ISSN 2079-0775

ВЕСТНИК национального технического университета "хпи"

Сборник научных трудов Тематический выпуск "МАШИНОВЕДЕНИЕ И САПР"

22'2011

Издание основано Национальным техническим университетом "Харьковский Политехнический Институт" в 2001 году

координационный совет: Председатель Л.Л.Товажнянский,

д-р техн. наук, проф. Зам. председателя А.П.Марченко, д-р техн. наук, проф.; Е.И.Сокол, д-р техн. наук. проф.

Секретарь координационного совета К.А.Горбунов, канд. техн. наук, доц.

Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.; Л.М. Бесов, д-р ист. наук, проф.; А.В. Бойко, д-р техн. наук, проф.; Ф.Ф. Глалкий. д-р техн. наук. проф.: М.Д. Годлевский, д-р техн. наук, проф.; А.И. Грабченко, д-р техн. наук, проф.; В.Г. Данько, д-р техн. наук, проф.; В.Д. Дмитриенко, д-р техн. наук, проф.; И.Ф. Домнин, д-р техн. наук, проф.; В.В. Епифанов, канд. техн. наук, проф.; Ю.И. Зайцев, канд. техн. наук, проф.; П.А. Качанов, д-р техн. наук, проф.; В.Б. Клепиков, д-р техн. наук, проф.; С.И. Кондрашов, л-р техн. наук, проф.: В.М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.; В.И. Кравченко, д-р техн. наук, проф.; Г.В. Лисачук, д-р техн. наук, проф.; В.С. Лупиков, д-р техн. наук, проф.; О.К. Морачковский, д-р техн. наук, проф.; В.И. Николаенко, канд. ист. наук, проф.; П.Г. Перерва, д-р экон. наук, проф.; В.А. Пуляев, д-р техн. наук, проф.; М.И. Рыщенко, д-р техн. наук, проф.; В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.; Г.М. Сучков, д-р техн. наук, проф.; Ю.В. Тимофеев, д-р техн. наук, проф.; Н.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

Государственное издание Свидетельство Госкомитета по информационной политике Украины КВ № 5256 от 2 июля 2001 года

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ: Ответственный редактор: Н.А.Ткачук, д-р техн. наук, проф.

Ответственный секретарь:

А.В.Ткачук, канд. техн. наук, ст.н.с.

Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.;
В.С. Гапонов, д-р техн. наук, проф.;
Г.Н. Жолткевич, д-р техн. наук, проф.;
А.А. Зарубина, канд.техн.наук, проф.;
В.Б. Зеленский, канд.техн.наук, доц.;
Г.И. Львов, д-р техн. наук, проф.;
А.Д. Чепурной, д-р техн. наук, проф.

Адрес редколлегии: 61002, Харьков, ул. Фрунзе, 21. НТУ "ХПИ".

Каф. ТММиСАПР, тел. (057) 7076-902. Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2011. – № 22. – 152 с.

У збірнику представлені результати досліджень кінематики, динаміки, напружено-деформованого стану елементів сучасних машин, а також методи, моделі та системи їх автоматизованого проектування. Для викладачів, наукових співробітників, спеціалістів.

В сборнике представлены результаты исследований кинематики, динамики, напряженно-деформированного состояния элементов современных машин, а также методы, модели и системы их автоматизированного проектирования. Для преподавателей, научных сотрудников, специалистов.

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ "ХПІ". Протокол № 6 від 10 червня 2011 р.

© Національний технічний університет "ХПІ"

Харьков 2011

УДК 621.1:539.3

Н.А. ТКАЧУК, докт. техн. наук, проф., зав. каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ", *А.Д. ЧЕПУРНОЙ*, докт. техн. наук, гл. инженер ОАО "Азовмаш", г. Мариуполь

СОВРЕМЕННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ И САПР: РЕАЛЬНЫЕ ТЕНДЕНЦИИ И ПЕРСПЕКТИВЫ

У статті визначені проблемні для України питання впровадження комп'ютерних технологій у практику діяльності машинобудівних підприємств. Проілюстрована практика науково-освітньовиробничої кооперації на прикладі центру "Тензор" НТУ "ХПГ"

В статье освещены проблемные для Украины вопросы внедрения компьютерных технологий в практику деятельности машиностроительных предприятий. Проиллюстрирована практика научно-образовательно-производственной кооперации на примере центра "Тензор" НТУ "ХПІ"

In the paper problematical questions of computer technologies introduction into the practical activity of Ukrainian machine-building enterprises are determined. The practice of scientific, educational and industrial cooperation is illustrated on the basis of NTU "KhPI" Tensor-center experience

Введение. Современное мировое машиностроение на данный момент уже не просто интегрировало в себя технологии CAD/CAM/CAE/PDM, а сделало их по сути основной средой разработки изделий. И проектирование, и технологическая подготовка, и моделирование физико-механических процессов, и обоснование принятия решений производятся на основе средств компьютерного проектирования, понимаемого в широком смысле. Отечественное машиностроение не стоит в стороне от этих тенденций. Этому есть и экономические, и правовые, и организационные предпосылки. В данной статье проводится анализ реалий, тенденций и перспектив внедрения технологий САПР в отечественном машиностроении.

1. Анализ состояния вопроса за 2005-2010 годы: база и способ. Как и любой сложный и масштабный вопрос, направление или проблема в сложной и масштабной системе (а именно таковым является рассматриваемый), он порождает ситуацию неопределенности при попытке спрогнозировать какие-либо тенденции на основе анализа текущей ситуации. Большую определенность можно получить, проанализировав процесс развития в хронологическом аспекте. Еще лучше – провести сравнительный хроно-анализ по технологии "предиктор-корректор". Для этого нужно вооружиться некоторым прогнозом, отстоящим от сегодняшней ситуации на достаточное время, после чего проанализировать предсказываемое развитие, выделяя соответствия-несоответствия. На этой базе гораздо эффективнее делать прогнозы на будущее. С этой точки зрения, безусловно, достаточно привлекательным является обращение к серии публикаций "САПР в Украине: хроника? шок? ремиссия?" в журнале "Бизнес-мост" за 2005-2006 гг. В данном случае она не просто предоставляет материал для анализа, а дает в руки средство как объективной оценки изменения ситуации в 2005-2010 гг., так и базу для обоснования дальнейших прогнозов.

2. Анализ мировых тенденций и отечественного рынка. В статье "Взгляд первый: чувства, впечатления, тенденции" [1] из упомянутого цикла в качестве основных мировых тенденций систем класса CAD/CAM/CAE отмечались:

• интеграция систем CAD/CAM/CAE/PDM "внутри класса", т.е. объединение функций геометрического моделирования, исследований, изготовления, управления проектом и баз данных в одной системе;

• интегрирование систем CAD/CAM/CAE/PDM в общие информационные потоки систем MRP, ERP;

• автоматизация всех *основных сторон* жизни предприятия и всех *основных этапов* проектирования-изготовления;

• использование систем CAD/CAM/CAE/PDM как профессионального средства общения разработчиков разных фирм и разных специальностей;

 разделение рынка между несколькими основными мировыми лидерами и некоторое сближение функциональных возможностей их флагманских продуктов.

Эти мировые тенденции действительно реализовались в 2005-2010 гг. Более того, можно выделить еще несколько обнаруженных тенденций:

• стремление крупных фирм-разработчиков к созданию комплексных интегрированных решений CAD/CAM/CAE/PDM на своей платформе, в т.ч. путем интеграции разработок других фирм (примером могут быть DS-Catia-Abadus-Simulia);

• постоянное «заимствование» идей и реализация удачных решений, появляющихся у конкурентов, в разработках следующих версий (примером может быть интерфейсная оболочка Pro/ENGINEER, мигрировавшая по оформлению к "SW-подобной"). Можно добавить, что и "старые", и "новые" тенденции в целом еще более интенсифицировались во времени.

Что касается отечественного рынка САПР, то отмечалось, что "в тенденции он стремится отразить мировые направления развития. Однако за ним "тянется" хвост-тормоз из разноплатформенных решений. Кроме того, на ситуацию давит масштабный фактор: ресурсы отечественных предприятий совершенно недостаточны не то что для тотального внедрения САПР, но и для мало-мальски комплексного их применения".

В целом ситуация таковой и осталась. Но необходимо отметить отрадные факторы изменения корпоративной политики отдельных машиностроительных предприятий и объединений. Примером может быть проект внедрения CAD/CAM/CAE/PDM-технологий в практику деятельности ИГ "У.П.Э.К." [www.upec.com.ua]. Эта положительная тенденция направлена на качественное улучшение не только процесса разработки, но и на его результаты – рост технических, технологических и экономических характеристик производимых изделий.

Таким образом, можно заключить, что мировые тенденции проникают на отечественный рынок. Из четырех мировых лидеров (РТС, DS, Siemens, Auto-Desk) заметно продвинулись на украинском рынке некоторые продукты:

Pro/ENGINEER Wildfire, SolidWorks, Inventor, NX, а также КОМПАС российской фирмы ACKOH. При этом легальный лицензионный софт по-прежнему проблематичен для приобретения в массовом количестве вследствие, в основном, барьера непонимания руководителями их необходимости, выгоды и перспектив.

3. Требования текущего момента. В той же статье отмечалось "...то, что сегодня и завтра будет для отечественных предприятий объективно велением времени:

• требование легализации программного обеспечения;

• требование интенсификации: сроки от начала проектирования до изготовления сокращаются от лет до месяцев, а иногда и до недель;

• необходимость интегрируемости баз данных, "произошедших" от разных предприятий, организаций и программного обеспечения;

• требования Всемирной торговой организации к разработке конструкторской документации в электронном формате, а также к проведению многочисленных исследований с применением лицензионного программного обеспечения".

Ситуация в этом смысле осталась той же. Несколько сглажена она была тем, что кризисные явления отвлекли внимание и самих промышленников, и международных органов от требований легализации софта в области САПР. Однако у этой ситуации есть и оборотная сторона: сразу же после начала стабилизации и подъема в мировом машиностроении обязательно ужесточится конкурентная борьба. В этой ситуации вопросы легального софта станут не только тормозом для отечественных предприятий, но и оружием против них со стороны зарубежных конкурентов.

В связи с этим можно сказать, что в целом оценка ситуации, данная ранее, оказалась законсервированной: "и то плохо в данной ситуации, что ощущается дефицит времени, дефицит ресурсов. Но еще хуже, что сплошь и рядом ситуация развивается таким образом, что происходит дальнейшая потеря и ресурсов, и времени". И основной вопрос приобретает альтернативный вид: проблема не только и не столько в деньгах, а в рациональных вариантах внедрения систем CAD/CAM/CAE/PDM.

К традиционным бедам нашего "промышленного кредо" (устаревшая ориентация на "материальную" составляющую и игнорирование информационной, в т.ч. "САПРовской") добавляется актуальность, обусловленная качественно изменяющимися условиями существования предприятий, правовыми требованиями, к ним предъявляемыми, и экономической целесообразностью".

Более того, она, эта оценка, за исключением небольшого количества предприятий, обострена.

4. Анализ организационных и технологических моментов. Рассматриваются два варианта ситуации: "Не редкость в наше время ситуация, когда вновь созданная с нуля фирма продуманно проводит закупку лицензионного программного обеспечения, обучение персонала, осуществляет "привязку специалистов", обеспечивает им достойную зарплату, приобретает документацию. И потом, все это завязано на реальные проекты, заказы, производство. Тогда у такой фирмы появляются только "нормальные" задачи развития, а не

проблемы, обусловленные недостатками проведенного или проводимого "оСАПРивания". Но: обычно лицензионных версий программного обеспечения – единицы (только прикрытие), а то они и вовсе отсутствуют. Кроме того, такие фирмы обычно конкурентоспособны на внутреннем рынке, но не обязательно – на внешнем. Вдобавок, зачастую исследовательская компонента (системы САЕ) у этих фирм "в загоне" (спасает либо старый багаж опытных специалистов, либо нетребовательность заказчиков, либо скорая оценка, прикидка "на глаз" результатов расчетов)".

Учитывая экономическую ситуацию, такой оптимистический сценарий реализован был в единицах случаев. Упоминаемая выше ИГ "У.П.Э.К." организовала, к примеру, отдельное подразделение и осуществила многомесячный проект с фирмами РТС и Pro/Technologies по внедрению CAD/CAM/CAE/PDM в деятельность компании. В то же время, такие примеры в Украине за последние 5 лет редки, а, в основном, ситуация развивалась по более пессимистическому сценарию.

Для многих средних и крупных заводов-производителей, КБ характерны следующие варианты развития ситуации с системами CAD/CAM/CAE/PDM:

вариант А. На предприятии создается отдельная структура, в которой сконцентрировано: программное обеспечение, аппаратное обеспечение, часть персонала, ресурсы. Тогда возникают следующие противоречия:

1) слабая связь с конструкторскими и технологическими подразделениями;

2) противоречия с отделами по поводу форматов документации, сроков, качества выполнения заказов и обязанностей;

 финансово-экономические противоречия: мало финансов – дискредитируется сама идея, и тогда – "вялотекущее" состояние застоя, безразличие персонала, квалифицированные кадры уходят;

вариант Б. Все ресурсы – персонал, программное обеспечение, аппаратное обеспечение, финансирование – сосредотачиваются в подразделениях.

Плюсы: 1) тесная органическая связь с внутренними проблемами, задачами отдела и предприятия в целом, а также с заказчиком;

2) желание "работать на свою команду" заставляет персонал "сверхэффективно" использовать ПО, АО, рабочее время;

3) всегда проявляются через непосредственную "обратную связь" потребности в конкретном ПО, АО, персонале, литературе.

Минусы: 1) отсутствие единой технической политики на предприятии: отделы "мигрируют" – каждый в свою сторону ПО и АО, отсюда – нестыковка при передаче документации из отдела в отдел и из службы в службу, неэффективность, и опять же – дискредитация идеи САПР;

 непонимание некоторыми руководителями среднего звена и "неразумное" использование АО, ПО и персонала;

3) просто некому заниматься обучением и переобучением персонала;

4) никто не занимается согласованием и модернизацией АО, обновлением ПО;

5) страдает система связи и передачи информации между отделами, не

ведется единая база данных проектов;

6) вместо единой сквозной цепочки от начальных этапов проектных работ до освоения производства в лучшем случае образовываются локальные циклы конструкторских и технологических подразделений, расчетных отделов;

 отсутствует единая политика распределения объемов работ, в т.ч. передача части работ внешним исполнителям;

8) отсутствуют стандарты предприятия по организации САПР, по форматам данных, моделей и документации.

Таким образом, и в первом, и во втором случае происходит девальвация ценности и снижение эффективности использования САПР на предприятии».

Нужно отметить, что поскольку задача внедрения САПР – это *объективная* потребность предприятия, то рано или поздно она "пробьет" дорогу в субъективно воспринимаемую руководством и персоналом картину осознаваемых потребностей. За эти годы это, в основном, и происходило. Важно, чтобы осознание этой необходимости стало указателем в правильном направлении (см. выше "Оптимистическая ситуация").

5. Состояние вопроса исследований физико-механических процессов. Нужно согласиться с данной в публикации 5-летней давности оценкой [1]: среди "триады" CAD/CAM/CAE-систем наибольшее применение нашли CAD, меньшее – CAM, и совсем слабое – CAE. Остались прежними и причины:

• отсутствие у руководства предприятий понимания всей важности данного направления. А ведь оно – неотъемлемый процесс проектирования. Более того, в соответствии с требованиями западных стандартов это обязательная часть проектных работ. Ни один заказчик, страховая фирма или потребитель не будут иметь дела с фирмой, которая не проводила всего комплекса необходимых исследований при проектировании, испытаниях, технологической подготовке производства новых изделий.

• САЕ-системы обладают очень высокой стоимостью одного рабочего места: в десятки и сотни раз больше, чем САД или САМ.

• отсутствие удовлетворительных технологий и форматов для автоматизированного формирования расчетных моделей по электронным данным, полученным из модулей CAD и CAM: до сих пор технология их формирования является все же сочетанием этапов автоматизированных и искусства расчетчика.

6. Анализ картины в целом. Можно согласиться с оценкой [1], что "в Украине немало фирм и предприятий, в которых не просто *освоены* CAD/CAM/CAE-технологии, а они стали способом "*мышления, общения*", резко повышая эффективность при использовании систем PDM – способа управлять, согласовывать, структурировать все этапы проектирования. Но, к сожалению: а) их мало; б) на предприятиях, в т.ч. и с первого взгляда, успешных, очень мало лицензионных версий программных продуктов из серии CAD/CAM/CAE/PDM; в) при вступлении Украины во Всемирную торговую организацию резко нахлынут вопросы лицензирования и тотального перевода на CAD/CAM/CAE/PDM-технологию проектирования; г) требование резкого повышения технического уровня выпускаемой продукции и культуры производства в условиях "открытых границ" и "мировых стандартов" потребует *одномоментной* реакции по многим направлениям САПР".

В заключение был сделан вывод о том, что "возможен *САПР-шок*, который нужно предвидеть и предпринимать определенные превентивные меры".

К счастью, в силу ряда обстоятельств такой "САПР-шок" не состоялся. Это просто значит, что он отложен на эти годы, и ситуация обязательно "взорвется". При этом может случиться и "громкий взрыв", когда к какому-либо предприятию будут применены значительные штрафные санкции, а сама ситуация будет освещена в прессе, и "тихий пожар", когда в обычном порядке, без громких публикаций, но будет проведена серия судебных разбирательств с исками против предприятий и фирм Украины. И тот, и другой сценарий объективно не отличаются последствиями (они пагубны), но разнятся по восприятию общественности. Но уже сейчас нужно понять, что ситуация с САD/САМ/САЕ-системами в Украине требует коренного изменения.

7. Центр "Тензор" НТУ "ХПИ". НТУ "ХПИ" всегда старается не только отслеживать текущую ситуацию в науке, образовании и промышленности, но и упреждать ее конкретными действиями. С удовольствием можно процитировать [1]: "В Национальном техническом университете "Харьковский политехнический институт" приказом ректора Товажнянского Леонида Леонидовича как реакция на ситуацию (и еще больше – как стратегическая профилактика) создан в 2002 г. центр компьютерных методов проектирования, исследования и изготовления машиностроительных конструкций "Тензор", эволюционирующий в государственный аналитический центр".

