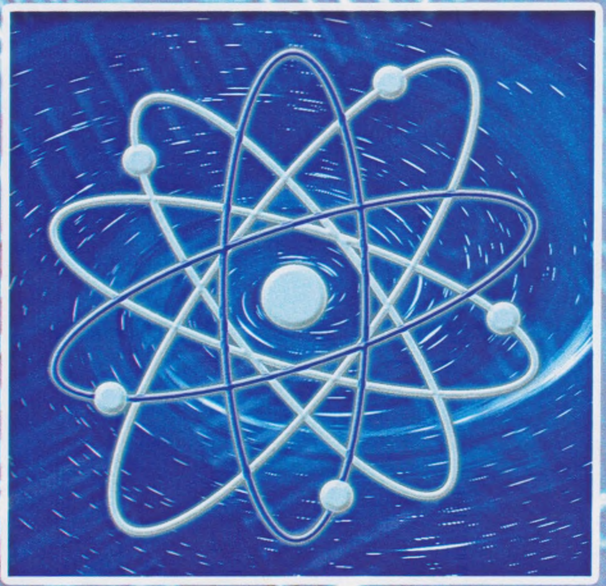
ISSN 1680-9165

НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ

ПАВЛОДАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ им. С. ТОРАЙГЫРОВА

3'2006

НАУКА И ТЕХНИКА КАЗАХСТАНА



ҚАЗАҚСТАН ҒЫЛЫМЫ МЕН ТЕХНИКАСЫ

№3, 2006 г.

№3`2006

ҚАЗАҚСТАН ҒЫЛЫМЫ МЕН ТЕХНИКАСЫ

С. ТОРАЙҒЫРОВ АТЫНДАҒЫ ПАВЛОДАР МЕМЛЕКЕТТІК УНИВЕРСИТЕТІНІҢ ҒЫЛЫМИ ЖУРНАЛЫ

МАЗМҰНЫ

Адрес редакции:
140008, г. Павлодар,
ул. Ломова, 64.
Тел.: (3182) 45-11-43
(3182) 45-38-60
Факс: (3182) 45-11-23
E-mail: publish@psu.kz

ҚАЗАҚСТАН ҒЫЛЫМЫ МЕН ТЕХНИКАСЫ №3`2006

С. ТОРАЙҒЫРОВ АТЫНДАҒЫ ПАВЛОДАР МЕМЛЕКЕТТІК УНИВЕРСИТЕТІНІҢ ҒЫЛЫМИ ЖУРНАЛЫ

Издание зарегистрировано Министерством культуры, информации и общественного согласия Республики Казахстан. Свидетельство о постановке на учет средства массовой информации №1924-Ж.

№3`2006
НАУКА И ТЕХНИКА КАЗАХСТАНА
НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ ПАВЛОДАРСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО УНИВЕРСИТЕТА ИМ. С. ТОРАЙГЫРОВА

СОДЕРЖАНИЕ

№3`2006
НАУКА И ТЕХНИКА КАЗАХСТАНА
НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ ПАВЛОДАРСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО УНИВЕРСИТЕТА ИМ. С. ТОРАЙГЫРОВА

Корректоры:
Г.Т. Ежиханова (каз.)
Н.Р. Омаров (рус.)

Компьютерная верстка
М.А. Ескожинова

УДК 621.01:622.23.05:001.891

ИСТОКИ ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ (МПС) И МАШИНЫ НА ИХ ОСНОВЕ

С. Абдраимов, Н. С. Абдраимова

Инженерная академия Кыргызской Республики, Бишкек,

Институт Машиноведения НАН КР, Бишкек

Өзгерген құрылым механизмдерінің және машиналардың жетілуі негізінде жаңа қасиеттерді іздеумен байланысты механизмдердің қызметін ұлғайтуға мүмкіндік береді.

Совершенствование (МПС) и машин на их основе связано с поиском новых свойств, позволяющих увеличить функциональность самих механизмов.

The improvement of variable structure machines and machines based on them is concerned with the search of new characteristics which will make it possible to increase the functionality of mechanisms themselves.

Термин "механизм переменной структуры" (МПС) получил свое первое обширное определение в 1946 году, которое предложил и ввел В.В. Добровольский [1] - один из ученых-корифеев в области "Теории механизмов и машин".

В дальнейшем одно из направлений в теории МПС получило мощный толчок именно на кыргызской земле при разработке электромеханических импульсных систем для космических исследований Советского Союза (СССР). Механизмы нового типа - МПС, обладают уникальными возможностями резкого, практически мгновенного изменения закона движения исполнительного звена под действием незначительного несилового управляющего смещения одного из кинематических элементов без разрыва всей кинематической цепи. Научно-исследовательские работы по созданию буровых автоматов-информаторов для исследований космиче-ских тел были реализованы и задействованы в таких уникальных экспериментах как: "Луна", "Марс", "Венера". С помощью одного из таких буровых автоматов впервые была взята проба лунного грунта, которая была доставлена на Землю в процессе эксперимента "Луна-24" в 1976 году.

На сегодня к механизмам переменной структуры (МПС) кыргызские ученые относят все механизмы, обладающие особыми положениями.

Иногда эти положения в литературе принято называть "мертвыми" или "крайними". Для автомобилистов это положение известно как положение поршня кривошипно-шатунного механизма в мертвой точке, когда выходное звено - кривошип может провернуться в противоположную сторону, чем это предусмотрено конструкцией.

Технические характеристики современных машин и механизмов в основном достигли своих предельных параметров вследствие ограничений, налагаемых санитарно-экологическими или прочностными условиями. Поэтому дальнейшее совершенствование механических устройств связано с поиском новых свойств, позволяющих увеличить функциональность самих механизмов. Это обстоятельство позволило бы сократить число используемых механизмов, увеличить быстродействие и уменьшить энергоемкость всей машины - взаимосвязанного комплекса механических устройств.

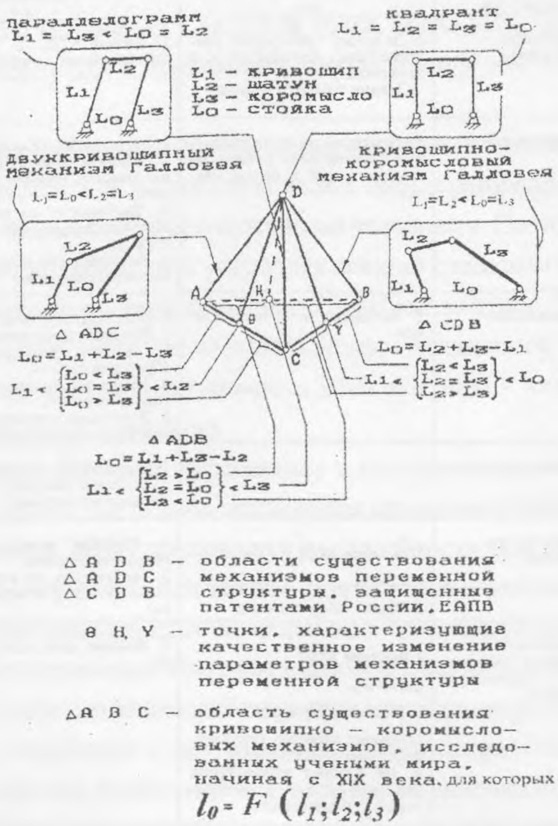
В этом отношении большую перспективу в последние десятилетия показывают машины созданные на основе механизмов переменной структуры (МПС). Основная особенность МПС заключается в способности реализовывать два и более законов движения выходным звеном. Для рычажных механизмов переменной структуры смена закона движения происходит без разрыва в кинематической цепи, что позволяет затрачивать при этом минимум энергии и времени. Тогда как управление совокупностью взаимодействующих механизмов до сих пор осуществляется муфтами, тормозами и другими элементами посредством их силового воздействия на механизм, приводящего к разрыву в ее кинематической цепи. Для приведения в действие таких элементов потребляется немалая часть энергии, что существенно уменьшает КПД машины и, в особенности, катастрофически влияет на долговечность деталей. В механизмах переменной структуры (МПС) эти дополнительные управляющие силовые элементы исключаются.

Результаты научно-исследовательских работ по исследованию и созданию машин на основе МПС вывели эти механизмы на новый уровень. В настоящее время механизмы переменной структуры претендуют на особое место в "Теории механизмов и машин" в виде отдельного крупного раздела.

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ (МПС) - - НОВЫЕ ГОРИЗОНТЫ В МАШИНОСТРОЕНИИ !!!

Виды импульсных генераторов	Преимущества (+)	Недостатки (-)
Механические (до XX века)	1. Не влияет атмосферное давление(Ратм), температура (t) и влажность. 2. Малые габариты и масса.	1. Низкий КПД. 2. Частые поломки ответственных деталей.
Пневматические	1. Безопасность в эксплуатации (возможность работы во взрывоопасной и сырой среде).	1. Низкий КПД. (8-16%) 2. Наличие компрессорной или гидравлической станции (пневмо-, гидросети). 3. Зависимость от влажности, атмосферного давления (Р атм.), температуры (t). 4. Наличие шума и выделяемого аэрозоля в рабочей зоне.
Гидравлические	1. Безопасность в эксплуатации.	1. Низкий КПД. (33-42%) 2. Наличие гидравлической станции 3. Высокое качество механической обработки деталей. 4. Утечка масла (экология, производительность работ). 5. В условиях открытого космоса зависимость от температуры (t).
Электромагнитные		1. Низкий КПД. (37-42%) 2. Большие габариты (из-за принудительного охлаждения) и масса.
Компрессионно-вакуумные	**1.Высокое КПД** **(до 50%).** 2. Малые габариты и вес.	1. Высокое качество механической обработки деталей. 2. Зависимость от атмосферного давления (Р атм.) и запыленности воздуха).
Механические (на основе механизмов переменной структуры)	**1.Высокое КПД** **(до 50%).** **2. Малые габариты и вес.** 3. Низкое качество механической обработки деталей. **4. Не влияют атмосферное давление (Р атм.), температура (t) и влажность.**	1. Жесткая связь волновода и ударника.

ЗАГАДКИ ТЕТРАЭДРА
в теории механизмов и в теории машин



Молоток ручной с гидроприводом МРГ-4 и молот механический МО-100

Отбойные молота предназначены для механизации трудоемких технологических операций в дорожном, промышленном и гражданском строительстве. С их помощью осуществляются:

- разборка кирпичной и каменной кладки;
- разрушение бетона, асфальтобетона, бетонных конструкций и дорожных покрытий;
- рыхления мерзлого и уплотнения просадочных грунтов.

Ручной отбойный молоток с гидроприводом МРГ-4 представляет собой ударную машину, оснащенную гидродвигателем вращательного движения.

Принцип действия МРГ-4 показан на рис.1. Вращательное движение гидродвигателя 2, прикрепленного к корпусу 1, передается через вал-шестерню 3 на зубчатое колесо-кривошип 4. Вращательное движение зубчатого колеса-кривошипа 4 с помощью шатуна 5 преобразуется в качательное движение коромысла 6, которое в свою очередь, наносит удары по торцу волновода 7, передовая энергию удара на инструмент 8 и далее в обрабатываемую среду. Букса 9 служит для гашения вредных колебаний, а также для удерживания пики.

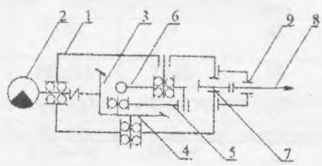


Рис.1 Кинематическая схема ручного отбойного молотока с гидроприво-дом МРГ-4

Механический молот МО-100 представляет собой ударную машину с большой энергией удара для разрушения прочных естественных материалов, искусственных сооружений и уплотнения насыпных грунтов.

Используется в качестве сменного оборудования гидравлических экскавато-ров.

Кинематическая схема механического молота МО-100 представлена на рис.2 и состоит из: гидромотора 1, муфты 2, вал-шестерни 3, зубчатого колеса 4, кривошипа 5, шатуна 6, коромысла 7, волновода 8 и инструмента 9. Принцип работы молота МО-100 заключается в следующем: вращающий момент гидромотора через муфту передается на вал-шестерню, которая в свою очередь входит в зацепление с колесом. Колесо посажено на вал кривошипа. Вращательное движение кривошипа через шатун передается к коромыслу и за каждый оборот кривошипа коромысло производит один удар по хвостовику волновода. При этом ударная волна, проходя по волноводу через инструмент, передается к обрабатываемой среде.

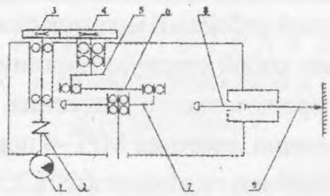


Рис. 2 Кинематическая схема механи-ческого молота МО-100

По сравнению с аналогичными молотами значительные отличия имеются в массах молотов (разница в 4 раза), массах базовых машин (разница в 3-4 раза) и по расходу рабочей жидкости в гидросистеме базовой машины (разница в 2-3 раза).

	МРГ-4	МО-100	Аналоги МО-100	
Энергия удара, Дж	**55**	**2000-3000**	**2000-2600**	**2500-3000**
Масса, кг	**16**	**250**	**950**	**1000**
Длина вместе с инструментом, м	**750x160 x400**	1,2	2,2	2,3
Номинальное давление раб. жидкости, МПа	**10**	10	12-15	12-15
Номинальный расход раб. жидкости, л/мин.	**25**	**32-59**	**110-160**	**120-180**
Частота ударов, Гц	25	4,5-8	6,3-9,3	6,5-8,8
Масса экскаватора, т	------	**6,1**	**19-24**	**19-24**
Тип экскаватора	—	ЭО-2621	ЭО-4321Б ЭО-4125	ЭО-4321Б ЭО-4125

Все эти показатели значительно влияют на: габариты, маневренность, затраты на расход топлива и рабочей жидкости в гидросистеме и стоимость машины.

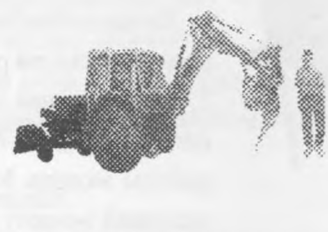
Основные преимущества перед известными конструкциями:

- возможность подключения отбойного молотка к гидросистемам дорожно-строительных машин или автомобилей.

- отсутствуют жесткие требования к качеству масла.

- исключены дефицитные материалы и комплектующие, детали и узлы просты в изготовлении.

Аналог МО-100 на экскаваторе



МО-100 в качестве сменного оборудования гидравлических экскаваторов

ЛИТЕРАТУРА

1. Добровольский В.В. Теория механизмов. - М., 1946.-447с.

УДК 624.19

К СОЗДАНИЮ РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ УСТОЙЧИВОСТИ СЛАБОСВЯЗНЫХ ГРУНТОВ ПРИ ПРОХОДКЕ ТОННЕЛЯ МЕЛКОГО ЗАЛОЖЕНИЯ

Ш.М. Айталиев[1], Ж.А. Бакитов[2], А.А. Сейнасинова[1]

Институт механики и машиноведения им. У.А.Джолдасбекова ЦФМИ МОН РК[1]

Учреждение "Метропроект"[2]

Мақалада қоршалған қалың топырақ бірігіп әрекет етуі есебі мен ұсақ салымды тоннель құрылыс элементтерінің есептік үлгісі баяндалады.

В статье описываются расчетные схемы конструктивных элементов тоннеля мелкого заложения с учетом взаимодействия их с окружающей толщей грунтов.

The article describes the design diagrams of shallow located tunnel's structural components taking into consideration their interaction with surrounding soil mass.

При сооружении тоннелей в городских условиях важными влияющими факторами являются свойства грунтовой толщи и глубина заложения тоннеля. Слабые грунты могут дать большие осадки при их подработке, что влекут за собой деформации земной поверхности и разрушения ранее существовавших городских строений. Это явление особенно усиливается при заложении тоннеля на мелкой глубине. До последнего времени в мировой практике тоннелестроения не было возможностей избежать такого типа рисков. Даже самые "безопасные" проходческие щиты допускали ослабления грунтовой толщи в сводной части тоннеля (например, в районе X округа Парижа, выставочного комплекса "ЭКСПО-98" в Лиссабоне и т.д.).

Принципиальная возможность решения проблемы представляет применение микротоннелирования, которое привносит малые возмущения в существующее напряженно-деформированное состояние нетронутой толщи грунтов. В отличие от имеющегося опыта одиночного микротоннелирования рассматривается групповое до десяти параллельных вплотную лежащих в одной горизонтальной плоскости цилиндрических выемок, обделанных стальными трубами. Этот горизонтальный экран из труб длиной 40-50 м и шириной 10-15 м находится в грунте на глубине 5-10 м.

Достаточно сложная технология его возведения достаточно укрупненно можно описать следующим образом. Микротоннелирование начинается со специально подготовленного котлована, куда подходят перегонные тоннели. Под экран из труб подводит горизонтальную балку на ширину экрана - балка первоначально находится также в грунте, т.е. лежит, опираясь на грунт. Затем вдоль экрана на глубине 3 м по краям горизонтальной балки в грунте разрабатывают грунт на высоту 6 м под вертикальные опорные балки-стойки, внешние части которых контактируются с грунтовой толщей по всей высоте, а внутренние части оказываются свободными от нагрузок ввиду того, что грунт в середине тоннеля постепенно разрабатывается и удаляется. В момент когда освобождается тоннельное сечение на глубину 3 м вертикальные опорные балки-стойки распираются специальными горизонтально расположенными балками. В последующем эти технологические операции повторяются вдоль тоннеля с шагом в 3 м.

Расчетные схемы конструктивных элементов такого тоннеля в разные этапы технологии сооружения возможно описать с учетом взаимодействия их с окружающей толщей, строительные свойства которой изменяется из-за типа слабосвязности грунтов и объемно-ориентированной разработанности.

УДК 001:531 (574)

АКАДЕМИК Г. УАЛИЕВ - УЧЕНЫЙ, ПЕДАГОГ, ОРГАНИЗАТОР

А.П. Бессонов[1], Ш.М. Айталиев[2], А.Ш.Джомартов[3], А.К.Тулешов[4]

Председатель Российского национального комитета по ТММ, заслуженный деятель науки РФ (Москва)[1],
Сопредседатель Национального комитета по ТПМ РК, академик НАН РК[2],
Президент НИЦ "Легпром", академик МИА[3],
И.О. Президента НИА Казахстана, академик НИА РК[4]

Мақала академик Г. Уалиевтің ғалым, педагог және ұйымдастырушы қызметіне арналады.

Статья посвящена деятельности академика Г. Уалиева как ученого, педагога и организатора.

The article elucidates the work of academician G. Ualiyev as a scientist, pedagogue and organizer.

14 ноября 2006г. исполнилось 65 лет со дня рождения видному ученому - механику, академику НАН РК, НИА РК и академии Высшей школы РК, Лауреату Государственной премии Казахстана в области науки и техники, доктору технических наук, профессору, директору Института механики и машиноведения имени академика У.А.Джолдасбекова МОН РК Уалиеву Гахипу.

Гахип родился в селе Энбекши Железинского района Павлодарской области. Отец, Саттыбаев Уали - профессиональный педагог, Заслуженный учитель КазССР, участник Великой Отечественной войны. Мать, Саттыбаева Сара прожила совместную жизнь с Уали-Мугалимым 57 лет, вырастив дочерей Кульжияна, Гульмайру и сыновей Гахипа, Таира, Мутаира и Каира.

В 1958г. окончив казахскую Талапкерскую школу - интернат в с.Ескара, совсем молодой, но математически одаренный Гахип два года работал учителем математики и физики в Калининской средней школе Железинского,(бывшего Урлютюбского) района. В 1960г. поступил на механико-математический факультет КазГУ (в то время единственный в республике университет) по специальности "математика". Однако на IV курсе под влиянием доцента У.А.Джолдасбекова, читавшего лекции на мехмате, он переходит в группу механиков.

Это был поворот не только в выборе специальности, но и научного руководителя на всю жизнь, начиная с курсовой и дипломной работ и кончая кандидатской и докторской диссертациями. Зоркий глаз Умирбека Арслановича, однажды увидев склонность к научной работе студента, не дал спуска в высоких требованиях к нему. Определенная им курсовая работа под названием "Движение четырехзвенника с упругой связью" вывела Гахипа Уалиева к проблеме динамических задач механизмов с упругими звеньями и связями, которая является передним краем исследований в мировой науке о механике машин.

После окончания мехмата Г. Уалиева пригласил У.А.Джолдасбекова на кафедру теоретической механики и теории механизмов и машин (ТММ) КазПТИ стажером-исследователем, через год прикомандировал в Институт машиноведения АН СССР. Так, в 1966г он стал стажером-исследователем лаборатории теории колебания под руководством с.н.с., ныне академика К.В. Фролова. Здесь, он познакомился с крупными учеными - машиноведами А.П.Бессоновым (лаборатория динамики машин), Я.И.Коритысским (лаборатория динамики текстильных машин), Н.П.Раевским (лаб.эксп.динамики машин) и другими ведущими научными сотрудниками головного института СССР.

После аспирантуры с 1971г Г. Уалиев работал математиком-программистом в лаборатории КазГУ. В 1972г защитил кандидатскую диссертацию на тему "Динамика и прочность боевого механизма". С этого года он стал старшим преподавателем, доцентом кафедры теоретической механики, а с 1973г по 1983г заведовал кафедрой прикладной механики КазГУ. Особенно творчески приходилось действовать по организации учебного процесса вновь созданной кафедры. В течение 20-ти лет он проводил научную работу по договорам с п/я А-3698 (Новосибирск), А-3425 (Москва). В настоящее время он руководит исследованиями по прикладной тематике ТО "Мунай-газ Геосервис" (2003-2006г.г.).

В 1983-1989г.г. работал деканом факультета механики и прикладной математики КазГУ, в 1989-1992г.г. проректором по науке КазГУ. В 1992-1995г.г. в ранге первого заместителем председателя организовал работу ВАК суверенной республики Казахстан. Затем в 1996-1998г.г. заведовал кафедрой КазГУ. С 1999 по 2002 г.г. работал деканом физико-математического факультета АГУ имени Абая. С 2002г работает директором Института механики и машиноведения имени академика У.А.Джолдасбекова МОН РК.

В настоящей статье дается краткое описание деятельности Г.Уалиева как крупного ученого, прекрасного педагога и умелого организатора.

1. Г. Уалиев является одним из ведущих ученых СНГ в области математического моделирования механических систем, аналитической механики, динамики механизмов и машин. Его научные интересы многогранны и относятся к различным областям механики машин и аналитической механики. С его именем связано становление и развитие важнейших научных направлений: разработки методов построения глобальных и локальных математических моделей механических систем и динамики механизмов переменной структуры с упругими звеньями и связями. Он внес значительный вклад в развитие наиболее сложной задачи механики - динамики машин. Полученные им результаты широко известны за рубежом. С его именем связано становление и развитие в республике таких научных направлений, как разработки методов построения глобальных и локальных математических моделей механических систем и динамики механизмов переменной структурой с упругими звеньями и связями.

Им получены научные результаты, имеющие важные теоретическое и практическое значения. В том числе:

- впервые разработаны аналитические методы построения математических моделей механизмов с нелинейными функциями положения;

- предложены методы динамического анализа и синтеза механизмов переменной структуры с упругими звеньями и связями;

- развиты методы автоматизации построения динамических моделей технологических машин с нелинейными параметрами с учетом характеристики привода;

- разработаны и созданы датчики и устройства для измерения механических величин.

Значительные научные результаты, полученные Г. Уалиевым, посвящены разработке новых методов построения математических моделей механизмов переменной структуры, обоснованию аналитических методов динамического и кинетостатического анализа с учетом упругости звеньев и связей. Впервые предложен аналитический метод определения переменных инерционных коэффициентов дифференциальных уравнений, описывающих движения механизмов переменной структуры (МПС). Его преимущество в том, что исключает предварительные и громоздкие вычислительные процедуры, характерные для традиционного подхода. Но, зато математическое описание МПС сводится к получению нелинейных дифференциальных уравнений уже с разрывными коэффициентами. Изменение структуры механизмов учитывается при динамическом анализе путем введения нелинейных функций положения и характеристик приводов.

Фундаментальные исследования в 2000-2002г.г. Г.Уалиевым проводились по приоритетному направлению "Теоретические проблемы механики и машиноведения" в части программы "Разработать методы анализа и синтеза параллельных манипуляторов с функционально независимыми приводами". Он являлся научным руководителем Задания: "Разработать методы структурно-кинематического анализа и синтеза, кинетостатического и прочностного расчета ПМ с ФНП и их эскизное проектирование".

В соответствии с перечнем заказных программ фундаментальных исследований на 2003-2005 годы по основному направлению "Проблемы механики и машиноведения" Г.Уалиевым разработано Задание "Разработка методов исследования динамики машин, манипуляционных роботов и систем управления технологическими процессами", направленное на решение задач динамики отраслевых машин нефтедобывающей, горнорудной и сельскохозяйственной отрасли с учетом технологических процессов.

