно армованого елементу фундаменту	47
<i>Мєтєльов В.О.</i> Пружнопластичне деформування при виготовленні трубчатих заготівок	50
Филипковский С. В. Нелинейные колебания ротора на радиально-упорных шарикоподшипниках при совместном действии дисбаланса и вибрации опор	54
Реферати	59
Рефераты	61
Abstracts	63

CONTENTS

<i>Breslavsky D.</i> Oleg Konstantinovich Morachkovsky – known scientist – mechanic (70–th anniversary)	3
Avramov K.V., Zholos O. V. Free vibrations of carrier rocket ribbed thin cylindrical cowls	13
Ainabekov A. I., Avramov K. V., Suleimenov U. S. The numerical analysis of deflected mode of the cylindrical tanks with pincers	13
Bozhko A.E., Ivanova Z.A., Ivanov E.M. Functioning electromagnetic vibration oscillators of low frequencies	20
Breslavsky D., Chuprynin A., Sereda N. The creep of reinforced concrete structural elements	22
Anischenko G.O. Destruction front proliferation at creep in plates with snips	26
<i>Vakulenko K. V., Kazak I. B., Sotrikhin S. Yu., Yareshchenko V. G.</i> Influence of the structural state of the metal in its deformation characteristics	31
Vereshchaka S. M., Daniltsev V. V. Strength of bandage and coupling fiberglass pipe fittings	35
<i>Voropay A. V.</i> Nonstationary vibrations of a plate with additional viscoelastic support	30
Krasnikov S.V. Study of strength longitudinal reinforced elements of foundation	47
<i>Mietielov V.</i> Elastoplastic deformation during manufacture of tubular blanks	50
<i>Filipkovskiy S. V.</i> Nonlinear vibrations of rotor on angular ball-bearings at the joint action of disbalance and vibration of supports	54
Abstracts (in Ukrainian)	59
Abstracts (in Russian)	61
Abstracts	63

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

Збірник наукових праць

Серія: Динаміка і міцність машин

№ 55 (1164)

Науковий редактор: д-р техн. наук, проф. О. К. Морачковський Технічний редактор: О. В. Щепкін Відповідальний за випуск: канд. техн. наук Г. Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХПІ». Каф. ДММ Тел. (057) 707-68-79. E-mail: andreev@kpi.kharkov.ua

Обл.-вид № 53-15.

Підп. до друку 10.12.2015 р. Формат 60×84 1/16. Папір офсетний. Друк офсетний. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 7,75. Облік.-вид. арк. 8,25. Тираж 300 пр. 1-й завод 1-100. Зам. № 23. Ціна договірна. Видавничий центр НТУ «ХПІ». Свідоцтво про державну реєстрацію суб'єкта видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р. 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21 Цифрова друкарня «Zeбра» Свідоцтво про Державну реєстрацію 2480000000115022 від 01.01.2011 р. Адреса: 61002, м. Харків, вул. Чернишевська, 28-А.