Основные его цели:

 подготовка и переподготовка специалистов по информационным технологиям проектирования;

 проведение научных исследований по оптимальному проектированию элементов машиностроительных конструкций на основе глубокого анализа физико-механических процессов;

3) "лицензионное" обеспечение отечественных разработок по направлению CAD/CAM/CAE/PDM: в центре лицензионные версии систем Pro/ENGINEER, ANSYS, Pro/Mechanica, Inventor, WinMachine, KOMIIAC, SolidWorks, Siemens PLM, LSDYNA-3D;

 формирование мощного, ударного "кулака" ученых (профессоров, преподавателей, научных сотрудников, аспирантов, инженеров) для решения актуальных, важных и масштабных задач в оперативном и сверх-оперативном режиме;

5) создание мощных вычислительных ресурсов для исследования сложных и сверхсложных систем. В центре развернут комплекс 2-хпроцессорных компьютерных станций на базе процессоров Intel Pentium, Xeon, AthlonMP с объемом оперативной памяти 2-4 Гб и дисковым пространством 300-400 Гб каждая. Создан 10-узловой компьютерный кластер "Политехник-120" с объемом оперативной памяти 14 Гб, дисковым рабочим пространством 1,5 Тб. В результате возможно решение таких сложных задач, которые физически просто "не по зубам" рядовым компьютерам. Кроме того, созданы уникальные расчетно-экспериментальный метод и расчетно-экспериментальная установка, объединяющие методи конечных элементов и голографической интерферометрии;

6) разработана технология обобщенного параметрического описания элементов сложных и сверхсложных механических систем, составляющая научную базу создаваемых специализированных интегрированных систем автоматизированного проектирования, исследования и изготовления;

7) центр "Тензор" является тем волнорезом, который может принять на себя первый шквал исследований;

 центр, как "не продающий" ту или иную систему САПР, объективно заинтересован в сравнительном анализе возможностей, преимуществ и недостатков этих систем;

9) центр является *банком проектов*, пополняемым в процессе выполнения, а также концентратором и носителем *баз знаний* в различных областях исследования физико-механических процессов в сложных и сверхсложных механических системах;

10) центр является прекрасным "окном" за рубеж: существуя в стенах НТУ "ХПИ", он может на льготных условиях приобретать лицензионные версии различных программных продуктов, существенно облегчая груз затрат отечественных предприятий;

 научный, исследовательский и учебный центр "Тензор" представляет собой один из оптимальных вариантов получения услуг отечественными предприятиями "в складчину, в рассрочку и со скидкой";

 центр обладает огромным опытом успешного выполнения нескольких десятков научно-исследовательских проектов по заказам министерств, предприятий и международных организаций.

Примеры успешных проектов: по заказу XT3 проводятся исследования корпусных элементов многоцелевых тягачей МТ-ЛБ, элементов систем охлаждения ДВС; для ГП "Завод им. Малышева" рассчитывались элементы трансмиссий, литьевых форм для изготовления сложнопрофильных фрагментов радиаторов; в рамках гранта №1064 Научно-технологического центра в Украине исследовались густоперфорированные пластины и оболочки, элементы технологического обеспечения, элементы индивидуальной защиты, плиты с Тобразными пазами, пресс-формы, эндопротезы; по заказу ОАО "ГСКТИ" проведены исследования сварных рам ветровых корпусов энергоустановок; для завода "Свет шахтера" исследованы элементы шахтных конвейеров".

Нужно добавить, что за это время существенно расширен пункт 3 перечня (добавились SolidWorks и Siemens PLM). Обновлены версии почти всех программных продуктов из прежнего списка. Кроме того, пункт 5 пополнен специализированным учебно-исследовательским кластером "Политехник-125". Он требует отдельного описания, поэтому – только краткая характеристика: 64 процессорных ядра, 128 Гб ОЗУ, 16 Тб дисковой памяти. Направленность компьютерное моделирование нелинейных, нестационарных физикомеханических процессов и состояний в сложных и сверхсложных механических системах. Соответственно, можно пополнить и цикл успешных проектов, выполненных и выполняемых с применением страто-кластера "Политехник-125": по заказу ОАО "ГСКТИ" проведены исследования механизма наклона уникальной дуговой сталеплавильной печи емкостью 60 тонн, а также виброударной машины для выбивки крупного вагонного литья; для предприятий бронетанкостроения исследовались динамические характеристики бронекорпусов легких по массе боевых машин; для Изюмского тепловозоремонтного завода проведено исследование напряженно-деформированного состояния рам тепловозов и обработанных методом дискретного упрочнения коленчатых валов тепловозных двигателей.

Кроме того, был выигран и успешно выполнен грант IT/480-2007 «Розробка теоретичних основ комп'ютерних кластерних технологій та унікального програмно-апаратного комплексу для дослідження складних та надскладних механічних систем» (2007-2008 гг.) в рамках Государственной программы "Інформаційні та комунікаційні технології в освіті і науці" (2006-2010 гг.). Он составил научнометодологическую основу всех разработок центра "Тензор" НТУ "ХПИ".

Таким образом, можно заключить, что в НТУ "ХПИ" в центре "Тензор" успешно реализованы новые научные разработки по интегрированию методик отечественных ученых в среду CAD/CAM/CAE-систем с целью создания специализированных программно-модельных комплексов по заказам предприятий Украины и зарубежных фирм. Кроме того, развернут уникальный комплекс АО и ПО, в сочетании с новыми научными разработками и мощным кадровым потенциалом дающий возможность решить важные и масштабные проекты, цель которых – повышение технического уровня продукции отечественных предприятий и культуры производства.

8. Предложения и заключение. Как ни парадоксально, но практически без изменений и дополнений можно оставить заключительные положения статьи [1]: "Анализ отдельных тенденций позволяет заключить, что оптимальным путем для отечественных предприятий является, по мнению автора, создание "смешанной" (рациональное сочетание централизованной – децентрализованной) службы САПР. Общее требование - комплексность и продуманность стратегии внедрения систем CAD/CAM/CAE/PDM как с точки зрения выбора самих систем, так и кадровых вопросов, организационных моментов, обучения, сопровождения. Обязательно должна в качестве первого и очень важного этапа присутствовать выработка стратегии выполнения работ в данном направлении на предприятии, причем с привлечением мнения спектра фирмдистрибюторов, с выполнением ряда пилотных проектов на этапе сравнительной опытной эксплуатации различных систем, но с учетом решающего мнения собственных специалистов предприятия. Экономия времени и средств на этом этапе чревата многократно большими потерями на последующих. Результаты данного этапа должны быть оформлены документально.

В части систем САЕ очевидным путем решения возникших и грядущих проблем является использование преимуществ догоняющих (по принципам: "дорогое – в складчину" и соединения преимуществ заимствованных зарубежных компьютерных систем и специализированных оригинальных модулей), а отсюда – необходимость создания *центров* систем CAD/CAM/CAE/PDM. В частности, уже *создан* центр "Тензор" НТУ "ХПИ", который проводит *оперативное* выполнение заказов и "*олицензировывание*" исследований. При этом созданы *новые технологии* исследований, позволяющие соединить научные разработки отечественных ученых и передовые технологии компьютерного моделирования машиностроительных конструкций, получены в результате качественно более совершенные системы. Организована структура центра «Тензор», позволяющая *цивилизованно* решать все возникающие перед предприятиями проблемы, причем по доступным ценам и в короткие сроки. Разработана *технология и направление* исследований, решающие проблемы *достоверности и точности* исследований при помощи специально созданных расчетно-экспериментальных методов и установок.

В итоге можно заключить, что та ситуация, когда не ясно, в каком направлении идти, – эта ситуация испарилась: уже ясно, куда идти, да и налицо достаточно успешное продвижение по пути творческого развития и применения систем CAD/CAM/CAE/PDM в сочетании с оригинальными научными разработками. Знамя **прагматизма**, **творческого подхода**, **комплексности**, **компетентности**, поднятое производственными и научными коллективами, позволяет и тем, и другим подняться с колен, ощутить свою полноценность, востребованность, способность влиться в мировые процессы не в качестве вечно отстающих, но партнеров и конкурентов".

Можно только отметить, что актуальность проблемы за 5 лет только выросла, значительно обострившись и приобретя актуальность и важность не только потенциальную, но и реальную. При этом подтверждена правильность прогнозов, сделанных 5 лет назад [1]. Более того, ученые, преподаватели, аспиранты и студенты университета совместно с сотрудниками центра «Тензор» активно претворяют свои разработки в жизнь. Создан высокоэффективный научно-программно-аппаратный комплекс, дающий возможность решать уникальные задачи в оперативном режиме.

Приглашаем к *взаимовыгодному* сотрудничеству при исследовании элементов сложных и сверхсложных механических систем (http://tmm-sapr/org/ http://www.kpi.kharkiv.edu/tmm-sapr/html/tensor.html, tma@kpi.kharkov.ua).

В планах дальнейших публикаций цикл – развитие САПР в Украине, отдельные направления систем автоматизированного проектирования, исследования, изготовления - САD/САМ/САЕ, проекты, программное обеспечение, аппаратное обеспечение, фирмы, решения.

Список литературы: 1. *Ткачук Н.А.* САПР в Украине: хроника? шок? ремиссия? Взгляд первый: чувства, впечатления, тенденции / Н.А. Ткачук // Бизнес-мост. – 2005.

Поступила в редколлегию 16.06.10

УДК 539.3:623.438

С.Т. БРУЛЬ, канд. техн. наук, зам директора департамента разработок и закупки вооружения и военной техники МО Украины, Киев, *И.Н. КАРАПЕЙЧИК*, ген. директор ОАО "Азовмаш", Мариуполь, *В.М. МАЗИН*, ген. директор ГП "Завод им. Малышева", *Н.А. ТКАЧУК*, докт. техн. наук, проф., зав каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ"

МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕАКЦИИ КОРПУСОВ ЛЕГКОБРОНИРОВАННЫХ МАШИН НА ДЕЙСТВИЕ УДАРНО-ИМПУЛЬСНЫХ НАГРУЗОК

У статті описано узагальнений підхід до числового моделювання напружено-деформованого стану корпусів легкоброньованих машин. Досліджується випадок дії ударно-імпульсних навантажень. Наведено опис удосконаленої математичної моделі.

В статье описан обобщенный подход к численному моделированию напряженно-деформированного состояния корпусов легкобронированных машин. Рассматривается случай действия ударноимпульсных нагрузок. Приведено описание усовершенствованной математической модели.

In the paper the generalized approach to numerical modeling of stress-strained state of lightly armoured vehicles hulls is described. The case of shock impulsive loadings action is considered. The description of improved mathematical model is given.

Введение. При проведении проектно-технологических работ, неизбежно возникающих в процессе разработки новых легкобронированных машин (ЛБМ) или при модернизации существующих, требуется определение реакции бронекорпусов этих машин на действие поражающих факторов.

Один из наиболее ответственных режимов боевого применения современных ЛБМ – ударная нагрузка от действия реактивных усилий отдачи. Поскольку в данное время очевидна тенденция к резкому росту калибров и скорострельности вооружения боевых модулей ЛБМ, то возникают проблемы обеспечения прочности и жесткости бронекорпусов при действии этих усилий. Уровень этих характеристик в силу тонкостеннонности бронекорпусов легкобронированных боевых машин может быть на уровне критических величин. Это напрямую влияет на тактико-технические характеристики (TTX) легкобронированных машин, в частности, на защищенность и точность стрельбы, особенно при осуществлении стрельбы очередями. Если рассматривать данную систему (боевой модуль – бронекорпус - подвеска) как сложную систему с распределенными массовожескостными характеристиками, то упрощенные модели этой системы не всегда могут описать весь спектр эффектов, которые возникают в реальной машине. Дело в том, что разные элементы этой системы имеют разный спектр собственных колебаний. Особенностью общего спектра бронекорпуса ЛБМ является то, что по сравнению с тяжелыми боевыми машинами, где есть резкое и значительное отличие между спектрами парциальных частот собственных колебаний машины на подвеске, с одной стороны, и частот упругих колебаний бронекорпуса –

с другой, в данном случае эти спектры сближаются. Кроме того, появляется проблема проявления ударного резонанса, поскольку собственные частоты колебаний бронекорпуса расположены, как правило, не только значительно ниже, чем у тяжелых бронированных машин, но и гуще на оси частот.

Существующие методы численного моделирования реакции бронекорпусов на ударно-импульсные нагрузки [1-6] не позволяют решать весь комплекс возникающих проблем. Поэтому требуется совершенствование известных моделей и подходов. Это составляет цель исследований, описанных в данной работе.

1. Общая постановка задачи. В развитие известных методов [7] предлагается комплексный подход к решению возникающих задач анализа физико-механических процессов в бронекорпусах легкобронированных боевых машин. Опираясь на опыт предшествующих исследований [1-7], в целом предлагается следующий подход.

Для адекватного анализа динамических процессов в бронекорпусе легкобронированной машині недостаточно просто построить его расчетную модель, даже в сочетании с другими элементами, даже с применением достаточно полной дискретизации (например, с привлечением метода конечных элементов). Нужно сначала провести анализ спектров собственных частот колебаний и соответствующих собственных форм колебаний всей системы. Дальше с учетом результатов анализа выбирается способ интегрирования разрешающих дифференциальных уравнений, а также (при использовании методов прямого интегрирования) величины шага временной дискретизации. Дальше, вычленив на основе анализа полученных результатов динамического процесса в полной системе эквивалентную динамическую подмодель, можно провести многовариантные расчеты динамических процессов с варьированием некоторых параметров. При этом определяется чувствительность системы к изменению таких параметров, их рациональные значения с точки зрения обеспечения заданного уровня напряжений и перемещений. Определенные таким образом параметры проверяются уже на полной модели, и, при необходимости, процесс повторяется на уточненной модели. В результате проведенного алгоритма синтеза получаем параметры бронекорпусов по результатам анализа переходных и устоявшихся режимов при варьировании темпа стрельбы, углов стрельбы в горизонтальном и вертикальном направлении, величины усилий отдачи. Такая интегральная оценка обеспечивает заданный уровень ТТХ проектируемых машин.

Рассмотрим отдельные составляющие предлагаемого комплекса исследований.

2. Разрешающие соотношения численной модели напряженнодеформированного состояния корпусов легкобронированных машин. Следуя [1, 2], можно записаь систему соотношений для определения напряженно-деформированного состояния (НДС) бронекорпусов легкобронированных машин. При исследовании напряженно-деформированного состояния корпусов ЛБМ с применением метода конечных элементов (МКЭ) приходится решать не только краевую задачу, но и начально-краевую при действии импульсных сил. В этом случае все искомые и заданные функции зависят не только от пространственных координат, но и от времени. В этом же случае разрешающая система уравнений приобретает вид [8-10]:

$$M \mathfrak{A} + C \mathfrak{A} + K \mathfrak{u} = \mathbf{Q}, \tag{1}$$

где M – матрица масс; C – матрица демпфирования; K – матрица жесткости конструкции; **u** – вектор узловых перемещений; **u** – вектор узловых скоростей; **u** – вектор узловых ускорений; **Q** – вектор узловых нагрузок.

Для решения данной системы предполагается использовать метод Ньюмарка [8-10]. При этом вектор вектор узловых нагрузок представляет собой отнесенную к некоторым узлам конечно-элементной модели (КЭМ) реактивную силу отдачи (рис. 1), действующую на ось цапф скорострельного орудия, которым оснащается тот или иной боевой модуль (БМ).



Рис. 1. Распределение усилий отдачи при стрельбе очередью из скорострельной артиллерийской системы, которой оснащены БМ легкобронированных боевых машин

Таким образом, имея формально записываемую систему уравнений (1), вид распределения и величину усилий отдачи во времени, можно приступить к решению следующих задач.

3. Определение спектра собственных частот бронекорпусов легкобронированных боевых машин. Бронекорпуса современных легкобронированных машин имеют сложную форму и структуру. Обычно геометрические модели бронекорпусов создаются в мощных САD-системах (рис. 2). Затем полученные конечно-элементные модели передаются в САЕ-пакеты для создания КЭМ. В результате в этих системах по имеющейся информации о геометрической и конечно-элементной моделях генерируются матрицы M, C и K (см. (1)). При малом демпфировании собственные частоты и формы колебаний бронекорпусов определяются из уравнений

$$\left(K - p^2 M\right) \lambda = 0 , \qquad (2)$$

где p – массив собственных частот колебаний p_i ; $\lambda = \{\lambda_i\}^T$ – соответствующие собственные формы колебаний.

На рис. 3 представлены спектры частот колебаний бронекорпуса некоторой гусеничной машины, а на рис. 4 – отдельные собственные формы колеба-

ний колесной машины.





Рис. 3. Спектр собственных частот колебаний бронекорпуса легкой гусеничной машины



Анализ полученных данных свидетельствует о том, что спектр собствен-

ных частот колебаний ЛБМ достаточно густой. При этом собственные формы колебаний характеризуются наличием разнообразных локализаций узлов и пучностей. Отсюда следует, что при гармоническом воздействии варьируемой частоты могут возбуждаться колебания нескольких смежных форм, причем зоны с повышенными перемещениями и напряжениями могут располагаться в разных частях бронекорпуса.

4. Численное интегрирование переходных процессов. Прямое числен-

ное интегрирование уравнений (1) дает возможность получить пространственновременное распределение перемещений, деформаций и напряжений в точках бронекорпуса. При этом, проследив характер данного процесса (рис. 5), можно выделить некоторые особенности. Так, переходной процесс в системе длится на протяжении T^{-} . При этом наблюдаются пики контролируемых величин w_{max} , w_{min} . Далее процесс устанавливается. Он становится близким к периодическому с периодом τ , максимумом w_2



Рис. 5. Вертикальные перемещения оси цапф в зависимости от времени

и минимумом w_1 , амплитудой $a = (w_2 - w_1)/2$. Обычно τ совпадает с интервалом между выстрелами из артиллерийской системы (см. рис. 1).

5. Исследование условий получения ударного резонанса в системе. Бронекорпус, характеризующийся спектром частот колебаний p_i (2), можно рассмотреть в первом приближении как набор осцилляторов, описываемых набором уравнений (при пренебрежении демпфирования)

$$m_i \mathcal{W}_i + c_i v_i = 0, \ i = 1, 2, 3...,,$$
 (3)

где m_i , c_i – соответствующие эквивалентные массы и частоты ($p_i^2 = c_i / m_i$), а v_i соответствует форме колебаний λ_i .

В интервале между выстрелами действует уравнение (3). Его решение

$$\mathbf{v}_i = \frac{S}{m_i p_i} \sin p_i t, t > 0, \qquad (4)$$

удовлетворяющее начальным условиям

$$\mathbf{v}_i = 0; \, \mathbf{k}_i = S \,/\, m \,, \tag{5}$$

где S – импульс сил отдачи.

Следуя [11], можно определить условия существования периодического процесса при многоимпульсном нагружении.

Движение, вызываемое только следующим первым импульсом, можно

получить из того же выражения (4) в виде:

$$v = \frac{S}{m_i p_i} \sin p_i (t - T), \ (t > T).$$
(6)

Здесь Т – период колебаний.

Аналогично можно найти результат действия следующих импульсов. Чтобы получить общее движение, нужно сложить эти "парциальные" движения. Для одного типичного интервала времени [nT, (n+1)T], т. е. между моментами приложения *n*-го и (n + 1)-го импульсов, имеем

$$v = \frac{S}{m_i p_i} \sin p_i t + \sin p_i (t - T) + \sin p_i (t - 2T) + \dots + \sin p_i (t - nT) =$$

$$= \frac{S}{m_i p_i} \sum_{k=1}^{k=n} \sin p_i (t - kT).$$
(7)

Для начала этого интервала времени, т.е. при t = nT, по выражению (7) находим

$$v = \frac{S}{m_i p_i} \sum_{k=0}^{k=n-1} \sin(n-k) p_i T.$$
 (8)

Один из эффективных способов исследования качественных особенностей поведения данной системы описан в [11]. Рассмотрим один из периодов *T*, приняв за начало отсчета времени момент исчезновения последнего импульса. В течение рассматриваемого периода колебания являются свободными и описываются решением

$$v_i = A_i \cos p_i t + B_i \sin p_i t .$$
(9)

Если v_{0i} – начальное смещение и R_{0i} – начальная скорость, то постоянные A_i и B_i равны

$$A_i = v_{0_i}, \ B_i = \frac{B_{0_i}}{p_i} \ , \tag{10}$$

решение (9) можно записать в виде

$$v_i = v_{0i} \cos p_i t + \frac{k_{0i}}{p_i} \sin p_i t$$
 (11)

Из условий периодичности [1, 11]

$$v_{0i} = \frac{S}{2m_i p_i} \operatorname{ctg} \frac{p_i T}{2}, \quad \mathbf{a}_{0i} = \frac{S}{2m_i}$$
(12)

закон движения (9) принимает вид (0 < t < T)

$$v_i = \frac{S}{2m_i p_i} \left(\sin p_i t + \cos p_i t \cdot \operatorname{ctg} \frac{p_i T}{2} \right) .$$
 (13)

Периодичность достигнута вследствие игнорирования заданных начальных условий (т. е. условий, относящихся к начальному моменту, непосредственно перед приложением первого импульса); в реальных системах благодаря демпфированию (которое не было учтено) в конце концов осуществляется именно такое периодическое движение [1, 2, 11].