Г.Уалиевым разработан метод автоматизации построения математических моделей механизмов с существенно упругими звеньями. Пожалуй, впервые в странах СНГ им сформулирована **обратная задача динамики** механизмов с упругими звеньями и связями. Значительные результаты получены им при анализе и синтезе механизмов высоких классов с выстоями рабочих звеньев.

В нем сочетаются качества ученого-теоретика и практика, обладающего достаточной смелостью и новаторством в решении прикладных задач.

Оригинальным подходом, предложенным Г.Уалиевым, является методика определения инерционных параметров многомассовых колебательных систем с исполнительными и передаточными механизмами с существенно упругими звеньями и связями.

Сама постановка обратной задачи динамики механизмов с упругими звеньями и методика аналитического определения значений приведенного момента инерции являются крупным достижением, даже новым направлением в области динамики машин. Именно этот метод позволило построить математические модели многих конкретных механических систем и решить вопросы автоматизации построения глобальных динамических моделей сложных многомассовых механических систем с упруго-диссипативными элементами.

Очень удачным является то, что Г. Уалиев . использует уравнение движения передаточных механизмов с нелинейной функцией положения для аналитического определения инерционных параметров локальной динамической модели. Эту методику можно в дальнейшем называть **методом Г Уалиева . по определению инерционных параметров механизмов** с существенно упругими звеньями и связями. Необходимо отметить, что название механизмы **"существенно упругими звеньями" впервые в литературе введено Г.Уалиевым.**

Методика "**Введение или вставки кулисной пары**" Г.Уалиевым предложена еще 80 годы прошлого столетия при исследовании шарнирно-рычажных механизмов с существенно упругим шатуном. В последующем эта методика развита его учеником Тулешовым А.К. при исследовании МВК с жесткими звеньями.

В последние годы Г.Уалиевым и его учениками интенсивно ведется научно-исследовательская работа по разработке аналитических методов анализа и синтеза механизмов высоких классов с нелинейными функциями положения, когда уравнения движения механических систем (с голономными и неголономными связями) решаются совместно с уравнениями связи. Это позволяет определить законы движения входных звеньев и реакции в кинематических парах в совокупности и одновременно.

В силу того, что функции положения МВК не определяются в явном виде, то приходится рассматривать систему из дифференциальных и алгебраических уравнений. В уравнениях динамики МВК уравнения связи могут быть записаны только в неявной форме. Поэтому предлагается использовать особую форму уравнения Лагранжа с неопределенными множителями и избыточными координатами. Результаты этих работ ориентированы на создание практических методов динамического синтеза и проектирования исполнительных механизмов высоких классов, которые находят широкое применение в манипуляционных устройствах.

2. Существенные научные результаты получены Г.Уалиевым в области динамического анализа и синтеза сложных устройств отраслевых технологических машин-автоматов. Они использовались еще в 80-е годы при создании в СССР унифицированных станков-автоматов СТБ, оснащенных специализированной системой управления и приборами для их контроля. За цикл научно-исследовательских и проектных работ Г.Уалиеву в 1982г. присуждено звание лауреата Государственной премии в области науки и техники. За успешные совместные научно-практические работы с предприятиями п/я А-3698, п/я А -3425 текстильного машиностроения в городах Москва, Новосибирск ему вручена Почетная грамота Министерства машиностроения СССР (1985г.).

Разработка и внедрение новых узлов и устройств позволили создать патентоспособный бесчелночный ткацкий станок-автомат с многоцветными приборами, средствами контроля и управления технологическими процессами. Этот станок-автомат принят Госкомитетом СССР по делам изобретений и открытий / протокол №53, от 18.08.85г/ с разрешением запатентовать их с целью продажи лицензий и защиты экспорта в Италии, ФРГ, Мексике, Франции, Швейцарии. Г.Уалиевым и его учениками в последующем разработаны комплексные теоретические и экспериментальные исследования по созданию механизмов и устройств в рамках Республиканской научно-технической программы "Создание машин и робототехнических систем на базе МВК", а также новых средств автоматизации и роботизации технологических процессов в машинах легкой промышленности в соответствии с Программой инженерного центра "Легпром" Инженерной академии РК (1985-1990г.г.).

Знаменательным этапом в научной деятельности Г. Уалиева является 1986г. - защита докторской диссертации. Оппонентами выступили такие ведущие ученые СССР, как член - корреспондент Украинской АН, профессор С.Н.Кожевников (Киев), заслуженный деятель науки РФ, профессор Э.А. Попов (Москва) и академик Узбекской АН Х.Х. Усманхождаев (Ташкент).

Под руководством Г.Уалиева выполнялись прикладные исследования "Проектирование механизмов с выстоем рабочих звеньев на базе МВК с улучшенными динамическими характеристиками" (1998-2000г.г.). Он же обладатель научного гранта "Проектирование манипуляционных устройств переменной структуры на базе механизмов высоких классов в робототехнических системах" (1998г.).

Под его руководством в соответствии с Программой прикладных исследований МОН РК по конкурсу выиграна тема "Создание опытно-промышленных образцов импульсных механизмов вибрационных машин" (2001-2003г.г.), практические рекомендации, которой направлены на применение в строительном комплексе Республики Казахстан.

Академику Г.Уалиеву за выдающиеся достижения в области естественной и технической продукции, а также за особые достижения в организации научно-технической и инновационной деятельности, активное содействие индустриально- инновационному развитию экономики Казахстана Национальной инженерной академией РК присуждена первая премия и золотая медаль имени академика У.А.Джолдасбекова в год учреждения -2004.

В настоящее время он является руководителем и принимает активное участие в выполнении НИР по Программам фундаментальных исследований МОН РК (2006-2008 г.г.):

- Программа "Разработка методов исследования динамики машин, манипуляционных роботов и систем управления технологическими процессами". (Гос.Рег.№НТП-0307).

- Тема фундаментальных исследований "Разработка методов динамики анализа, синтеза и управлений движений механизмов машин с учетом нелинейных характеристик, направленных на решения задач динамики отраслевых машин". (Гос.Рег.№0103РК00446).

- Темы прикладных программ (2004-2006г.г.):

"Разработка и создание новых устройств и механизмов на базе бесступенчатой передачи с системой управления";

"Разработка и автоматизированное проектирование вибрационной техники и машин на базе импульсных рычажных механизмов".

3. Большое место в творческой деятельности Г. Уалиева занимает его участие и выступления с научными докладами на крупнейших форумах ученых. К числу которых относятся:

- Всесоюзные съезды по теоретической и прикладной механике; Москва (1976г.), Алматы (1981г.), Ташкент (1986г.), Москва (1991г.),

- Всесоюзные съезды по ТММ: Алматы (1977г.), (Одесса (1982г.), Ташкент (1986г.), Краснодар (2006г.),

- Всесоюзные съезды и совещания по основным проблемам ТММ; Москва, Киев, Алматы, Ташкент, Улан-Удэ,

- Международные конференции: Германия (1975, 1979 г.г.), Болгария (1981г.), Россия (1986, 2001, 2003, 2006г.г.), Турция (2004г.), Шотландия (2005г.), Румыния (2005г.), Япония (2006),

- Национальные конгрессы по теоретической и прикладной механике (Болгария, Финляндия, Польша),

- VIII, IX Всероссийские съезды по теоретической и прикладной механике; Пермь (2001г.), Нижний-Новгород (2006г.).

Он принимал активное участие в организации и проведении I Всесоюзного съезда по ТММ (1977г.); V Всесоюзного съезда по теоретической и прикладной механике (1981г.); Республиканского съезда по теоретической и прикладной механике (1996г.); 1 съезда математиков Казахстана (1996г.); международной конференции "International Conference "Spatial Mechanisms and High Class Mechanisms" (Theory and Prachtic) (1995г.), "International Conference Scientific and technical" New Technologies in Islamic Countries", 1996г.; Международной конференции "Математическое моделирование механических систем и физических процессов", 2001г. (сопредседатель), Международных конференций "Современные проблемы механики" 2001, 2006г. (член оргкомитета, руководитель секции), Международных конференций "Вычислительные технологии и математическое моделирование в науке, технике и образовании" ВТММ, 2002, 2004г. (член орг. комитета, руководитель секции).

Г.Уалиевым выпущены следующие монографии и учебные пособия:

1. Совершенствование механизмов прокладывания утка на многоцветных станках СТБ. Москва. Легпромиздат,1986. 201с. (совместно с У. Джолдасбековым).

2. Моделирование механических систем. Алматы. КазГУ, Ч.1,2,1992. 130с. (совместно с У.Джолдасбековым, М.Молдабековым, А.Тулешовым.)

3. Математическое моделирование машин автоматов. Алматы. Рауан, 1992.120с. (совместно с А.Джомартовым).

4. Математическое моделирование динамики механизмов и машин. Алматы. КазГУ,1998. 204с. (совместно с М.Молдабековым, А.Тулешовым).

5. Динамика механизмов и машин. Алматы. КазГУ, 2000. 284 с.

6. Динамика механизмов ткацких станков-автоматов СТБ, Алматы, 2003г. -377с.

7. Математическое моделирование динамики механических систем с переменными характеристиками, Алматы, 2006г. - 260с.

4. Как педагог и воспитатель Г. Уалиев в течение 30 лет принимал активное участие в совершенствовании учебного процесса на механико-математическом факультете КазГУ им. аль-Фараби, читал лекции по различным разделам теоретической и аналитической механики, теории колебаний и механики машин. В течение многих лет он руководил НИР отраслевой лаборатории по механике машин, Республиканского научно-методического центра по робототехнике. Такую же многогранную учебную, научную и воспитательную работу он проводил и проводит в последние годы на физико-математическом факультете КазНПУ (бывший КазПИ, затем АГУ) имени Абая. Под его руководством и непосредственным участием разрабатывались гос. стандарты по специальностям "математика", "информатика", "физика" и "механика". Принимал непосредственное участие в организации кафедры "Механика и прикладная физика", учебно-методической специализированной лаборатории вычислительной техники, диссертационного совета по специальностям: 01.02.01 - теоретическая механика, и 01.03.01 - астронометрия и небесная механика.

Им был организован научный журнал "Вестник университета" - серия физико-математических наук, который успешно выпускается с 2000 года и входит в перечень изданий, рекомендованных ВАК РК по публикации материалов докторских диссертаций. На физико-математическом факультете КазНПУ под его руководством открыты бакалавриат, магистратура и аспирантура по специальности - механика.

Активно привлекает Г.Уалиев к научной деятельности сотрудников кафедры и аспирантов факультета. В настоящее время сотрудниками кафедры и физико-математического факультета выполняется научно-методическая работа по Программе прикладных исследований в области образования (2006-2008 г.г.) финансируемая МОН РК. Она направлена на выполнение разработок и создание приборов и установок по физике и методических указаний на казахском языке по выполнению лабораторных работ.

Г.Уалиев является Председателем Национального комитета по теоретической и прикладной механике РК, членом Национального комитета по механике Российской Федерации, членом комиссии по присуждению Государственной премии РК в области науки, техники и образования, председателем диссертационного совета. В сентябре 2006г. Г.Уалиев как обладатель Международного гранта Министерства образования и науки Японии, прочитал цикл лекций на математическом факультете университета Киюши (Япония).

Г.Уалиевым опубликовано более 160 научных работ, в том числе 3 монографии, 4 учебных пособии, 6 учебно-методических разработок. Он является автором 15 патентов Италии ФРГ, Швейцарии, Казахстана и изобретений СССР. Под его научным руководством защищены 4 докторские и 15 кандидатских диссертаций. В 1989 году избран член -корреспондентом Национальной академии наук РК, в 1994 г. академиком Национальной инженерной академии РК, а в 2004г. - академиком АН ВШ РК, академиком НАН РК.

Уалиев Г. награжден знаками "Отличник высшей школы СССР" (1985г.), "Отличник образования Республики Казахстан" (2002г.), Почетными грамотами Министерств высшего и среднего специального образования СССР и КазССР, дипломами и медалями ВДНХ СССР и КазССР.

Более полную информацию о жизнедеятельности юбиляра до 2002 года можно получить из специального био-библиографического издания "Гахип Уалиев" (Алматы: Ғылым, 2001, 71с.).

Г. Уалиев - отличный семьянин, он с Аспет Оспановной вырастил и воспитали 4-х детей.

Дочери - Айман, окончила КазГУ, специалист русской филологии, Айжан- окончила нар. хозяйственный институт, спец. «Финансы и кредит», сын- Заир - доктор технических наук, доцент КазНПУ им. Абая, дочь - Гульжан, окончила КазНПУ, спец. «Экономист-финансист».

Авторы этой публикации многие годы, находясь рядом с Гахипым Уаливичем в самых разнообразных условиях и обстоятельствах, лучше других знают его яркие лидерские качества, крутой нрав при решении принципиальных научных и организационных вопросов, достаточно тонкое понимание теоретических нововведений и чутье в развитии прогрессивных видов техники в машиностроении. Уверены, что потенциал этих человеческих качеств юбиляра как в целом - совокупности, так и конкретно в отдельности еще долго будет служить на благо казахстанской науки в области машиноведения и машиностроения.

УДК 629.4.027

ОСНОВНЫЕ ПРИЧИНЫ РАЗРУШЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ КАТАНИЯ КОЛЕС И РЕЛЬСОВ

С.М. Биттибаев

Казахская академия транспорта и коммуникаций им. М.Тынышпаева

Мақалада дөңгелектерді домалатудың және рельстердің бұзылуының негізгі себептері.

Встатье исследуются основные причины разрушения поверхностей катания колес и рельсов.

The main reasons of wheel and rail tread destruction are investigated in the article.

Как известно, условия разрушения поверхностей катания колес подвижного состава и рельсов железнодорожного магистрального пути взаимосвязаны и взаимообусловлены. Это определяется, прежде всего, динамическим воздействием колес подвижного состава на путь и возмущениями рельсового пути. Как правильно отмечается в работе [1] "возмущения, действующие на подвижной состав, являются наиболее сложной и менее других изученной областью динамики рельсового транспорта, что объясняется сложностью взаимодействия колесных пар подвижного состава и пути".

Поверхностные дефекты появляющиеся в процесс эксплуатации как на поверхности катания колес (дефекты 20, 21, 22 по классификации неисправностей вагонных колесных пар и их элементов), так и на поверхности катания рельсов (дефекты 10, 11, 14, 17 и 18 по классификации дефектов на железнодорожных рельсах) существенно изменяют динамику контакта. Так, выщербины на поверхности контакта колеса с рельсом нарушают плавность качения колесной пары и при высоких скоростях движения вредно отражаются на рельсах, а также на подвижном составе. Выкрашивания поверхностей катания приводят к необходимости преждевременной обточки колесных пар. Как отмечено в [3], в современных условиях работы железнодорожного транспорта и при внедрении роликовых буксовых подшипников борьба с выкрашиванием становится одной из основных проблем улучшения качества колес. С другой стороны, как показано в [4], за последние десятилетия существенно изменились структура дефектов рельсов. Так, основной вид дефекта - выкрашивание металла на поверхности головки рельсов, составляющий 44,3% от всех видов дефектов рельсов по данным 2000г. по сравнению с 1980г., вырос в 2 раза.

Основными причинами разрушения поверхностей катания колес и рельсов являются:

- изменения динамических составляющих нагружений, связанных с дефектами на поверхностях катания колес и рельсов;
- увеличение жесткости подрельсового основания;
- отсутствие эффективных методов смазки трущихся поверхностей;
- повышение нагрузки колес подвижного состава.

ЛИТЕРАТУРА

1. Исследование динамики и прочности пассажирских вагонов. / под. Ред. С.Н.Соколова.-М.: Машиностроение, 1976.-223с.

2. Гура Г.С. "Колесо-рельс": проблемы, противоречия, компромиссы. // Локомотивы.-2006.-№3.-С. 30-33.

3. Ларин Т.В., Девяткин В.П. О природе выкрашивания поверхности катания железнодорожных рельс://Сб. "Контактная прочность машиностроительных материалов" М.: Наука, 1964№-С. 147-151.

4. Повышение надежности пути. / Под ред. В.С Лысюка. М.: Транспорт, 1999.-256 с.

5. Биттибаев С.М. Проблемы прочности элементов транспортных конструкций //Вестник КазАТК, 2003.-№2.-с. 27-31.

УДК 531.1

РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ КИНЕМАТИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЯ НА ШЕСТИЗВЕННЫЕ ПЛОСКИЕ ГРУППЫ АССУРА

Л.Т. Дворников, С.П. Стариков

Сибирский государственный индустриальный университет, г. Новокузнецк, Россия

Мақалада Ассураның алтыбуынды жазық тобының кинематикалық әдістері зерттеледі.

В статье исследуются методы кинематики шестизвенной плоской группы Ассуры.

The article considers the methods of flat six-unit Assura group kinematics.

Считается известным, что группы Ассура есть системы кинематически разрешимые. Это положение принимается самоочевидным, хотя и не имеет четких аналитических доказательств. Во всяком случае, для авторов настоящего доклада такие доказательства оказались недоступными.

Рассмотрим сложную плоскую шарнирную кинематическую цепь, приведенную на рисунке 1. В этой цепи имеется базисное - наиболее сложное по числу геометрических элементов звено 1(τ).

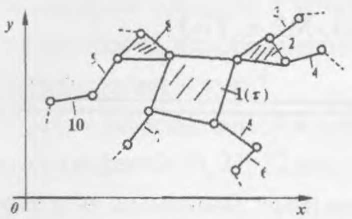


Рисунок 1 - Плоская шарнирная кинематическая цепь с базисным звеном 1(τ)

В рассматриваемой цепи часть кинематических пар – шарниров (p) реализованы, т. е. через них введены в соединения звенья, а часть пар остается открытыми, они завершаются штриховыми линиями, означающими, что возможно развитие цепи через звенья. Цепь от базисного звена разветвляется. Очевидно, что число ветвей этой цепи равно числу свободных пар. Обозначим число ветвей цепи через   и покажем, что

$$\gamma = p - (n - 1) \,, \tag{1}$$

где p – общее число кинематических пар - шарниров,

n – общее число звеньев.

Уравнение (1) очевидно, т. к. из общего числа кинематических пар (шарниров) вычитается число присоединенных к звену $1(\tau\ )$ звеньев. Их оказывается n за вычетом базисного звена, к которому и присоединяются все последующие звенья.

Если теперь предположить, что свободные пары окажутся присоединенными к некоторому неподвижному звену, т. е. к стойке, то появятся замкнутые контура, которых будет столько, сколько в этой цепи свободных пар или ветвей γ , т.е.

$$k = \gamma = p - n + 1. \qquad (2)$$

Это хорошо известная формула Гохмана Х. И. о числе контуров цепи (1887 г.).

В силу того, что длины звеньев цепи остаются неизменяемыми, то между выходами на стойку стороны контуров могут быть представлены векторами этих длин, а сумма векторов в каждом контуре цепи может быть приравнена к нулю. На этом положении основан известный метод В. А. Зиновьева - метод замкнутых контуров при кинематическом исследовании механизмов. Из метода Зиновьева известно, что независимых векторных уравнений можно составить всего (k-1) штук, т. к. последнее замыкающее уравнение окажется тождественным уже составленным. Заметим, что число независимых векторных уравнений для рассматриваемой кинематической цепи будет

$$\gamma - 1\ . \qquad (3)$$

Так как рассматривается плоская кинематическая цепь, то число скалярных уравнений (проекции векторов на оси х и у) удваиваются, т. е. общее число скалярных уравнений будет

$$2(\gamma - 1)\ . \qquad (4)$$

Дифференцируя скалярные уравнения по времени можно определять скорости и ускорения точек и звеньев цепи. При известных длинах звеньев положение каждого из звеньев на плоскости вполне определяется углом φ_i относительно одной из осей координат. Тогда, общее число неизвестных, определяющих, положения звеньев на плоскости окажется равным числу звеньев

$$\sum \varphi = n\ . \qquad (5)$$

Кинематически разрешимой будет такая цепь, в которой число неизвестных (n) будет равно числу уравнений, т. е. $2(\gamma - 1)$.

Приравнивая (4) и (5), получим

$$2(\gamma - 1) = n\ ,$$

а после подстановки значения γ из (1) найдем, что

$2p - 2n = n$ или

$$3n - 2p = 0\ , \qquad (6)$$

что описывает группу Ассура.

На этом основании сделаем вывод, что любая плоская группа Ассура есть система кинематически разрешимая. Это положение не как не зависит от класса кинематической цепи, т. е. любая группа Ассура, к какому бы классу она не относилась, в том числе высоких классов, разрешима, в частности графо-аналитическим методом.

Плоская шестизвенная шарнирная группа Ассура четвертого класса (содержащая четырехугольный замкнутый изменяемый контур) показана на рисунке 2. Она состоит из шести звеньев ($n = 6$) и девяти кинематических пар пятого класса ($p5=9$). Ее подвижность равна нулю, $W = 0$.

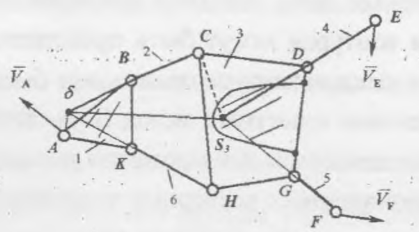


Рисунок 2 - Шестизвенная плоская группа Ассура четвертого класса

Исследовать кинематику рассматриваемой группы - это значит по заданным скоростям точек A, E и F найти скорости точек B, C, D, G, H, K и угловые скорости всех звеньев, а по заданным ускорениям точек A, E и F определить все ускорения точек и звеньев.

Прежде всего, по известным скоростям точек E и F найдем скорость точки, принадлежащей третьему звену - точки Ассура S_3 лежащей на пересечении линий, продолжающих поводки ED и FG. Скорость точки S_3 определится из зависимостей

$$\begin{cases} \overline{V}_{S_3} = \overline{V}_E + \overline{V_{DE} + V_{S_3D}}, \\ \overline{V}_{S_3} = \overline{V}_F + \overline{V_{GF} + V_{S_3G}}, \end{cases}$$

$$\overline{V_{DE} + V_{S_3D}} \perp DE\ ,\ \overline{V_{GF} + V_{S_3G}} \perp GF\ .$$

После нахождения скорости точки S_3, можно в шестизвенной группе выделить четыре звена 1, 2, 3 и 6, и рассмотреть четырехзвенную группу с четырехугольным замкнутым изменяемым контуром $BCHK$ (рисунок 3).