Следуя [1, 11], можно проанализировать результат, содержащийся в выражении (13). Прежде всего, если

$$\frac{p_i T}{2} = n\pi \,,$$

где n – целое, то $\left| \operatorname{ctg} \frac{p_i T}{2} \right| \rightarrow \infty$, и амплитуды перемещений стремятся к

бесконечности, т. е. наступает *ударный резонанс*. Если $\omega = 2\pi/T$ – угловая частота приложения импульсов, то условие ударного резонанса приобретает вид

$$\omega = \frac{p_i}{n}.$$
 (14)

Соотношения (3)-(14) описывают, в отличие от [1], не «единичный» ударный резонанс для вполне определенной частоты р, а для спектра частот p_i . Таким образом, условие (14) является намного более жестким, т.к. определяет гораздо больше опасных режимов, при которых наблюдается ударный резонанс.

Заключение. В работе описана методика исследования реакции бронекорпуса легкобронированной машины на действие многоимпульсного нагружения. Определены основные этапы исследований. Приведены соотношения для вычисления условий ударного резонанса.

В дальнейшем представленная методика будет использована для анализа реакции бронекорпусов легкобронированных боевых машин на серию ударно-импульсных воздействий.

Список литературы. **1.** Гриценко Г.Д. Определение характера реакции динамической системы на импульсное воздействие на примере корпуса бронетранспортера / Г.Д. Гриценко // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2005. – № 53. – С.66-79. **2.** Моделирование динамики корпуса транспортного средства специального назначения / А.В.Грабовский, Г.Д.Гриценко, А.Ю.Танченко, Н.А.Ткачук // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2006. – № 24. – С.54-70. **3.** Моделювания динамики корпуса машин при бойовому застосуванні як складних динамічних систем / Бруль С.Т., Ткачук М.А., Васильєв А.Ю., Пелешко Є.В. // Тез. доп. на 4 Всеукр. наук.-техн. конф. «Перспективи розвитку озбросння і військової техніки сухопутних військ», м. Львів, 12-13 квітня 2011 р. – С. 35. **4.** Васильєв А.Ю. Числове визначення зон у просторі відносно бронекорпусу, небезпечних з точки зору ураження кінетичними босприпасами / Васильєв А.Ю., Ткачук М.А., Шаталов О.С. // Тез. доп. на 4 Всеукр. наук.-техн. конф. «Перспективи розвитку озругання кінетичними босприпасами / Васильєв А.Ю., ткачук М.А., Шаталов О.С. // Тез. доп. на 4 Всеукр. наук.-техн. конф. сперстви сухопутних військов, кінетичними босприпасами / Васильєв А.Ю., ткачук М.А., Шаталов О.С. // Тез. доп. на 4 Всеукр. наук.-техн. конф. «Перспективи розвитку озброення і військової техніки сухопутних військової техніки сухоп

5. Динаміка корпусу бойової машини при здійсненні стрільби із скорострільних гармат / Пелешко Є.В., Мартиненко О.В., Грабовський А.В., Бруль С.Т. // Тез. доп. на 4 Всеукр. наук.-техн. конф. «Перспективи розвитку озброєння і військової техніки сухопутних військ», м. Львів, 12-13 квітня 2011 р. – С. 153. 6. Пелешко Є.В. Комплексне дослідження міцності та жорсткості корпусів транспортних засобів спеціального призначення / Є.В. Пелешко, М.А. Ткачук, С.Т. Бруль та інш. // Вестник НТУ «ХІІИ». Тем. вып.: Транспортное машиностроение. – 2010. – №39. – С. 116-131. 7. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Чепурной А.Д. и др. // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ «ХІІІ», 2006. – Т. 1. – С.57-79. 8. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 541с. 9. Стренг Г. Теория метода конечных элементов // Г. Стренг, Дж.Фикс. – М.: Мир, 1977. – 349 с. 10. *Норри Д*. Введение в метод конечных элементов // Д. Норри. – М.: Мир, 1981. – 304 с. 11. Пановко Я.Г. Устойчивость и колебания упругих систем / Я.Г. Пановко, И.И. Губанова. – М.: Наука, 1979. – 384 с.

Поступила в редколлегию 02.12.2010

УДК 62-752.8(088.8)

В.С. ГАПОНОВ, проф., д.т.н., зав. каф. "Детали машин и прикладная механика",

А.В. ГАЙДАМАКА, проф., к.т.н., проф. каф. "Детали машин и прикладная механика",

прикладная механика,

Е.Ю. ГЛАДЫЩЕВА, аспирант каф. "Детали машин и прикладная механика", НТУ "ХПИ"

ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ УПРУГИХ ОПОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

У статті дана порівняльна оцінка аналітичним і чисельним методам розрахункових жорсткостей на прикладі відомої конструкції пружного елемента опор підшипників кочення. Показано, що величина розрахованої чисельним методом жорсткості досліджуваної пружної опори непостійна і залежить від кутової координати щодо лінії дії сили.

В статье дана сравнительная оценка аналитическим и численным методам расчетных жесткостей на примере известной конструкции упругого элемента опор подшипников качения. Показано, что величина рассчитанной численным методом жесткости исследуемой упругой опоры непостоянная и зависит от угловой координаты относительно линии действия силы.

The article provides a comparative assessment of analytical and numerical methods of calculation on the example of rigidity known structure of the elastic element support bearings. It's shown that the value calculated by the numerical method investigated elastic support stiffness is not constant and depends on the angular coordinates relative to the line of force.

Анализ публикаций. В работе [1] проведен анализ конструкций и функциональных возможностей упругих опор на подшипниках качения высокоскоростных роторных систем. Установлено, что существующие упругие опоры с элементами, сохраняющими форму устойчивости [2], в достаточной мере не решают задачу снижения виброактивности роторных систем. Известные упругие опоры не способны достаточно быстро и в необходимых пределах изменять свою статическую жесткость. Поэтому предложен более эффективный принцип работы упругих опор, позволяющий мгновенно изменять характеристики жесткости [3, 4].

Опоры с новым принципом работы упругих элементов требуют расчета напряженно-деформированного состояния последних и выбора их геометрических параметров. Аналитическое определение напряжений в новых упругих элементах, представляющих собой, как вариант исполнения, цельную и разрезную цилиндрическую оболочку переменной толщины, уже в простейших условиях осесимметричного нагружения, связано со значительными трудностями даже приближенными методами теории упругости [5]. Поэтому расчет предложенных вариантов конструкции упругих элементов опор подшипников качения предполагается осуществлять на основе метода конечных элементов [6] с применением программного комплекса ANSYS [7]. Однако численный метод расчета упругих элементов нуждается в оценке отклонения полученного результата от аналитического решения.

Цель исследования - оценка отклонения результата расчета численным методом упругих элементов от аналитического решения.

Основная часть. Известная упругая опора состоит из двух жестких ко-



лец 1 и 2, связанных между собой криволинейными упругими элементами 3, образованными сквозными пазами 6, выполненными по двум концентрическим окружностям (рис. 1). Упругие элементы присоединяются к жестким кольцам 1 и 2 соответственно перемычками 4 и 5.

Аналитический расчет в работе [2] предлагается проводить методом сил. Расчетная схема представлена на рис. 2. Согласно схеме опора состоит из двух бесконечно жестких частей, внутренней 1 и наружной 2, связанных между собой тремя криволинейными упругими элементами 3. Такая система является шесть раз статически неопределимой. Ее расчет целесообразно проводить для двух вариантов действия силы **P**, а именно – горизонтальной P_{x} и вертикальной P_v, что позволит установить напряженно-деформированное состояние опоры и при любом другом центральном расположении внешней

нагрузки. Угол ϕ_1 , определяющий дуговую длину упругих элементов, является при решении задачи варьируемым параметром.

Канонические уравнения для определения лишних неизвестных x, одинаковые при обоих случаях нагружения опоры:

$$\begin{cases} x_{1}\delta_{11} + x_{2}\delta_{12} + x_{3}\delta_{13} + x_{4}\delta_{14} + x_{5}\delta_{15} + x_{6}\delta_{16} + \Delta_{1P_{j}} = 0; \\ x_{1}\delta_{21} + x_{2}\delta_{22} + x_{3}\delta_{23} + x_{4}\delta_{24} + x_{5}\delta_{25} + x_{6}\delta_{26} + \Delta_{2P_{j}} = 0; \\ x_{1}\delta_{31} + x_{2}\delta_{32} + x_{3}\delta_{33} + x_{4}\delta_{34} + x_{5}\delta_{35} + x_{6}\delta_{36} + \Delta_{3P_{j}} = 0; \\ x_{1}\delta_{41} + x_{2}\delta_{42} + x_{3}\delta_{43} + x_{4}\delta_{44} + x_{5}\delta_{45} + x_{6}\delta_{46} + \Delta_{4P_{j}} = 0; \\ x_{1}\delta_{51} + x_{2}\delta_{52} + x_{3}\delta_{53} + x_{4}\delta_{54} + x_{5}\delta_{55} + x_{6}\delta_{56} + \Delta_{5P_{j}} = 0; \\ x_{1}\delta_{61} + x_{2}\delta_{62} + x_{3}\delta_{63} + x_{4}\delta_{64} + x_{5}\delta_{65} + x_{6}\delta_{66} + \Delta_{6P_{j}} = 0. \end{cases}$$
(1)

Коэффициенты влияния уравнений (1) выражаются соответствующими интегралами Мора, которые при пренебрежении взаимным влиянием нормальных и поперечных сил на деформацию имеют следующий вид:

$$\begin{cases} \delta_{ik} = \frac{1}{EJ} \sum_{n=1}^{n=3} \int_{S} \overline{M}_{i,n} \overline{M}_{k,n} ds; \\ \Delta_{iP_{j}} = \frac{1}{EJ} \sum_{n=1}^{n=3} \int_{S} \overline{M}_{i,n} \overline{M}_{P_{j},n} ds. \end{cases}$$
(2)

Перемещения центра опоры в вертикальном и горизонтальном направлениях, необходимые для вычисления соответствующих коэффициентов жесткости, могут быть найдены по методу Мора после определения лишних неизвестных.

Расчетная формула для коэффициента жесткости:

$$c = k_4 \frac{EJ}{R^3},\tag{3}$$

где $k_4 = 1/k_3$, а k_3 – табличный безразмерный коэффициент, зависящий от направления силы **Р** и величины угла ϕ_1 . φ_1

Коэффициенты k_3 и k_4 для вертикального и горизонтального направле- φ_2 ний силы **Р** при одном и том же угле ϕ_1 полностью совпадают. Это говорит φ3 об изотропности упругого поля рассматриваемой опоры.

Момент инерции сечения упругого элемента равен:

$$J = \frac{bt^3}{12}, \qquad (4) \quad \frac{\varphi_6}{\varphi_7}$$

где b – ширина упругого элемента, а t – его толщина.

Максимальное напряжение в опоре рассчитывается по формуле:

$$\sigma_{\max} = \frac{k_1 P R}{W} + k_2 \frac{P}{F},\tag{5}$$

где $W = bt^2/6$, F = bt, а k_1 и k_2 – табличные безразмерные коэффициенты, зависящие от направления силы Р и угла ϕ_1 .

Численное исследование напряженно-деформированного состояния упругой опоры. Для численного исследования напряженно-



Рис. 3. Конечно-элементная модель упругой опоры



Рис. 4. Точки снятия результатов

 $\Delta \phi$

0

45

90

135

180

225

270

 φ_4

φ,

Таблииа Значения жесткости в контрольных точках и погрешность численного исследования c_y , C_x , δ.,% δ.,% МН/м МН/м 33,80 0,68 33,72 0,71 33,55 0,05 33,77 0,76 33,97 0,53 33.78 0,51 33.78 0.72 33.53 0,00 33,73 1,26 33.79 0.69

деформированного состояния геометрическая модель упругой опоры была построена в пакете SolidWorks и передана в пакет ANSYS. После разбиения модели на конечные элементы и задания граничных условий, как и в аналитическом расчете, к модели поочередно были приложены две силы в 1000 Н, горизонтальная и вертикальная. На рис. 3 представлена конечноэлементная модель упругой опоры.

Анализ решения. В результате аналитического расчета получена жесткость опоры с = 33,5469 МПа и максимальное напряжение $s_{max} = 13,5365 \text{ MIIa}.$

При численном исследовании для каждого варианта приложения силы значения перемещений брались для пяти различных точек. На рис. 4 показаны эти точки. В таблице представлены значения жесткости в этих точках, а также погрешность численного исследования.

По данным табли-
цы построен график
(рис. 5). Из графика
видно, что максималь-
ное отклонение от
аналитического реше-
ния имеется в точках,
наиболее удаленных от
места приложения си-
лы.



ис. 5. График ачения жесттей, полученіх численным методом

> Максимальное эквивалентное напряжение по энергетической теории прочности для силы P_x $\sigma_{\text{max}}^x = 12,487$ МПа, для силы P_y $\sigma_{max}^{y} = 11,698$ МПа. Погрешность максинапряжения $\delta_{\sigma}^{x} = 7.75 \%$ мального И $δ_{\pi}^{y}$ =13,58 %. На рис. 6 показано распределение эквивалентных напряжений в упругой опоре.



Рис. 6. Распределение напряжений в упругой опоре

Выводы. В работе отработана методика расчета численным методом упругой опоры полшипников качения. Лана сравнительная оценка аналитическим и численным методами расчетных напряжений и расчетных жесткостей на примере известной конструкции упругого элемента.

Показано, что величина рассчитанной численным методом жесткости исследуемой упругой опоры непостоянна и зависит от угловой координаты относительно линии действия силы. Наименьшее отклонение рассчитанной численным методом жесткости упругой опоры от величины жесткости, расчитанной аналитическим методом, достигается в зоне приложения силы.

Список литературы: 1. Гапонов В.С. Аналитический обзор литературы по вопросам конструктивного обеспечения динамической устойчивости высокоскоростных роторных систем / В.С. Гапонов, А.В. Гайдамака, Е.Ю. Гладыщева // Вестник НТУ "ХПИ". Тем. Вып.: Машиноведение и САПР. – Харків: НТУ "ХПГ, 2010. - №19. – С.39-44. 2. Кельзон А.С. Расчет и конструирование роторных машин / А.С. Кельзон, Ю.Н. Журавлев, Н.В. Январев. – Л.: Машиностроение (Лениноград. отд-ние), 1977. – 288 с. 3. Гапонов В.С., Гайдамака А.В. Пружня опора для підшипників роторних систем // Рішення про видачу патента на винахід № 12413/1 від 26.10.2009. 4. Гапонов В.С., Гайдамака А.В. Корпус шпінделя // Рішення про видачу патента на винахід № 14490/1 від 13.11.2009. 5. Пономарев С.Д. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. В 3-х т. – М. Машгиз, 1959. 6. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы: Пер. с англ. / Р. Галлагер. – М.: Мир, 1984. – 428 с. 7. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя / К.А. Басов. - М.: ДМК Пресс, 2005. - 640 с.

Поступила в редколлегию 02.03.11

УДК 531.8:621.747

А.В. ГРАБОВСЬКИЙ, мол. наук. співроб. каф. ТММіСАПР, Ю.В. КОСТЕНКО, аспірант каф. ТММіСАПР, НТУ "ХПІ", **І.В. АРТЬОМОВ**, гол. конструктор ВАТ "ГСКТІ", Маріуполь

УДАРНА ВЗАЄМОДІЯ ТА ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ У ВІБРОУДАРНИХ МАШИНАХ З ЧАСТКОВИМ РУЙНУВАННЯМ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ВАНТАЖУ: ЗАДАЧІ, МЕТОДИ, МОДЕЛІ

У роботі викладено новий підхід до визначення сил ударної взаємодії у вібраційних машинах. Він полягає в тому, що ударні сили не моделюються за допомогою залежностей, заданих апріорно, а обчислюються на основі розрахунково-експериментальних досліджень. При цьому використовується представлення сили ударної взаємодії у вигляді ряду за базисними функціями від відносного зближення і швидкості. Невідомі коефіцієнти в розкладанні сили пропонується визначати на основі досягнення мінімуму функціонала невідповідності результатів числового й експериментального моделювання.

В работе изложен новый подход к определению сил ударного взаимодействия в вибрационных машинах. Он заключается в том, что ударные силы не моделируются с помощью зависимостей, заданных априорно, а вычисляются на основе расчетно-экспериментальных исследований. При этом используется представление силы ударного взаимодействия в виде ряда по базисным функциям от относительного сближения и скорости. Неизвестные коэффициенты в разложении силы предлагается определять на основе достижения минимума функционала несоответствия результатов числового и экспериментального моделирования.

In this paper we outline a new approach to determining the forces of impact interaction in vibratory machines. It lies in the fact that the unbalance force is modeled using relationships defined a priori, but calculated on the basis of calculation and experimental studies. In this case, the representation of the forces of impact interaction in a series of basis functions, depending on the relative convergence and speed. The unknown coefficients in the expansion of the forces expected to be based on achieving a minimum of functional discrepancy of the results of numerical and experimental simulation.

Вступ. Сучасні машини проектуються для виконання все більш широкого спектру функцій. Це змушує проектувальників розширювати принципи роботи нових машин. Зокрема, зараз різко зростають області застосування вібраційних машин. Вони використовуються як транспортні та технологічні машини у різних галузях промисловості: в металообробці, в металургії, в обробці будівельних матеріалів, у сільському господарстві та переробці сільськогосподарської продукції. Цьому сприяють унікальні особливості вібраційних машин, зумовлені специфічними властивостями нелінійних динамічних систем. У той же час зростаючі вимоги до технічних характеристик, а також інтенсифікація режимів експлуатації вібромашин призводять до різкого зростання їхньої динамічної навантаженості. При цьому особливе значення дані фактори мають для важких вібраційних машин, зокрема, віброударних, тому що при цьому традиційні підходи до моделювання динамічних процесів і напружено-деформованого стану не дають адекватних результатів. У цьому контексті особливе значення набувають питання визначення сил ударної взаємодії вібромашини з технологічним вантажем (який транспортується) при

його частковому руйнуванні, оскільки в багатьох віброударних системах такого типу не можна заздалегідь установити параметри основних їх елементів. Наприклад, для великотоннажних вібраційних машин, призначених для вибивки земляних грудок з виливки великої маси, дуже високі ударні навантаження при ударній взаємодії падаючого вантажу з машиною. Процес ударної взаємодії відбувається при частковому руйнуванні земляної суміші з неоднорідними за об'ємом властивостями матеріалу. При цьому навіть для однорідного матеріалу розрахунковим шляхом важко визначити нелінійний закон зміни сили ударної взаємодії від зближення та відносної швидкості машини з технологічним вантажем, оскільки матеріал земляної грудки частково ущільнюсться, частково розпушується, а частково видаляється. Це створює в поєднанні з випадковим характером всіх цих процесів ситуацію невизначеності, яка не дає можливості обчислення тривалості ударної взаємодії і амплітуди діючих навантажень, а, значить, і виникаючих в елементах машини напружень.

Таким чином, виникає актуальна задача розробки удосконалених підходів, методів і моделей, а також виявлення особливостей динамічних процесів у віброударних машинах з нелінійними неутримуючими зв'язками, розподілу сили ударної взаємодії при його частковому руйнуванні і залежності напружено-деформованого стану елементів вібромашин від параметрів елементів віброударної системи. Це завдання поставлено і розв'язано в даній роботі.

Метою роботи є вдосконалення методів визначення сил ударної взаємодії у віброударних машинах на основі розрахунково-експериментальної ідентифікації залежності даних сил від параметрів стану динамічної системи. Для досягнення цієї мети в роботі розв'язані наступні завдання:

- аналіз та узагальнення методів моделювання динамічних процесів у віброударних системах і обґрунтування шляхів розв'язання задачі;

 розробка перспективних підходів і моделей для дослідження взаємодії елементів у віброударних машинах з нелінійними неутримуючими зв'язками при частковому руйнуванні технологічного вантажу;

 аналіз впливу параметрів віброударної системи на характеристики вібраційних процесів, на зусилля ударної взаємодії та на їх тривалість;

 розв'язання прикладних задач числового моделювання динамічних процесів і напружено-деформованого стану елементів віброударних машин;

- розрахунково-експериментальне визначення параметрів динамічних процесів.

1. Аналіз стану питання. У роботі [1] проведено аналіз існуючих конструкцій віброударних систем (ВУС), виявлено існування величезного розмаїття типів і схем вібромашин. Визначено методи обчислення сил взаємодії у віброударній системі. У дослідження віброударних систем значний вклад внесли такі учені, як К.В. Аврамов, П.М. Аксенов, В.А. Баженов, С.М. Барчан, І.І. Блехман, Ю.С. Воробйов, І.І. Герега, А.І. Горський, О.М. Гузь, О.М. Дмитроченко, В.З. Дятчин, А.П. Зіньковський, Р.М. Козулькевич, В.Д. Кубенко, Е.Е. Лавендал, Є.С. Лапшин, В.О. Ленда, І.В. Матвеєнко, Ю.В. Міхлін, В.П. Нісонський, Я.Г. Пановко, Д.Ю. Погорелов, К.С. Рагульскіс, Л.І. Сердюк, К.М. Степанов, В.П. Франчук, В.М. Шопа, В.Б. Яковенко, М.П. Ярошевич та ін. [2-13]. Оскільки універсальні методи розрахунку віброударних систем розроблені недостатньо, виникає актуальна науково-практична задача удосконалення методів моделювання динамічних процесів в досліджуваних віброударних системах, створення нових моделей для визначення ударних зусиль і напружено-деформованого стану елементів віброударних машин. У роботі намічені шляхи вирішення цього завдання і визначені етапи досліджень.

2. Підходи, методи та моделі для опису динамічних процесів у віброударних системах з нелінійними неутримуючими зв'язками та дослідження напружено-деформованого стану вібромашин. При прийнятті проектних рішень щодо обґрунтування структури і параметрів віброударних машин виникають дві взаємопов'язані задачі: моделювання динамічних процесів віброударної взаємодії та аналізу напружено-деформованого стану елементів машин у процесі дії технологічних та експлуатаційних сил.

У запропонованій роботі пропонується застосувати математичну модель змінної структури, це дозволить охопити широкий клас ВУС, і при всьому цьому буде забезпечена її адекватність і точність, а також ефективна числова реалізація.

Традиційний підхід до опису руху цієї системи (рис. 1) полягає в тому, що лосліджуваний процес розбивається на дві частини: роздільний рух тіл 1. 2 і акт їх взаємодії.



Рис. 1. Традиційний підхід

Перший з етапів звичайно не викликає труднощів при описі, який часто представляється в аналітичному вигляді. При описі другого етапу зазвичай застосовуються 2 підходи: І) Акт взаємодії розглядається як короткочасний удар. При цьому сам процес взаємодії ніяк не досліджується, а описуються тільки його наслідки (коефіцієнт відновлення R). Цей підхід не може бути коректно застосований для дослідження віброударних систем, у яких m₂ порівняна з *m*₁, а умови взаємодії суттєво змінюються з часом; ІІ) При виконанні умови $w_1 = w_2$ включаються в розгляд односторонні зусилля. Цей підхід позбавлений принципових недоліків підходу І, однак істотним його недоліком є постулювання виду залежності сили взаємодії тіл 1 і 2 від змінних стану динамічної системи.

У зв'язку з цими особливостями пропонується встановлювати залежності сил взаємодії ланок 1 і 2 [1] у віброударній системі не апріорно, а на основі аналізу та узагальнення серії експериментальних досліджень, виконаних для великої вибірки випробувань віброударної системи:

$$F = F(\varsigma(t) \equiv (w_1 - w_2), \boldsymbol{\vartheta}, \qquad (1) \qquad F = \sum_{i, j=0}^{\infty} \alpha_{ij} \varphi_i(\varsigma) \psi_j(\boldsymbol{\vartheta}). \qquad (2)$$

Тут α_{ii} – шукані коефіцієнти, а ϕ_i , ψ_i – базисні функції.

Враховуючи, що вибір функцій ϕ_i , ψ_j диктується характером взаємодії у віброударній системі, то саме за рахунок вдалого їх вибору забезпечується швидка збіжність ряду (2) у тому чи іншому конкретному випадку. Шуканими в даному контексті є коефіцієнти α_{ii} .

Зокрема, як функціональний ряд можна прийняти ряд Тейлора:

$$F(\varsigma, \mathscr{G}) = F(0,0) + \frac{\partial F}{\partial \varsigma}\varsigma + \frac{\partial F}{\partial \mathscr{G}} \mathscr{G} + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 F}{\partial \varsigma^2} \varsigma^2 + \frac{\partial^2 F}{\partial \varsigma \mathscr{G}} \varsigma \mathscr{G} + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 F}{\partial \mathscr{G}} \mathscr{G} + \dots =$$
(3)
= $\alpha_{00} + \alpha_{10}\varsigma + \alpha_{01} \mathscr{G} + \alpha_{20} \varsigma^2 + \dots$.

З фізичних міркувань сила $F = F(\varsigma, \S)$ при нульових значеннях ς , \S дорівнює нулю: $F(0,0) = 0 \implies \alpha_{00} = 0$. Решта коефіцієнтів α_{ij} є шуканими. Оскільки заздалегідь вони невідомі, то виникає задача ідентифікації властивостей системи. У цьому контексті задача ідентифікації набору параметрів приймає вигляд:

$$\alpha^* = \arg\min I(\varsigma_N - \varsigma_E), \tag{4}$$

де I – деякий критерій невідповідності розподілів змінної стану ς в часі, отриманих, з одного боку, чисельно (індекс N) та експериментальним шляхом (індекс E), відповідно, - з іншого.

Зв'язка співвідношень (1 - 4) реалізує принципово новий підхід до опису сил контактної взаємодії у віброударній системі: замість *апріорного постулювання* того чи іншого закону вводиться *процедура визначення* $F(\varsigma, \mathfrak{G})$ за результатами розрахунково-експериментальних досліджень. При цьому істотною є та обставина, що залежно від типу віброударної системи та її властивостей може бути реалізована будь-яка залежність F від аргументів, що задовольняє критерію (4).

Проаналізуємо деякі функціонали, які можна застосувати для оцінки невідповідності результатів числового й експериментального дослідження процесів ударної взаємодії. На рис. 2, 3 представлені схематично розподіли шуканих зусиль F^{*} . Розглядається усталений із частотою v = 1/T і періодом T процес. У силу того, що зусилля F^{*} є неутримуючими, тривалість їх дії $\tau < T$, а самі зусилля – додатні, до функції F^{*} пред'являються наступні вимоги (рис. 2):

$$F = 0, \quad \zeta < 0; \quad F \ge 0;$$
 (5)

$$F\left(\zeta, \mathfrak{E}\right) > F\left(\zeta, 0\right), \mathfrak{E} > 0; \quad F\left(\zeta, \mathfrak{E}\right) = F\left(\zeta, 0\right), \mathfrak{E} < 0.$$
(6)

Тоді (рис. 3):

$$F_{N}^{\hat{}}(t) \geq 0, \ t \in [t^{*}, t^{*} + \tau_{N}]; \qquad (7) \quad F_{E}^{\hat{}}(t) \geq 0, \ t \in [t^{*}, t^{*} + \tau_{E}]; \qquad (8)$$

$$F_{N}^{\hat{}}(t) = 0, \qquad t \in [t^{*} + \tau_{N}, t^{*} + T]; \qquad (9)$$

$$F_{E}^{\hat{}}(t) = 0, \qquad t \in [t^{*} + \tau_{E}, t^{*} + T]. \qquad (10)$$







Формально як міру невідповідності часових розподілів F_N^{\uparrow} , F_E^{\uparrow} можна взяти будь-яку норму у функціональному просторі, відповідно до специфіки розв'язуваної задачі. Зокрема, можна як норми *n* функції *f* узяти наступні:

$$n_{1} = \max \left| f \right|; \ n_{2} = \int_{t^{*}}^{t^{*}+T} \left| f \right| dt; \ n_{3} = \sqrt{\int_{t^{*}}^{t^{*}+T} f^{2} dt}; \ n_{4} = \int_{t^{*}}^{t^{*}+T} signf dt,$$
(11)

діючі в інтервалі $t \in [t^*, t^* + T]$. Породжувані цими нормами функціонали:

$$I_{1} = \frac{\max \left| F_{N}^{\hat{}} - F_{E}^{\hat{}} \right|}{\max \left| F_{E}^{\hat{}} \right|}; I_{2} = \frac{\int \left| F_{N}^{\hat{}} - F_{E}^{\hat{}} \right| dt}{\int \left| F_{E}^{\hat{}} \right| dt};$$

$$I_{3} = \sqrt{\frac{\int \left(F_{N}^{\hat{}} - F_{E}^{\hat{}} \right)^{2} dt}{\int \left(F_{E}^{\hat{}} \right)^{2} dt}}; I_{4} = \frac{\int sign \left| F_{N}^{\hat{}} - F_{E}^{\hat{}} \right| dt}{\int sign F_{E}^{\hat{}} dt}.$$
(12)

Дані функціонали володіють наступними властивостями:

$$I_k \ge 0 \quad \forall \quad F_N^{\wedge}, \ F_E^{\wedge}, \ k \ ; \quad (13) \qquad I_k = 0 \implies F_N^{\wedge} \equiv F_E^{\wedge}, \ k = 2,3 \ .$$
 (14)

Таким чином, якщо відомо з експерименту F_E^{\wedge} , то з умови мінімуму невідповідності результатів числових і експериментальних досліджень можна визначити F_N^{\wedge} як функцію параметрів стану та фізико-механічних характеристик елементів системи, що досліджується.

Проаналізуємо модельний випадок. Нехай сила ударної взаємодії має вигляд (еталон, результат уявного «експерименту»)

$$F = \overline{\alpha}_1 \varsigma + \overline{\alpha}_2 \boldsymbol{\vartheta},\tag{15}$$

де $\overline{\alpha}_1 = 2.06 \cdot 10^8 \ H/m$, $\overline{\alpha}_2 = 1.28 \cdot 10^7 \ H \cdot c/m$, а ς , **&** – величини відносного зближення і швидкості у віброударній системі з 2 ступенями свободи.

Якщо в розпорядженні дослідника є тільки часові розподіли $F_E(t)$, то можна поставити задачу: за результатами порівняння часових розподілів $F_E(t)$ та $F_N(t)$, одержуваних при інтегруванні рівнянь руху

$$\begin{cases} -m_1 \mathbf{k} + m_1 g + F_N^{(c)}(\varsigma, \mathbf{k}, t) - C_1 w_1 - A \omega^2 \sin \omega t = 0, \\ m_2 \mathbf{k} - m_2 g + F_N^{(c)}(\varsigma, \mathbf{k}, t) = 0, \end{cases}$$
(16)

де $F_N^{*} = \alpha_1 \varsigma + \alpha_2 \&$, α_1 , α_2 – шукані, потрібно визначити α_1 , α_2 і порівняти з заданими (сталонними).

Для числового інтегрування рівнянь (14) застосовується метод Рунге-Кутта 4го порядку з величиною кроку інтегрування $\Delta t = 6 \cdot 10^{-5}$ с. Початкові умови – нульові за переміщеннями і швидкостями w_1 , w_2 , w_1^2 , w_2^2 . Маса машини $m_1 = 15960$ кг, початкова маса вантажу $m_2 = 10^4$ кг, амплітуда збурюючої сили $A = 3.7 \cdot 10^5$ H, частота $\omega = 100$ c^{-1} .

Порівняльний аналіз отриманих чисельних результатів з еталонними (15) проводиться за цикл після затухання первинних перехідних процесів. На рис. 4-6 наведено візуальні представлення функціоналів *I*, в області

$$\alpha_1 \in [1.03 \cdot 10^8, 3.09 \cdot 10^8] \times$$

$$\alpha_2 \in [0.64 \cdot 10^7, 1.92 \cdot 10^7]$$

Видно, що характер залежності функціоналів I_i від кожного з параметрів різний. При цьому, однак, можна відзначити, що при зміні параметра α_2 функціонал Рис. 4. Візуальне представлення функціонала I₂ (12)

змінюється сильніше, ніж при зміні α_1 . Крім того, функціонали I_1 , I_4 мають

уздовж деяких напрямків яр, що може ускладнювати процес їх мінімізації. У зв'язку з цим пропонується як мінімізуємі функціонали прийняти I_2 , I_3 , $I_0 = (I_1 + I_4)/2$.

Як алгоритм пошуку мінімуму вибраного *I* пропонується метод покоординатного спуску:

1) задається початкове наближення $[\alpha_1^{(0)}, \alpha_2^{(0)}]; i = 0; \omega_1^{(i)} = 1; \omega_2^{(i)} = 1;$

2) визначається поточне наближення $\alpha_1^{(i+1)} = \alpha_1^{(i)} - \omega_1^{(i)} I'_{\alpha_1} (\alpha_1^{(i)}, \alpha_2^{(i)}) / I''_{\alpha_1} (\alpha_1^{(i)}, \alpha_2^{(i)});$ $\alpha_2^{(i+1)} = \alpha_2^{(i)} - \omega_2^{(i)} I'_{\alpha_2} (\alpha_1^{(i+1)}, \alpha_2^{(i)}) / I''_{\alpha_2} (\alpha_1^{(i+1)}, \alpha_2^{(i)});$ 3) перевіряється умова $I(\alpha^{(i+1)}) \le I(\alpha^{(i)}),$

і в разі її порушення приймається $\omega_{1,2}^{(i)} = \omega_{1,2}^{(i)}/2$ з повторенням етапу 2);

4) визначається

$$\delta = \frac{\sqrt{\left[\alpha_{1}^{(i+1)} - \alpha_{1}^{(i)}\right]^{2} + \left[\alpha_{2}^{(i+1)} - \alpha_{2}^{(i)}\right]^{2}}}{\sqrt{\left(\alpha_{1}^{(i+1)}\right)^{2} + \left(\alpha_{2}^{(i+1)}\right)^{2}}};$$

5) якщо $\delta \le \varepsilon$, де ε – заздалегідь встановлена константа (характеризує збіжність процесу), то процес припиняється, і розв'язок приймається у вигляді $\alpha_1^{\sim} = \alpha_1^{(i+1)}$, $\alpha_2^{\sim} = \alpha_2^{(i+1)}$,



Рис. 5. Візуальне представлення функціонала *I*₃ (12)



Рис. 6. Візуальне представлення функціонала $I_0 = (I_1 + I_4)/2$

інакше встановлюється i = (i+1), $\omega_{1,2} = 1$, і процес повторюється з етапу 2).

Умовно область зміни параметрів α_1 , α_2 зображується у вигляді прямокутника, в якому α_1 , α_2 змінюються від 1 до 5. Точка (3, 3) відповідає точному розв'язку.

На рис. 7 представлена траєкторія руху точки поточного наближення в площині (α_1, α_2). На рис. 8 – часові розподіли $F_N^{\ }$, $F_E^{\ }$ у характерні моменти інтегрування. Видно, що запропонований критерій невідповідності I_2 (аналогічний площі на рис. 3 між кривими $F_N^{\ }$, $F_E^{\ }$, тобто сумарна різниця імпульсів) результатів числових і експериментальних досліджень досить ефективний з точки зору швидкості збіжності ітераційного процесу та досягнення необхідної точності. Враховуючи, що функціонали I_3 , I_0 аналогічні за виглядом залежності від α_1 , α_2 , то можна припустити, що і при їх використанні буде спостерігатися та ж картина. Це припущення підтверджується в ході числових досліджень з використанням I_0 , I_3 (рис. 9).



Усі запропоновані критерії невідповідності *I* приводять ітераційний процес до точного розв'язання (3, 3) досить швидко: третя значуща цифра виходить вже після 10-ти кроків релаксації.

Таким чином, рекомендовано як алгоритм пошуку мінімуму функціоналу невідповідності числових і експериментальних досліджень F^{\uparrow} покоординатний спуск з прискоренням, а як функціонал для мінімізації – I_2 , I_3 або I_0 .

Якісний аналіз динаміки нелінійної віброударної системи можна без зниження загальності провести на прикладі системи з 2 ступенями вільності, що описується рівняннями (16). В якості інформативних даних про поведінку досліджуваної віброударної системи обрані часові розподіли w_1 , w_2 , ς , ξ , ξ , часові розподіли F^{\uparrow} ; тривалість τ ударної взаємодії; величина коефіцієнта відновлення R; фазові діаграми у площинах (w_1 , w_1) та (w_2 , w_2).

При розгляді різних математичних моделей для зручності ідентифікації складових пропонується ввести матрицю "зведених" ідентифікаторів $I = iden(O_{(1)}, O_{(2)}...O_{(n)})$ (рис. 10).



Рис. 10. Схема зведених ідентифікаторів складових сили ударної взаємодії

Проаналізуємо кілька характерних випадків впливу кожної складової сили на поведінку віброударної системи. Виходячи з особливостей поставленої у роботі задачі, для моделювання складних фізико-механічних процесів у вібраційних машинах пропонується використовувати підхід, який дозволяє генерувати множину моделей, що об'єднує набори моделей у різних *зрізах* і з різними *ступенями складності*.

У роботі показано вплив різних компонент сили на поведінку динамічної системи. Для них наводяться представлення сили, а також результати моделювання. Усі результати наведено у безрозмірному вигляді. Як базовий випадок (до характеристик якого віднесені всі контрольовані величини) була вибрана модель з *повним* набором параметрів у системі. У матриці «зведених» ідентифікаторів сили складових на рис.