Для ее исследования воспользуемся решением подобной группы, приведенным в статье [1]. Для этого, на продолжениях линий звеньев BC и KH найдем точку их пересечения δ - это особая точка, она является одновременно точкой Ассура и для звена 1, и для звена 3. Скорость точки δ может быть найдена по скоростям точек A и S_3 на основании уравнений

$$\begin{cases} \overline{V}_\delta = \overline{V}_{S_3} + \overline{V}_{\delta S_3}, \\ \overline{V}_{\delta S_3} \perp \delta S_3, \overline{V}_{\delta A} \perp \delta A. \\ \overline{V}_\delta = \overline{V}_A + \overline{V}_{\delta A}, \end{cases}$$

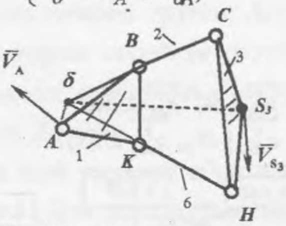


Рисунок 3 - Четырехзвенная группа

После нахождения скорости точки δ, скорости остальных точек четырехзвенника B, C, H и K найдутся по зависимостям:

$$\begin{cases} \overline{V}_B = \overline{V}_A + \overline{V}_{BA}, \\ \overline{V}_B = \overline{V}_\delta + \overline{V}_{B\delta}, \end{cases} \begin{cases} \overline{V}_K = \overline{V}_A + \overline{V}_{KA}, \\ \overline{V}_K = \overline{V}_B + \overline{V}_{KB}, \end{cases} \begin{cases} \overline{V}_C = \overline{V}_B + \overline{V}_{CB}, \\ \overline{V}_C = \overline{V}_{S_3} + \overline{V}_{CS_3}, \end{cases} \begin{cases} \overline{V}_H = \overline{V}_K + \overline{V}_{HK}, \\ \overline{V}_H = \overline{V}_C + \overline{V}_{HC}, \end{cases}$$

$$\overline{V}_{BA} \perp BA, \overline{V}_{KA} \perp KA, \overline{V}_{CS_3} \perp CS_3, \quad \overline{V}_{HK} \perp HK,$$

$$\overline{V}_{B\delta} \perp B\delta, \overline{V}_{KB} \perp KB, \overline{V}_{CB} \perp CB, \overline{V}_{HC} \perp HC.$$

Далее обратимся к исследуемой шестизвенной группе (рисунок 2), в которой неизвестными остались скорости точек D и G, они найдутся по зависимостям:

$$\begin{cases} \overline{V}_D = \overline{V}_E + \overline{V}_{DE}, \\ \overline{V}_D = \overline{V}_C + \overline{V}_{DC}, \end{cases} \begin{cases} \overline{V}_G = \overline{V}_H + \overline{V}_{GH}, \\ \overline{V}_G = \overline{V}_F + \overline{V}_{GF}, \end{cases}$$

$$\overline{V}_{DC} \perp DC, \overline{V}_{GH} \perp GH,$$

$$\overline{V}_{DE} \perp DE, \overline{V}_{GF} \perp GF.$$

После составления приведенных выше кинематических уравнений, определяющих скорости всех точек группы, можно построить по ним план скоростей (рисунок 4). На рисунке 4 специально указанны направления всех построенных линий плана. Скорости точек группы показали в следующей последовательности: S_3, δ, B, K, C, H, D, G. Построенный план, позволяет также найти все относительные скорости точек группы, что дает возможность определить угловые скорости всех звеньев по зависимости

$$\omega_1 = \frac{\overline{V}_{BA}}{\ell_{BA}} \text{ и т. д.}$$

При построении плана ускорений, также, прежде всего, находятся ускорения точек S_3 и δ из уравнений

$$\begin{cases} \overline{a_{S_3}} = \overline{a_E} + \overline{a^n_{DE}} + \overline{a^n_{S_3D}} + \overline{a^\tau_{DE}} + \overline{a^\tau_{S_3D}}, \\ a^n_{DE} = \omega_4^2 l_4,\ a^n_{S_3D} = \omega_3^2 l_{S_3D}, \\ \overline{a_{S_3}} = \overline{a_F} + \overline{a^n_{GF}} + \overline{a^n_{S_3G}} + \overline{a^\tau_{GF}} + \overline{a^\tau_{S_3G}}, \\ a^n_{GF} = \omega_5^2 l_5,\ a^n_{S_3G} = \omega_3^2 l_{S_3G}, \end{cases} \qquad \begin{cases} \overline{a_\delta} = \overline{a_A} + \overline{a^n_{\delta A}} + \overline{a^\tau_{\delta A}}, \\ a^n_{\delta A} = \omega_1^2 l_{\delta A}, \\ \overline{a_\delta} = \overline{a_{S_3}} + \overline{a^n_{\delta S_3}} + \overline{a^\tau_{\delta S_3}}, \\ a^n_{\delta S_3} = \omega_3^2 l_{\delta S_3}, \end{cases}$$

$$\overline{a^n_{DE}}\ и\ \overline{a^n_{S_3D}} \| DE,\quad \overline{a^\tau_{DE} + a^\tau_{S_3D}} \perp DE,\quad \overline{a^n_{\delta A}} \| \delta A,\quad \overline{a^\tau_{\delta A}} \perp \delta A,$$

$$\overline{a^n_{GF}}\ и\ \overline{a^n_{S_3G}} \| FG,\quad \overline{a^\tau_{GF} + a^\tau_{S_3G}} \perp FG,\quad \overline{a^n_{\delta S_3}} \| \delta S_3,\quad \overline{a^\tau_{\delta S_3}} \perp \delta S_3.$$

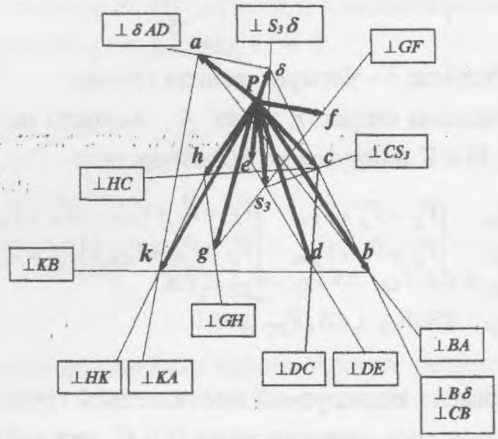


Рисунок 4 - План скоростей

Ускорения других точек группы определяются в той же последовательности, как и их скорости.

Плоская шестизвенная шарнирная группа Ассура шестого класса, содержащая шестиугольный замкнутый изменяемый контур, показана на рисунке 5. Она состоит из шести звеньев ($n = 6$) и девяти кинематических пар пятого класса ($p_5 = 9$). Ее подвижность равна нулю, $W = 0$.

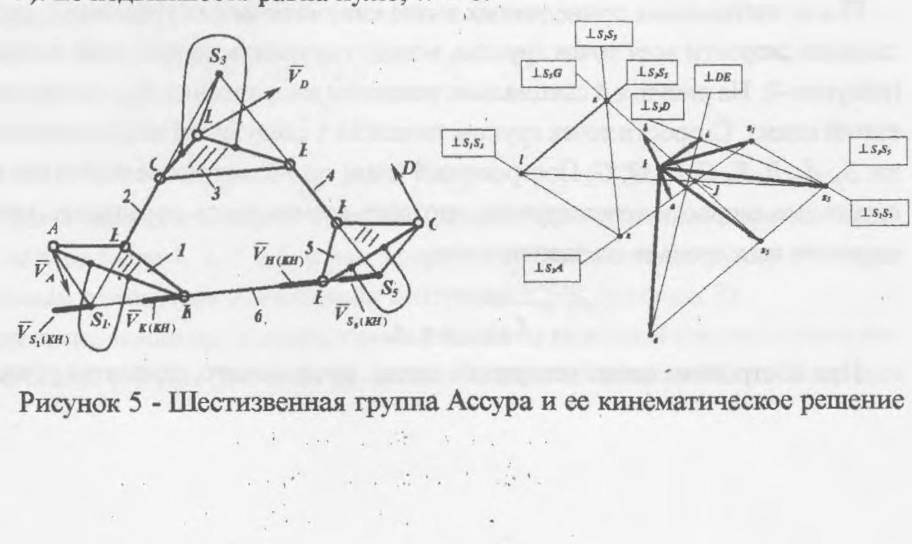


Рисунок 5 - Шестизвенная группа Ассура и ее кинематическое решение

Кинематическое решение сводится к определению скоростей точек B, C, E, F, H и K по заданным скоростям точек A, D и G - $\overline{V}_A$, $\overline{V}_D$ и $\overline{V}_G$. Данное решение основывается на нахождении специальных точек Ассура S_1, S_3, S_5, принадлежащих звеньям *1*, *2* и *5* звену, обладающих особыми свойствами.

Но прежде чем решить данную группу сформулируем и докажем следующую теорему: *В шестизвенной группе Ассура с шестиугольным замкнутым изменяемым контуром соседние точки Ассура принадлежащие треугольным звеньям имеют одинаковые проекции скоростей на линии, соединяющие эти точки Ассура.*

Для доказательства этой теоремы обратимся к шестизвенной группе, изображенной на рисунке 5. Для доказательства достаточно рассмотреть только одно равенство из трех. Докажем, что проекции скоростей точек S_1 и S_5 на соединяющую их линию KH равны. Прежде всего, запишем равенство проекций скоростей точек звена *6* K и H на соединяющую их линию KH: $\overline{V}_{K(KH)} = \overline{V}_{H(KH)}$. Имеется в виду, что точки Ассура S_1, и S_5, принадлежат соответственно звеньям *1* и *5* по аналогии можно записать, $\overline{V}_{K(KH)} = \overline{V}_{S_1(KH)}$ и $\overline{V}_{H(KH)} = \overline{V}_{S_5(KH)}$. Из приведенных трех равенств следует: $\overline{V}_{S_1(KH)} = \overline{V}_{S_5(KH)}$, что и требовалось доказать. Аналогично доказывается равенство проекций векторов скоростей точек S_1 и S_3 на соединяющею их линию BC и равенство проекций векторов скоростей точек S_5 и S_3 на соединяющею их линию EF.

Представим кинематическое решение шестизвенной группы в виде следующей последовательности:

1) Откладываем на плане скоростей известные нам скорости: $\overline{V}_A$ $(\overline{Pa})$, $\overline{V}_D$ $(\overline{Pd})$ и $\overline{V}_G$ $(\overline{Pg})$.

2) Проводим две линии на плане скоростей из точек a и g перпендикулярные AS_1 и GS_5 соответственно. Фиксируем точку их пересечения и обозначим ее j.

3) Фиксируем некую точку на перпендикуляре AS_1 и обозначим ее m. Проводим линию перпендикулярную S_1S_5 и на перпендикуляре GS_5 фиксируем точку n.

4) Из точек m и n проводим линии перпендикулярные S_1S_3 и S_3S_5 и фиксируем точку l.

5) Проводим линию через фиксированные точки j и l. Именно на этой линии будет лежать конец вектора скорости точки S_3.

6) Мы не знаем величину скорости точки S_3, но мы знаем, что вектор скорости этой точки лежит на линии $\overline{jl}$. Поэтому из точки d проводим линию перпендикулярную DS_3.

7) Точка пересечения $\overline{jl}$ и $\perp$ DS_3 и будет точкой s_3. Соединяя полюс плана скоростей P и точку s_3 мы определим величину, $\overline{Ps_3}$ которая и будет являться скоростью точки S_3.

8) Зная скорость точки S_3 и скорость точки D мы можем найти скорость точки E из следующей системы уравнений:

$$\begin{cases} \overline{V}_E = \overline{V}_D + \overline{V}_{ED}, \\ \overline{V}_{ED} \perp ED, \\ \overline{V}_E = \overline{V}_{S_3} + \overline{V}_{ES_3}, \\ \overline{V}_{ES_3} \perp ES_3. \end{cases}$$

Дальнейшее решение очевидно и не вызывает ни каких трудностей. На плане скоростей рисунок 5 показаны так же скорости точек S_1 и S_5.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дворников Л. Т. О кинематической разрешимости плоской четырехзвенной группы Ассура четвертого класса графо - аналитическим методом//Известия ВУЗов.-Машиностроение, 2004.-№12.- С 9-15.

2. Джолдасбеков У. А. Механизмы высоких классов. Глава 4 энциклопедии «Машиностроение».-Том 1 - 3.-Книга 2.-С 450 - 467.

УДК 677.054.3:677.054.845

ДИНАМИКА БАТАННОГО МЕХАНИЗМА ТКАЦКОГО СТАНКА СТБ-180ПН СОВМЕСТНО С ЦИКЛОГРАММОЙ

А.Ч. Джомартов, А.А. Джомартов

ТОО НТИЦА "Легпром"

Мақалада (ТБС) тоқыма станогының батонды механизімінің динамикалық үлгісімен бірге циклограмма қарастырылады.

В статье расматривается динамическая модель батанного механизма ткацкого станка СТБ совместно с циклограммой.

The article considers the dynamic model of СТБ loom's baton mechanism together with sequence diagram.

Одним из наиболее нагруженных узлов ткацких станков является батанный механизм [1]. Он осуществляет прибой уточных нитей и непосредственно процесс формирования ткани, а также служит направляющей при движении прокладчика, с помощью которых нить прокладывается в зев.

Конструкция батанного механизма станка СТБ приведена на рис.1, где брус батана 1 имеет продольный паз 2, в котором с помощью нажимных болтов 3 крепится бердо 4. К передней части бруса батана винтами 5 прикреплены обоймы 6 с зубьями 7. Болтами 8 брус 1 крепится на коротких лопастях 9 расположенных на подбатанном валу 10. Подбатанный вал 10 изготовлен как одно целое с двуплечими рычагами 11, помещающимися в верхней части герметически закрытой коробки 12, которая заполнена маслом. Коробка 12 крепится к основанию 13.

На концах двуплечих рычагов 11 укреплены ролики 14, соприкасающиеся с парными кулачками 15, сидящими на главном валу 16. Последний расположен в нижней части батанной коробки 122 и составляет одно целое с парными кулачками 15.

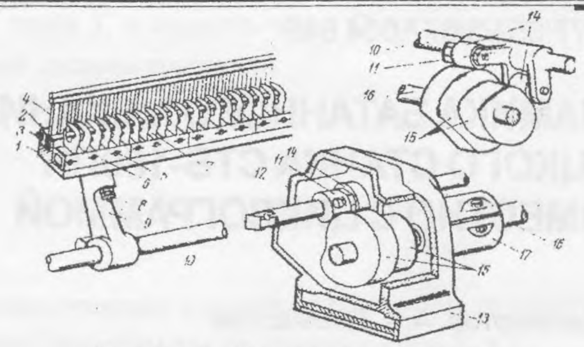


Рисунок 1 - Батанный механизм

Главный вал состоит из нескольких секций, связанных между собой полумуфтами 17. На концах секций, выходящих из коробки 12, помещены шариковые подшипники, рядом с которыми в коробку запрессованы полые кольца с сальниками.

При вращение главного вала 16, (а вместе с ним и парных кулачков 15), через ролики 14 это движение преобразуется в качательное движение двуплечих рычагов 11, подбатанного вала 10 и в конечном счете в движение батана 1.

Время и скорость движения батана (подбатанного вала, лопасти, бруса батана 1 и берда 4) зависит от профиля спаренных кулачков 15.

Во время прибоя уточной нити к опушке ткани зубья направляющей гребенки благодаря коротким лопастям убираются из зева под опушку ткани; в первоначальное положение зубья возвращаются при движение батана назад. Когда зубья убираются из зева, через их щель уточная нить выходит и остается в зеве, а затем прибивается к опушке ткани.

Рассмотрим динамическую модель, приведенную на рис.2. Основой её является главный вал станка, от которого приводятся в движение все его механизмы.

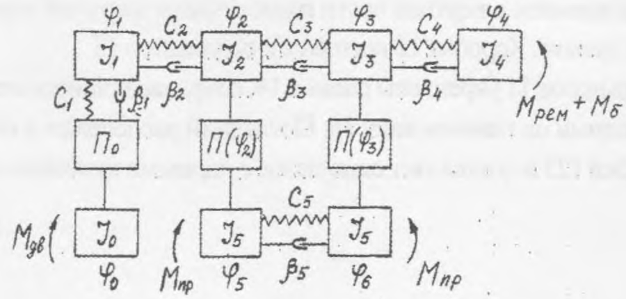


Рисунок 2

Вращение от асинхронного двигателя переменного тока с момент

$J_0 = const$ потока и шкива передается на главный вал через клиноременную передачу с передаточным отношением $П_0$ и жесткостью C_1, и далее на шкив и крестовину фрикционной муфты с закрепленным жестко с ней тормозным барабаном, имеющим момент инерции $J_1 = const$.

Главный вал состоит из трех участков, имеющих жесткость на кручение C_i и коэффициенты сопротивления β_i. C_2, β_2 - участок вала от тормозного барабана до первой батанной коробки. C_3, β_3 - участок вала между батанными коробками. C_4, β_4 - участок вала между второй батанной коробкой и уточно-боевой коробкой. $J_2 = const$ - момент инерции кулачкового вала первой батанной коробки. $J_3 = const$ - момент инерции кулачкового вала второй батанной коробки. J_4 - момент инерции механизмов уточно-боевой и приемной коробок и каретки механизмов смены утка приведены к трехпазовому кулачку. J_5, C_5 - соответственно момент инерции батана и жесткость подбатанного вала при приведении J_5 и C_5 в случае двухмассовой модели с кинематическим возбуждением от подбатанного вала. β_5 - коэффициент сопротивления подбатанного вала. $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ - независимые обобщенные координаты, определяющие абсолютные угловые перемещения вращающихся масс. $\varphi_5 = П(\varphi_2), \varphi_6 = П(\varphi_3)$ - зависимые обобщенные координаты, характеризующие абсолютное угловое перемещение батана (функции перемещений батанного механизма). $M_{дв}$ момент движущихся сил электродвигателя. $M_{ПР}$ -момент сил прибоя на батане. $M_{рем}$, $M_б$ – моменты сил, зависящих от действия сил нитей на ремизные рамки, и боевого механизма.

Данная динамическая модель описывается следующими уравнениями

(1)

$$J_0 \ddot{\varphi}_0 + c_1(П_0\varphi_0 - \varphi_1) + \beta_1\left(П_0\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1\right) = M_{ДВ},$$

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_1(\varphi_1 - П_0\varphi_0) + c_2(\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_1\left(\dot{\varphi}_1 - П_0\dot{\varphi}_0\right) + \beta_2\left(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2\right) = 0,$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_2(\varphi_2 - \varphi_1) + c_3(\varphi_2 - \varphi_3) + \beta_2\left(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1\right) +$$

$$+\beta_3\left(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3\right) = \left[-M_{ПР} - J_5\ddot{\varphi}_5 - c_5(\varphi_5 - \varphi_6) - \beta_5\left(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6\right)\right]П'(\varphi_3),$$

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 + c_3(\varphi_3 - \varphi_2) + c_4(\varphi_3 - \varphi_4) + \beta_3\left(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2\right) +$$

$$+\beta_4\left(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4\right) = \left[-M_{ПР} - J_5\ddot{\varphi}_6 - c_5(\varphi_6 - \varphi_5) - \beta_5\left(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_5\right)\right]П'(\varphi_3)$$

$$J_4 \ddot{\varphi}_4 + c_4(\varphi_4 - \varphi_5) + \beta_4\left(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_3\right) = -M_{РЕМ} - M_б,$$

где

$$\dot{\varphi}_5 = П'(\varphi_2)\dot{\varphi}_2, \ddot{\varphi}_5 = П''(\varphi_2)\dot{\varphi}_2^2 + П'(\varphi_2)\ddot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_6 = П'(\varphi_3)\dot{\varphi}_3, \ddot{\varphi}_6 = П''(\varphi_3)\ddot{\varphi}_3^2 + П'(\varphi_3)\ddot{\varphi}_3.$$

На рис. 3 сплошными линиями изображена линейная циклограмма пяти наиболее важных механизмов ткацкого станка СТБ –180ПН, где цифрами обозначены следующие механизмы: 1 — батанный механизм; 2 — возвратчик прокладчиков утка, 8 — боевой механизм, 4 — компенсатор утка, 5— подъемник прокладчиков утка.

Представим циклограмму станка в векторном виде [2] (рис. 4). Запишем проекции векторных уравнений на ось x , описывающих совместную работу механизмов станка

$$\left.\begin{aligned}&\alpha_{11}+\alpha_{12}+\alpha_{13}+\alpha_{14}=2\pi,\\&\alpha_{21}+\alpha_{22}+\alpha_{23}=2\pi\\&\alpha_{31}+\alpha_{32}+\alpha_{33}+\alpha_{34}+\alpha_{35}=2\pi\\&\alpha_{41}+\alpha_{42}+\alpha_{43}+\alpha_{44}+\alpha_{45}+\alpha_{46}+\alpha_{47}+\alpha_{48}=2\pi\\&\alpha_{51}+\alpha_{52}+\alpha_{53}+\alpha_{54}+\alpha_{55}=2\pi\end{aligned}\right\} \quad (2)$$

$$\left.\begin{aligned}&c_{11}^{x}=\alpha_{21}-\alpha_{11},\quad c_{12}^{x}=\alpha_{31}+\alpha_{32}-\alpha_{11}-\alpha_{12}-\alpha_{13}\\&c_{21}^{x}=\alpha_{31}+\alpha_{32}-\alpha_{21}-\alpha_{22},\quad c_{31}^{x}=\alpha_{51}+\alpha_{52}-\alpha_{31}\\&c_{41}^{x}=\alpha_{51}+\alpha_{52}-\alpha_{41}-\alpha_{42}-\alpha_{43},\quad c_{42}^{x}=\alpha_{31}+\alpha_{32}-\alpha_{41}-\alpha_{42}-\alpha_{43}-\alpha_{44}\end{aligned}\right\} \quad (3)$$

На фазовые углы механизмов и проекции векторов связи накладываем ограничения [2] ,

$$\alpha_{ij}\geq\alpha_{ij}^{\min},\quad c_{11}^{x}\geq 1^{\circ},\quad c_{12}^{x}\geq 0^{\circ}30',\quad c_{21}^{x}\geq 9^{\circ},\quad c_{31}^{x}\geq 0^{\circ}30',\quad c_{41}^{x}\geq 4^{\circ},\quad c_{42}^{x}\geq 5^{\circ} \quad (4)$$

Где значения $\alpha_{ij}^{\min}$ даны в таблице 1.

Таблица 1

Значения $\alpha_{ij}^{\min}$ [*град*]

i	j						
	1	2	3	4	5	6	7
1	0	60	60	0			
2	60	70	0				
3	70	0	2	10	60		
4	60	3	30	60	50	0	30
5	0	70	0	60	0		

Представим функции положения $\Pi(\varphi_2),\Pi(\varphi_3)$ и передаточные функции $\Pi'(\varphi_2),\Pi'(\varphi_3)$, $\Pi''(\varphi_2),\Pi''(\varphi_3)$ батанного механизма в следующем виде

$$\Pi(\varphi_i)=\Pi_{11}\cdot\left[1-L(\varphi_i-\alpha_{11})\right]+\sum_{j=2}^{4}\Pi_{1,j}\left[1-L\left(\varphi_i-\sum_{r=1}^{j}\alpha_{1r}\right)\right]\cdot L\left(\varphi_i-\sum_{r=1}^{j-1}\alpha_{1r}\right) \quad (5)$$

$$\Pi'(\varphi_i)=\Pi'_{11}\cdot\left[1-L(\varphi_i-\alpha_{11})\right]+\sum_{j=2}^{4}\Pi'_{1,j}\left[1-L\left(\varphi_i-\sum_{r=1}^{j}\alpha_{1r}\right)\right]\cdot L\left(\varphi_i-\sum_{r=1}^{j-1}\alpha_{1r}\right)$$

$$\Pi''(\varphi_i)=\Pi''_{11}\cdot\left[1-L(\varphi_i-\alpha_{11})\right]+\sum_{j=2}^{4}\Pi''_{1,j}\left[1-L\left(\varphi_i-\sum_{r=1}^{j}\alpha_{1r}\right)\right]\cdot L\left(\varphi_i-\sum_{r=1}^{j-1}\alpha_{1r}\right)$$

где $i=2,3$, $L(x)$ - ступенчатая функция вида

$$L(x) = \begin{cases} 0, x < 0, \\ 1, x \geq 0. \end{cases}$$

Уравнение (5) устанавливает связь между динамикой батанного механизма (уравнения(1)) и циклограммой механизмов станка (уравнения (2,3,4))

В качестве критерия оптимизации циклограммы возьмем коэффициент динамичности батанного механизма $K_d = \max\limits_t(|\ddot{\varphi}_5 / \ddot{\varphi}_5^0| + |\ddot{\varphi}_6 / \ddot{\varphi}_6^0|)$, где $\ddot{\varphi}_5^0$, $\ddot{\varphi}_6^0$ -ускорение батанного механизма без учета упругости валов. Решаем следующую оптимизационную задачу:

$K_d \to \min$ (6)

В качестве варьируемых параметров берутся фазовые углы батанного механизма $\alpha_{11}, \alpha_{12}, \alpha_{13}, \alpha_{14}$

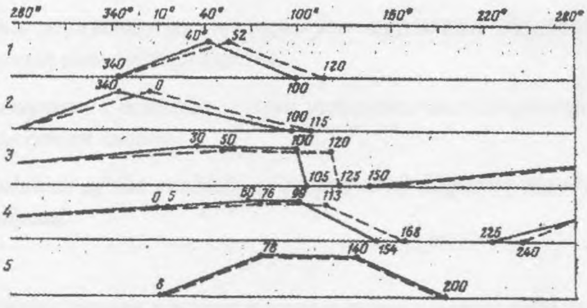


Рисунок 3

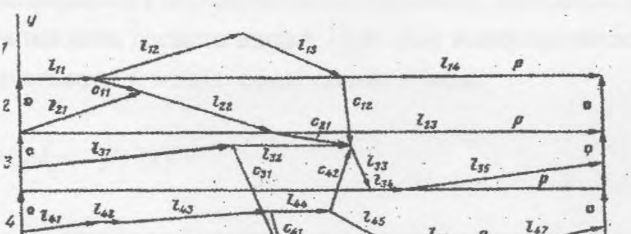


Рисунок 4

В результате решения задачи (6) получена оптимальная циклограмма станка СТБ-180 с пневматическим соплом. Линейная оптимальная циклограмма изображена на рис.4 пунктирными линиями. За счет оптимизации циклограммы ткацкого станка СТБ-180ПН значение коэффициента динамичности батанного механизма уменьшилось на 5 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Арнаутов П.Н., Варнаков М.Я. Ткацкие автоматические станки СТБ.-М: Легкая индустрия, 1972.-216 с.

2. Уалиев Г.У, Джомартов А.А.. Динамика механизмов ткацких станков-автоматов СТБ.-Алматы: Тауар, 2003.-377 с.

УДК 621.86.067

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ПРИ ЦИКЛИЧЕСКОМ НАГРУЖЕННЫХ РАССЕИВАТЕЛЯ СЕМЯН ЗАГРУЗОЧНОГО УСТРОЙСТВА

А. Джураев, К. Сабиров

Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности

Мақта тұқымының тарқатуға құрылған жұмыс режимі тапсырмасының шешімі талданады.