10 модель наводиться під номером 7. Нижче (рис. 11-17) наведені деякі динамічні характеристики для віброударної системи з повним набором параметрів на усталеному режимі у відносному часі:

$$F = C_3^1 \cdot (w_2 - w_1) + C_3^1 \cdot (w_2 - w_1) \cdot \frac{|w_2 - w_1|}{\max|w_2 - w_1|} + H_3^1 \cdot (w_2 - w_1) \cdot S(w_2 - w_1) + K_3^2 \cdot (w_2 - w_1) \cdot S(w_2 - w_1) + K_3^2 \cdot (w_2 - w_1) \cdot S(w_2 - w_1) + K_3^2 \cdot (w_2 - w_1) \cdot S(w_2 - w_1) \cdot S(w_2 - w_1) + K_3^2 \cdot (w_2 - w_1) \cdot S(w_2 - w_1) \cdot S(w_2 - w_1) + K_3^2 \cdot (w_2 - w_1) \cdot S(w_2 - w_1) \cdot S(w_2 - w_1) + K_3^2 \cdot (w_2 - w_1) \cdot S(w_2 - w_1$$

$$+ H_{3}^{1} \cdot (\mathbf{k}_{2} - \mathbf{k}_{1}) \cdot \frac{|w_{2} - w_{1}|}{\max|w_{2} - w_{1}|} + S(\mathbf{k}_{2} - \mathbf{k}_{1}) =$$

$$= -C_{3}^{1} \cdot \varsigma - C_{3}^{1} \cdot \varsigma \cdot \frac{|\varsigma|}{\max|\varsigma|} - H_{3}^{1} \cdot \mathbf{k} \cdot S(\mathbf{k}) - H_{3}^{1} \cdot \mathbf{k} \cdot \frac{|\varsigma|}{\max|\varsigma|} \cdot S(\mathbf{k})$$

При цьому режимі коефіцієнт відновлення удару R = 0.1643, тривалість імпульсу $\tau = 0.0163$.



Залежно від вибору складової сили на сталому режимі система може мати як рівноударний, так і різноударний режим роботи (рис. 13, 16, 17). Кожна складова здійснює свій вплив на тривалість імпульсу, амплітуду коливань, прискорень і т.д. в широких межах.

1.05

Важливо відзначити якісні особливості: зміщення максимальної сили від початку ударної взаємодії до середини, деформація фазових діаграм (див. рис.16, 17), перевищення тривалості дії пружної компоненти порівняно з в'язкою, явище установлення, підстроювання та інше. Таким чином, доведено, що шляхом цілеспрямованого перебору компонент сили $F^{^{\wedge}}$ в розкладанні (2) можна досить широко управляти різними характеристиками у віброударній системі. Отже, показана можливість постановки і доцільність розв'язання і задач ідентифікації, і управління, і синтезу.

3. Дослідження динамічних процесів на прикладі вибивної машини для вибивки великих виливків. Досліджується вибивна машина масою близько 21т, маса вантажу близько 10 т (рис. 18). При цьому отриманий характер руху робочої конструкції вибивної віброударної машини при різних режимах роботи із залученням моделей різних рівнів. На рис. 19 показані характеристики для вибивної машини при її розгоні через резонанс. Як видно з графіків, на резонансній частоті амплітуда коливань збільшується в 3 рази відносно до зарезонансої (для даної машини – робоча).



ромашини при розгоні

Показано вплив величини вагових коефіцієнтів α_{ii} на різні динамічні характеристики. Дослідження проводилися для різних моделей. Як приклад наведена залежність тривалості імпульсу і амплітуда прискорень центру мас вибивної машини (рис. 20) в лінійній пружній моделі.



Аналіз показав, що варіювання вагових коефіцієнтів досить сильно впливає на

зміну динамічних характеристик даної конкретної віброударної системи в досить широкому діапазоні.

4. Розрахункові схеми і результати моделювання напруженодеформованого стану вибивної машини. Дослідження НДС проводиться за до-

помогою МСЕ. Задача розбита на дві підзадачі (рис. 21): квазістатика і перехідна динаміка. Такий поділ задачі є цілком природним, оскільки в системі присутні два типи



Рис. 22. Приклал

варійованого

параметра

Рис. 23. Еквівалентні напруження по

Мізесу при вертикальному навантаженні

навантажень: навантаження від дебалансних валів та імпульсне навантаження. Віброударна машина працює у зарезонансному режимі, тому пропонується розбити холостий режим на три підрежими щодо компонент зусиль, створюваних дебалансними валами.

Конструкція розбивалася переважно гексоїдальною скінченно-елементною сіткою. Тип СЕ – квадратичні, кількість ступенів свободи – 2.95 млн. Побудована модель вибивної машини є параметричною і дозволяє варіювати товщини підрешітних балок (рис. 22), товщини щік дебалан-

сних валів і конструкцію оребріння бічних панелей та параметри грат. На рис. 23 показані еквівалентні напруження у корпусі вибивної машини для вертикальної компоненти зусилля та підрешітної балки. На рис. 24 представлена розрахункова схема для дослідження напруженодеформованого стану від імпульсного навантаження. При цьому характеристики імпульсу беруться із розв'язку нелінійної задачі динаміки, наведеної раніше. Система інтег-

рується в повній постановці методом Ньюмарка.

Далі наводяться графіки зміни напружень в часі в точках досліджуваної підрешітної балки (рис. 25, 26). Також представлені картини напруженодеформованого стану у всьому корпусі вибивної машини в деякі моменти часу (рис. 27). Представлений характер зміни динамічних напружень в досліджуваній підрешітній балці залежно від товщини листів, з яких вони виготовлені (рис. 28, 29).





Рис. 24. Розрахункова схема для вибивної машини при імпульсно-

му навантаженні



Рис. 26. Зміна еквівалентних напружень у часі в датчику № 4





Рис. 27. Еквівалентні напруження по Мізесу в корпусі та підрешітній балці вибивної машини в момент часу t = 2.352е-3 с.



Рис. 28. Максимальні динамічні напруження в датчику № 3 залежно від товщини стінок підрешітних балок

Рис. 29. Динамічні напруження в досліджуваній балці після застосування суперпозиції холостого і динамічного режиму

Як видно з представлених графіків і картин розподілів, що виникають у металоконструкції корпусу вибивної машини, напруження від імпульсного навантаження значно вищі, ніж від навантажень на холостому ході. Крім того, показано, що шляхом зміни конструктивних параметрів можна ефективно управляти рівнем напружень (рис. 28). На рис. 29 показані сумарні еквівалентні динамічні напруження в досліджуваній точці підрешітної балки в часі.

ній частині балки №2

З використанням цих моделей як інструменту досліджень отримані важ-

ливі результати при дослідженні динаміки і міцності машини для вибивки литва. Отримані результати покладені в основу при виробленні рекомендацій з проектування віброударної машини зі зниженою на 10-12% масою і на 15-20% – напруженнями.

5. Експериментальне дослідження вибивної машини. Дослідження проводилися на ЗАТ "АзовЕлектроСталь", у результаті чого був отриманий характер зміни динамічних напружень в часі на реальній машині в реальних умовах (рис. 30).



За отриманими характеристиками проведена верифікація числових розрахунків, а саме динамічних характеристик, та нестаціонарного НДС. Розбіжність у результатах моделювання по тривалості удару до 15%, по напруженнях – до 20% (рис. 31, табл. 1). Спроектована і впроваджена вибивна машина для унікальної автоматизованої лінії вагонного литва на ВАТ "Азовмаш".

Аналіз результатів експлуатації вибивної машини на протязі 4-х років, показав: правильність вибору конструктивних параметрів окремих вузлів і механі-



- 15

- 30

0.0

тню розрахункову міц-
ність конструкції; збіль-
шення обсягу виробництва
великого вагонного литва
за рахунок усунення прос-
тоїв. Цим підтверджується
адекватність розроблених
математичних моделей,



0.6

0.8

1.0

0.4

Рис. 31. Порівняння числових та експе-

риментальних даних (---- розрахунок,

експеримент)

<u>дт.</u> <i>мс МПа мс МПа % 9</i>	$\sigma_{s}, \tau_{N}, \sigma_{N}, \delta_{\tau},$	${f au}_N$,	$\sigma_{_{\scriptscriptstyle 9}}$,	$ au_{_{9}}$,	N⁰
1 16 555 19 65 11 1	Па мс МПа %	мс	МПа	мс	дт.
1 10 33.3 18 03 11 1	5.5 18 65 11	18	55.5	16	1
2 15.5 35.5 18 40 14 1	5.5 18 40 14	18	35.5	15.5	2

точність отриманих результатів та обгрунтованість рекомендацій.

Запропонований в роботі підхід і моделі дозволяють здійснювати дослідження динамічних процесів у віброударних системах і напружено-деформованого стану у вибивних машинах на основі нових підходів і моделей. Це складає рішення актуальної науково-практичної задачі. Розроблені за результатами досліджень рекомендації дали можливість провести аналіз динамічних процесів та напружено-деформованого стану вібраційної машини, розробити рекомендації щодо вибору її параметрів і структури, а також виготовити і впровадити у виробництво вибивну машину, що задовольняє всім вимогам для безперервної роботи в складі автоматизованої лінії великого вагонного литва на ВАТ "Азовмаш". Забезпечується надійна і безперебійна експлуатація всієї лінії.

Висновки. У роботі представлені узагальнені підходи, вдосконалені методи і моделі для визначення сил ударної взаємодії у віброударних машинах на основі нового їх подання у вигляді розкладу в ряд по базисних функціях від узагальнених координат і швидкостей, а також установлені нові фізичні закономірності динамічних процесів у цих машинах та напружено-деформованого стану їх елементів, що є розв'язанням нової актуальної науково-практичної задачі для технологічних, транспортних та інших вібраційних машин. Основні наукові, практичні результати виконаних досліджень є наступними.

1. Як показав аналіз стану питання, на даний час відсутній єдиний підхід до формування математичних моделей віброударних систем, які адекватно описують процеси ударної взаємодії їх елементів при частковому руйнуванні технологічного вантажу. На основі цього сформульовані завдання досліджень, направлені на розробку моделей, які володіють властивостями варіативності, гнучкості структури і змінності компонент.

2. Запропоновано опис зусиљ ударної взаємодії у вигляді розкладання в ряд за базисними функціями, принципово відмінний від використовуваних раніше моделей тим, що сам вигляд моделей є не постулюємим (заданим), а шуканим (визначається). Також запропоновано підхід до розрахунково-експериментального визначення вагових коефіцієнтів і множини базисних функцій в розкладанні сили ударної взаємодії, що дає змогу досить точно описати динамічну поведінку системи. Крім того, запропоновані критерії для числової оцінки відповідності результатів числових і експериментальних досліджень.

3. Установлено, що при варіюванні коефіцієнтів розкладання і множини базисних функцій в розкладанні сили ударної взаємодії різко змінюються і часові розподілу цих зусиль, і їх величини, і тривалість ударної взаємодії, і вигляд фазових траекторій віброударної системи. У віброударній системі з нелінійними неутримуючими зв'язками існують стійкі режими руху, які в широкому діапазоні не залежать від початкових умов. Т.ч., можна відзначити, що система самопідстроюється відносно моменту ударної взаємодії її елементів. При цьому у системі за певних параметрів можуть бути реалізовані субгармонійні процеси.

4. На прикладі машини для вибивки великого литва були встановлені залежності її напружено-деформованого стану від форми та розмірів підрешітних балок, які є відповідальними несучими елементами металоконструкції, а також від інших елементів машини. Було, наприклад, виявлено, що при зміні товщини стінок балок з 10 до 20 мм максимальні динамічні напруження змінюються з 75 до 45 МПа, причому залежність максимальних динамічних напружень від товщини має нелінійний характер. При розв'язанні комплексу прикладних задач були розроблені рекомендації щодо визначення основних параметрів та структури проектованої конструкції віброударної машини. Це дало можливість прискорити процес проектування, підвищити технічні характеристики та зменшити масу вибивної машини на 10-12% з одночасним зниженням напружень на 15-20%.

5. На основі визначених у процесі моделювання віброударної системи ударних зусиль були отримані уточнені картини напружено-деформованого стану металоконструкції віброударної машини для вибивки великого вагонного литва. У ході експериментальних досліджень був підтверджений якісний характер отриманих у роботі числових результатів, що підтверджує достовірність запропонованого підходу. Похибка моделювання домінуючих компонент напружено-деформованого стану у найбільш навантажених елементах не перевищує 12%.

У подальших дослідженнях планується визначити зусилля, компоненти напружено-деформованого стану, а також динамічні характеристики конструкції віброударної машини для вибивки великого вагонного литва з варіюванням її силової структури, конструктивних параметрів і експлуатаійних режимів.

Список литературы: 1. Грабовский А.В. Ударное взаимодействие и динамические процессы в виброударных машинах с частичным разрушением технологического груза: дис... кандидата техн. наук: 05.02.09 / Грабовский Андрей Владимирович. – Харків, 2010. – 181 с. 2. Аксенов П. Н. Оборудование для литейных цехов. Учебник для машиностроительных вузов / П. Н. Аксенов. – М.: Машиностроение, 1977. - 510 с. 3. Погорелова О.С. Сравнительный анализ способов моделирования контактного взаимодействия в виброударных системах / О. С. Погорелова, Т.Г. Постникова, С. Н. Гончаренко // Пробл. Прочности. – 2009. – № 4. – С. 69-77. 4. Погорелова О.С. Численные исследования динамических процессов в виброударных системах при моделировании удара силой контактного взаимодействия / О.С. Погорелова, Т.Г. Постникова, О.А. Лукьянченко // Пробл. прочности. – 2008. – № 6. – С. 82-90. 5. Барчан Є. М. Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибивної транспортуючої машини для формувальних ліній крупного литва : дис. канд. техн. наук: 05.02.02 / Барчан Євген Миколайович. - Маріуполь. - 2008. - 178 с. 6. Воробьев Ю. С. Скоростное деформирование элементов конструкции / Ю. С. Воробьев, А. В. Колодяжный, В. И. Севрюков [и др.] - Киев : Наукова думка. - 1989. - 192 с. 7. Герега И.И. Совершенствование конструкций и методов расчета вибрационных машин / автореф. дис. канд. техн. наук : 01.02.06 динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры / И. И. Герега – Львов. – 1991. – 16 с. 8. Нисонский В.П. Математическая модель многосекционных выбивных агрегатов с учетом рассеяния энергии / В. П. Нисонский, И. И. Герега, Р. М. Козулькевич [и др.] // Пробл. прочности. -1994. – № 10. – С. 30-36. 9. Герега И. И. Взаимодействие рабочей нагрузки с рабочим органом в ударно-вибрационных машинах / И. И. Герега // Пробл. прочности. – 1995. – № 4. – С. 74-82. 10. Дмитроченко О. Н. Эффективные методы численного моделирования динамики нелинейных систем абсолютно твердых и деформируемых тел // дис. канд. физ.-мат. наук : 01.02.01 / Дмитроченко Олег Николаевич. - 2003. - 125 с. 11. Сердюк Л. И. Основы теории, расчет и конструирование управляемх вибрационных машин с дебалансными возбудителями // дис. докт. техн. наук: 05.02.02 : 01.02.06 / Сердюк Леонид Іванович. – Полтава, Харків. – 1991. – 305 с. 12. Вибраши в технике : Справочник. В 6-ти томах. - М. : Машиностроение. - 1981. - Т. 4. Вибрационные процессы и машины. – Под ред. Лавендала Э. Э., 1981. – 509 с. 13. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара / Я. Г. Пановко. – 4-е изд., перераб. и доп. – Л. : Политехника. – 1990. – 272 с.

Поступила в редколлегию 11.04.2011

УДК 539.375

Т.М. ДАЛЯК, канд. фіз.-мат. наук, мол. наук. співробітник, Івано-Франківський відділ Інституту прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С.Підстригача НАН України,

В.П. НІСОНСЬКИЙ, асистент кафедри вищої математики, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу;

В.М. ШОПА, канд. фіз.-мат. наук, ст. наук. співробітник, Івано-Франківський відділ Інституту прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С.Підстригача НАН України, Івано-Франківськ

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ВІБРОГРАТКИ З УРАХУВАННЯМ СИЛ В'ЯЗКОГО ОПОРУ

Розглядається математична модель динамічного режиму роботи віброагрегата в вигляді системи диференціальних рівнянь Лагранжа ІІ-го роду. Технологічне навантаження віброагрегата взаємодіє з робочими органами інерційно-ударних вибивних граток при наявності в'язкого опору. Досліджується вплив в'язкого опору на амплітуди коливань та прискорень при динамічному режимі роботи.

Рассматривается математическая модель динамического режима работы виброагрегата в виде системы дифференциальных уравнений Лагранжа II-го рода. Технологическая нагрузка виброагрегата взаимодействует с рабочими органами инерционно-ударных вибивных решеток при наличии вязкого сопротивления. Исследуется влияние вязкого сопротивления на амплитуды колебаний и ускорений при динамическом режиме работи.

A simulator of the dynamic conditions of a multisectional vibrating unit is considered in the form of a system of Lagrange differential equations. There is considered the interaction of a technological load of multisectional aggregates with working organs of inertknock grates taking into account viscous resistance. There is investigated the influence of viscous resistance on vibration and acceleration amplitude during the dynamic conditions.

1. Вступ. Важливими у використанні в машинобудуванні є віброагрегати (віброударні машини). Це, наприклад, вибивні гратки для ливарного виробництва. В попередніх роботах авторами була побудована узагальнена математична модель віброударного агрегата з ланцюгово-розгалуженим способом з'єднання твердих тіл [1-3]. Пропонована узагальнена математична модель віброударного агрегата, що розглядалася раніше, містила довільну кількість твердих тіл, що з'єднувалися ланцюгово-розгалуженим способом з допомогою пружних зв'язків. Взагалі, математичному моделюванню вибивних інерційних агрегатів присвячена значна кількість робіт. Активно працюють в цьому напрямку ряд авторів з НТУ «ХПІ» (м. Харків). В роботі [4] Є.М. Барчан, М.А. Ткачук та А.В. Грабовський наводять результати експериментального дослідження динамічних процесів вибивної машини за дебалансним приводом, а також дають рекомендації на підставі проведеного аналізу. В роботі А.В.Грабовського [5] робиться огляд конструкцій інерційних машин та їх принципових схем роботи. У роботі розглянута механікоматематична модель багатосекційного віброагрегата послідовного з'єднання твердих тіл, зв'язаних сталими пружними зв'язками, простіша динамічна схема якого зображена на рис. 1. Для даної моделі вперше виконані чисельні розрахунки динамічного режиму роботи віброагрегата при різних механічних параметрах.



2. Постановка задачі. На нерухомому

фундаменті за допомогою пружних та

в'язких зв'язків встановлена інерційна віброударна гратка (i = 3). Технологічне навантаження (TH, i = 2) в початковому стані (стані рівноваги) має з віброударною граткою технологічний зазор δ . При динамічному режимі роботи робочі органи віброгратки через пружні зв'язки взаємодіють з TH і здійснюють при цьому плоско-паралельний рух. Механічні коливання віброгратки зумовлені дією інерційних сил, які виникають при обертанні дебалансних мас (j = 31, j = 32), що приводяться в рух електродвигунами, які розміщені на двох валах в корпусі ударної віброгратки. В початковій стадії руху (стадії розгону) дебалансні маси мають кутове прискорення, і їх кутова швидкість зростає. В усталеному динамічному режимі роботи кутова швидкість дебаланса є максимальна і стала.