Анализируется решение задачи установившегося режима работы рассеивателя семян хлопка.

The solution of the problem of cotton seed disperser steady operating regime is analyzed.

В системе загрузки семян хлопка в хранилище семена передвигаются шнеком, который выполняет систему питания. Семена поступают в загрузочное устройство непрерывно с определенными порциями, зависящие от частоты вращения и угла наклона лопасти шнека. При этом возмущающую силу от семян хлопка на рассеиватель можно представить в виде

$$P_c = P_1 + P_\circ Sin(pt+\beta) \quad (1)$$

где, P_1 - постоянное составляющее силы сопротивления семян хлопка; $P_\circ, p$ - амплитуда и частота гармонической составляющий силы сопротивления, β - фазовый сдвиг возмущающей силы.

Рассеиватель представляет из себя однамассовую колебательную систему.

При этом дифференциальное уравнение колебаний рассеивателя семян хлопка загрузочной установки имеет вид

$$M_c\ddot{Z} + в\dot{Z} + CZ = P_1 + P_\circ Sin(pt+\beta) \quad (2)$$

учитывая $2n = \frac{в}{m_2}$ и $k^2 = \frac{c}{m_c}$; $h_1 = \frac{P_1}{m}$; $h_2 = \frac{P_\circ}{m_c}$

имеем $\ddot{Z} + 2n\dot{Z} + K^2 Z = h_1 + h_2 Sin(pt+\beta)$ (3)

Решение задачи проведем согласно методики приведеннов в [1].

Общее решение уравнения представим в виде суммы общего интеграла соответствующего однородного уравнения и частного решения неоднородного уравнения; Z_1 при к>n (небольшая диссипация) представляет свободное затухающее колебание рассеивателя семян хлопка. Частное решение представляется

$$Z_2 = A + D(Sinpt + \beta) + ECos(pt + \beta),$$

$$\dot{Z}_2 = p[DCos(pt+\beta) - ESin(pt+\beta)],$$
$$\ddot{Z}_2 = -p^2[DSin(pt+\beta) + ECos(pt+\beta)].$$

Относительно полученное общее решения имеет вид:

$$Z = \ell^{-nt}\left(Z_\circ Cos\sqrt{k^2-n^2}\,t + \frac{nZ_\circ + \dot{Z}_\circ}{\sqrt{k^2-n^2}} Sin\sqrt{n^2-n^2 t}\right) - \frac{h_2\ell^{-nt}}{\sqrt{(k^2-p^2)^2+4n^2p^2}}\Bigg[Sin\Bigg(\beta - arctg$$

$$\frac{2np}{k^2-p^2}\Bigg)Cos\sqrt{k^2-n^2t} + \frac{pCos\left(\beta - arctg\dfrac{2np}{k^2-p^2}\right) + nSin\left(\beta - arctg\dfrac{2np}{k^2-p^2}\right)}{\sqrt{k^2-n^2}} Sin\sqrt{k^2-n^2t}\Bigg] +$$

$$+ h_1 + \frac{h_2}{(k^2-p^2)+4n^2p^2}\left[(k^2-p^2)Sin(pt+\beta) - 2npCos(pt+\beta)\right] \quad (4)$$

Анализ решения задачи показывает что в установившемся режиме работы рассеивателя семян хлопка в (2.32) первые два члена стремятся к нулю. При этом закон колебательного движения рассеивателя семян будет от величины h_1 двумя слагаемыми колебаний: третей и последним членами решения задачи. При этом эти два колебания имеют различные амплитуды и частоты.

УДК 621.01

КОЛЕБАНИЯ И УСТОЙЧИВОСТЬ ОБОБЩЕННОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ «РОТОР-ЖИДКОСТЬ-ФУНДАМЕНТ»

А.Б. Кыдырбекулы, А.Ш. Рахметолла

Казахский национальный университет им. аль-Фараби

Роторлы жүйенің динамикасы толығымен зерттелді іргетастың діріл есебімен бөлшектеп сұықпен толтырылған, "ротор-сұйықтық-іргетас" аналитикалық динамикалық және математикалық жүйенің үлгісінің шешілуі.

Исследуется динамика роторной системы с полостью, частично заполненной жидкостью с учетом вибрации фундамента, решены аналитически динамические и математические модели системы "ротор-жидкость-фундамент".

The dynamics of rotary system with a cavity partly filled with water is investigated taking into account foundation vibration. The mathematical and dynamic models of "rotor-fluid-foundation" system have been solved.

Совершенствование существующих, создание новых высокопроизводительных роторных систем с меньшими габаритами, металлоемкостью, энергозатратами при одновременном увеличении мощности, быстроходности и их внедрение в промышленность является основной тенденцией развития современного машиностроения. Это невозможно без создания научно обоснованных обобщенных математических моделей, методов их исследования и проведения на их основе глубоких предпроектных исследований и изысканий, включающих как теоретические, так и экспериментальные исследования с учетом новых факторов, существенно влияющих на их динамику. Исследования по данной тематике в мире ведутся широко, что связано с незавершенностью теории и большой важностью и сложностью изучаемой проблемы.

Во многих теоретических и практических исследованиях динамики роторных систем с жидкостью рассматривают только колебания ротора с жидкостью, при этом считается, что станина (корпус, фундамент) неподвижна. Однако такое допущение приводит к существенным погрешностям при оценке динамических и кинематических характеристик роторных систем в целом. Экспериментальные исследования вибрации станины роторных систем показали важность их учета и необходимость разработки мер по их снижению. Здесь исследуется динамика роторной системы с полостью, частично заполненной жидкостью с учетом вибрации фундамента, решены аналитически динамические и математические модели системы «ротор-жидкость-фундамент», которые являются обобщенными и для систем без жидкости и без взаимосвязи ротора и фундамента.

Рассматривается ротор с полостью, частично заполненной идеальной жидкостью, неуравновешенный как статически, так и динамически, установленный на гибком невесомом валу, который вращается с угловой скоростью $\Omega_0 = const$ на двух упругих опорах, смонтированных в корпусе. Корпус ротора крепится на фундамент с помощью упругих амортизаторов, которые имеют различное конструктивное исполнение.

Ось z неподвижной системы координат xyz с началом в центре симметрии недеформированных амортизаторов, направлена вдоль оси симметрии корпуса и она совпадает с осью подшипников и осью вала, когда он недеформирован. Перемещениями корпуса и ротора вдоль оси z пренебрегается. Положение корпуса определяются обобщенными координатами x_k, y_k, q и f, где x_k, y_k – координаты центра тяжести, q, f – углы поворота корпуса в плоскостях xz, yz.

Положение ротора по отношению к системе координат Exyz определяется через x, y, a, b и углом вращения $\varphi = \Omega_0 t$, где x, y – координаты точки 0 прикрепления ротора к валу, a, b – углы Резаля, которые определяют положение касательной к изогнутой оси вала, проведенной в точке 0. Обозначим через e и t линейный и угловой эксцентриситеты ротора, предполагая их малыми. Вычисляя кинетическую энергию T и потенциальную энергию П системы, а также введя диссипативную функцию Ф, с помощью уравнений Лагранжа второго рода можно получить дифференциальные уравнения движения ротора и корпуса.

Дифференциальные уравнения движения ротора и корпуса имеют вид:

$$m_p\ddot{y} + n_{11}(\dot{y} - \dot{y}_k) + n_{12}(\dot{\beta} - \dot{\psi}) - n_{11}L_p\dot{\psi} + p_2 y - q_2\beta - \rho_2 y_k - \delta_2\psi = me\Omega_0^2 \sin\Omega_0 t + F_y;$$

$$J\ddot{\alpha} + J_0\Omega_0\dot{\beta} + n_{12}(\dot{x} - \dot{x}_k) + n_{22}(\dot{\alpha} - \dot{\theta}) - n_{12}L_p\dot{\theta} - r_1 x + S_1\alpha - \gamma_1 x_k - \delta_1\theta =$$

$$= (J_0 - J_1)\tau\Omega_0^2 \sin(\Omega_0 t - \beta_1) + M_\alpha;$$

$$J\ddot{\beta} - J_0\Omega_0\dot{\alpha} + n_{12}(\dot{y} - \dot{y}_k) + n_{22}(\dot{\beta} - \dot{\phi}) - n_{12}L_p\dot{\psi} - r_2 y + S_2\beta - \gamma_2 y_k - \delta_2\psi =$$

$$= -(J_0 - J_1)\tau\Omega_0^2 \cos(\Omega_0 t - \beta_1) + M_\beta;$$

$$M\ddot{y}_k + n_{11}\dot{y}_k + P_y y_k + n_{11}(\dot{y}_k - \dot{y}) + n_{12}(\dot{\psi} - \dot{\beta}) + n_0\dot{\psi} + \bar{n}_1 y + \bar{n}_2 y_k + \bar{k}_1\beta + \bar{k}_2\psi = 0;$$

$$J_1\ddot{\theta} + k_0\dot{\theta} + S_x\theta + n_5(\dot{x}_k - \dot{x}) + n_n L_k\dot{x}_k + k_5(\dot{\theta} - \dot{\alpha}) + k_6\dot{\theta} + n_3 x + n_4 x_k + k_3\alpha + k_4\theta = 0;$$

$J_2\ddot{\psi} + k_0\dot{\psi} + S_y\psi + n_5(\dot{y}_k - \dot{y}) + n_n L_k\dot{y}_k + k_5(\dot{\psi} - \dot{\beta}) + \bar{k}_6\dot{\psi} + \bar{n}_3 y + \bar{n}_4 y_k + \bar{k}_3\beta + \bar{k}_4\psi = 0;$ где m_p – масса ротора,

$J_{0,}$ J – полярный и экваториальный моменты инерции ротора,

M – масса корпуса,

$J_{1,}$ J_2 – моменты инерции корпуса относительно главных

центральных осей проходящих через точку K параллельно осям x, y;

$l_{1,}$ l_2 – расстояние ротора от нижней (левой) и верхней (правой) опоры,

l – расстояние между опорами;

L_1, L_2 – расстояние от начала координат до центров подшипников 1 и 2,

$L_P=L_2+l_2$;

n_{11}, n_{12}, n_{22} – коэффициенты внешнего трения,

χ_n, χ_b, χ_{12} – коэффициенты внутреннего трения вала,

P_x, P_y – жесткости амортизированного устройства по отношению к поступательному перемещению вдоль каждой из осей,

S_x, S_y – жесткости по отношению к угловым перемещениям,

n_n, k_6 – коэффициенты сопротивления при линейных и угловых колебаниях корпуса.

Приведенные коэффициенты жесткости опор и вала C_x и C_y при

$C_{x1}=C_{x2}=C_1$ и $C_{y1}=C_{y2}=C_2$ определяются формулами:

$$C_x = 2C_1C/(2c_1 + C);\quad C_y = 2C_2C/(2C_2 + C)$$

Из данных формул можно получить различные частные случаи:

а) когда опоры жесткие ($C_1=C_2$ ® ө), б) когда вал жесткий (C® ө) и т.д.

F_x, F_y, Ma, Mb есть составляющие гидродинамической силы и ее момента.

Проектируя гидродинамическое уравнение Эйлера на радиальное, тангенциальное и осевое направления, согласно вышеупомянутых допущениями, а также малости величин α и β, получим линеаризованные уравнения движения идеальной жидкости:

$$\partial u/\partial t - 2\Omega_0 v = -(1/\rho)\cdot(\partial P/\partial r) - \ddot{x}\cos(\Omega_0 t + \varphi) - \ddot{y}\sin(\Omega_0 t + \varphi) +$$
$$+z\left[\ddot{\alpha}\sin(\Omega_0 t + \varphi) - \ddot{\beta}\cos(\Omega_0 t + \varphi)\right] - \tau z\Omega_0^2\cos(\Omega_0 t + \varphi - \beta_1);$$

$$\partial v/\partial t + 2\Omega_0 u = -(1/\rho r)\cdot(\partial P/\partial\varphi) + \ddot{x}\sin(\Omega_0 t + \varphi) - \ddot{y}\cos(\Omega_0 t + \varphi) +$$
$$+z\left[\ddot{\alpha}\cos(\Omega_0 t + \varphi) + \ddot{\beta}\sin(\Omega_0 t + \varphi)\right] + \tau z\Omega_0^2\sin(\Omega_0 t + \varphi - \beta_1);$$
$$\partial w/\partial t = -(1/\rho)\cdot(\partial P/\partial r) + r\left[\ddot{\alpha}\sin(\Omega_0 t + \varphi) + \ddot{\beta}\cos(\Omega_0 t + \varphi) -\right.$$
$$\left.-2\Omega_0\dot{\alpha}\cos(\Omega_0 t + \varphi) - 2\Omega_0\dot{\beta}\sin(\Omega_0 t + \varphi) + \tau\Omega_0^2\cos(\Omega_0 t + \varphi - \beta_1)\right)$$

Уравнение неразрывности при $\rho = const$ имеет вид:

$\partial(ru)/\partial r + \partial v/\partial \varphi + r \cdot \partial w/\partial z = 0$.

Граничные условия:

на стенках ротора

а) $u\big|_{r=R} = 0$,

б) $w\big|_{z=H} = 0$;

на свободной поверхности жидкости

$$\partial P/\partial t\big|_{r=r_0} = -\rho \Omega_0^{\,2} r_0 u\big|_{r=r_0}.$$

Уравнения движения твердого тела и жидкости с граничными условиями образуют систему дифференциальных уравнений совместного движения системы «ротор-фундамент-жидкость», где u, v, w, P – компоненты поля скоростей и давления, ρ – плотность жидкости. Сила воздействия жидкости, т.е. гидродинамическая сила $\overline{F}$ определяется интегрированием давления по всем смоченным жидкостью областям полости. Приращение вектора силы действия жидкости равно:

$$d\overline{f}_i = \overline{n} P dS_i$$

и дифференциал вектора момента силы жидкости имеет вид:

$$d\overline{m}_i = \left(\overline{r} \times \overline{n} P\right) dS_i,$$

где dS_i – элементарная площадка поверхности ротора, смоченной жидкостью, $\overline{n}$ – единичный вектор нормали этой поверхности.

С учетом последних двух формул, комплексные выражения гидродинамической силы и ее момента определяются формулами:

$$F_r = F_x + iF_y = R\int_0^{2\pi}\int_{-H}^{H} P(R,\varphi,z,t)\cdot \exp\left(i(\Omega_0 t + \varphi)\right) d\varphi dz,$$

$$M_0 = M_\alpha + iM_\beta = iR\int_0^{2\pi}\int_{-H}^{H} zP(R,\varphi,z,t)\cdot \exp\left(i(\Omega_0 t + \varphi)\right) d\varphi dz -$$

$$-i\int_0^{2\pi}\int_{r_0}^{R} r^2\left[P(r,\varphi,H,t) - P(r,\varphi,-H,t)\right]\cdot \exp\left(i\Omega_0 t + \varphi\right) dr d\varphi$$

После решения уравнений движения системы, исследования вынужденных колебаний ротора и корпуса, исследования устойчивости системы сделаны следующие выводы.

1.Критические скорости ротора с жидкостью меньше, чем критические скорости пустого ротора.

2.Амплитуда вынужденных колебаний ротора А с увеличением отношения жесткости опор фундамента к жесткости опор вала К при наименьшем отношении массы ротора к массе фундамента а уменьшается. При возрастании а амплитуда А сначала убывает, а далее, при наибольших К, возрастает. Чем больше a, тем больше эта зона возрастания амплитуды. С ростом a, пик амплитуды A смещается в сторону большей угловой скорости ротора. При наименьшем K и при увеличении a, A растет и ее максимальное значение наступит при достаточно высокой угловой скорости ротора.

3.С увеличением внешнего трения амплитуды вынужденных колебаний ротора A и фундамента C уменьшаются.

4.Амплитуды колебаний A и C не зависят от степени заполнения q. Ротор ведет себя как, если бы его полость полностью заполнена жидкостью.

5.При всех значениях a, q и K система имеет две зоны неустойчивости. Первая зона достаточна узкая, она начинается и заканчивается до критической скорости пустого ротора. Эта зона неустойчивости исчезает при увеличении степени заполнения и уменьшении a. С ростом q при наименьшем K первая зона сначала расширяется, затем сужается, и при дальнейшем возрастании q она исчезает. При одновременном росте q, a и K ширина первой зоны расширяется.р.

УДК 531.1

ОБ ОДНОЙ НЕСТАЦИОНАРНОЙ МОДЕЛЬНОЙ ЗАДАЧЕ I.

К.Ж. Мансуров, Е.К. Омаркулов, А.Б. Сарсенбаева, Е.А. Омаркулов

Кокшетауский государственный университет им. Ш. Уалиханова, Кокшетауский университет, Кокшетау, Казахстан

Стационарлы емес алаңда потенциалмен бірге материалды нүктесінің қозғалысы туралы стационарлы емес есебін шешімі қарастырылады.

Расматривается решение нестационарной задачи о движении материальной точки в нестационарном поле тяготения с потенциалом.

The solution of the non-stationary problem of material point movement in a non-stationary gravitation field with potential is considered.

В теории движения ИСЗ широко использует потенциалы, которые допускает разделение переменных в уравнении Гамильтона Якоби [1 - 5].

Представляет интерес в нестационарном аспекте рассмотреть ниже решаемую задачу о движении материальной точки в нестационарном силовом поле.

Рассмотрим движение материальной точки в нестационарном поле с силовой функцией вида:

$$U = \gamma(t)\sum_{n=1}^{3} k_n \cdot \psi_n(q_n) \quad (1)$$

где г(t) – непрерывная функция времени, kn – коэффициент Ламе, qn - обобщенные координаты, шn(qn) – некоторые произвольные функции своих аргументов. Выберем прямоугольную систему координат Oxyz с началом в центре масс системы. Дифференциальные уравнения движения материальной точки при наличии дополнительной силы пропорциональной скорости точки имеет вид:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{\partial U}{\partial x} - \varphi(t)\frac{dx}{dt}, \quad \frac{d^2y}{dt^2} = \frac{\partial U}{\partial y} - \varphi(t)\frac{dy}{dt}, \quad \frac{d^2z}{dt^2} = \frac{\partial U}{\partial z} - \varphi(t)\frac{dz}{dt}. \quad (2)$$

где ц(t) – произвольная функция времени.

Введем новые переменные л, м, н связь которых с прямоугольными координатами следующая:

$$x = a\lambda\mu\sqrt{1-\nu^2}, \quad y = a\lambda\mu\nu, \quad z = a\sqrt{(\lambda^2+1)(1-\mu^2)} \qquad (3)$$

где a – постоянная.

Тогда функция U(t) согласно [4] в новых переменных л, м, н имеет вид

$$U = \gamma(t)\cdot\frac{1}{\lambda^2+\mu^2}[\mathrm{A}_1\sqrt{\lambda^2+1} + \mathrm{B}_1\sqrt{1-\mu^2} + \mathrm{C}_1(\sqrt{\lambda^2+1}\cdot\ln\frac{\sqrt{\lambda^2+1}+1}{\sqrt{\lambda^2+1}-1} -$$

$$-\sqrt{1-\mu^2}\cdot\ln\frac{1+\sqrt{1-\mu^2}}{1-\sqrt{1-\mu^2}})] \qquad (4)$$

$$+\frac{1}{\lambda^2\mu^2}\left[\mathrm{A}_2\nu\sqrt{1-\nu^2} + \mathrm{B}_2(2\nu^2-1)\right] + \mathrm{C}_2 \qquad (5)$$

Функция $\mathrm{T} = \frac{1}{2}\left(x^2+y^2+z^2\right)$

т.е. живая сила задачи в переменных (3) запишется в виде:

$$\mathrm{T} = \frac{a^2}{2}\cdot\frac{\lambda^2+\mu^2}{1+\lambda^2}\dot{\lambda}^2 + \frac{a^2}{2}\cdot\frac{\lambda^2+\mu^2}{1-\mu^2}\dot{\mu}^2 + \frac{a^2}{2}\cdot\frac{\lambda^2\cdot\mu^2}{1-\nu^2}\dot{\nu}^2 \qquad (6)$$

Вводя обобщенные импульсы Рл, Рм, Рн в форме

$$\mathrm{P}_\lambda = \frac{\partial\mathrm{T}}{\partial\dot{\lambda}} = \frac{\lambda^2+\mu^2}{1+\lambda^2}\cdot a^2\dot{\lambda},$$

$$\mathrm{P}_\mu = \frac{\partial\mathrm{T}}{\partial\dot{\mu}} = \frac{\lambda^2+\mu^2}{1-\mu^2}\cdot a^2\dot{\mu}, \qquad (7)$$

$$\mathrm{P}_\nu = \frac{\partial\mathrm{T}}{\partial\dot{\nu}} = \frac{\lambda^2+\mu^2}{1-\nu^2}\cdot a^2\dot{\nu}$$

мы имеем из (6) следующее выражение для T

$$\mathrm{T} = \frac{1}{2a^2\left(\lambda^2+\mu^2\right)}\left[\left(1+\lambda^2\right)\mathrm{P}_\lambda^2 + \left(1-\mu^2\right)\mathrm{P}_\mu^2 + \left(\frac{1}{\lambda^2}+\frac{1}{\mu^2}\right)\mathrm{P}_\nu^2\cdot\left(1-\nu^2\right)\right] \qquad (8)$$

Полагая

H = T – U (9)

Уравнения движения (2) можем записать в полуканонической форме:

$$\left(\frac{dq_i}{dt} = \frac{\partial\mathrm{H}}{\partial\mathrm{P}_i}\right), \quad \begin{aligned} &\frac{d\lambda}{dt} = \frac{\partial\mathrm{H}}{\partial\mathrm{P}_\lambda}, \quad \frac{d\mathrm{P}_\lambda}{dt} = -\frac{\partial\mathrm{H}}{\partial\lambda} + \varphi\mathrm{P}_\lambda, \\ &\frac{d\mu}{dt} = \frac{\partial\mathrm{H}}{\partial\mathrm{P}_\mu}, \quad \frac{d\mathrm{P}_\mu}{dt} = -\frac{\partial\mathrm{H}}{\partial\mu} - \varphi\mathrm{P}_\mu, \\ &\frac{d\nu}{dt} = -\frac{\partial\mathrm{H}}{\partial\mathrm{P}_\nu}, \quad \frac{d\mathrm{P}_\nu}{dt} = \frac{\partial\mathrm{H}}{\partial\nu} - \varphi\mathrm{P}_\nu. \end{aligned} \qquad (10)$$

и вводя новые переменные соотношениями

$$\left(\mathrm{P}_i = \psi(t)\tilde{\mathrm{P}}_i\right) \quad \mathrm{P}_\lambda = \psi(t)\tilde{\mathrm{P}}_\lambda,\ \mathrm{P}_\mu = \psi(t)\tilde{\mathrm{P}}_\mu,\ \mathrm{P}_\nu = \psi(t)\tilde{\mathrm{P}}_\nu \qquad (11)$$

Уравнения (7) запишутся в канонической форме:
где характеристическая функция $\tilde{\mathrm{H}}$ системы (12) имеет вид:

$$\mathrm{H} = \frac{1}{\psi(t)}\mathrm{H} \qquad (13)$$

при выполнении следующего соотношения между функциями ш и ц.

$$\psi = \psi_0 \exp\left(\int \varphi(t)dt\right), \quad \psi_0 = const. \qquad (14)$$

И тогда гамильтониан $\tilde{\mathrm{H}}$ имеет вид:

$$\tilde{\mathrm{H}} = \frac{\psi}{2a^2\left(\lambda^2+\mu^2\right)}\left[\left(\lambda^2+1\right)\tilde{\mathrm{P}}_\lambda^2 + \left(1-\mu^2\right)\tilde{\mathrm{P}}_\mu^2 + \left(\frac{1}{\lambda^2}+\frac{1}{\mu^2}\right)\tilde{\mathrm{P}}_\nu^2 \cdot \left(1-\nu^2\right)\right] - \frac{\gamma}{\psi}U \qquad (15)$$

Решение системы (12) получим методом Гамильтона – Якоби.
Соответствующее уравнение Гамильтона – Якоби имеет вид:

$$\frac{\Psi^2}{2a^2\left(\lambda^2+\mu^2\right)}\lim_{x\to\infty}\left[\left(\lambda^2+1\right)\left(\frac{\partial S}{\partial \lambda}\right)^2 + \left(1-\mu^2\right)\left(\frac{\partial S}{\partial \mu}\right)^2 + \left(\frac{1}{\lambda^2}+\frac{1}{\mu^2}\right)\left(1-\nu^2\right)\left(\frac{\partial S}{\partial \nu}\right)^2\right] -$$

$$-\frac{\gamma}{\Psi}U + \frac{\partial S}{\partial t} = 0 \quad (16)$$

Потребуем выполнения условия

$$\Psi^2 = \gamma \quad (17)$$

из которого следует, что

$$\varphi = \frac{1}{2}\frac{\gamma'}{\gamma}, \quad (18)$$

тогда имеем

$$\frac{1}{2a^2\left(\lambda^2+\mu^2\right)}\left[\left(\lambda^2+1\right)\left(\frac{\partial S}{\partial \lambda}\right)^2 + \left(1-\mu^2\right)\left(\frac{\partial S}{\partial \mu}\right)^2 + \left(\frac{1}{\lambda^2}+\frac{1}{\mu^2}\right)\left(1-\nu^2\right)\left(\frac{\partial S}{\partial \nu}\right)^2\right] -$$

$$-U + \frac{1}{\sqrt{\gamma}}\frac{\partial S}{\partial t} = 0 \qquad (19)$$

Полный интеграл S уравнения (19) ищем в виде:

$$\mathrm{S} = -h\int\sqrt{\gamma}dt + \mathrm{S}_1(\lambda) + \mathrm{S}_2(\mu) + \alpha_3 \nu \qquad (20)$$

где h-произвольная постоянная. Тогда уравнение (19) подстановки (21) решится методом разделения переменных, в результате получим:

$$\mathrm{S} = \sqrt{\gamma}dt + \int\sqrt{\frac{\nu \cdot l(\lambda)\left(1+\lambda^2\right)}{\lambda}}d\lambda + \int\frac{\sqrt{\mathrm{M}(\mu)\left(1-\mu^2\right)}}{\mu}d\mu + \int\frac{\sqrt{\mathrm{K}(\nu)}}{1-\nu^2}d\nu \qquad (21)$$

где

$$L(\lambda)=-\alpha_1^2+\lambda^2\left[2a^2\left(A_1\sqrt{\lambda^2+1}+C_1\sqrt{\lambda^2+1}\cdot \mathrm{Ln}\frac{\sqrt{\lambda^2+1}+1}{\sqrt{\lambda^2+1}-1}+\lambda^2C_2\right)+2h\lambda^2a^2+\alpha_2^2\right] \quad (22)$$

$$K(\nu)=\alpha_1^2+2a^2\left[A_2\nu\sqrt{1-\nu^2}+B_2\left(2\nu^2-1\right)\right] \quad (24)$$

Причем α_1, α_2 - настоящие.

Общий интеграл задачи запишется в следующем виде:

$$P_\lambda=\sqrt{\frac{\gamma(t)L(\lambda)}{\lambda^2\left(\lambda^2+1\right)}},\ P_\mu=\sqrt{\frac{\gamma(t)M(\mu)}{\mu^2\left(1-\mu^2\right)}},\ P_\nu=\sqrt{\frac{\gamma(t)K(\nu)}{1-\nu^2}} \quad (26)$$

где β_1 , β_2 , β_3 - новые произвольные постоянные. Формулы (25),(26) и (3) полностью определяют решение рассматриваемой нестационарной задачи о движение материальной точки в нестационарной поле тяготения с потенциалом (1) при дополнительной силе пропорциональной скорость точки и относительно изменения $\gamma(t)$.

ЛИТЕРАТУРА

1.Дубошин Г. Н. Небесная механика. Основные задачи и методы.-М:Наука, 1968.

2. Лурье А.И. Аналитическая механика.-Физмат изд., 1961.

3. Демин В.Г. Движения искусственного спутника в нестационарном поле тела. М. Наука, :1968.

4. Бурштейн Е.И. А. Ж. В 2. Т.55, 1978.

5. Шарлье. Небесная механика.-Изд. Наука, 1966.

УДК 531.8

КВАЗИСТАТИКА, УСТОЙЧИВОСТЬ И ДИНАМИКА ПРОСТРАНСТВЕННЫХ УПРУГИХ МВК И КОНСТРУКЦИЙ

Ж.К. Масанов

Казахская Академия транспорта и коммуникаций им. М. Тынышпаева

Жұмыста зерттеудің теориялық негізін жасаудың кейбір қорытындысы және квазистикалық, динамикалық серпімділік жағдайы мен ЖКМ жазықтықтың беріктілігінің талдауы баяндалады.

В работе излагаются некоторые результаты по созданию теоретической основы исследования и анализа квазистического, динамического упругого состояния и устойчивости пространственных МВК.

The paper states some findings of the creation of theoretical footing of investigation and analysis of quasistic, dynamic elastic condition and stability of spatial MBK.

В Казахстанской школе механиков академика У.А. Джолдасбекова с участием его учеников (академики Г.У. Уалиев, Ж.Ж. Байгунчеков и др.) создана теория механизмов высших классов, получившая мировое признание.

В русле указанного выше научного направления в докладе излагаются некоторые результаты по созданию теоретической основы исследования и анализа квазистатического, динамического упругого состояния и устойчивости пространственных МВК.

Приводится разработанный алгоритм изучения квазистатического состояния МВК с учетом трения в кинематических парах; описывается возможности созданного пакета прикладных программ на языке высокого уровня.

Излагаются вопросы квазистатической упругой устойчивости МВК и соответствующие расчетные соотношения по нахождению критических сил в зависимости от положения механизмов и машин и других параметров.

Дается теоретическая конечноэлементная оценка анализа динамического упругого состояния МВК, обосновывается выбор шага по времени в зависимости от скорости движения конструкций и возможность улучшения устойчивости разных схем решения основной системы уравнений динамики. Дается конкретная характеристика разработанной программы и приводятся конкретные примеры.

УДК 621.1:549.903.54

СТАТИЧЕСКОЕ СОСТОЯНИЕ ПРЯМОУГОЛЬНЫХ АНИЗОТРОПНЫХ ПЛИТ НА УПРУГОМ АНИЗОТРОПНОМ ОСНОВАНИИ

Ж.К. Масанов[1], Т.Т. Султанов[2]

Доктор технических наук, профессор Казахская Академия Транспорта и Коммуникаций им. М. Тынышпаева[1]

Казахская Головная Архитектурно-Строительная Академия[2]

Жұмыста анизатроптың негізіндегі анизатропты жерасты құрылысының статистикалық жағдайының есептік үлгісі жасалуда.

В работе разрабатываются расчетные модели статистического состояния анизатропных наземных сооружений на анизатропном состоянии.

The paper contains the development of the calculation model of anisotropic overland constructions on anisotropic condition statistic state.

При проектированиb различных наземных сооружений типа фундаментные плиты промышленных и гражданских зданий, взлетных полос аэродромов, дорожных покрытий, фундаменты специальных сооружений и др., возникает необходимость в расчете рядом лежащих пространственных прямоугольных плит на упругом основании. Эти плиты, построенные на наклонно-слоистых и трещиноватых горных породах, подвергаются техногенным не только внешним статическим и динамическим силам, но и разрушительному воздействию землетрясения [1].

Для выбора наилучшего конструктивного решения элементов инженерного сооружения необходимо иметь возможность прогнозирования поведения физических полей в зависимости от изменения условий существования конструкций и сложного строения основания [2].

Цель работы: разработка и систематическое изложение расчетных моделей и на основе метода конечных элементов (МКЭ) численное решение задач статического, состояния анизотропных наземных сооружений на анизотропном (транстропном) основании.

Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи:

на основе принятой механической модели среды разработка алгоритмов и составления соответствующих пакетов прикладных программ на языке высокого уровня "Microsoft FORTRAN", по расчету статического напряженного деформированного состояния пространственной анизотропной системы "плиты-основание".

Расчетная схема упругой анизотропной системы "плиты-основание"

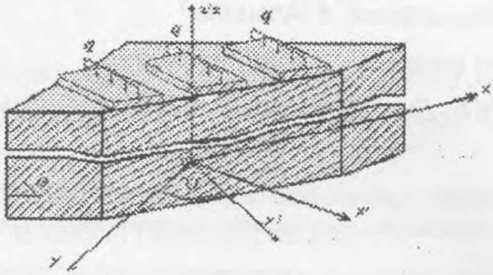


Рисунок 1

ЛИТЕРАТУРА

1. Ержанов Ж.С., Айталиев Ш.М., Масанов Ж.К. Сейсмонапряженное состояние подземных сооружений в анизотропном слоистом массиве. - Алма-Ата.: Наука, 1980.-212с.

2. Секулович Миодраг. Метод конечных элементов.-М.: Стройиздат, 1993.-665с.

УДК 531.8

ГЕОМЕТРИЧЕСКИ НЕЛИНЕЙНЫЙ РАСЧЕТ НА УСТОЙЧИВОСТЬ МЕХАНИЗМОВ ВЫСОКИХ КЛАССОВ

Ж.К. Масанов[1] , Г.А. Абдраимова[2] , А.Ж. Акпанбетова[1]

Казахская Академия транспорта и Коммуникацй им. М. Тынышпаева, г. Алматы[1]

Институт механики и машиноведения им. акад. У.А. Джолдасбекова МОН РК, г. Алматы[2]

Жұмыста серпімді-қайта қалыптасқан буындармен бірге ЖКМ квазистикалық сызықты емес бекмділігін зерттеудің дискретті әдісін ұсынады.

В работе предлагается дискретный подход исследования квазистической нелинейной устойчивости МВК с упруго-деформируемыми звеньями.

The paper gives the discrete approach to the investigation of quasistic non-linear stability of МВК with elastic deformable units.

Исследование устойчивости и напряженно-деформированого состояния механизмов высоких классов (МВК) вследствие сложности геометрии конструкции и граничных условиий ведется методом конечных элементов(МКЭ). Нелинейность, в данном исследовании устойчивости МВК, имеет геометрический смысл и вызвана, тем, что перемещения считаются не малыми, а конечными. В данной работе предлагается дискретный подход исследования квазистатической нелинейной устойчивости МВК с упруго- деформируемыми звеньями.

Решение окончательной системы уравнений определяет зависимость между параметром нагрузки λ и величинами, характерующими деформированные состояния МВК.

Конструкция на базе МВК с различными кинематическими парами представляется в виде совокупности прямолинейных расчетных стержневых элементов с двумя узлами, постоянными сечениями и жесткостными характеристиками. Каждый из элементов рассматривается в глобальной неподвижной системе декартовых координат OXYZ (ГСК) и локальной системе координат (ЛСК) $O1xh\zeta$. В нелинейном анализе тензор деформации е представляется в виде суммы линейной и нелинейной частей. Применяя положение о стационарности функционала потенциальной энергии, получены уравнения равновесия. Потенциальная энергия системы конечных элементов получается как сумма потенциальных энергии отдельных конечных элементов.

С применением основных принципов энергического метода и метода конечных элементов основная система разрешающих уравнений для определения критических сил получается в виде:

$$\left[K + K_u + K_\sigma + K_{nl1} + K_{nl2}\right]\{q\} = 0 \qquad (1)$$

где $[K]$-матрица жесткости; $[K_u]$-матрица начальных перемещений; $[K_\sigma]$-матрица начальных напряжений; $[K_{nl1}]$, $[K_{nl2}]$-матрицы больших перемещений; $\{q\}$-вектор узловых перемещений .

На основе разработанного метода составлен пакет прикладных программ и исследован плоский механизм Поселье-Липкина.

УДК 669.712.2

ОСНОВНЫЕ ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ КРУПНОСТИ ГЛИНОЗЕМА И ОСНОВЫ КРИСТАЛЛИЗАЦИИ ГИДРОКСИДА АЛЮМИНИЯ ПРИ ВЫКРУЧИВАНИИ АЛЮМИНАТНЫХ РАСТВОРОВ

К.Б. Масенов, М.М. Суюндиков, П.О. Быков

Павлодарский государственный университет им. С. Торайгырова

Мақалада саздыжердің ірілігін жоғарылатудың негізгі жолдары мен аллюмини гидроксиді кристаллизациясының негізін ұсынады.

В статье предлагаются основные пути повышения крупности глинозема и основы кристаллизации гидроксида алюминия.

The basic ways of increasing the alumina size and the grounds of aluminium hydroxide crystallization are suggested in the article.

Знание скорости процессов, происходящих при разложении в процессе Байера, необходимо для эффективной оптимизации и управления процессом.

Одной из важнейших качественных характеристик глинозема являются дисперсный состав и прочность.

Основными параметрами при выделении гидроксида алюминия являются, концентрация каустической щелочи и пресыщение оксида алюминия, а также количество и качество затравочной гидроокиси. Эти параметры определяют качество готового продукта и экономическую эффективность технологии производства глинозема.

Содержание щелочи, так же как и прочность гидрата при прокалке, жестко реагируют на точность и сбалансированность параметров процесса декомпозимость выбора и оптимизации следующих показателей:

- схемы декомпозиции и классификации гидрата;
- агломерации кристаллических зерен затравки;
- алгоритма автоматизированного управления параметрами;
- концентрации раствора, количество и качество затравки и температурный режим.

Известно, что технологические параметры процесса декомпозиции существенно влияют на технико-экономические показатели производства глинозема по способу Байера.

С этой точки зрения любые работы направленные на интенсификацию процесса, а также на совершенствование действующей и создание новой аппаратуры следует признать актуальными.

Химические свойства глинозема влияют, в основном, на чистоту получаемого металла.

К физическим свойствам, которые играют значительную роль в электролитическом производстве алюминия, необходимо отнети следующие факторы:

- гранулометрический состав;
- хорошая растворимость и хорошая текучесть;
- слабая тенденция к опылению.

Выполнение этих требовании позволяет, с одной стороны интенсифицировать технологический процесс электролиза благодаря лучшей растворимости такого глинозема в электролите, а с другой стороны, повысить экологическую безопасность за счет снижение опыления глинозема и увеличения его адсорбционной способности при использовании в газоочистных установках.

Эти свойства сильно связаны с морфологией и гранулометрическим распределением частиц глинозема, которые в свою очередь, сильно связаны с морфологией и гранулометрическим распределением частиц полученных в процессе декомпозиции.

Предлагаемые мною основные пути повышения крупности глинозема:

- очистка алюминатных растворов от примесей и исследование инициирующих добавок на разложения алюминатных растворов;
- предварительный обжиг низкокачественных бокситов;
- двух стадийная декомпозиция с использованием механизмов агломерации и линейного роста кристаллов для ускорения роста и прочности гидрата;
- классификация продукционного и затравочного гидрата для повышения эффективности агломерации и стабилизации крупности продукционного гидрата;
- агломерация кристаллов.

Агломерация кристаллов – это процесс, при котором несколько мелких кристаллов затравки объединяются вместе (физическая флокуляция), затем цементируется гидроксидом алюминия, выделяющимся из алюминатного раствора (кристаллическая агломерация) [1].

Факторы, влияющие на эффективность процесса агломерации:

- мелкая затравка;

- отсутствие оксалата натрия на поверхности кристалла;
- низкое затравочное отношение;
- низки каустический модуль, высокая температура.

Агломерация – наиболее быстрый способ повышения крупности гидрата. При линейном росте кристаллов, скорость роста составляет 1-5 мкм в сутки, а наработка фракции +45мкм составляет в среднем 7% в сутки.

Реальный путь укрупнения гидрата - увеличение доли алюминатного раствора, направляемого на агломерацию.

Процесс разложения щелочно-алюминатных растворов осуществляли в декомпозере объемом 3000 дм^3 с совмещенным воздушно–механическим перемешиванием, причем сжатый воздух подавали снизу через диспергатор, выполненный из крестообразных перфорированных труб и одновременно проводили механическое перемешивание мешалкой [2].

С помощью терморегулятора автоматически понижали температурный режим от 62 до 52 градусов. Точность измерений плюс –минус 0,1 градус.

Целью исследований было изучение возможности агломерации кристаллических зерен затравки в условиях, соответствующих технологии разложения алюминатных растворов на АО «АК». В качестве исходной затравки был использован мелкодисперсный гидроксид алюминия, который представлял собой тонкодисперсные зерна размером порядка 1мкм с удельной поверхностью уд =2.4 м/г (N0 =66,25Ч10-12 шт/кг).

Степень агломерации рассчитывали по формуле:

D= 100x (N0 – Nк) / N0,

Анализируя полученные данные определено, что мелкодисперсный гидроксид алюминия хорошо агломерируется в растворах с высоким каустическим модулем и повышенной концентрации щелочи.

Агломерирование гидроксида алюминия происходить при его кристаллизации из щелочно-алюминатных растворов с повышенной концентрацией Na2O3 (140-155 кг/ м3) и каустическим модулем (1,65-1,75). Причем степень агломерации зависит от температуры и количества затравочного материала. С ростом массы затравки снижается степень агломерации. Наиболее оптимальными параметрами процесса в этих условиях являются температура 63-65°С и масса затравочных зерен 80-120 кг/м^3.

Зависимость степени агломерации от массы затравки объясняется следующим образом.

При уменьшении массы затравки наиболее легко протекает первая стадия агломерации образование коагуляционного контакта в результате броуновских соударений и статистического образования наиболее активных коагуляционных центров на поверхности затравочных кристаллов.

На второй стадии агломерации (стадии кристаллизационного контакта) посредством флуктуационного возникновения мостиков требуется гораздо меньшее количество зародышей гидроксида алюминия, выделяющихся из раствора в твердую фазу. Движущей силой агломерации является стремление дисперсной системы уменьшить свою поверхностную энергию (энергию Гиббса) и перейти к более устойчивому состоянию.

Понижение поверхностной энергии происходит за счет образования контактов между поверхностью кристаллических зерен.

С ростом температуры и массы затравочного гидроксида алюминия эффективность кристаллизации возрастает, повышается значение скорости линейного роста и константа скорости осаждения кристаллов.

Это хорошо объясняется с точки зрения термодинамической теории роста кристаллов. На границе раздела фаз существует тонкий адсорбционный слой, который образуется следующим образом. Частицы кристаллизующего вещества, достигая поверхности растущего кристалла, теряют только часть своей энергии. Поэтому после отложения на поверхности они еще сохраняют некоторую свободу в движении, скользя по поверхности подобно молекулам двумерного газа. Равновесие между адсорбционным слоем и раствором устанавливается моментально [3].

Скорость роста кристалла определяется скоростью перехода частиц из адсорбционного слоя в кристаллическую решетку. Соударение между частицами, составляющих адсорбционный слой, приводит к образованию двумерных зародышей. Они разрастаются, образуя новый кристаллический слой. Время, затрачиваемое на образование слоя из зародыша, значительно меньше времени, необходимого для возникновения нового двумерного зародыша.

Таким образом, рост кристаллов, в конечном счете, лимитируется процессом образования двумерных зародышей.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Тезисы научно-практической конференции «Алюминий Урала-2003»-. Краснотуринск, 2003, 25 с.

2. Масенов К.Б., Ковзаленко В.А. и др. Способ разложения алюминатных растворов. Заявка на изобретение №2003/1264.1 от 19.09.2003.

3. Ханский Е.В. Кристаллизация из растворов. Л., 1967. 151с.

ӘЖК 744: 378.147

ҚАЗІРГІ БІЛІМ БЕРУ ЖҮЙЕСІНІҢ ТАЛАБЫНА СӘЙКЕС ИНЖЕНЕРЛІК ГРАФИКА ПӘНІН ОҚЫТУ НЕГІЗДЕРІ

Ж.А. Темербаева

С.Торайғыров атындағы Павлодар мемлекеттік университеті

Автор в статье подчеркивает,что идея современного обучения заключается в единстве обучения,воспитания,развития.Воплощение такого обучения будет будет происходить,если преподаватель превратиться из информатора в организатора процесса обучения,а студент – из объекта в субъект.

Мақалада жазушы қазіргі заманда оқытудың ойлары тәрбиелеу,оқыту,дамыту бірлігінде қорытындылатының,мұндай оқыту түрі тек қана егер оқытушы хабаршыдан оқыту үрдісінің ұйымдастырушысына, ал студент – объектіден субъектіге ауысса ғана жүзеге асатыны айтылған.

The author lays stress on the fact that the idea of modern education consists in the integrity of training, upbringing and development. Such education is only possible if a teacher changes from informant into educational process organizer, and the student changes from object to subject.

Білім беру жүйесінің атқаратын қызметі – бұл қазіргі мен болашақ буынды байланыстырып тұратын халықтың интеллектуалды потенциалының, оның ішкі сезімінің көтерілуі, білімді қоғамның даму факторына айналуының қалыптасу үрдісінде белсенді қатысу.Өйткені орта және жоғары мектеп бүгінгі күні дамитын және дамытушы болу керектігінен, оқу әдістерін тек қана білімді қамтуға ғана емес, сонымен қатар жеке адамның дамуына мақсаты болып, дамытатын оқу әр студенттің субъектіден өз өмірінің субъектісін оқу, яғни сезіммен таңдау жасауға дайын адам. Ол адам өз алдына өздігінен қандай да бір мәселені қою және оларды шешудің оптималды әдістерін табу. Басқа сөзбен айтқанда оқу құжаттармен әрекет ету, жеке адамды қамтитын өзгертілген мінезді алып жүруді білу, ол таным жүрісі "оқытушыдан" емес, "оқушыдан" ұйымдастырылады және егер мектеп-білімнің бастауыш буыны болса, онда жоғары мектеп - жоғары білімді адамның, маманның және жеке адамның қалыптасуының соңғы кезеңі.Студентпен оқылатын пән өзінде анықталған білім мен қоры және өзінің зерттеу ерекшеліктеріне дағдылана береді. "Инженерлік графика" курсы сызба геометрия мен сызудың негізгі бөлімдерін қосады. Сызба геометрия геометрияның бір тарауы болып табылады, геометрия сияқты бір мақсатқа ие, бұл: денелердің нысандарын зерттеу, бізді қоршап отырған шын дүниенің және олардың арасындағы қатынасты, сәйкес заңдылықтарды құру мен оларды тәжірибелік есептерді шешуде қолдану. Академик А.Д. Александров айтқандай: "Геометрияның өзіндігі тірі елестеудің қатаң логикамен органикалық үздіксіз қосылуында қорытындыланады". Сызба геометрияны ерекшелейтін бұл жағдай, ол стратегиялық есептерді шешу үшін геометриялық жолды таңдайды, мұндағы әр-түрлі пішіндердің және заттардың қасиеттерін тікелей сызба арқылы зерттейді. Қазіргі кезде қайда болмасын аз немесе көп дәрежеде сызбалар көмексіз орындалатын адам қызметінің мұндағы түріне көрсету қиын. "Сызба техника тілі болып табылады" деп ИГ құрушысы Гаспар Монж айтқан. ИГ сабағын беруде өзінің ерекшеліктері бар. Студенттерге тек қана берілген пән бойынша анықталған білім потенциалын айту ғана емес, сонымен бірге кеңістіктік елестеуді мүмкіндігінше кең дамыту, студентті сызбаны әдемі және дұрыс сызуға үйрету, мұндағы құру әдістері анықталған тәсіл мен қатаң ережелердің негізінде құрылуы тиіс. ИГ сабағын беру бірінші курста берілетінін ұмытпау қажет, оқушыда орта мектепте қабылданған сабақ жүйесіне ЖОО қабылдаған сабақ жүйесіне өтудің қиын кезеңі басталады. Ол мүмкіндігінше ЖОО-ның жаңа шарттарына бейімделу кезеңінен тез өтсе, онда ғылым әлеміне тез кіреді. Оқытушыға күрделі міндет қойылады, бұл оқушыға осы мәжені жеңуге көмектесу. Жоғары мектепте оқу процесі ең алдымен сабақ берудің басқа нысандарын қарастырады. Бірінші курс студентіне дәстүрлі сабақтан, дәріс, тәжірибелік және т.б. сияқты оқу нысандарына өту керек. Сабақ түрлерінің ішінде дәріс сабағы ерекше орынды алады. Ол оқытылатын пән бойынша негізгі ұғымдар және қандай бағытта оны толығырақ қарастыру керектігін береді. Әр дәрісте бір негізгі тақырып болу керек, оны дамытып жоғары ғылыми деңгеймен материалды мазмұндаудың қарапайымдылығы мен қажеттілігін есептеу керек. Өте маңызды роль, дәріс сабағын оқытушының шеберлігіне беріледі, оның қабілеті аудиторияда оқылатын тақырыпқа қызығушылығын арттыруға қол жеткізу. Қызығушылық, егер дәріс сабағында жаңа құбылыстар, дәлелдер, олардың бізді қоршаған әлемнен байланысы туралы айтқанда болады. Дәрісті оқушы, конспектке қарамай оқитын, нақты, шешімдерді анық түсіндіре беретін, ақпаратты нысан бере алатын, ойын толық жеткізе білетін, студентте теориялық және тәжірибелік мәселелерге шығармашылық жақындай алатын және аудитория ішінде қарым-қатынастық көңіл-күйлер құру керек. Бұл қарым-қатынас қаншалықты берік болса, соншалықты аудитория дәрісті қабылдайды мәтіндік материалдар ғана емес, сонымен қатар басқа пәндердің дәрістерінен мәнді ерекшеленетін көріністер де бар. Тақтада оларды күшті және әдемі орындау- бұл берілген пәнді ұғу үшін мәнді шарттарының бірі. ИГ бойынша дәрісті сапалы оқу тақтадағы көріністерді қысқа әрі түсіндірулермен әрекеттерді орындауды құру, жазықтықта олардың көріністері мен кеңістіктік нысандары арасындағы байланысты әрдайым ерекшеленуін қарастырады. Осындай дәрістердің нәтижесі, студенттердің жазық сызықтар және кеңістіктік нысандары мен олардың қалыптасу заңдарының белгіленуін көру. Дәріс сабағында алынған теориялық білімдер айтарлықтай жалғасын табу үшін, оларды дамыту керек.