На підставі рівнянь Лагранжа ІІ-го роду [1, 2] та з урахуванням отриманих в [1–3, 6] рівнянь руху системи з ланцюгово-розгалуженим способом з'єднання твердих тіл, для розглянутої механічної системи (див. рис. 1) маємо систему рівнянь:

$$\begin{split} M_{3} & \bigstar_{3} - S_{3,x} & \bigstar_{3} - S_{3,y} & \bigstar_{3}^{2} + \sum_{j=1}^{2} (S_{3j1,x} & \bigstar_{3j} - S_{3j1,y} & \bigstar_{3j}^{2}) = Q_{x_{3}}; \\ M_{3} & \bigstar_{3} + S_{3,y} & \bigstar_{3} - S_{3,x} & \bigstar_{3}^{2} + \sum_{j=1}^{2} (S_{3j1,y} & \bigstar_{3j} + S_{3j1,x} & \bigstar_{3j}^{2}) = Q_{y_{3}}; \\ I_{0,3} & \bigstar_{3} - S_{3,x} & \bigstar_{3} + S_{3,y} & \bigstar_{3} + \sum_{j=1}^{2} (I_{\varepsilon,y}^{j} (\varphi_{3} - \psi_{3j1}) & \bigstar_{3j}^{2} - I_{\varepsilon,x}^{j} (\varphi_{3} - \psi_{3j}) & \bigstar_{3j}^{2}) = Q_{\varphi_{3}}; \\ I_{0,3j} & \bigstar_{3} - S_{3,x} & \bigstar_{3} + S_{3,y} & \bigstar_{3} + \sum_{j=1}^{2} (I_{\varepsilon,y}^{j} (\varphi_{3} - \psi_{3j1}) & \bigstar_{3j}^{2} - I_{\varepsilon,x}^{j} (\varphi_{3} - \psi_{3j}) & \bigstar_{3j}^{2}) = Q_{\varphi_{3}}; \\ I_{0,3j} & \bigstar_{3j} + S_{3,y}^{3j} & \bigstar_{3} + S_{3,x}^{3j} - I_{\varepsilon,x}^{j} (\varphi_{3} - \psi_{3j}) & \bigstar_{3} - I_{\varepsilon,y}^{j} (\varphi_{3} - \psi_{3j}) & \bigstar_{3}^{2} = M_{\psi_{j}}, (j = 1, 2); \\ M_{2} & \bigstar_{2} = Q_{x_{2}}, M_{2} & \bigstar_{2} = Q_{y_{2}}, I_{0,2} & \bigstar_{2} = Q_{\varphi_{2}}. \end{split}$$

Тут x_i, y_i, φ_i (i = 2,3) – узагальнені координати TH і віброгратки, ψ_{3j} – узагальнені координати дебалансів; M_i – маси TH і віброгратки; $S_{3,x}, S_{3,y}$ – статичні моменти ударно-вибивної гратки, $S_{3,x}^{3j}, S_{3,y}^{3j}$ – статичні моменти дебалансів

ударно-вибивної гратки (для тіл j = 1,2); $I_{0,3}, I_{0,3j}, I_{\varepsilon,y}^{j}, I_{\varepsilon,y}, I_{0,2}$ (j = 1, 2) – центральні осьові моменти інерції рухомих елементів системи. Вирази для статичних та осьових моментів, а також узагальнених сил $Q_{x_i}, Q_{y_i}, Q_{\phi_i}, M_{\psi_j}$ (i = 2, 3; j = 1, 2) подано у роботах [2, 3, 6]. Зазначимо, що вирази узагальнених сил містять константи, які описують пружність (C_{13}, C_{32}) та в'язкість (γ_{13}, γ_{32}) зв'язків. Розрахунок обертального моменту, який приводить в рух дебаланси, зроблено згідно методики, описаної в роботах [7, 8] для двигуна 4A160M8V3, характеристики якого наводяться в [8].

3. Числові розв'язки. Числові розв'язки системи (1) отримано методом Адамса для різних значень механічних параметрів системи. Зокрема досліджували вплив в'язкості зв'язків на значення амплітуди коливань та амплітуди прискорення ТН. З метою спрощення аналізу результатів розглянуто синхронне обертання двигунів із зрівноваженими дебалансами для різних значень коефіцієнтів. На рис. 2, 3 подано графіки залежностей відповідно амплітуд коливання та прискорення від часу.



гис. 2. залежності амілітуд коливань тті від часу для різних значень пружного та в'язкого опору

Із отриманих розв'язків робимо висновок, що наявність в'язкого опору стабілізує коливний процес, зменшуючи амплітуду коливань збурення на стадії розгону. Зокрема, за відсутності опору та співпаданні однієї з власних частот коливання із частотою коливань збурюючої сили амплітуди коливань та прискорення необмежено зростають (настає резонанс), при врахуванні в'язкості опору дістаємо обмежені значення цих величин. Очевидно, що із збільшенням величини в'язкості опору усталений режим наступає швидше.



Рис. 3. Залежності амплітуд прискорення ТН від часу для різних значень пружного та в'язкого опору

4. Дослідження усталеного динамічного режиму роботи віброгратки. Експлуатація віброустановки здійснюється переважно в умовах усталеного режиму. Тоді момент приводу двигуна урівноважується з моментом опору руху і, як наслідок, швидкість обертання валів дебалансів мало змінюється ($\Psi_{3j} \approx const$), а прискорення обертання – мала величина ($\Psi_{3j} \approx 0$). У цьому випадку коливання системи спричинюють лише складові інерційних сил дебалансів. Рух такої системи за умови зрівноваженого синхронного обертання двигунів зі сталою швидкістю Ω буде здійснюватися лише у вертикальному напряму та моделюється з високою точністю наступною системою рівнянь [9]:

$$M_{2} \mathscr{G}_{2} + 2\gamma_{32}(\mathscr{G}_{2} - \mathscr{G}_{3}) + 2C_{32}(y_{2} - y_{3}) = 0;$$

$$M_{3} \mathscr{G}_{3} + 2\gamma_{32}(\mathscr{G}_{3} - \mathscr{G}_{2}) + 2C_{32}(y_{3} - y_{2}) + 2\gamma_{13} \mathscr{G}_{3} + 2C_{13}y_{3} = 2m_{d}r\Omega^{2}\cos(\Omega t).$$
(2)

Як відомо, частинний розв'язок системи диференціальних рівнянь (2) буде:

$$y_i(t) = A_i \cos(\Omega t + \Psi_o), \quad i = 2,3;$$
 (3)

де A_i – амплітуди коливань та прискорення відповідно ТН та віброгратки, які визначаються формулами:

$$A_{2} = \frac{2m_{d}\epsilon\Omega^{2}\sqrt{C_{32}^{2} + \Omega^{2}\gamma_{32}^{2}}}{\sqrt{\Delta}}, A_{3} = \frac{m_{d}\epsilon\Omega^{2}\sqrt{\left(-M_{2}\Omega^{2} + 2C_{32}\right)^{2} + 4\Omega^{2}\gamma_{32}^{2}}}{\sqrt{\Delta}};$$
$$A_{w_{i}} = \Omega^{2}A_{i}, \quad i = 2,3, \qquad (4)$$

тут Δ – вираз, що містить сталі C_{13}, C_{32} $\gamma_{13}, \gamma_{32}, M_2, M_3$.

Аналіз розрахунків доцільно проводити, знаючи власні частоти коливань механічної системи. Характеристичне рівняння системи (2) для знаходження перших власних частот матиме вигляд:

$$\begin{vmatrix} M_2 \cdot \lambda^2 + 2\gamma_{32} \cdot \lambda + 2C_{32} & -2\gamma_{32} \cdot \lambda - 2C_{32} \\ -2\gamma_{32} \cdot \lambda - 2C_{23} & M_3 \cdot \lambda^2 + 2(\gamma_{13} + \gamma_{32}) \cdot \lambda + 2(C_{13} + C_{32}) \end{vmatrix} = 0.$$
(5)

Тут λ – корені характеристичного рівняння (5), що відповідають власним частотам коливань системи.

Аналіз формул (4)–(5) проведено для значень параметрів в'язкожорсткого опору, які вказані у п. 3. Порівняльні результати обчислень амплітуд та власних значень частот:

	<i>C</i> ₁₃	C ₃₂	γ_{13}	γ_{32}	λ_2	λ_3	٤*	A_2	A_3	A_{W_2}	A_{W_3}
1.	$2 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	0	0	29,61	95,51	0,1	2,9·10 ⁻³	$5,5 \cdot 10^{-3}$	16,78	32,26
2.	$2 \cdot 10^{6}$	$2 \cdot 10^{6}$	$5 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	29,59	94,83	0,1	2,59.10-3	4,9·10 ⁻³	15,08	28,61
3.	$1,\!4\cdot\!10^{\!6}$	$1,2 \cdot 10^{6}$	0	0	24,02	76,31	0,1	0,25	0,89	1409	5455
4.	$1,4 \cdot 10^{6}$	$1,25 \cdot 10^{6}$	$5 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	24,22	76,46	0,1	3,3·10 ⁻³	$1,2 \cdot 10^{-2}$	19,75	68,45
5.	10 ⁶	$5,8 \cdot 10^{6}$	10 ³	10 ³	24,85	137	0,2	$4 \cdot 10^{-3}$	6,1 · 10 ⁻⁵	23,43	0,3

* є – радіус для дебалансних мас.

Отримані аналітичні результати добре узгоджуються з числовими розрахунками, що наведені вище. Цікавим є останній випадок, який показав, що підібрані певним чином параметри забезпечили коливання TH з величиною амплітуди коливання $4 \cdot 10^{-3}$ та прискорення 23,43, у той час як показники у віброгратки на два порядки менші.

На завершення наведемо графіки фазових портретів для розглянутих випадків (рис. 4). Як видно з діаграм, в'язкий опір суттєво покращує стійкість динамічних систем.



Рис. 4. Фазовий портрет коливань ТН для різних значень пружного та в'язкого опору

5. Висновки. Наявність в'язкого опору зменшує амплітуду коливань та позитивно впливає на стійкість системи. Певним підбором параметрів системи можна добитися необхідного динамічного режиму роботи TH, віброгратки та системи в цілому для забезпечення її ефективної роботи.

Список літератури: 1. Математическая модель многосекционных выбивных агрегатов с учётом рассеяния энергии / В.П. Нисонский., И.И. Герега., М.Р. Козулькевич Ю.В. и др. //Пробл. прочности. -1994. – №10. – С. 30–36. 2. Герега I.I. Математична модель ланцюгово-розгалуженої віброударної коливальної системи/ І.І.Герега, В.П.Нісонський // Доп. НАН України. – 1994. – №5. – С. 58-63. 3. Нісонський В.П. Математична модель багатосекційного вібраційного агрегату / В.П.Нісонський, І.І.Герега, В.М.Шопа // Доп. НАН України. – 2000. – №6. – С.62-65. 4. Барчан Е.Н. Экспериментальное исследование динамических процессов в выбивной машине с дебалансным приводом / Е.Н. Барчан. Н.А. Ткачук, А.В. Грабовский // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Харків:НТУ «ХПІ». – 2007. – №3. – С. 17-23. 5. Грабовский А.В. Методы и алгоритмы верификации сил ударного взаимодействия в виброударных системах / А.В.Грабовский //Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2010. - № 3/9 (45). – С.42-46. 6. Нісонський В.П. Математичне моделювання динамічного режиму роботи віброударних агрегатів з ланцюгово-розгалуженим способом з'єднання твердих тіл / В.П.Нісонський // Автомат. вироб. процесів у машинобуд. та приладобуд. - Вип. 40. -С. 170-177. 7. Вешеневский С.Н. Характеристики двигателей в электроприводе / С.Н. Вешеневский. -М., Л.: Энергия, 1966. – 400 с. 8. Алиев И.И. Справочник по электротехнике и электрооборудованию: Учебное пособие для ВУЗов. 2 изд. / И.И.Алиев. – М.: Высшая школа, 2000. – 256 с. 9. Кононенко В.О. Колебательные системы с ограниченным возбуждением / В.О.Кононенко – М.: Наука, 1964. – 254 с.

Поступила в редколлегию 16.03.11

УДК 623.438:539.3

Н.А. ДЕМИНА, ст. преподаватель каф. высшей математики, Государственный Таврийский агротехнологический университет, Мелитополь, *О.А. ИЩЕНКО*, ассистент каф. высшей математики, Государственный Таврийский агротехнологический университет, Мелитополь, *Ю.Д. СЕРДЮК*, генеральный директор, ЗАО «АзовЭлектросталь», Мариуполь

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ МАТРИЦ И ПУАНСОНОВ С ЛИСТОВОЙ ЗАГОТОВКОЙ

У статті описані результати дослідження контактної взаємодії пуансонів і матриць розділових штампів з листовою заготівкою. Застосована технологія чутливих до тиску індикаторних плівок. Отримані розподіли контактного тиску і контактних зон в області ріжучих кромок пуансонів і матриць

В статье описаны результаты исследования контактного взаимодействия пуансонов и матриц разделительных штампов с листовой заготовкой. Применена технология чувствительных к давлению индикаторных пленок. Получены распределения контактного давления и контактных зон в области режущих кромок пуансонов и матриц

In the paper the results of research of contact interaction of puncheons and matrices of dividing stamps with sheet purveyance are described. Technology of sensible to pressure indicator tapes is applied. Distribution of contact pressure and contact areas is got in area of cuttings edges of puncheons and matrices

Введение. Для исследования прочности элементов разделительных штампов используются различные методы и средства. Описание некоторых традиционных методов приведены в диссертации Е.И. Заярненко [1]. В то же время появились новые методики исследований. Они представлены, в частности, в диссертации [2] и статьях [3-8].

Описанные в этих работах подходы и модели, а также полученные результаты численного моделирования требуют экспериментального подтверждения. Это составляет цель работы. Для расчетно-экспериментального исследования привлекаются результаты исследований контактного давления и контактных площадок в зоне сопряжения пуансонов и матриц разделительных штампов с листовой заготовкой.

1. Методика экспериментальных исследований. Сравнительный анализ результатов численных и экспериментальных исследований напряженнодеформированного состояния (НДС) элементов штамповой оснастки можно провести по результатам моделирования компонент НДС или по картинам распределения контактных давлений. Первый из упомянутых наборов результатов является более доступным для измерений, в связи с чем был получен многими исследователями. В частности, можно привлечь результаты экспериментальных исследований, полученные методами фотоупругости, тензометрии, голографической интерферометрии, описанные в [1]. С другой стороны, определение контактных давлений (второй набор результатов) требует проведения более тщательных экспериментов, поскольку их измерение в зоне режущих кромок затруднительно, т.к. они труднодоступны. Кроме того, сами средства измерения достаточно дороги (если они обладают высокой точностью) или неточны (при доступной цене). В связи с этим потребовалось проведение дополнительных исследований с применением чувствительных к контактному давлению материалов.





В частности, в работе были использованы чувствительные к давлению контактные пленки фирмы Fujitsu

[www.**fujitsu**micro.com]. Они бывают различной чувствительности (от долей до сотен МПа) и применяются в контактном сопряжении различных взаимодействующих элементов. Схема работы пленок приведена на рис. 1, а данные для их рас-



Рис. 2. Кривые зависимости давление - интенсивность цвета отпечатка для пленки LLW

шифровки – на рис. 2. В данном случае они устанавливаются между пуансоном и штампуемым материалом – П₁, между заготовкой и матрицей – П₂ (рис. 3). Сборка пуансон – матрица – пуансон-матрица с размерами (рис. 4, табл. 1) устанавливалась на нагрузочном приспособлении (рис. 5).

Усилие в приспособлении создавалось при помощи винтовой пары и измерялось при помощи динамометра (месдоза с наклеенными тензодатчиками, протарированная от 0 кН до 10 кН). Расшифровка контактных давлений производилась путем сравнения картины полученных отпечат-

газмеры исследуемых элементов	штамповои
Pasmenti ucchenventiv snemeutor	штампарай
	Таблица 1

				,			
d_4	H_1	H_{2}	d_2	d_3	d_1	t	H_3
					30,0	1	
30	30 50 3	30	50	50 31	30,0-0,1	2	10
20	20	50 50 50	20		30,0-0,2	5	10
					30,0-0,5		

ков с тарировочными цветовыми таблицами. поставляемыми в комплекте с пленками.





Рис. 4. Геометрические параметры исследуемой сборки

Рис. 5. Экспериментальная установка (нагрузочное приспособление)

2. Результаты сравнительных расчетноэкспериментальных исследований. На рис. 6-8 представлены полученные в ходе эксперименталь-

ных измерений контактные отпечатки. Некоторые отпечатки приведены для контакта по всей поверхности, некоторые – для секторальных вырезов. Видно полное качественное и удовлетворительное количественное соответствие по контактным плошалкам и контактным давлениям. Погрешность – не выше 10 ÷ 15 % [2] (рис. 9).



ные в ходе экспериментальных измерений оттиск в сопряже-(заготовка толщиной нии матрица – за-5 мм, зазор 0,1 мм, готовка – пуансон усилие $P_{\text{инт}} = 9 \text{ кH}$)

Таким образом можно заключить, что наблюдается удовлетворительное соответствие расчетных и экспериментальных результатов. Экспериментально подтверждена достоверность и точность полученных при численном расчете результатов. Результирующая погрешность не превышает 15 %. Это достаточно хорошее соответствие, особенно учитывая сложность моделируемых процессов и состояний, а также неизбежно вносимое при размещении пленок иска-

Рис. 6. Пробный

(нулевой зазор)

жение реальных условий контакта, а, значит, и соответственно образующуюся погрешность в определении давлений.



Заключение. По материалам исследований, описанных в работе, можно сделать следующие выводы.



Рис. 9. Распределение контактного давления, МПа, по ширине пояса контакта, мм: «п-э» – пуансон, эксперимент; «п-р» – пуансон, расчет; «м-э» – матрица, эксперимент; «м-р» – матрица, расчет 1. Экспериментально подтверждено, что контакт режущих элементов разделительных штампов со штампуемым материалом осуществляется по локальным площадкам шириной 0,1÷0,5 от толщины штампуемого материала.

 Установлено, что контактное давление в сопряжении матриц, пуансонов, пуансон-матриц со штампуемым материалом распределяется неравномерно, при этом максимум достигается в зоне режущей кромки. Получила

подтверждение концентрация всех компонент тензора напряжений в зоне режущих кромок пуансонов, матриц и пуансон-матриц

3. Установлено, что погрешность полученных численным путем результатов не превышает 15 %.

В качестве направлений дальнейших исследований планируется анализ распределений контактных давлений в сопряжениях матриц и пуансонов с листовыми заготовками при варьировании толщины и свойств материалов заготовок.