Тәжірибелік сабақ- бұл сабақ, оқытушылар білімді меңгеру үшін терең және ұғынғандай, студенттің жеке адам болып дамуы үшін, оның белсенді және шығармашылық мәдениеті өсуі үшін барлық мүмкіндіктерді қолданады. Қазіргі заманның оқытудың ойлары тәрбиелеу, оқыту, дамыту бірлігінде қорытындыланады. Мұндай оқыту түрі тек қана егер оқытушы хабаршыдан оқыту үрдісінің ұйымдастырушысына, ал студент – объектіден субъектіге ауысса ғана жүзеге асады. Тәжірибелік сабақты сәлемдесуден бастау қажет, ол өзара сыйластық пен мейірімділікті білдіру керек. Ол – ынтымақтастыққа бірінші кілт. Сондықтан сәлемдесуді жай ғана жасауға болмайды. Кейін оқушылар көңілін, олардың күйлерін және шоғырлануын оқытылатын пәнде ұйымдастыру керек. Бұл кезең, оқытушы ұсынысы, жаңа тақырыпты жазып алып және қысқаша, өткен сабақта не өткенін еске түсіріп өткізсе, сәтті болады. Келесі кезеңде дәрістік материалды қысқаша сұруға болады. Өйткені бұл жұмысына барлық аудиторияны қосатын бірлескен әрекет болу керек. Мұндай сұрақ қою арқылы білімді тексерудің оқыту процесіне оңды әсерін береді. Дәріс сабағында алынған білім терең бекітіледі және мағынасы болады. Сұрақ қоюда тек қана таңдамалы маңызды сұрақтар қойылады, осы қайталау тәжірибелік сабағында жүзеге асады. Талдау икемі дамиды. Ойлау қабілетіері жан-жақты дамиды. Керісінше, ұзаққа созылатын дара жауап беру қалған студенттерді әрекетсіздікке әкеледі, аудитория көңілін әлсіздетіп белсенділігін төмендетеді. Сұрақ қоюдан кейін берілген тәжірибелік сабақтың мақсатын тұжырымдап, есептерді шығаруға кірісу керек. Есте сақтайтыны, студент есепті көрсеткен кезде қиындықтарды жеңудегі қажеттілікті сезінетіндей болуы керек. Бірінші, өздігінен есеп шығаруды ұсынып, мұндағы үлгерімді студенттерді бағалауды ұмытпау. Ал шығара алмаған студенттерге есепті тақтаға жазып шешуін талдау керек. Кейде оны үлгеретін студентке істеуге ұсынған жөн, бұл алынған білімді ұғып қайта беру қабілетін, бастысын белгілей алу, тура және жанама сұрақтарға жауап беру, алдында өткен материалмен байланыс орнату қабілетін жетілдіреді.

ИГ бойынша тәжірибелік сабақта дәрістік құжаттарды тек қана есеп арқылы бекіту емес, сонымен бірге графикалық жұмыстарды орындау көмегімен орындауын қарастырады.

Оқытушы студенттерді әр түрлі заттарды сауатты және әдемі бейнелеуін үйретуге міндетті және сызбада берілген нысандарды ойластырған жай геометриялық денелердің комбинациясы ретінде қабылдай алып оқу.

Берілген мақсатқа жету үшін кеңістіктік елестетуін оятып және дамыту, қандай болмасын геометриялық нысан мен оның жеке элеметтерін талдауға үйрету.

Оқыту үрдісін жүзеге асыра отырып әр уақытта ғылымның, техниканың дамуын тұрақты түзетуді және жұмыс бағдарламаларын жетілдіруді талап ететінін ұмытпау керек. Қазіргі уақытта осы заманғы санау техникасын қолдану дәстүрлі қол құрылымдауынан жаңа технологияларға көшуге мүмкіндік береді. Автоматизация жүйесін және құрылымдау құжаттамасын құру. МЕМ КҚ стандарттарын қанағаттандыратын құжаттарды сапа жағынан орындаумен қатар стандарттау талаптарын сақтау мүмкіндігі туады. Құрылымдау құжаттарын жаңа, осы заманғы деңгейде орындауын компьютерлік графика ұсынады. Компьютерді құрылымдау қызметінде қолдану құрылымдық және басқа графикалық құжаттарды, бұйымдарды қолдану мен байланысты мәнді жеңілдетеді, оларды жасау мерзімін қысқартады және сапаны жақсартады.

Компьютерлік графика құрылымдау қызметінің жаңа бағыт бойынша даму мүмкіндігін береді – геометриялық үлгідей оның негізінде сызба жатыр. Жаңа құрылымдау технологияға көшу құрылымдаушыларды қазіргі заманға сай оқытуды талап етеді, мұндағы маңызды орын алатын - компьютерлік графика әдістері, құрылымдаудың жаңа технологиясының құрылымы. Сондықтан ИГ оқыту бағдарламасына С. Торайғыров атындағы ПМУ оқытушыларымен компьютерлік графика бойынша теориялық материялар және зертханалық жұмыстар Autocad және КОМПАС графикалық бағдарламаларын қолданады. Бұл негізінен «Құрылыс», «Архитектура», «Дизайн» топтарына өзекті, бірақ мұндағы жаңа теориялар ИГ пәнінің негізін шектемеуін ұмытпау керек, өйткені барлық жаңа технологиялар іргетасты білімдерде негізделеді.

Сонымен, ИГ бойынша сабақ өткізген кезде білімнің қалыптасуы, оның қамтылуы студенттердің дайындығы мен олардың дара және ер жету ерекшеліктерінің есебімен мақсатты өткізген кезде ғана жүзеге асады.

ӘДЕБИЕТ

1. Есмұханов Ж. М. Геометрия, сызу, инженерлік және компьютерлік графика мамандарын дайындау туралы // механика саласындағы пәндерді қазақ тілінде оқыту жөніндегі Республикалық ғылыми - әдістемелік конференцияның баяндамаларының тезистер жинағы – Жамбыл, 1993. 65 б.

2. Есмұханов Ж. М., Мұқышев Е.М., Сызба геометрия есептері: Жоғары оқу орындары студенттеріне арналған оқу құралы. – Алматы: Білім, 1995. 272 б.

3. Қоянбаев М.Р., Игнатаева О.И. Инженерлік графиканы оқыту нәтижесін арттырудың кілті – сабақты студенттердің жеке қабілеттерің ескере жүргізу (Мысалы: ғылыми - әдістемелік еңбектер жинағы – А., 1994)

4. Салунди М.Э.Дидактические функции и задачи Вузовской лекции.
– Дисс. 13.00.01. Тараз, 1989. – 201с. Д. 2001/214.

5. Солодовиченко Л.Н.Дидактические основы композиционного компьютерно-графического моделирования в подготовке студентов. - Караганда, 2001. – 181 С.

6. Сейталиев Қ.Б. Қазақстан жоғары педагогикалық білім берудің қалыптасуы мен дамуы (1920-1991ж.) - Атырау, 1997. –293 б.

7. Ысқақов С.Д., Рахметова Ш.Т. Сызба геометриядан студенттерге жедел түрде көмектесудің жолдары (болжам ретінде) / Механика: Ғылыми әдістемелік еңбектер жинағы.-А., 1994-174 б.

МОНОКЛИНДІ СИНГОНИЯЛЫ АНИЗОТРОПТЫ ОРТАДА ТАРАЛАТЫН ТЕРМОСЕРПІМДІ ТОЛҚЫНДАРДЫҢ КОЭФФИЦИЕНТТЕР МАТРИЦАСЫН ТАЛДАУ ТУРАЛЫ

С.Қ. Тлеукенов [1], А.Қ. Сейтханова [2], Қ.Р. Досумбеков [2]

С. Торайғыров атындағы Павлодар мемлекеттік университеті, Павлодар, Қазақстан[1]

Академик У.А. Джолдасбеков атындағы Механика және машинатану институты, Алматы, Қазақстан[2]

В статье расматривается на основе метода матрицанта распространение в моноклинной сингониальной анизотропной среде термоупругих волн в условиях разнородности X оси.

Мақалада матрицант әдісінің негізінде моноклинді сингониялы анизатропты ортада таралатын термосерпімді толқындардың, әртектілшік X осінің бойымен болған жағдайы, таралуы қарастырылады.

The article considers the dispersion of thermo-elastic waves in monoclidous singonial anisotropic medium under the condition of X-axis heterogeneity.

Алдыңғы [1] жұмыста z осі екінші ретті симметрия осіне параллель және әртектілік z координатасына тәуелді болатын жағдай үшін коэффициенттері айнымалы 1-ретті дифференциалдық теңдеулер жүйесі, моноклинді сингониялы анизотропты ортада таралатын термосерпімді толқындардың коэффициенттер матрицасы алынды.

Осы жұмыста матрицант әдісінің [2] негізінде моноклинді сингониялы анизотропты ортада таралатын термосерпімді толқындардың, әртектілік x осінің бойымен болған жағдайдағы, таралуы қарастырылды.

Термосерпімді толқындардың анизотропты орталарда таралуы [3] түрге ие болатын қозғалыс теңдеуін, Фурье жылу өткізгіштігінің теңдеуін және жылу ағынының теңдеуін қоса шешуге негізделеді:

$$\sigma_{ij,j}=\rho U_i \quad (1)$$

$$\lambda_{ij}\frac{\partial\theta}{\partial x_j}=-q_i \quad (2)$$

$$\frac{\partial q_i}{\partial x_i}= \quad i\omega\beta_{ij}\varepsilon_{ij} \quad i\omega\frac{c_\varepsilon}{T_0}\theta \quad (3)$$

мұндағы σ_{ij} -кернеу тензоры, ρ -ортаның тығыздығы, λ_{ij} -жылу өткізгіштік тензоры, q_i - жылу ағынының векторы, ω - айналма (циклдік) жиілік, β_{ij} -ортаның термомеханикалық параметрлері, ε_{ij} - Коши шамалы деформациясының тензоры, c_ε -тұрақты деформация кезіндегі жылу сыйымдылық, $\theta=T\text{-}T0$ – қалыпты күйдегі $T0$ температурамен салыстырғандағы, температураның өсімшесі, шамалы деформациялар үшін $\left|\frac{\theta}{T_0}\right| \prec\prec 1$.

Физика-механикалық шамалар Дюгамель-Нейман қатынастары арқылы байланысқан:

$$\sigma_{ij}=c_{ijkl}\varepsilon_{kl} \quad \beta_{ij}\theta \quad (4)$$

(4) қатынас матрицалық формада келесідей түрге ие болады:

$$\begin{pmatrix}\sigma_{xx}\\ \sigma_{yy}\\ \sigma_{zz}\\ \sigma_{yz}\\ \sigma_{xz}\\ \sigma_{xy}\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}c_{11}&c_{12}&c_{13}&0&0&c_{16}\\ c_{12}&c_{22}&c_{23}&0&0&c_{26}\\ c_{13}&c_{23}&c_{33}&0&0&c_{36}\\ 0&0&0&c_{44}&c_{45}&0\\ 0&0&0&c_{45}&c_{55}&0\\ c_{16}&c_{26}&c_{36}&0&0&c_{66}\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\varepsilon_1\\ \varepsilon_2\\ \varepsilon_3\\ \varepsilon_4\\ \varepsilon_5\\ \varepsilon_6\end{pmatrix}-\begin{pmatrix}\beta_{11}&\beta_{12}&0\\ \beta_{12}&\beta_{22}&0\\ 0&0&\beta_{33}\end{pmatrix}\theta \quad (4)'$$

Мұндағы

$$\varepsilon_1=\frac{\partial U_x}{\partial x};\ \varepsilon_2=\frac{\partial U_y}{\partial y};\ \varepsilon_3=\frac{\partial U_z}{\partial z};\ \varepsilon_4=\left(\frac{\partial U_y}{\partial z}+\frac{\partial U_z}{\partial y}\right);\ \varepsilon_5=\left(\frac{\partial U_x}{\partial z}+\frac{\partial U_z}{\partial x}\right);$$

$$\varepsilon_6=\left(\frac{\partial U_x}{\partial y}+\frac{\partial U_y}{\partial x}\right).$$

Гармониялық тәуелділікті ескере отырып, келесіні жазамыз:

$$\frac{\partial f}{\partial z}\to -ik_z f;\ \frac{\partial f}{\partial y}\to -ik_y f;\ \frac{\partial f}{\partial x}\to\frac{df}{dx};\ \frac{\partial f}{\partial t}\to -i\omega f.$$

(1)-(4) теңдеулері механикалық кернеудің және температураның өзара байланысын тәуелсіз айнымалылардың – жылулық өріс және феформация – функциялары ретінде анықтайды.

Алдыңғы [3] жұмыста z осі екінші ретті симметрия осіне параллель және әртектілік z координатасына тәуелді болатын жағдай үшін коэффициенттері айнымалы 1-ретті дифференциалдық теңдеулер жүйесі, моноклинді сингониялы анизотропты ортада таралатын термосерпімді толқындардың коэффициенттер матрицасы алынды.

Айнымалыларды бөлу әдісінің негізінде (1)-(4) теңдеулері қарапайым бірінші ретті дифференциалдық теңдеулер жүйесіне келтірілген (ортаның әртектілігі x осі бойымен деп есептеледі, z осі $\parallel A_2$):

$$\frac{d\vec{W}}{dx} = B\vec{W} \quad (5)$$

Мұнда

$$\vec{W}(x,y,z,t) = \left[u_x, \sigma_{xx}, u_y, \sigma_{xy}, u_z, \sigma_{xz}, \theta, q_x\right]^t \exp(i\omega t \quad imx \quad ilz) \quad (6)$$

-шекаралық шарттарының баған векторы.

$$b = \frac{c_{12}c_{66} - c_{16}c_{26}}{\delta} \quad (7)$$

– элементтерінің құрамында термосерпімді толқындар таралатын ортаның параметрлері болатын коэффициенттер матрицасы.

m, n, l – $\tilde{k}$ толқындық векторының компоненттері.

Моноклинді сингониялы анизотропты ортаға z осі параллель болатын екінші ретті симметрия осінің болуы сипатты. Әртектілік х координатасына тәуелді. (5) жүйесіндегі коэффициенттер матрицасының құрылымы келесідей:

$$B = \begin{pmatrix} 0 & b_{12} & b_{13} & b_{14} & b_{15} & 0 & b_{17} & 0 \\ b_{21} & 0 & 0 & b_{24} & 0 & b_{26} & 0 & 0 \\ b_{24} & b_{14} & b_{33} & b_{34} & b_{35} & 0 & b_{37} & 0 \\ 0 & b_{13} & b_{43} & b_{33} & b_{45} & b_{46} & b_{47} & 0 \\ b_{26} & 0 & b_{46} & 0 & b_{55} & b_{56} & 0 & 0 \\ 0 & b_{15} & b_{45} & b_{35} & b_{65} & b_{55} & b_{67} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{78} \\ 0 & -i\omega b_{17} & -i\omega b_{47} & 0 & -i\omega b_{37} & 0 & b_{87} & 0 \end{pmatrix} \quad (8)$$

b_{ij} элементтері келесі формулалармен анықталады:

$b_{12} = c_{66}/\delta$; $b_{13} = inb_3$; $b_{15} = ila$; $b_{14} = c_{16}/\delta$; $b_{17} = \left(1 + \frac{c_{12}^2}{\delta}\right)\frac{\beta_{11} + \beta_{12}}{c_{11}}$;

$b_{21} = -\omega^2 \rho$; $b_{24} = in$; $b_{26} = il$; $b_{33} = ind$; $b_{34} = c_{11}/\delta$; $d_{35} = ilc$;

$b_{37} = \frac{c_{16}(\beta_{11} + \beta_{12})}{\delta}$;

$$b_{43} = l^2\left(c_{44} - \frac{c_{45}^2}{c_{55}}\right) + n^2\left(c_{11}c_{12}b - c_{26}d\right) - \omega^2\rho;$$

$$b_{45} = nl\left(c_{23} + c_{44} - bc_{13} - dc_{36} - \frac{c_{45}^2}{c_{55}}\right); \; b_{46} = ilc_{45}/c_{55};$$

$$b_{47} = \frac{1}{\delta c_{11}}\left[\left(\delta + c_{16}^2\right)\left(\beta_{11} + \beta_{12}\right)c_{12} - \delta c_{11}\left(\beta_{12} + \beta_{22}\right) - c_{11}c_{16}c_{26}\left(\beta_{11} + \beta_{12}\right)\right] \qquad (9)$$

$$b_{55} = inc_{45}/c_{55}; \; b_{56} = 1/c_{55}; \; b_{65} = l^2\left(c_{33} - ac_{13} - cc_{16}\right) + n^2\left(c_{44} - \frac{c_{45}^2}{c_{55}}\right) - \omega^2\rho;$$

$$b_{67} = \frac{1}{\delta c_{11}}\left[\left(c_{13}\delta + c_{13}c_{16}^2\right)\left(\beta_{11} + \beta_{12}\right) - c_{11}c_{16}c_{36}\left(\beta_{11} + \beta_{12}\right) - \beta_{33}c_{11}\delta\right];$$

$$b_{78} = -\frac{1}{\lambda_{11}}; \; b_{87} = -i\omega\left(1 + \frac{c_{16}^2}{\delta}\right)\frac{\beta_{11} + \beta_{12}}{c_{11}}; \; \delta = c_{11}c_{66} - c_{16}^2;$$

$$a = \frac{c_{33}c_{66} - c_{16}c_{26}}{\delta}; \; b = \frac{c_{12}c_{66} - c_{16}c_{26}}{\delta}; \; c = \frac{c_{11}c_{36} - c_{13}c_{16}}{\delta}; \; d = \frac{c_{11}c_{26} - c_{12}c_{16}}{\delta}$$

(8) коэффициенттер матрицасының құрылымынан кеңістік жағдайында әртүрлі поляризациялы серпімді толқындар бір-бірімен өзара байланысты болатыны байқалады.

Нольден ерекше *b13, b14, b24* матрица элементтері көлденең X- поляризацияланған және Z - қума толқындарының өзара трасформациясын анықтайды. *b15, b26* элементтері көлденең Y-поляризацияланған толқынның қума толқынмен өзара байланысын сипаттайды. Нольден ерекше *b35, b45* элементтері көлденең поляризацияланған толқындардың арасындағы өзара трансформациясын анықтайды.

b17 коэффициентінің нольден ерекшелігі:

$$\beta_{17} = \left(1 + \frac{c_{12}^2}{\delta}\right)\frac{\beta_{11} + \beta_{12}}{c_{11}},$$

қума қозулар термосерпімді эффектпен таралйтынын көрсетеді.

b37, b47, b67 нольден ерекше элементтері көлденең поляризацияланған серпімді толқындардың термосерпімді эффекттімен таралйтындығын білдіреді. Сонымен қатар, *b37, b47* элементтері термосерпімді эффектісінің X – поляризацияланған көлденең серпімді толқынына әсерін сипаттайды.

Толқындардың *x* осінің бойымен тараған кезде (9) өрнегінде $n = 0$, $l = 0$ деп есептеп, коэффициенттер матрицасын келесі түрде аламыз:

$$B' = \begin{pmatrix} 0 & b_{12} & 0 & b_{14} & b_{17} & 0 \\ b_{21} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_{14} & 0 & b_{34} & b_{37} & 0 \\ 0 & 0 & b_{21} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{78} \\ 0 & -i\omega b_{17} & 0 & -i\omega b_{37} & -i\omega b_{87} & 0 \end{pmatrix}; B'' = \begin{pmatrix} 0 & b_{56} \\ b_{21} & 0 \end{pmatrix} \qquad (10)$$

b45, b67 элементтері нольге айналатындықтан көлденең Y- поляризацияланған толқын тек серпімді болады да, термосерпімді эффекттісімен иеленбейді. Сонымен қатар, осы көлденең Y - поляризацияланған толқын X – поляризацияланған көлденең серпімді толқынымен өзара байланысты. (10) түрдегі екінші коэффициенттер матрицасының *b65* элементінің *b21* элементіне көшуі көлденең Y- поляризацияланған толқынының көлденең X – поляризацияланған толқынымен байланысты таралатынын дәлелдейді.

Жұмыстағы коэффициенттер матрицасына жасалынған талдау толқындардың поляризациясын және олардың термомеханикалық эффекттің әсерімен таралатын өзара байланысын анықтауға мүмкіндік берді.

ҚОЛДАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ:

1. Тлеукенов С.К., Испулов Н.А., Сейтханова А.К. О приложении метода матриканта к изучению распространения термоупругих волн в анизотропной среде моноклинной сингонии // Вестник Инженерной академии, Серия Прикладная математика и механика.- №2. - Алматы, 2005. - С. 47-51.

2. Тлеукенов С.К. Метод матриканта. – Павлодар: НИЦ ПГУ им. С. Торайгырова, 2004.-148 с.

3. Новацкий В. Теория упругости. - М.: Мир, 1986.-556 с.

УДК 621.01(574)

СТАНОВЛЕНИЕ И РАЗВИТИЕ НАУКИ МЕХАНИКИ МАШИН В КАЗАХСТАНЕ

Г. Уалиев

Институт механики и машиноведения им. У.А. Джолдасбекова, Алматы

Аталған мақала Қазақстандағы аса танымал қолданбалы механика-машина механикасының жасалуы мен дамуына арналады.

Данная статья посвящена становлению и развитию одной из ветвей прикладной механики-механики машин в Казахстане.

The article considers the formation and development of one of the branches of applied mechanics – machine mechanics in Kazakhstan.

Одна из ветвей прикладной механики - механика машин - возникла в XVIII веке, когда количество, применяемых человеком, машин значительно увеличилось, и непрерывно изменялись их качественные характеристики. Если для XIX века, характерной была разработка методов анализа механизмов, то для первой половины XX века большое значение имело исследование и разработка методов синтеза механизмов, а для последнего десятилетия - вопросы динамики машин. Хотя простые механизмы и машины применялись еще во времена Архимеда, Герона, трактаты о машинах появились только XIII веке в работах Гоннекура, Бэкона, Альберти, Леонардо да Винчи, Галилея. Однако учение о машинах еще не было оформлено в науку.

В начале XVIII века инженерные школы начали открываться сначала в странах Западной Европы, а затем и в России - в Петербурге (1719г.), в Москве (1720г.).

В 1724г. в Лейпциге была издана первая книга Якоба Лейпольда под названием "Театр машины" и одновременно в Петербурге издана книга Г.Г.Скорнякова - Писарева "Механика или наука статическая", позже вышли мемуары Эйлера "О машинах вообще" и "Принципы теории машин", где впервые были указаны и изучены вопросы о совокупности силы, приводящей машину в движение, структура самой машины и силы сопротивления, преодолеваемые машиной. Позже вышли работы о механике машин ученых стран Западной Европы Л.Карно, Г. Монжа, А. Бетанкура, М. Ашетта, Г.Кориолиса и первые учебники и программы курса о построении машин. Так, на рубеже XVIII в. и XIX вв. была создана новая наука - наука о машинах.

Создание русской школы механики машин связано с именем выдающегося математика и механика М.В.Остроградского. Его непосредственными учениками были И.А. Вышнеградский, Н.П. Петров, Н.Д.Брашман, Н.Е.Жуковский, П.Л.Чебышев, И.В.Мещерский, В.Л.Кирпичев.

К концу XIX в. в России прикладная механика была введена в число предметов, изучавшихся на физико-математических факультетах университетов. В области прикладной механики работали такие выдающиеся механики, как Н.Е.-Жуковский, Н.И. Мерцалов, Л.В.Ассур, В.П. Горячкин, С.А.Чаплыгин, Д.С.Зернов, В.Л.Кирпичев.

Начиная с 1920г. фундаментальные исследования в области механики машин появляются в России и Германии, где превалируют вопросы кинематики и синтеза механизмов (Р.Бейер, Альт, К.Зикер, Р.Краус, позже в работах В.Лихтенхельда, К.Лукка, Г.Кунада, Р.Фишера и др.).

После войны некоторые ученые Западной Европы вернулись на родину, но многие остались в США. В области теории машин и механизмов (ТММ) наиболее ранними являются теория зубчатых и кулачковых механизмов (Г.Ротбарт, Р.Хинкль), синтеза шарнирных механизмов (Т.Гудмен, М.Голдберг, Ф.Фрейденштейн, а позднее Р.Гартенберг, Ж.Денавит, Ф.Кроссли, К.Росс и др.).