Список литературы: 1. Заярненко Е.И. Разработка математических моделей и расчеты на прочность разделительных переналаживаемых штампов: дисс... доктора. техн. наук: спец. 01.02.06 и 05.03.05 / Заярненко Евгений Иванович. - Харьков, 1992. - 280 с. 2. Дьоміна Н.А. Удосконалення методів розрахунку елементів штампового оснащення на основі аналізу їх напруженодеформованого стану: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.03.05 "Процеси та машини обробки тиском" / Н.А. Дьоміна. – Харків, 2011. – 21 с. 3. Гоголь Н.А. (Демина Н.А.) К задаче формирования расчетных элементов технологических систем листовой штамповки / Н.А. Гоголь, О.В. Назарова, А.В. Ткачук [и др.] // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков: НТУ "ХПИ". - 2005. - № 47. - С.50-60. 4. Демина Н.А. Влияние конструктивных и технологических параметров на напряженно-деформированное состояние матриц штампов холоднолистовой штамповки / Н.А. Демина // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2005. – № 60. – С.68-76. 5. Демина Н.А. Моделирования элементов технологических систем листовой штамповки / О.П. Назарова, Н.А. Демина // Мат. 2 Міжнар. наук.-практ. конф. "Дні науки-2006". Том 10. Технічні науки. -Дніпропетровськ, 2006. - С.45-47. 6. Демина Н.А. Численное моделирование процесса холоднолистовой штамповки / Н.А. Демина, О.П. Назарова, А.Д. Чепурной [и др.] // Вестник НТУ "ХПИ". -Харьков: НТУ "ХПИ". – 2006. – № 3. – С.70-79. 7. Демина Н.А. Контактное взаимодействие в сопряжении ..пуансон – штампуемый материал – матрица" / Н.А. Демина, О.П. Назарова, А.Н. Ткачук // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков: НТУ "ХПИ". –2007. – № 23. – С.39-48. 8. Демина Н.А. Моделирование контактного взаимодействия элементов штамповой оснастки / Н.А. Ткачук, Н.А. Демина, Ю.Д.Сердюк [и др.] // Обработка материалов давлением: сборник научных трудов. - Краматорск: ДГМА, 2010. - № 2 (23). - С. 240-248.

Поступила в редколлегию 27.04.11

УДК 621.01

В. Б. ЗЕЛЕНСКИЙ, канд. техн. наук, доц. каф. ТММиСАПР, *А. А. ЗАРУБИНА*, канд. техн. наук, проф. каф. ТММиСАПР, *И. Я. ХРАМЦОВА*, научн. сотр. каф. ТММиСАПР, *З. С. САФОНОВА*, доц. каф. ТММиСАПР, НТУ "ХПИ"

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКИХ ОШИБОК РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

Розглядається важільний механізм, який використовується для здійснення допоміжних рухів у гнучких автоматичних лініях, як стаціонарна система. Для цієї системи пропонуються рівняння динамічних помилок, що визначають точність позиціонування такого механізму. Ці рівняння вирішуються чисельними методами. Розглянуто приклад оцінки динамічних помилок для механізму промислового робота.

Рассматривается рычажный механизм, который используется для осуществления вспомогательных движений в гибких автоматических линиях, как стационарная система. Для этой системы предлагаются уравнения динамических ошибок, которые определяют точность позиционирования такого механизма. Эти уравнения решаются численными методами. Рассмотрен пример оценки динамических ошибок для механизма промышленного робота.

A lever mechanism which is used for realization of auxiliary motions in flexible automatic transfer lines is examined, as a stationary system. For this system equations of dynamic errors which determine exactness of such mechanism positioning are offered. These equations are solved by numerical methods. The example of dynamic errors estimation is considered for the mechanism of industrial robot.

Постановка задачи. В процессе разработки рычажных механизмов необходимо учитывать динамические ошибки, возникающие при отработке программного движения звеньев подобных механизмов [1, 2]. В связи с многообразием конструкций рычажных механизмов удобно применять уравнения динамических ошибок, записанные в общем виде. Для получения таких уравнений рассмотрим некоторый механизм как стационарную систему с *n* степенями свободы. Пусть ее положение определяется обобщенными координата-

ми q_i (i = 1, n), которые изменяются по заданному закону (т.е. система совершает некоторое программное движение). Возможные малые отклонения от программного движения, обусловленные, например упругими свойствами рассматриваемой системы, не учтёнными при составлении законов программного движения, обозначим $\xi_i (i = 1, 2, ..., n)$.

Математическая модель. Введем новые обобщенные координаты $p_i = q_i + \xi_i$ и запишем выражение для кинетической энергии системы

где A_{ik} – функции обобщенных координат p_i . Разложим функцию (1) в ряд

Тейлора по степеням ξ_i , ξ_i , оставив члены не выше второго порядка малости. В результате получим

$$T = T_q + \frac{1}{2} \sum_{j,k=1}^n A_{jk} \boldsymbol{\xi}_j \boldsymbol{\xi}_k + \sum_{j,k=1}^n \left(A_{jk} + \sum_{m=1}^n \frac{\partial A_{jk}}{\partial q_m} \boldsymbol{\xi}_m \right) \boldsymbol{\xi}_j \boldsymbol{q}_k + \sum_{k=1}^n \left(\frac{\partial T_q}{\partial q_k} + \frac{1}{2} \sum_{m=1}^n \frac{\partial^2 T_q}{\partial q_k \partial q_m} \boldsymbol{\xi}_m \right) \boldsymbol{\xi}_k.$$

$$(2)$$

Здесь

$$T_{q} = \frac{1}{2} \sum_{j,k=1}^{n} A_{jk} \, \mathbf{f}_{j} \, \mathbf{f}_{k}^{k} \,. \tag{3}$$

определяются программным движением, т. е. для $p_i = q_i$.

Остается составить уравнения Лагранжа второго рода для координат ξ_i . Предварительно введем потенциальную энергию упругих деформаций π и функцию рассеяния энергии Φ в виде

$$\pi = \frac{1}{2} \sum_{j,k=1}^{n} c_{jk} \xi_{j} \xi_{k} ; \qquad \Phi = \frac{1}{2} \sum_{j,k=1}^{n} b_{jk} \xi_{j} \xi_{k} , \qquad (4)$$

где $c_{jk} = c_{kj}$ – обобщенные коэффициенты жесткости; $b_{jk} = b_{kj}$ – коэффициенты демпфирования. Кроме того, примем следующие обозначения:

$$\lambda_{klm} = \frac{\partial A_{km}}{\partial q_l}; \quad \lambda_{mlk} = \lambda_{kml} + \lambda_{klm} - \lambda_{lkm}; \quad \theta_{kml} = \lambda_{klm} - \lambda_{mkl}/2;$$

$$\mu_{kmls} = \frac{\partial^2 A_{km}}{\partial q_l \partial q_s} - \frac{1}{2} \frac{\partial^2 A_{ml}}{\partial q_k \partial q_s}.$$
(5)

Тогда с учетом выражения (2) для кинетической энергии после ряда преобразований получим дифференциальные уравнения динамических ошибок рычажного механизма в общем виде

$$\sum_{m=1}^{n} A_{km} \xi_{m}^{k} + \sum_{l,m}^{n} \left(\gamma_{mlk} \xi_{m}^{k} + \delta_{lm} b_{lk} \right) \xi_{l}^{k} + \sum_{l,m=1}^{n} \left(\lambda_{klm} \xi_{m}^{k} + \sum_{s=1}^{n} \mu_{klms} \xi_{m}^{k} \xi_{s}^{k} + \delta_{lm} c_{lk} \xi_{l} \right) = \\ = -\sum_{m=1}^{n} \frac{A_{km} \xi_{m}^{k}}{\epsilon_{s-l,n}} \xi_{m}^{k} - \sum_{l,m}^{n} \Theta_{kml} \xi_{m}^{k} \xi_{l}^{l}, \tag{6}$$

где δ_{lm} – символ Кронекера.

Уравнения динамических ошибок решаются одним из численных методов интегрирования. Представление их в виде (5) и (6) особенно удобно для программирования.

Динамические ошибки программного движения механизма. Рас-

смотрим определение динамических ошибок программного движения рычажного антропоморфного механизма автоматической линии. На рис. 1 показаны основные звенья механизма: плечо I, предплечье II и схват III, а также дополнительные звенья IV, V, которые представляют собой шариковинтовые механизмы привода плеча и предплечья. Плечо и электродвигатель привода плеча шарнирно соединены с основанием, предплечье и привод предплечья – с плечом. Введем обозначения m_i , J_i – масса и момент инерции *i*-го звена механизма относительно своего центра масс; d_i – расстояние от оси вращения *i*-го звена до его центра масс (рис. 1). Для упрощения предполагаем, что центры масс находятся на осях соответствующих звеньев.



В качестве обобщенных координат примем углы q_1 , q_2 , q_3 , q_4 , q_5 поворота осей недеформируемых звеньев (рис. 1).

Программное движение механизма определяется заданием законов вращения роторов двигателей приводов, которые после преобразований позволяют получить законы изменения $q_1(t)$, $q_2(t)$, $q_3(t)$, $q_4(t)$, $q_5(t)$. При составлении выражений для коэффициентов (5) уравнений динамических ошибок механизма будем учитывать уравнения связи

$$q_4 = \pi - \beta - F_1(q_1);$$
 $q_5 = F_2(q_2),$ (7)

где
$$F_i(q_i) = \arcsin \phi_i$$
; $\phi_i = (c_i/b_i) \sin \psi_i$; $b_i = \sqrt{a_i^2 + c_i^2 - 2a_ic_i \cos \psi_i}$, $i = 1,2$
 $\psi_1 = q_1 + \beta - \gamma$; $\psi_2 = \pi + q_2 - \gamma_1 - \psi_0$.
(8)

Здесь величины a_i , b_i , c_i , γ , γ_1 , ψ_0 определяются в соответствии с рис. 1. Для нахождения производных по времени от связанных координат (7)

дополнительных звеньев запишем выражения для производных от функции ϕ_i , $F_i(q_i)$, i = 1,2:

$$\frac{\partial \varphi_{i}}{\partial q_{i}} = b_{i}^{-1} \left(-a_{i} \varphi_{i}^{2} + c_{i} \cos \psi_{i} \right); \quad \frac{\partial^{2} \varphi_{i}}{\partial q_{i}^{2}} = -\varphi_{i} \left(3b_{i}^{-1}a_{i} \frac{\partial \varphi_{i}}{\partial q_{i}} + 1 \right);$$

$$\frac{\partial^{3} \varphi_{i}}{\partial q_{i}^{3}} = -b_{i}^{-1} \left[4a_{i} \varphi_{i} \frac{\partial^{2} \varphi_{i}}{\partial q_{i}^{2}} + 3a_{i} \left(\frac{\partial \varphi_{i}}{\partial q_{i}} \right)^{2} + c_{i} \cos \psi_{i} \right];$$

$$\frac{\partial F_{i}}{\partial q_{i}} = \left(1 - \varphi_{i}^{2} \right)^{-1/2} + \frac{\partial \varphi_{i}}{\partial q_{i}}; \quad \frac{\partial^{2} F_{i}}{\partial q_{i}^{2}} = \left(1 - \varphi_{i}^{2} \right)^{-1/2} \left[\varphi_{i} \left(\frac{\partial F_{i}}{\partial q_{i}} \right)^{2} + \frac{\partial^{2} \varphi_{i}}{\partial q_{i}^{2}} \right]; \quad (9)$$

$$\frac{\partial^{3} F_{i}}{\partial q_{i}^{3}} = \left(1 - \varphi_{i}^{2} \right)^{-1/2} \left[3\varphi_{i} \frac{\partial F_{i}}{\partial q_{i}} \frac{\partial^{2} F_{i}}{\partial q_{i}} + \frac{\partial \varphi_{i}}{\partial q_{i}} \left(\frac{\partial F_{i}}{\partial q_{i}} \right)^{2} + \frac{\partial^{3} \varphi_{i}}{\partial q_{i}^{3}} \right].$$

Опуская выкладки по составлению выражения для кинетической энергии при программном движении механизма, выпишем коэффициенты A_{jk} квадратичной формы (3):

$$A_{11} = J_{1} + J_{2} + J_{3} + \left(J_{4} + m_{4}d_{4}^{2}\right) \left(\frac{\partial F_{1}}{\partial q_{1}}\right)^{2} + J_{5} + m_{1}d_{1}^{2} + m_{5}d_{5}^{2} + m_{2}\left(l_{1}^{2} + d_{2}^{2}\right) + m_{3}\left(l_{1}^{2} + l_{2}^{2} + d_{3}^{2}\right) + m_{5}\left(l_{1}^{2} + a_{2}^{2} + 2l_{1}a_{2}\cos\gamma_{1}\right) + 2m_{2}l_{1}d_{2}\cos q_{2} + 2m_{3}l_{1}l_{2}\cos q_{1} + 2m_{3}l_{1}d_{3}\cos(q_{2} + q_{3}) + 2m_{3}l_{1}l_{2}\cos q_{3} + m_{5}d_{5}\left[l_{1}\cos(q_{5} - \gamma_{1}) - a_{2}\cos q_{5}\right];$$

$$A_{22} = J_{2} + J_{3} + m_{2}d_{2}^{2} + m_{3}\left(l_{2}^{2} + d_{3}^{2}\right) + 2m_{3}l_{2}d_{3}\cos q_{3} + \left(J_{5} + m_{5}d_{5}^{2}\right)\left(\frac{\partial F_{2}}{\partial q_{2}}\right)^{2};$$

$$A_{33} = J_{3} + m_{3}d_{3}^{2}; A_{13} = A_{31} = A_{33} + m_{3}l_{2}d_{3}\cos q_{3} + m_{3}l_{1}d_{3}\cos(q_{2} + q_{3});$$

$$(10)$$

$$A_{12} = A_{21} = J_{2} + J_{3} + \left(J_{5} + m_{5}d_{5}^{2}\right)\frac{\partial F_{2}}{\partial q_{2}} + m_{2}d_{2}^{2} + m_{3}\left(l_{2}^{2} + d_{3}^{2}\right) + m_{2}l_{1}d_{2}\cos q_{2} + m_{3}l_{1}l_{2}\cos q_{1} + m_{3}l_{1}d_{3}\cos(q_{1} + q_{3}) + 2m_{3}l_{2}d_{3}\cos q_{3} + m_{5}d_{5}\left[l_{1}\cos(q_{5} - \gamma_{1}) - a_{2}\cos q_{5}\right]\frac{\partial F_{2}}{\partial q_{2}};$$

$$A_{33} = A_{33} = A_{33} + m_{3}l_{2}d_{3}\cos q_{3} + m_{3}l_{2}d_{3}\cos q_{3} + m_{3}l_{2}d_{3}\cos q_{3} + m_{2}l_{2}d_{3}\cos q_{3} + m_{3}l_{1}d_{3}\cos(q_{2} + q_{3});$$

$$(10)$$

Дифференцируя зависимости (10) по обобщенным координатам, находим в соответствии с (4) коэффициенты λ_{klm} , входящие в уравнения динами-

ческих ошибок:

$$\lambda_{111} = -2m_3 l_1 l_2 \sin q_1 + 2 \left(J_4 + m_4 d_4^2 \right) \frac{\partial F_1}{\partial q_1} \frac{\partial^2 F_1}{\partial q_1^2}; \quad \lambda_{112} = m_3 l_1 l_2 \sin q_1; \\ \lambda_{121} = -2m_2 l_1 d_2 \sin q_2 - 2m_3 l_1 d_3 \sin(q_2 + q_3) - m_5 d_5 \left[l_1 \sin(q_5 - \gamma_1) - a_2 \sin q_5 \right] \frac{\partial F_2}{\partial q_2}; \\ \lambda_{122} = -m_2 l_1 d_2 \sin q_2 - m_5 l_1 d_3 \sin(q_2 + q_3) + \left\{ J_5 + m_5 d_5^2 + m_5 d_5 \left[l_1 \cos(q_5 - \gamma_1) - a_2 \cos q_5 \right] \right\} \frac{\partial^2 F_2}{\partial q_2^2} - m_5 d_5 \left[l_1 \sin(q_5 - \gamma_1) - a_2 \sin q_5 \right] \left(\frac{\partial F_2}{\partial q_2^2} \right)^2;$$

$$\lambda_{122} = -m_4 l_4 d_5 \sin(q_2 + q_3); \quad \lambda_{123} = -2m_4 l_4 d_5 \sin(q_2 + q_3) - 2m_5 l_5 d_5 \sin q_5;$$

$$\lambda_{124} = -m_4 l_4 d_5 \sin(q_2 + q_3); \quad \lambda_{124} = -2m_4 l_4 d_5 \sin(q_2 + q_3) - 2m_5 l_5 d_5 \sin q_5;$$

$$\lambda_{125} = -m_5 l_5 d_5 \sin(q_2 + q_3); \quad \lambda_{125} = -2m_5 l_5 d_5 \sin(q_2 + q_3) - 2m_5 l_5 d_5 \sin q_5;$$

$$\begin{split} \lambda_{131} &= -m_3 l_1 d_3 \sin \left(q_2 + q_3 \right); \ \lambda_{131} = -2m_3 l_1 d_3 \sin \left(q_2 + q_3 \right) - 2m_3 l_2 d_3 \sin q_3; \\ \lambda_{132} &= -m_3 l_1 d_3 \sin \left(q_2 + q_3 \right) - 2m_3 l_2 d_3 \sin q_3; \ \lambda_{133} = -m_3 l_1 d_3 \sin \left(q_2 + q_3 \right) - m_3 l_2 d_3 \sin q_3; \end{split}$$

$$\begin{aligned} \lambda_{222} &= 2 \Big(J_5 + m_5 d_5^2 \Big) \frac{\partial F_2}{\partial q_2} \frac{\partial^2 F_2}{\partial q_2^2} ; \ \lambda_{211} = \lambda_{112}; \ \lambda_{221} = \lambda_{122}; \ \lambda_{212} = \lambda_{213} = \lambda_{223} = 0; \\ \lambda_{231} = \lambda_{132}; \ \lambda_{232} = -2m_3 l_2 d_3 \sin q_3; \ \lambda_{233} = -m_3 l_2 d_3 \sin q_3. \end{aligned}$$

Для упрощения записи вторых производных от коэффициентов A_{ik} введем следующие параметры:

$$\begin{split} A &= -m_2 l_1 d_2 \cos q_2; B = -m_3 l_1 d_3 \cos(q_2 + q_3); C = -m_3 l_2 d_3 \cos q_3; E = -m_3 l_1 l_2 \cos q_1; \\ D &= m_5 d_5 [l_1 \cos(q_5 - \gamma_1) - a_2 \cos q_5]; G = m_5 d_5 [l_1 \sin(q_5 - \gamma_1) - a_2 \sin q_5]. \quad (12) \\ \text{Тогда} \qquad \qquad \frac{\partial^2 A_{11}}{\partial q_1^2} = 2E + 2 \Big(J_4 + m_4 d_4^2 \Big) \Bigg[\left(\frac{\partial^2 F_1}{\partial q_1^2} \right)^2 + \frac{\partial F_1}{\partial q_1} \frac{\partial^3 F_1}{\partial q_1^3} \Bigg]; \\ \frac{\partial^2 A_{12}}{\partial q_2^2} = 2 (A + B) - G \frac{\partial^2 F_2}{\partial q_2^2} - D \Big(\frac{\partial F_{11}}{\partial q_2} \Big)^2; \quad \frac{\partial^2 A_{11}}{\partial q_2 \partial q_3} = 2B; \frac{\partial^2 A_{11}}{\partial q_2^2} = 2(B + C); \\ \frac{\partial^2 A_{12}}{\partial q_2^2} = \frac{\partial^2 A_{21}}{\partial q_2^2} = A + B + \Big(J_5 + m_5 d_5^2 + D \Big) \frac{\partial^3 F_2}{\partial q_2 \partial q_3} - 3G \frac{\partial F_2}{\partial q_2^2} \frac{\partial^2 F_2}{\partial q_2^2} - D \Big(\frac{\partial F_2}{\partial q_2} \Big); \\ \frac{\partial^2 A_{12}}{\partial q_1^2} = \frac{\partial^2 A_{21}}{\partial q_1^2} = E; \quad \frac{\partial^2 A_{12}}{\partial q_2 \partial q_3} = \frac{\partial^2 A_{21}}{\partial q_2 \partial q_3} = B; \quad \frac{\partial^2 A_{13}}{\partial q_2^2} = \frac{\partial^2 A_{31}}{\partial q_2^2} = B; \quad (13) \\ \frac{\partial^2 A_{12}}{\partial q_2^2} = 2 \Big(J_5 + m_5 d_5^2 \Big) \Bigg[\left(\frac{\partial^2 F_2}{\partial q_2^2} \right)^2 + \frac{\partial F_2}{\partial q_2} \frac{\partial^3 F_2}{\partial q_2^3} \Bigg]; \quad \frac{\partial^2 A_{13}}{\partial q_2 \partial q_3} = \frac{\partial^2 A_{31}}{\partial q_2 \partial q_3} = B; \\ \frac{\partial^2 A_{13}}{\partial q_3^2} = \frac{\partial^2 A_{31}}{\partial q_3^2} = B + C; \quad \frac{\partial^2 A_{22}}{\partial q_3^2} = 2C; \quad \frac{\partial^2 A_{11}}{\partial q_2 \partial q_3} = 2B; \quad \frac{\partial^2 A_{12}}{\partial q_3^2} = \frac{\partial^2 A_{21}}{\partial q_3^2} = B + 2C. \end{split}$$

Остальные производные равны нулю.