Первыми советскими учебниками по прикладной механике были учебники А.П.Малышева, Л.Б.Левенсона, В.В.Арнольда, Л.П.Смирнова. Из школы В.П. Горячкина и Н.И. Мерцалова вышли академики И.И.Артоболевский, В.А. Желиговский, проф. С.И.Артоболевский и др.

Основными направлениями советской школы ТММ были: теория структуры и кинематики механизмов, синтез механизмов, динамика механизмов и машин. Основополагающие научные результаты в этих направлениях были получены в работах И.И.Артоболевского, А.П.Малышева, В.В.Добровольского, Н.Г. Бруевича, Л.Н.Решетова, Н.И.Колчина, Г.Г.Баранова, Ф.Л. Дименберга, Н.И.Левитского, Черкудинова, С.И.Кожевникова, П.А.Лебедева, Н.А.Гавриленко, И.И.Вульфсона, Э. Пейсаха, К.Фролова, Л.Т. Дворникова и др.

В 1940г. И.И.Артоболевский впервые издал свой известный курс по теории механизмов и машин (сборник лекций, прочитанных им на механико-математическом факультете МГУ - этот курс читался в VIII-IX семестрах).В этот период в стимулировании исследовательских работ особенно возрастает роль Семинара по ТММ при Институте машиноведения АН СССР, который в послевоенные годы стал Центральным семинаром для советских ученых, работавших в области механики машин. Позже организовывались различные филиалы Центрального Семинара: с 1947г. в Ленинграде (руководили: Х.Ф. Кетов, М.В. Семенов, Г.А.Смирнов), с 1950г. в Харькове (Я.Л. Геронимус), с 1963г. в Киеве (С.Н.Кожевников), в Тбилиси (Д.С.Тавхелидзе), позже в Свердловске, Новосибирске, Ташкенте, Хабаровске и с 1971г. начал функционировать Казахский филиал семинара под руководством У.А.Джолдасбекова.

Каково же было 40 лет тому назад в КазССР состояние такой важной отрасли науки, как механика машин?

Единственный кандидат наук по теории механизмов и машин в Казахстане У.А.Джолдасбеков, получивший фундаментальное образование на мехмате МГУ, предвидел необходимость развития математических методов в механике машин. Он увидел и оценил нерешенные проблемы механики и впервые в СССР, после В.И.Доронина и др., начал заниматься решением задач, связанных с анализом механизмов высоких классов (МВК), и которым посвятил значительную часть своих исследований в дальнейшем.

После окончания мехмата У.А.Джолдасбеков пригласил меня на кафедру теоретической механики и ТММ КазПТИ стажером-исследователем и через год прикомандировал в Институт машиноведения АН СССР. Так, в 1966г. я оказался стажером-исследователем лаборатории теории колебания под руководством с.н.с. К.В. Фролова (заведовал лабораторией проф. Ф.М. Диментберг). Помню, во время наших частых встреч в Москве, У.А.Джолдасбеков при случае меня знакомил с крупными учеными - машиноведами А.П.Бессоновым (лаб. динамики машин ИМаш), Я.И.Коритысским (лаб.динамики текстильных машин), Н.П.Раевским (лаб.экспериментальной динамики машин ИМаш) и др. научными сотрудниками ИМаш и просил их оказывать мне помощь по мере необходимости. Так началась моя исследовательская работа (стажировка-аспирантура) под руководством У.А.Джолдасбекова в Москве и учеными ИМаш АН СССР.

Такую же неоценимую помощь в процессе руководства научными работами своих молодых учеников, У.А.Джолдасбеков оказал Х.Р.Казыханову, Е.Р.Рахимову, К.С.Иванову, С.А.Булаткулову, М.М.Джакашевой, Т.Омарову, К.Исакову и др., которых он с1966-67г.г. отправлял на стажировку и аспирантуру в ведущие научные центры, и вузы г. Москвы, Ленинграда, Киева, Севастополя, Новосибирска. Так, благодаря стараниям и заботе Великого нашего Омеке, я и другие его ученики нашли свой путь в Большую Науку. Нашими руководителями были крупные ученые Москвы - В.А.Гавриленко (МВТУ, теория зубчатых передач), А.П.Бессонов (ИМаш, динамика роторных систем), Н.И.Левитский

(ИМаш, синтез рычажных механизмов), Б.К.Кучеров (МВТУ, движение твердых тел); Украины - С.Н.Кожевников (Институт механики АН Украины, динамика тяжелых машин), С.Г. Кислицын (движение механизмов со сферическими парами), Ленинграда - П.А.Лебедев (аналитическая кинематика пространственных механизмов), Новосибирска - П. Алабужев (вибрационно-импульсные механизмы) и т.д.

Я здесь указал названия тематик научных направлений молодых Казахстанских исследователей - учеников Великого Омеке. Хочу особо здесь отметить, что, именно благодаря мудрости и дальновидности У.А.Джолдасбекова, Казахстан в начале 70-х годов, за сравнительно короткий срок, получил группу молодых перспективных ученых, прошедших обучение в различных ведущих научных школах СССР.

У.А.Джолдасбеков в 1971г. организовал Казахский филиал Всесоюзного Семинара по ТММ, издал русско-казахский терминологический словарь по машиноведению, издал первый учебник по ТММ на казахском языке и в 1974 году был выпущен первый специализированный научный журнал "Труды Казахского филиала по ТММ" под эгидой Научного Совета по машиноведению АН СССР. В редколлегию журнала входили кандидаты наук - Г.Уалиев, Е.Рахимов, К.Иванов, С.Булаткулов, Х.Казыханов.

Так происходило становление Казахстанской школы по ТММ под руководством У.А.Джолдасбекова.

Эти молодые ученые после окончания аспирантуры и защиты кандидатских диссертаций вернулись в Алматы к своему наставнику. В 1970г. на мехмате КазГУ У.А.Джолдасбеков организовал научно-исследовательскую лабораторию механики машин, а в 1973г. кафедру прикладной механики, где преподавателями начали работать Г.Уалиев, Х.Казыханов, Е.Рахимов, К.Иванов, Л.Слуцкий, М.Джакашева, Н.Я.Тер-Эммануильян, А.Амандосов, А.Айдосов и др.

Так, впервые в нашей Республике, начался выпуск специалистов по ТММ с фундаментальным университетским образованием.

Советская школа по ТММ, несомненно, являлась самой сильной и влиятельной в мире. Наука о механике машин и сегодня успешно развивается в России и других странах СНГ. Ее представители принимают активное участие во всех международных конгрессах, съездах и симпозиумах.

Этому свидетельствует признание мировой научной общественностью результатов фундаментальных научных исследований в области механики машин Российских ученых-машиноведов во главе академиком К.В.Фроловым, национальных школ по теории механизмов машин, созданных в странах СНГ выдающимися учеными: на Украине - член.корр. АН УССР С.Н.Кожевниковым, в Казахстане - академиком У.А.Джолдасбековым, Кыргызстане - академиком О.Д.Алимовым, Грузии - академиком Д.С.Тавхелидзе, Армении - академиком Ю.Л.Саркисяном, Латвии - академиком К.Рагульскисом и др.

В Институте механики и машиноведения им. академика У.А.Джолдасбекова (начало шестидесятые годы при Институте математики и механики АН КазССР) получены следующие важнейшие фундаментальные научные результаты:

Академиком У. А. Джолдасбековым и его учениками разработана общая теория механизмов высоких классов. На основе разработанных аналитических и численных методов анализа и синтеза МВК созданы принципиально новые механизмы и манипуляционные устройства, не имеющие аналогов в мировой практике и защищенные многочисленными авторскими свидетельствами СССР и патентами Англии, Италии, Польши. Это различные передвижные грузоподъемные устройства, фронтально-перекидные погрузчики с одним и двумя рабочими органами, устройства строительно-монтажных работ, универсальные погрузчики, грейферные механизмы, механизмы протезов рук и ног человека, манипуляторы и др.

Работе "Разработка теоретических основ и создание многоцветных ткацких станков типа СТБ высокой производительности и расширенных технологических возможностей", выполненной под руководством У. А. Джолдасбекова и Уалиевым Г., Ермоловым А., была присуждена Государственная премия КазССР в области науки и техники.

Циклы работ в области механизмов и манипуляционных устройств высоких классов (У.А.Джолдасбеков, М.Молдабеков, С.У.Джолдасбеков) удостоены Золотой медали им. В.Г.Шухова Международного и Российского союза научных и инженерных обществ, Золотой медали им. Хорезми (Иран).

Академику Г.Уалиеву за выдающиеся достижения в области естественной и технической продукции, а также за особые достижения в организации научно-технической и инновационной деятельности, активные содействие индустриально- инновационному экономики Казахстана Национальной инженерной академией РК присуждена премия и золотая медаль имени академика У.А.Джолдасбекова (2004г.).

Подготовлено более 20 докторов и 50 кандидатов наук, опубликовано 32 монографии, получено 90 патентов дальнего и ближнего зарубежья, а также Республики Казахстан.

В настоящее время Институт механики и машиноведения имени академика У.А.Джолдасбекова работает над выполнением 2-х Программ фундаментальных исследований (ПФИ): "Теоретические проблемы механики тектонических процессов земной коры, разработки объектов нефтегазовой и горнорудной отрасли, подземного и транспортного строительства" (научный руководитель: академик НАН РК Ш.М.Айталиев); "Разработка методов исследования динамики машин, манипуляционных роботов и систем управления технологическими процессами" (научный руководитель: академик НАН РК Г. Уалиев).

В рамках этих программ Институт координирует НИР и ОКР организаций-исполнителей, подведомственных Министерству образования и науки Республики Казахстан: Казахский национальный университет имени аль-Фараби, Казахский национальный технический университет имени К.И.Сатпаева, Казахстанско-Британский технический университет, Казахский государственный аграрный университет, КазАТК, НИЦ "Легпром", НИВЦ Национальной Инженерной академии и др.

Основными научными направлениями Института являются:

- аналитическая теория плоских и пространственных механизмов высоких классов и разработка на их базе принципиально новых машин, механизмов и манипуляционных устройств;
- динамика, прочность, надежность и устойчивость машин и систем с учетом нелинейности функции положения, переменности параметров и характеристик двигателей;
- автоматизированное проектирование и управление робототехническими системами;
- механика Земли как планетарного тела, вращение вокруг собственной оси и движение в поле тяготения других тел;
- космические исследования и природоресурсный мониторинг;
- механика природных и техногенных подземных процессов в Земле;
- теоретические основы расчета, проектирования и конструирования сейсмостойких сооружений, устойчивости глубоких и сверхглубоких скважин;
- наземно-спутниковые и альтиметрические исследования Каспия по обеспечению надежного функционирования морской нефтегазодобычи.

Институт имеет аспирантуру и докторантуру по специальностям: 01.02.04-механика деформируемого твердого тела; 01.02.07-механика сыпучих тел, грунтов и горных пород; 01.02.06-динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры; 05.02.18-теория механизмов и машин. По этим же специальностям в Институте успешно функционируют 2 докторских диссертационных совета.

Признанием на мировом уровне крупных фундаментальных и прикладных достижений казахстанской науки в области механики является членство (с 1996г.)

и контакты Национального комитета РК по теоретической и прикладной механике с Международным союзом по теоретической и прикладной механике (НК по ТПМ)- IUTAM, который объединяет механиков 49 стран мира. Штаб-квартира которого находится в США.

Признанием на мировом уровне крупных фундаментальных и прикладных достижений казахстанской науки в области машиноведения является членство (с 1993г.) и контакты Казахстанского Национального комитета по ТММ с Международной федерацией по теории механизмов и машин (IFToMM), объединяющей комитеты 40 стран мира.

По перечисленным научным направлениям в области механики и машиноведения в 1991-2005 годах опубликовано 557 научных работ, в том числе 32 монографий, 90 патентов дальнего, ближнего зарубежья и Республики Казахстан.

Были проведены и проводится совместные исследования с Дрезденским техническим университетом (Германия), университетом Киота (Япония), Новосибирским техническим университетом, Институтами машиноведения РАН и Кыргызстана, Институтом механики Украины, Институтом теоретической гидродинамики СО РАН Новосибирск, техническим университетом Санкт-Петербурга, академией нефти и газа имени Губкина, Техническим университетом Хемнитц, университетом Гаиновер (Германия), университетом Медлсекс (Англия), университет Миннисота (США), университетом Киюши (Япония).

В области фундаментальных исследований в ИММаш в настоящее время выполняются работы в лаборатории механики машин (зав.лаб. Г.Уалиев). Разработаны методы кинетостатического и динамического анализа механизмов нелинейными функциями положения, переменной структуры с существенно упругими звеньями на основе построения их динамических моделей. (Академик НАН РК Г. Уалиев).

Решены задачи динамического анализа многоконтурных плоских и пространственных рычажных механизмов с учетом нелинейных геометрических и избыточных связей, трения и зазоров в кинематических парах. Разработаны методы кинематического и кинетостатического анализа пространственных рычажных механизмов на основе использования векторных рекуррентных формул. (Академик НИА РК А.К. Тулешов).

Получена оценка сходимости итерационного процесса приближенного метода анализа кинетостатики механизма с учетом сил трения. Разработаны методы определения начальных условий уравнений связи на основе модульного принципа анализа сложных систем и решения уравнений связи путем введения избыточно-обобщенной координаты.

Результаты теоретических исследований использованы при проектировании и создании новых механизмов и устройств для нефтегазовой отрасли и агропромышленного комплекса, защищенных авторскими свидетельствами и патентами. (Г. Уалиев, профессор П. Жунисбеков)

В лаборатории автоматизации проектирования механизмов и управления машинами (зав.лаб. академик НАН РК М.М. Молдабеков) разрабатывается методы анализа, синтез и основ алгоритмического обеспечения АСНИ и САПР, систем управления манипуляционными роботами и создание на их базе конструкций нефтегазового и горнорудного оборудования.

На основе спинорного преобразования трехмерного пространства разработаны методы анализа положений механизмов с вращательными и поступательными кинематическими парами.

Разработаны методы кинематического синтеза ИКЦ со сферическими и вращательными парами по заданным положениям входного и выходного звеньев механизма. (С. Косболов).

Разработаны методы, алгоритмы и программы идентификации сборок рычажных механизмов (РМ) без применения теоремы Штурма. Найдены признаки сборок для механизмов высоких классов. Разработан методы автоматизации идентификации сборок перемещений механизмов высоких классов, позволяющая избежать трудоемких вычислений при определении всех сборок перемещений механизма. Выявлен признак сборок для РМ в виде интервалов изменения условной обобщенной координаты, внутри которых введенная функция невязки является монотонной. (М. Молдабеков, С. Мурушкин).

Разработаны методы, алгоритмы и программы аппроксимационного синтеза РМ без "дефекта ветвления" на основе Чебышевского и квадратического приближений. Разработаны методы синтеза РМ направляющего типа с непосредственным использованием выходного критерия, т.е. ошибки воспроизведения заданного движения. (С.Ибраев).

Составлена символическая формула манипуляционного робота параллельной структуры позиционирующего типа (МРПС ПТ) с жесткой платформой, состоящего из подвижной платформы, соединенной со стойкой при помощи одной пространственной кинематической цепи вида ВВВ, и двух пространственных кинематических цепей вида ВСС, где через В и С обозначены вращательная и сферическая кинематические пары. Предложена методика описания рабочей зоны МРПС ПТ с жесткой платформой с применением R-функций, состоящая из двух этапов. (Ж.Ж. Байгунчеков).

Созданы дискретные конечно-элементные механико-математические модели по исследованию квазистатического напряженно-деформированного состояния МРПС ПТ с жесткой платформой с вращательными и сферическими кинематическими парами при упругих деформациях. (Ж.К. Масанов).

Для стационарного режима движения роторной системы найдено аналитическое решение, которое используется в качестве начального условия при численном решении задачи для нестационарного режима роторной системы с АБУ с учетом динамических характеристик двигателя. Получены зависимости амплитуды, момента двигателя, угловой скорости, сдвига фаз колебаний от времени при вариации параметров системы. (Е. Рахимов, А. Кыдырбекулы).

Результаты, полученные нами за последние годы, опубликованы в Трудах Международных конгрессов (Польша, Китай, Турция), съездов и конференций (Румыния, Шотландия, Япония, Москва, Улан-Удэ, Новосибирск, Пермь и др. странах СНГ) и трех монографиях.

В области прикладных исследований в настоящее время проводится научно-исследовательские ОКР с выходом на практическую реализацию. Так за последние 3 года созданы:

- опытный образец привода штанговых насосных установок (ШНУ) на основе новых преобразующих механизмов (патент РК №15043 от 10.08.2004г.), заменяющих станков-качалок с балансирами, исключающий большую металлоемкость (уменьшая - высота 2 раза, масса - 3 раза), низкий КПД (К.П.Д. увеличивается на 20%), необходимости массивного фундамента. Промышленное испытание намечено проводить совместно "НПК Мунай-Геосервис" (Г. Уалиев, С.М. Ибраев);

- комплекс расчетов и проведен системный анализ влияния тектонических разломов на сейсмичность и внедрения ее в практику проектирования Алматинского метрополитена (Айталиев Ш.М.);

- опытные устройства и машины на базе бесступенчатой передачи с системой управления (а.св. 1788365 СССР, патенты РК 647, 5061, 10530) применяемые в тракторах, комбайнах, автомобилях, станках-автоматах, для передачи энергии от двигателей к исполнительным механизмам с большим К.П.Д. (П. Жунисбеков);

- опытные образцы виброоборудования для производства высокопрочных плит для укладки городских автомобильных и пешеходных дорог (А.К. Тулешов);

- опытные образцы гидростанции, которые показали хорошие результаты (5-6 кв.т.) в хозяйствах Жамбульской области;

- действующие погрузочно-разгрузочные установки по соглашению с Актауским морским портом.

рассказать молодым ученым и студентам о роли и месте выдающегося ученого-механика, крупного организатора науки и образования в Казахстане - Умирбеке Арислановиче в деле подготовки научных кадров высшей квалификации, становления и развития Казахстанской школы по механике машин, получившей мировое признание.

УДК 539.3

О РАСЧЁТЕ ЗАГЛУБЛЕННОГО ТОННЕЛЯ С ТОНКОСТЕННОЙ ОБДЕЛКОЙ ПРИ ДЕЙСТВИИ СТАЦИОНАРНОЙ ПОДВИЖНОЙ НАГРУЗКИ

В.Н.Украинец, С.Р. Гирнис

Павлодарский государственный университет им. С. Торайгырова

Жұқа қабырғалы қоршаумен тереңдетілген үңгірдің маңайында кернеу-деформациялық күйін есептеп анықтау үшін моделдік әдістеме қолданылады. Үңгір шексіз айнымалы цилиндрлық қуыста: серпінді, біртекті, изотропты кеңістікте орналасқан және серпінді жұқа қабықша ретінде көрінеді. Ішкі үстірттің қабықшасында қуыс бетімен бірқалыпты жылдамдықпен емін еркін қосымша жүктеме қозғалады. Бұл функцияны, бұрыштық координата бойынша Фурье ретінде, өстік координата бойынша Фурье интегралына жіктеуге болады деп жорамалдаймыз. Серпінді кеңістіктің қозғалысы серпінді Ламе потенциалындағы динамикалық теңдеу теориясымен сипатталады, соның есептеуінде Фурьенің интергалдың өзгеріс әдісі ұсынған. Қиындатылған жылдамдықтарда қозғалмалы жүктеме арқылы стационарлық есептеулердің шешуі алынған.

Для расчёта напряжённо-деформированного состояния массива пород в окрестности заглубленного тоннеля с тонкостенной обделкой используется модельный подход. Тоннель представляется как подкреплённая тонкой упругой оболочкой бесконечная круговая цилиндрическая полость, расположенная в упругом, однородном и изотропном пространстве. Вдоль полости с постоянной скоростью движется произвольно приложенная по внутренней поверхности оболочки нагрузка. Полагается, что функция нагрузки может быть разложена в ряд Фурье по угловой координате и интеграл Фурье по осевой координате. Движение упругого пространства описывается динамическими уравнениями теории упругости в потенциалах Ламе, для решения которых предложен метод интегрального преобразования Фурье. При докритических скоростях движущейся нагрузки получено стационарное решение задачи.

For calculation tense-deformed conditions of the array of the sorts in vicinities subway of the deep pawning is used model approach. The Subway introduces as supported by fine elastic shell endless circular cylindrical cavity, located in elastic and uniform space. Along cavity with constant velocity moves *arbitrarily attached on internal surface of the shell load. Relies on that function of the load can be distributed in row Furie on angular coordinate and integral Furie on axial coordinate. Motion elastic space is described by dynamic equations to theories to bounce in potential to Lama, for decision which is offered method of the integral transformation Furie. At velocity of the movinging load, smaller critical is received stationary decision of the problem.*

Представим тоннель с тонкостенной обделкой как бесконечную круговую цилиндрическую полость радиуса R расположенную в упругом, однородном и изотропном пространстве с параметрами Ламе λ, μ и плотностью ρ, подкреплённую тонкой оболочкой толщиной h_0. В силу малости толщины оболочки можно принять, что окружающая среда контактирует с оболочкой вдоль её срединной поверхности.

В направлении оси Z оболочки по её внутренней поверхности движется с постоянной скоростью c нагрузка P.

Для описания движения оболочки воспользуемся классическими уравнениями теории тонких оболочек (1), а для описания движения окружающей среды – динамическими уравнениями теории упругости (2):

$$\begin{gathered}
\frac{\partial^2 u_{0z}}{\partial z^2}+\frac{1-\nu_0}{2R^2}\frac{\partial^2 u_{0z}}{\partial\theta^2}+\frac{1+\nu_0}{2R}\frac{\partial^2 u_{0\theta}}{\partial z\partial\theta}+\frac{\nu_0}{R}\frac{\partial u_{0r}}{\partial z}=\rho_0\frac{1-\nu_0}{2\mu_0}\frac{\partial^2 u_{0z}}{\partial t^2}+\frac{1-\nu_0}{2\mu_0 h_0}(P_z-q_z),\\
\frac{1+\nu_0}{2R}\frac{\partial^2 u_{0z}}{\partial z\partial\theta}+\frac{(1-\nu_0)}{2}\frac{\partial^2 u_{0\theta}}{\partial z^2}+\frac{1}{R^2}\frac{\partial^2 u_{0\theta}}{\partial\theta^2}+\frac{1}{R^2}\frac{\partial u_{0r}}{\partial\theta}=\rho_0\frac{1-\nu_0}{2\mu_0}\frac{\partial^2 u_{0\theta}}{\partial t^2}+\frac{1-\nu_0}{2\mu_0 h_0}(P_\theta-q_\theta),\\
\frac{\nu_0}{R}\frac{\partial u_{0z}}{\partial z}+\frac{1}{R^2}\frac{\partial u_{0\theta}}{\partial\theta}+\frac{h_0^2}{12}\nabla^2\nabla^2 u_{0r}+\frac{u_{0r}}{R^2}=-\rho_0\frac{1-\nu_0}{2\mu_0}\frac{\partial^2 u_{0r}}{\partial t^2}-\frac{1-\nu_0}{2\mu_0 h_0}(P_r-q_r)
\end{gathered} \tag{1}$$

где u_{0z}, u_0q, u_{0r} – перемещения точек срединной поверхности оболочки в направлении осей цилиндрической системы координат Z, θ, r ; P_z, P_θ, P_r – составляющие интенсивности подвижной нагрузки P;
$q_z=\sigma_{rz}\big|_{r=R}$, $q_\theta=\sigma_{r\theta}\big|_{r=R}$, $q_r=\sigma_{rr}\big|_{r=R}$ – составляющие реакции окружающей оболочку среды; σ_{rj} – компоненты тензора напряжений в среде (j=z, θ, r); υ_0, μ_0, ρ_0 – соответственно коэффициент Пуассона, модуль сдвига и плотность материала оболочки;

$$(\lambda+\mu)\mathrm{grad\,div}\,\vec{u}+\mu\nabla^2\vec{u}=\rho\frac{\partial^2\vec{u}}{\partial t^2}, \tag{2}$$

где $\vec{u}$ – вектор смещения упругой среды, ∇^2 – оператор Лапласа.

Так как рассматривается установившийся процесс, то картина деформаций стационарна по отношению к движущейся нагрузке. Поэтому удобно перейти к подвижной системе координат $\eta = z - ct$.

Тогда уравнения (1), (2) перепишутся в виде:

$$\left[1-\frac{(1-\nu_0)\rho_0 c^2}{2\mu_0}\right]\frac{\partial^2 u_{0\eta}}{\partial\eta^2}+\frac{1-\nu_0}{2R^2}\frac{\partial^2 u_{0\eta}}{\partial\theta^2}+\frac{1+\nu_0}{2R}\frac{\partial^2 u_{0\theta}}{\partial\eta\partial\theta}+\frac{\nu_0}{R}\frac{\partial u_{0r}}{\partial\eta}=\frac{1-\nu_0}{2\mu_0 h_0}(P_\eta-q_\eta),$$

$$\frac{1+\nu_0}{2R}\frac{\partial^2 u_{0\eta}}{\partial\eta\partial\theta}+\frac{(1-\nu_0)}{2}\left(1-\frac{\rho_0 c^2}{\mu_0}\right)\frac{\partial^2 u_{0\theta}}{\partial\eta^2}+\frac{1}{R^2}\frac{\partial^2 u_{0\theta}}{\partial\theta^2}+\frac{1}{R^2}\frac{\partial u_{0r}}{\partial\theta}=\frac{1-\nu_0}{2\mu_0 h_0}(P_\theta-q_\theta), \quad (3)$$

$$\frac{\nu_0}{R}\frac{\partial u_{0\eta}}{\partial\eta}+\frac{1}{R^2}\frac{\partial u_{0\theta}}{\partial\theta}+\frac{h_0^2}{12}\nabla^2\nabla^2 u_{0r}+\frac{(1-\nu_0)\rho_0 c^2}{2\mu_0}\frac{\partial^2 u_{0r}}{\partial\eta^2}+\frac{u_{0r}}{R^2}=-\frac{1-\nu_0}{2\mu_0 h_0}(P_r-q_r).$$

$$\left(\frac{1}{M_P^2}-\frac{1}{M_S^2}\right)\operatorname{grad}\operatorname{div}\vec{u}+\frac{1}{M_S^2}\nabla^2\vec{u}=\frac{\partial^2\vec{u}}{\partial\eta^2}. \quad (4)$$

Здесь $M_P = c/c_P$, $M_S = c/c_S$ – числа Маха; $c_P=\sqrt{(\lambda+2\mu)/\rho}$, $c_S=\sqrt{\mu/\rho}$ –скорости распространения волн расширения – сжатия и сдвига в среде.

Если контакт между оболочкой и окружающей средой жёсткий, то при $r=R$:

$u_j=u_{0j}$, $j=\eta,\theta, r$. (5)

При скользящем контакте, при $r=R$ имеем:

$\sigma_{rj}=0$, $j=\eta,\theta$,

$u_r=u_{0r}$. (6)

Здесь u_r, uq, uh - компоненты вектора $\vec{u}$.

Преобразуем уравнение (4), выразив вектор смещения упругой среды через потенциалы Ламе [1]:

$$\vec{u}=\operatorname{grad}\varphi_1+\operatorname{rot}(\varphi_2\vec{e}_\eta)+\operatorname{rot}\operatorname{rot}(\varphi_3\vec{e}_\eta). \quad (7)$$

Из (4) и (7) следует, что потенциалы φ_j удовлетворяют видоизменённым волновым уравнениям:

$$\nabla^2\varphi_j = M_j^2\frac{\partial^2\varphi_j}{\partial\eta^2},\ j=1,2,3. \quad (8)$$

Здесь $M_1=M_P$, $M_2=M_3=M_S$.

Применив к (8) преобразование Фурье по η, находим:

$$\nabla_2^2\varphi_j^* - m_j^2\xi^2\varphi_j^* = 0,\ \ j=1,2,3. \quad (9)$$

Здесь ∇_2^2 –двумерный оператор Лапласа,

$$m_j^2 = 1-M_j^2,\ m_1\equiv m_P,\ m_2=m_3\equiv m_S,$$

$$\varphi_j^*(r,\theta,\xi)=\int_{-\infty}^{\infty}\varphi_j(r,\theta,\eta)e^{-i\xi\eta}d\eta.$$

Выразив компоненты напряжённо-деформированного состояния среды через потенциалы Ламе и применив преобразование Фурье по η, можно получить выражения для трансформант напряжений σ_{ij}^* и перемещений u_i^* в цилиндрической ($i=r,\theta,\eta$, $j=r,\theta,\eta$) системе координат как функции от φ_j^*.

Предположим, что скорость нагрузки меньше скорости распространения волн сдвига в окружающей полость среде. В этом случае $M_S<1$ ($m_2=m_3=m_S>0$) и решения уравнений (9) можно представить в виде

$$\varphi_j^* = \sum_{n=-\infty}^{\infty} a_{nj}K_n(k_j r)e^{in\theta}, \tag{10}$$

где $K_n(k_j r)$ – функции Макдональда, $k_j=m_j\xi$; a_{nj} – неизвестные коэффициенты, подлежащие определению.

Подставляя (10) в выражения для трансформант НДС среды, получим:

$$u_l^* = \sum_{n=-\infty}^{\infty}\sum_{j=1}^{3}\left[T_{lj}\left(K_n(k_j r)\right)a_{nj}\right]e^{in\theta},$$

$$\frac{\sigma_{lm}^*}{\mu} = \sum_{n=-\infty}^{\infty}\sum_{j=1}^{3}\left[S_{lmj}\left(K_n(k_j r)\right)a_{nj}\right]e^{in\theta}. \tag{11}$$

Здесь $l=r,\theta,\eta,\quad m=r,\theta,\eta.$

$$T_{r1}=k_1K_n'(k_1r),\quad T_{r2}=-\frac{n}{r}K_n(k_2r),\quad T_{r3}=-\xi k_3K_n'(k_3r);$$

$$T_{\theta1}=\frac{n}{r}K_n(k_1r)\cdot i,\quad T_{\theta2}=-k_2K_n'(k_2r)\cdot i,\quad T_{\theta3}=-\frac{n}{r}\xi K_n(k_3r)\cdot i;$$

$$T_{\eta1}=\xi K_n(k_1r)\cdot i,\quad T_{\eta2}=0,\quad T_{\eta3}=-k_3^2K_n(k_3r)\cdot i;$$

$$S_{rr1}=2\left(k_1^2+\frac{n^2}{r^2}-\frac{\lambda M_p^2\xi^2}{2\mu}\right)K_n(k_1r)-\frac{2k_1K_n'(k_1r)}{r};\quad S_{rr2}=\frac{2n}{r^2}K_n(k_2r)-\frac{2k_2K_n'(k_2r)}{r},$$

$$S_{rr3}=-2\xi\left(k_3^2+\frac{n^2}{r^2}\right)K_n(k_3r)+\frac{2\xi k_3K_n'(k_3r)}{r};$$

$$S_{\theta\theta 2} = -\frac{2nK_n(k_2r)}{r^2} + \frac{2nk_2K'_n(k_2r)}{r},$$

$$S_{\theta\theta 3} = \frac{2\xi n^2K_n(k_3r)}{r^2} - \frac{2\xi k_3K'_n(k_3r)}{r};$$

$$S_{\eta\eta 1} = -2\xi^2\left(\frac{1+\lambda M_P^2}{2\mu}\right)K_n(k_1r), \quad S_{\eta\eta 2} = 0, \quad S_{\eta\eta 3} = 2m_3^2\xi^3K_n(k_3r);$$

$$S_{r\theta 1} = \left(-\frac{2nK_n(k_1r)}{r^2} + \frac{2nk_1K'_n(k_1r)}{r}\right)\cdot i,$$

$$S_{r\theta 2} = \left(-\left(k_2^2 + \frac{2n^2}{r^2}\right)K_n(k_2r) + \frac{2k_2K'_n(k_2r)}{r}\right)\cdot i,$$

$$S_{r\theta 3} = \left(\frac{2n\xi K_n(k_3r)}{r^2} - \frac{2n\xi k_3K'_n(k_3r)}{r}\right)\cdot i;$$

$$S_{\theta\eta 1} = -\frac{2n\xi K_n(k_1r)}{r}, \quad S_{\theta\eta 2} = \xi k_2K'_n(k_2r), \quad S_{\theta\eta 3} = \frac{n\xi^2(1+m_3^2)K_n(k_3r)}{r};$$

$$S_{r\eta 1} = 2\xi k_1K'_n(k_1r)\cdot i, \quad S_{r\eta 2} = -\frac{\xi nK_n(k_2r)\cdot i}{r}, \quad S_{r\eta 3} = -\xi^2k_3(1+m_3^2)K'_n(k_3r)\cdot i;$$

$$K'_n(kr) = \frac{dK_n(kr)}{d(kr)}.$$

Для определения коэффициентов a_{nj}, в зависимости от условия сопряжения оболочки со средой, воспользуемся граничными условиями (5) или (6), представив их в виде:

– для жёсткого контакта, при $r=R$:

$$u_j^* = u_{0j}^*, \quad j=\eta,\theta, r; \tag{12}$$

– для скользящего контакта, при $r=R$:

$$\sigma_{rj}^* = 0, \quad j=\eta,\theta, \qquad u_r^* = u_{0r}^*, \tag{13}$$

где $u_{0j}^*(\theta,\xi) = \int_{-\infty}^{\infty} u_{0j}(\theta,\eta)e^{-i\xi\eta}d\eta$.

Применяя к (3) преобразование Фурье по η и разлагая функции перемещений точек срединной поверхности оболочки и нагрузок в ряды Фурье по θ, для n-го члена разложения получим:

$$\begin{aligned}
&\varepsilon_1^2 u_{0n\eta} + \nu_2 n\xi_0 u_{0n\theta} - 2i\nu_0\xi_0 u_{0nr} = G_0\left(P_{n\eta} - q_{n\eta}\right),\\
&\nu_2 n\xi_0 u_{0n\eta} + \varepsilon_2^2 u_{0n\theta} - 2inu_{0nr} = G_0\left(P_{n\theta} - q_{n\theta}\right),\\
&2i\nu_0\xi_0 u_{0n\eta} + 2inu_{0n\theta} + \varepsilon_3^2 u_{0nr} = G_0\left(P_{nr} - q_{nr}\right),
\end{aligned} \tag{14}$$

где

$$\varepsilon_1^2 = \alpha_0^2 - \varepsilon_0^2, \varepsilon_2^2 = \beta_0^2 - \varepsilon_0^2, \varepsilon_3^2 = \gamma_0^2 - \varepsilon_0^2, \varepsilon_0^2 = \nu_1\xi_0^2 M_{s0}^2, \xi_0 = \xi R, \alpha_0^2 = 2\xi_0^2 + \nu_1 n^2,$$

$$\beta_0^2 = \nu_1\xi_0^2 + 2n^2, \gamma_0^2 = \chi^2\left(\xi_0^2 + n^2\right)^2 + 2, \nu_1 = 1 - \nu_0, \nu_2 = 1 + \nu_0, M_{s0} = \frac{c}{c_{s0}},$$

$$c_{s0} = \sqrt{\frac{\mu_0}{\rho_0}}, \chi^2 = \frac{h_0^2}{6R^2}, G_0 = -\frac{\nu_1 R^2}{\mu_0 h_0}; \quad q_{nm} = \sum_{j=1}^{3} S_{rmj}\left(K_n(k_j r)\right) a_{nj}\,,\ u_{0nm},$$

P_{nm} – соответственно коэффициенты разложения $u_{0m}^*(\theta,\xi)$ и

$P_m^*(\theta,\xi) = \int\limits_{-\infty}^{\infty} P_m(\theta,\eta) e^{-i\xi\eta} d\eta$ в ряды Фурье по угловой координате и (m=η,θ, r).

Разрешая (14) относительно $u_{0\eta}$,h, $u_{0\eta}$q, $u_{0\eta r}$, находим:

$$\begin{aligned}
u_{0n\eta} &= G_0 \sum_{j=1}^{3} \frac{\Delta^0_{\eta j}}{\Delta_0}\left(P_{nj} - q_{nj}\right),\\
u_{0n\theta} &= G_0 \sum_{j=1}^{3} \frac{\Delta^0_{\theta j}}{\Delta_0}\left(P_{nj} - q_{nj}\right),\\
u_{0nr} &= G_0 \sum_{j=1}^{3} \frac{\Delta^0_{rj}}{\Delta_0}\left(P_{nj} - q_{nj}\right).
\end{aligned} \tag{15}$$

Здесь $D_0=(\varepsilon_1\varepsilon_2\varepsilon_3)^2-(\varepsilon_1\xi_1)^2-(\varepsilon_2\xi_2)^2-(\varepsilon_3\xi_3)^2+2\xi_1\xi_2\xi_3$,

$$\Delta^0_{\eta 1} = \left(\varepsilon_2\varepsilon_3\right)^2 - \xi_1^2, \Delta^0_{\eta 2} = D_1,$$

$$\Delta^0_{\eta 3} = iD_2, \Delta^0_{\theta 1} = D_1, \Delta^0_{\theta 2} = \left(\varepsilon_1\varepsilon_3\right)^2 - \xi_2^2, \Delta^0_{\theta 3} = iD_3, \Delta^0_{r1} = -iD_2, \Delta^0_{r2} = -iD_3,$$

$$\Delta^0_{r3} = \left(\varepsilon_1\varepsilon_2\right)^2 - \xi_3^2, \xi_1 = 2n, \xi_2 = 2\nu_0\xi_0, \xi_3 = \nu_2\xi_0 n, D_1 = \xi_0 n\left(4\nu_0 - \varepsilon_3^2\nu_2\right),$$

$$D_2 = 2\xi_0\left(\varepsilon_2^2\nu_0 - n^2\nu_2\right), D_3 = 2n\left(\varepsilon_1^2 - \xi_0^2\nu_0\nu_2\right),$$

для P_{nj} и q_{nj} индекс j=1 соответствует индексу η, j=2 - θ, j=3 – r.

Подставляя (11), (15) в (12), (13), после несложных преобразований, приравнивания коэффициенты рядов Фурье-Бесселя при $e^{in\theta}$, получим бесконечную систему линейных алгебраических уравнений для определения коэффициентов a_{nj}:

– при жёстком контакте:

$$\mu\sum_{j=1}^{3}\left[\frac{\Delta_0}{\mu G_0}T_{lj}\left(K_n(k_jR)\right)+\sum_{i=1}^{3}\Delta_{li}^0 S_{rij}\left(K_n(k_jR)\right)\right]a_{nj}=\sum_{i=1}^{3}\Delta_{li}^0 P_{ni}$$

$l=\eta,\theta,r$; для P_{ni},S_{rij} $i=1=\eta,\quad i=2=\theta,\quad i=3=r$; $n=0,\pm1,\pm2,\ldots$;

– при скользящем контакте:

$$\sum_{j=1}^{3}S_{rmj}\left(K_n(k_jR)\right)a_{nj}=0,$$

$$\mu\sum_{j=1}^{3}\left[\frac{\Delta_0}{\mu G_0}T_{rj}\left(K_n(k_jR)\right)+\Delta_{r3}^0 S_{rrj}\left(K_n(k_jR)\right)\right]a_{nj}=\sum_{i=1}^{3}\Delta_{ri}^0 P_{ni},$$

$m=\eta,\theta$; $i=1=\eta,\quad i=2=\theta,\quad i=3=r$; $\quad n=0,\pm1,\pm2,\ldots$

После определения коэффициентов a_{nj}, применяя к (11) обратное преобразование Фурье, можно вычислить компоненты НДС среды. При этом для вычисления интегралов Фурье можно использовать любой численный метод, если определитель $\Delta(\xi,c)$ полученной для конкретных граничных условий системы уравнений не обращается в ноль. В общем случае для любых о аналитическое исследование $\Delta(\xi,c)$ затруднительно. Численные исследования $\Delta(\xi,c)$ в задачах о движущейся вдоль оси подкреплённой полости осесимметричной нагрузке в упругом пространстве [2] показали, что может существовать критическая скорость $c=c_*$, $(c_*<c_S)$ при которой в двух точках $\pm\xi^*$ $(\xi^*>0)$

$$\Delta(\xi^*,c)=0,\quad \Delta_\xi'(\xi^*,c)=0.$$

При $c>c_*$ существуют четыре особые точки $\pm\xi^{(1)}$, $\pm\xi^{(2)}$, в которых

$$\Delta(\pm\xi^{(i)},c)=0,\quad \Delta_\xi'(\pm\xi^{(i)},c)\neq0\quad(i=1,2).$$

В этих случаях, как доказано в [2], нарушены условия единственности решения, что можно трактовать как неустойчивость. При переходе через c_* появляется класс решений, содержащий незатухающие гармонические поверхностные волны. Амплитуда этих волн зависит от действующей нагрузки, постоянна вдоль оси Z и экспоненциально затухает при $r>\infty$.

При $0<c<c_*$ $\Delta(\xi,c)\neq0$ для любых $\xi\in(-\infty,\infty)$. В этом случае допустимо прямое и обратное преобразование Фурье и полученные соотношения решают поставленную задачу.

ЛИТЕРАТУРА

1. Новацкий В. Теория упругости. – М.: Мир, 1975. – 872 с.

2. Алексеева Л.А., Украинец В.Н. Критическая скорость движущейся нагрузки в тоннеле, подкреплённом двухслойной оболочкой. – Известия АН СССР, МТТ, 1987.-№4. С.156-161.

ИНФОРМАЦИЯ

НАШИ АВТОРЫ

Абдраимова Г.А.- ИММаш им. акад. У.А. Джолдасбекова МОН РК, г. Алматы.

Абдраимов С.-Инженерная академия Кыргызской Республики, Бишкек; Институт Машиноведения НАН КР, Бишкек.

Абдраимова Н.С.-Инженерная академия Кыргызской Республики, Бишкек; Институт Машиноведения НАН КР, Бишкек.

Айталиев Ш.М.-сопредседатель Национального комитета по ТПМ РК, академик НАН РК.

Айталиев Ш.М.-Институт механики и машиноведения им. У.А.Джолдасбекова, ЦФМИ МОН РК.

Акпанбетова А.Ж.-КазАТК им. М. Тынышпаева, г. Алматы.

Бакитов Ж.А.-Учреждение "Метропроект".

Бессонов А.П., -Председатель Российского национального комитета по ТММ, заслуженный деятель науки РФ (Москва).

Биттибаев С.М.-Казахская академия транспорта и коммуникаций им. М.Тынышпаева.

Быков П.О.-Павлодарский государственный университет им. С. Торайгырова.

Гирнис С.Р.-Павлодарский государственный университет им. С. Торайгырова.

Дворников Л.Т.-Сибирский государственный индустриальный университет г. Новокузнецк, Россия.

Джураев А.-Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности.

Джомартов А.Ч.-ТООНТИЦА"Легпром".

Джомартов А.А.-ТООНТИЦА"Легпром".

Джомартов А.Ш.-Президент НИЦ "Легпром", академик МИА.

Досумбеков Қ.Р.-Институт механики и машиноведения им. Академика У.А. Джолдасбекова, г. Алматы.

Кыдырбекулы А.Б. -Казахский национальный университет им. Аль-Фараби.

Мансуров К.Ж.-Кокшетауский государственный университет им. Ш. Уалиханова, Кокшетауский университет, Кокшетау.

Масанов Ж.К.-д.т.н., профессор Казахской Академии транспорта и коммуникаций им. М. Тынышпаева.

Масенов К.Б.-Павлодарский государственный университет им. С. Торайгырова.

Омаркулов Е.А.-Кокшетауский государственный университет им. Ш. Уалиханова, Кокшетауский университет, Кокшетау.

Омаркулов Е.К.-Кокшетауский государственный университет им. Ш. Уалиханова, Кокшетауский университет, Кокшетау.

Рахметолла А.Ш. -Казахский национальный университет им. аль-Фараби.

Сабиров К. -Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности.

Сарсенбаева А.Б.-Кокшетауский государственный университет им. Ш. Уалиханова, Кокшетауский университет, Кокшетау.

Сейнасинова А.А.-Институт механики и машиноведения им. У.А.Джолдасбекова, ЦФМИ МОН РК.

Сейтханова А.Қ.-Институт механики и машиноведения им. Академика У.А. Джолдасбекова, г. Алматы.

Стариков С.П.-Сибирский государственный индустриальный университет г. Новокузнецк, Россия.

Султанов Т.Т. -Аспирант Казахской Головной Архитектурно-Строительной Академии.

Суюндиков М.М.-Павлодарский государственный университет им. С. Торайгырова.

Тлеукенов С.К.-Павлодарский государственный университет им. С. Торайгырово.

Тулешов А.К.- и.о. Президента НИА Казахстана, академик НИА РК[4].

Уалиев Г.-ИММаш, Алматы.

Украинец В.Н.-Павлодарский государственный университет им. С. Торайгырова.

ПРАВИЛА ДЛЯ АВТОРОВ

1. В журнал принимаются рукописи статей по всем направлениям естественных и технических наук в двух экземплярах, набранных на компьютере, напечатанных на одной стороне листа с полуторным межстрочным интервалом, с полями 3 см со всех сторон листа, и дискета со всеми материалами в текстовом редакторе "Word 7,0 (`97, 2000) для Windows" (кегль – 12 пунктов, гарнитура – Times New Roman/KZ Times New Roman).

2. Статья подписывается всеми авторами. Общий объем рукописи, включая аннотацию, литературу, таблицы и рисунки, не должен превышать 8–10 страниц.

3. Статья должна сопровождаться рецензией доктора или кандидата наук для авторов, не имеющих ученой степени.

4. Статьи должны быть оформлены в строгом соответствии со следующими правилами:

– УДК по таблицам универсальной десятичной классификации;

– название статьи: кегль –14 пунктов, гарнитура – Times New Roman Cyr (для русского, английского и немецкого языков), KZ Times New Roman (для казахского языка), заглавные, жирные, абзац центрованный;

– инициалы и фамилия(-и) автора(-ов), полное название учреждения: кегль – 12 пунктов, гарнитура – Arial (для русского, английского и немецкого языков), KZ Arial (для казахского языка), абзац центрованный;

– аннотация на казахском, русском и английском языках: кегль – 10 пунктов, гарнитура – Times New Roman (для русского, английского и немецкого языков), KZ Times New Roman (для казахского языка), курсив, отступ слева-справа – 1 см, одинарный межстрочный интервал;

– текст статьи: кегль – 12 пунктов, гарнитура – Times New Roman (для русского, английского и немецкого языков), KZ Times New Roman (для казахского языка), полуторный межстрочный интервал;

– список использованной литературы (ссылки и примечания в рукописи обозначаются сквозной нумерацией и заключаются в квадратные скобки). Список литературы должен быть оформлен в соответствии с ГОСТ 7.1-84.– например:

ЛИТЕРАТУРА

1. Автор. Название статьи //Название журнала. Год издания. Том (например, Т.26.).– номер (например, № 3.).– страница (например, С. 34. или С.15-24.)

2. Андреева С.А. Название книги. Место издания (например, М.:) Издательство (например, Наука), год издания. Общее число страниц в книге (например, 239 с.) или конкретная страница (например, С. 67.)

3. Петров И.И. Название диссертации: дисс. канд. биолог. наук. М.: Название института, год. Число страниц.

4. C.Christopoulos, The transmisson–Line Modelling (TML) Metod, Piscataway, NJ: IEEE Press, 1995.

На отдельной странице (в бумажном и электронном варианте) приводятся сведения об авторе:

– Ф.И.О. полностью, ученая степень и ученое звание, место работы (для публикации в разделе «Наши авторы»);

– полные почтовые адреса, номера служебного и домашнего телефонов, E-mail (для связи редакции с авторами, не публикуются);

– название статьи и фамилия(-и) автора(-ов) на казахском, русском и английском языках (для «Содержания»).

4. Иллюстрации. Перечень рисунков и подрисуночные надписи к ним предоставляют отдельно и в общий текст статьи не включают. На обратной стороне каждого рисунка следует указать его номер, название рисунка, фамилию автора, название статьи. На дискете рисунки и иллюстрации в формате TIF или JPG с разрешением не

менее 300 dpi (файлы с названием «Рис1», «Рис2», «Рис3» и т.д.).

5. Математические формулы должны быть набраны как Microsoft Equation (каждая формула – один объект). Нумефовать следует лишь те формулы, на которые имеются ссылки.

6. Автор просматривает и визирует гранки статьи и несет ответственность за содержание статьи.

7. Редакция не занимается литературной и стилистической обработкой статьи. Рукописи и дискеты не возвращаются. Статьи, оформленные с нарушением требований, к публикации не принимаются и возвращаются авторам.

8. Рукопись и дискету с материалами следует направлять по адресу:

140008, Республика Казахстан, г.Павлодар, ул. Ломова 64,

Павлодарский государственный университет им. С. Торайгырова,

«Научный издательский центр ПГУ».

Тел. (3182) 45-11-23, 45-11-43,

факс: (3182) 45-11-23.

E-mail: publish@psu.kz

Подписано в печать 19.10.2006 г.
Формат 297×420/2. Бумага книжно-журнальная.
Объем 5,26 уч.-изд. л. Тираж 300 экз.
Заказ № 0149

Научный издательский центр
Павлодарского государственного университета
им. С. Торайгырова
140008, г. Павлодар, ул. Ломова 64.