Теперь по значениям коэффициентов $\lambda_{\textit{klm}}$ и вторых производных от ко-

эффициентов A_{ik} , полученным для некоторого момента времени t по формулам (11), (13), легко найти значения коэффициентов γ_{kml} , θ_{hlm} , μ_{klms} с учетом обозначений (5).

Наконец, при записи уравнений динамических ошибок механизма в общем виде (6) примем n = 3 и в первых двух уравнениях вместо членов $\sum c_{lk} \xi_l$ введем восстанавливающие моменты $M_k = h_k Q_k \operatorname{sign} \xi_k$, k = 1, 2,(14)

где
$$h_k$$
 – расстояние от оси вращения k -го звена по оси винта шариковинтово-
го механизма соответствующего привода; Q_k – модуль упругой реакции в
шариковинтовой паре. Легко показать, что

$$h_k = c_k \varphi_k \,, \tag{15}$$

 ϕ_k вычисляется по формуле (8). Очевидно, упругая деформация W_k винта связана с динамической ошибкой ξ_k поворота k-го звена механизма соотношением

$$W_k = h_k \xi_k = c_k \varphi_k \xi_k \,. \tag{16}$$

В свою очередь, как следует из работы [3], модуль упругой реакции шариковинтовой пары связан с упругой деформацией W_k соотношением

$$|W_k| - \alpha_k Q_k = \lambda_k \sqrt[3]{Q_k^2} .$$
⁽¹⁷⁾

Здесь α_k , λ_k – некоторые коэффициенты, зависящие от параметров шариковинтового механизма и текущего значения b_k. Из формулы (17) с учетом (16) имеем уравнение

$$c_k \boldsymbol{\varphi}_k \left| \boldsymbol{\xi}_k \right| - \boldsymbol{\alpha}_k \boldsymbol{Q}_k = \lambda_k \sqrt[3]{\boldsymbol{Q}_k^2} , \qquad (18)$$

из которого определяются величины Q_k как функции обобщенных координат q_k и динамических ошибок ξ_k .

Окончательно дифференциальные уравнения динамических ошибок программного движения рассматриваемого механизма имеют вид

$$\sum_{m=1}^{3} A_{km} \overset{\mathbf{a}}{\mathbf{b}}_{m} + \sum_{m,l=1}^{3} \gamma_{mlk} \overset{\mathbf{a}}{\mathbf{b}}_{m} \xi_{l} + b_{kk} \overset{\mathbf{b}}{\mathbf{b}}_{k} + \sum_{m,l=1}^{3} \left(\lambda_{klm} \overset{\mathbf{a}}{\mathbf{b}}_{m} + \sum_{s=1}^{3} \mu_{klms} \overset{\mathbf{a}}{\mathbf{b}}_{m} \overset{\mathbf{b}}{\mathbf{b}}_{s} \right) \xi_{l} + c_{k} \varphi_{k} Q_{k} \operatorname{sign} \xi_{k} = -\sum_{m=1}^{3} A_{km} \overset{\mathbf{a}}{\mathbf{b}}_{m} - \sum_{m,l=1}^{3} \Theta_{kml} \overset{\mathbf{a}}{\mathbf{b}}_{m} \overset{\mathbf{b}}{\mathbf{b}}_{s};$$

m

$$\begin{split} \sum_{m=1}^{3} A_{3m} & \underbrace{\$}_{m} + \sum_{m,l=1}^{3} \gamma_{mlk} \, \underbrace{\$}_{m} \, \underbrace{\$}_{l} + b_{33} \, \underbrace{\$}_{3} + \sum_{m,l=1}^{3} \left(\lambda_{3lm} \, \underbrace{\$}_{m} + \sum_{s=1}^{3} \mu_{3lms} \, \underbrace{\$}_{m} \, \underbrace{\$}_{s} \right) \xi_{l} + \\ & + c_{33} \xi_{3} = -\sum_{m=1}^{3} A_{3m} \, \underbrace{\$}_{m} - \sum_{m,l=1}^{3} \theta_{3ml} \, \underbrace{\$}_{m} \, \underbrace{\$}_{l}. \end{split}$$

Заключение. В работе описана модель для оценки динамических ошибок рычажного механизма. Для случая малых отклонений от программного движения составлены уравнения движения. Для частного случая рычажного антропоморфного механизма автоматической линии получена разрешающая система уравнений, готовая для численного интегрирования.

В дальнейшем планируется использовать разработанную модель для интегрирования уравнений движения и провести анализ особенностей движения данного механизма.

Список литературы: 1. Гребенников О. Н. Определение динамических ошибок механизмов промышленных роботов / О. Н. Гребенников, М. З. Коловский, А. С. Миркина // Машиноведение. – 1980. – № 3. – С. 33–39. 2. АкуленкоЛ. Д. Моделирование динамики манипулятора с упругими звеньями / Л. Д. Акуленко, С. А. Михайлов, Ф. Л. Черноусько // Механика твердого тела. – 1981. – № 3. – С. 118–124. 3. Павлов Б. И. Шариковинтовые механизмы в приборостроении / Б.И. Павлов. – Л.: Машиностроение, 1968. – 132 с.

Поступила в редколлегию 12.05.2011

УДК 621.08

С.Б. ЕРЕМЕНКО, канд. техн. наук, доц. каф. ТММиСАПР, *Е.И. ЗИНЧЕНКО*, канд. техн. наук, доц. каф. ТММиСАПР, НТУ "ХПИ"

К РАСЧЕТУ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ В СЛОЕ СМАЗКИ ВРАЩАТЕЛЬНОЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПАРЫ

Розглядається задача про виникнення гідродинамічного тиску у шарі мастила підшипника ковзання. Виводяться формули для визначення гідродинамічного тиску в полярних координатах.

Рассматривается задача про возникновение гидродинамического давления в слое смазки подшипника скольжения. Выводятся формулы для определения гидродинамического давления в полярных координатах.

A task is examined about initiation of hydrodynamic pressure in the layer of greasing of sliding bearing. Formulas are derived for determination of hydrodynamic pressure in polar coordinates

Введение. В качестве опор валов и вращающих осей применяются подшипники скольжения в конструкциях, в которых применение подшипников качения затруднено или недопустимо по целому ряду причин (конструктивным соображениям, условиям эксплуатации и т.д.). Подшипник скольжения представляет собой пару вращения, состоящую из опорного участка вала (цапфы) 1 и собственно подшипника 2, в котором скользит цапфа (рис. 1). Цапфу, передающую радиальную нагрузку, называют шипом при расположении ее в конце вала, и шейкой, если она находится в середине вала.



Сопряжение элементов пары по поверхности дает возможность воспринимать и передавать значительные нагрузки при минимальном износе. Это обстоятельство в значительной мере определяет работоспособность и долговечность машин.

Постановка задачи. Подшипники с непосредственным контактом поверхностей трения используют редко. Основное применение имеют подшипники с контактом поверхностей через слой масла. В зависимости от толщины слоя смазочного материала различают жидкостное и полужидкостное трение. При жидкостном трении поверхности элементов пары (цапфа и подшипник) разделены слоем смазочного материала, и непосредственный контакт отсутствует. В этом случае трение в подшипнике определяется законами гидродинамики. Износ практически отсутствует.

При полужидкостном трении слой смазочного материала имеет разрывы, и поверхности в вершинах микронеровностей контактируют непосредственно. Полужидкостное трение сопровождается износом контактирующих поверхностей. Трение в этом случае зависит как от смазочного материала, так и от материала трущихся поверхностей. Определение коэффициента полужидкостного трения представляет собой довольно сложную задачу. Исследования, проведенные в работах [1, 2], показывают, что коэффициент полужидкостного трения может достигать 0,1÷0,15. Это приводит, кроме износа, к потерям энергии.

Однако в одном и том же подшипнике при достаточно большой скорости скольжения полужидкостное трение сменяется жидкостным. Явление отделения поверхностей скольжения и, соответственно, изменение условий трения называется разобщением. Нарастающее гидродинамическое давление удерживает вал на так называемом масляном клине (рис. 2).

Дальнейшее увеличение угловой скорости приводит к увеличению коэффициента чисто гидродинамического трения. Зависимость между коэффициентами трения и скоростью скольжения дают кривые Штрибека (рис. 3) [3].



Определение гидродинамического давления в бесконечно длинной цилиндрической опоре. Благодаря тому, что центр

цапфы не совпадает с центром подшипника, зазор между скользящими поверхностями имеет клиновидную форму. Это необходимо для того, чтобы слой смазки обладал несущей способностью. Обозначим через ε отношение разности радиусов цапфы r и подшипника R к величине эксцентриситета e (рис. 4)

$$\varepsilon = \frac{R-r}{e}$$
.

На расстоянии $x = r\alpha$ по дуге окружности от самого тонкого места слоя смазки толщина слоя смазки равна

$$h = (R - r) - e \cdot \cos \alpha = (\varepsilon - \cos \alpha)e.$$
 (2)

Наименьшую толщину слой смазки будет иметь при $\alpha = 0$

$$h_0 = (R - r) - e = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} (R - r) = (\varepsilon - 1) \cdot e .$$
 (3)

Для определения гидродинамического давления используют уравнение О. Рейнольдса [4]. Для поиска решения этого уравнения достаточно ограничиться рассмотрением плоскостного потока бесконечно большой ширины, т.е. боковой расход смазки отсутствует. В этом случае уравнение О. Рейнольдса будет иметь вид

$$\frac{dp}{dx} = 6\eta \cdot v (h_x - h_m) h_x^3, \qquad (4)$$

где p – гидродинамическое давление, МПа; η – динамическая вязкость смазки, Па·с; h_x – текущая толщина смазки по длине опорной поверхности, м; h_m – толщина слоя смазки в точке максимума гидродинамического давления, м.

Подставляя зависимости (1), (2), (3) в уравнение (4), получим уравнение

Рис. 4. К расчету эксцентриситета

зона 2 - область жидкостного

трения

(1)

подшипника

изменения давления для цилиндрической опоры

$$\frac{dp}{d\alpha} = \frac{6\eta \cdot v \cdot r}{e^2} \left[\frac{\varepsilon - \cos \alpha_m}{(\varepsilon - \cos \alpha)^3} - \frac{1}{(\varepsilon - \cos \alpha)^3} \right],$$
(5)

где α_m – угол, определяющий положение максимального давления.

Выделим постоянные коэффициенты

$$A = \frac{6\eta \cdot v \cdot r}{e^2} = \frac{6\eta \cdot v \cdot r \cdot \varepsilon^2}{(R-r)^2} .$$
 (6)

Если ввести функцию давления плоскостного потока w_e , которая зависит только от α , получаем дифференциальное уравнение как чистую функцию давления

$$\frac{\partial w_e}{\partial \alpha} = \frac{\varepsilon - \cos \alpha_m}{(\varepsilon - \cos \alpha)^3} - \frac{1}{(\varepsilon - \cos \alpha)^2} .$$
⁽⁷⁾

Интегрируя это уравнение, определяем функцию давления

$$w_e = \left(\varepsilon - \cos\alpha_m\right) \int \frac{d\alpha}{\left(\varepsilon - \cos\alpha\right)^3} - \int \frac{d\alpha}{\left(\varepsilon - \cos\alpha\right)^2} + C.$$
 (8)

Решаем входящие в это уравнение интегралы

$$\int \frac{d\alpha}{\varepsilon - \cos \alpha} = \frac{1}{\sqrt{\varepsilon^2 - 1}} \arcsin \frac{1 - \cos \alpha}{\varepsilon - \cos \alpha},$$
$$\int \frac{d\alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^2} = \frac{1}{\varepsilon^2 - 1} \left[\frac{\sin \alpha}{\varepsilon - \cos \alpha} + \int \frac{d\alpha}{\varepsilon - \cos \alpha} \right],$$
$$\frac{d\alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^3} = \frac{1}{2(\varepsilon^2 - 1)} \left[\frac{\sin \alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^2} + 3\varepsilon \int \frac{d\alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^2} - \int \frac{d\alpha}{\varepsilon - \cos \alpha} \right].$$
(9)

В подшипниках, дуга обхвата которых составляет только часть окружности, давление распространяется на всю опорную поверхность (рис. 5) и равно нулю в местах входа и выхода смазки. Углы α_1 и α_2 определяют границы области потока. Для этих значений углов решаем уравнение (8). Воспользуемся формулами (9).

Тогда получим



Рис. 5. Эпюра давления смазки в клиновидном зазоре подшипника

$$\begin{bmatrix}
I_1 = \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \frac{d\alpha}{\varepsilon - \cos \alpha} = \frac{1}{\sqrt{\varepsilon^2 - 1}} \left[\arccos \frac{1 - \cos \alpha_1}{\cos \alpha_1} - \arcsin \frac{1 - \varepsilon \cdot \cos \alpha_2}{\varepsilon - \cos \alpha_2} \right] \\
I_2 = \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \frac{d\alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^2} = \frac{1}{\varepsilon^2 - 1} \left[\frac{\sin \alpha_1}{\varepsilon - \cos \alpha_1} - \frac{\sin \alpha_2}{\varepsilon - \cos \alpha_2} + \varepsilon \cdot I_1 \right] \\
I_3 = \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \frac{d\alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^3} = \frac{1}{2(\varepsilon^2 - 1)} \left[\frac{\sin \alpha_1}{(\varepsilon - \cos \alpha_1)} - \frac{\sin \alpha_2}{(\varepsilon - \cos \alpha_2)^2} + 3\varepsilon \cdot I_2 - I_1 \right].$$
(10)

Исключая путем подстановки постоянную интегрирования *C* ($w_e = 0$ при $\alpha = \alpha_1$ и $\alpha = \alpha_2$), находим положение наивысшего давления p_m , т.е. угол α_m как отношение двух интегралов:

$$\varepsilon - \cos \alpha_m = I_2 / I_3 \tag{11}$$

ИЛИ

$$\alpha_m = \arccos(\varepsilon - I_2 / I_3). \tag{12}$$

Выводы. Таким образом, получены соотношения, которые позволяют приближенно определять для подшипников скольжения распределение давления и положение наивысшего давления.

Список литературы: 1. *Крагельский И.В.* Трение и износ / И.В. Крагельский. – М.: Машиностроение, 1968. – 480 с. 2. *Сухов С.И.* Исследование закономерностей сухого и граничного трения шероховатых поверхностей металлов. Трение и износ в машинах. Сборник VI. – 1950. – 105 с. 3. *Michel A.* Die Schmirung Ebener Flächen // Zeitschrift Math u Phys. – 52. – 1905. 4. *Reynolds O.* On the Theory of Lubrication // Phil. Trans. Roy. Soc. (1886).

Поступила в редколлегию 12.05.2011

УДК 519.8

Вісс. Гр. КЛИМЕНКО, канд. фіз.-мат. наук. НТУ "ХПІ"

БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНА ЗАДАЧА МІНІМІЗАЦІЇ НА ОРГРАФАХ

В даній роботі розглядається багатокритеріальна задача мінімізації на орграфах, яка моделює ситуацію по розміщенню точкових об'єктів з нечітко визначеними преференціями. Наряду із постановочними питаннями в роботі встановлюються умови існування і єдиності розв'язку поставленої задачі, пропонується метод по відшукуванню його.

В данной работе рассматривается многокритериальная задача минимизации на орграфах, которая моделирует ситуацию по размещению точечных объектов с нечетко определенными преференциями. Наряду с постановочными вопросами в работе устанавливаются условия существования и единственности решения поставленной задачи, предлагается метод по его отысканию. The multicriterial task of minimization on digraphs, which models a situation on point objects placing with unexpressly determined preferences, is examined in this work. The conditions of existence and uniqueness of this task solution are determined and a method of its searching is offered.

1. Постановка задачі мінімізації по максимуму при векторних зіставленнях. Єдиність розв'язку

Нехай $H = \left\{ H_i \mid \overline{i,m} \right\} \in \operatorname{cim'} \pi$ неперетинних, компактних і строго опуклих множин в евклідовому точково-векторному просторі \mathbb{R}^n , який умовимось називати для сім'ї H опорним. Зауважуємо, що розмірність афінної оболонки dim (aff H) = n. Кожній множині H_i зіставляємо свій евклідів простір $\mathbb{R}^n(i)$, тотожний опорному простору \mathbb{R}^n . Позначаємо через B_0 декартовий добуток множин H_i , а через \mathbb{R}^{nm} — декартовий добуток просторів $\mathbb{R}^n(i)$:

$$B_0 = H_1 \times H_2 \times ... \times H_m = \sum_{i=1}^{i=m} H_i, \quad R^{nm} = \sum_{i=1}^{i=m} R^n.$$
 (1)

Візьмемо плинну точку $X = (X_1, ..., X_i, ..., X_m) \in B_0$, тут $X_i = (X_1^i, X_2^i, ..., X_n^i) \in \mathbb{R}^n$ (i), і розглянемо зв'язний, змінний граф $G(X) \equiv G(X_1, \mathbf{K}, X_i, \mathbf{K}X_m)$, ребрам якого, упорядкованим парам (X_i, X_j) , ставимо у відповідність вектор $\lambda_{ij}(X_i - X_j)$, де $\lambda_{ij} \ge 0$.

Отже, орієнтований граф $G(X_1, \mathbf{K}, X_i, \mathbf{K}X_m)$ визначається матрицею суміжності

$$M(G(X)) = \begin{pmatrix} 0 & \lambda_{12}(X_1 - X_2) & \mathbf{K} & \lambda_{1m}(X_1 - X_m) \\ \lambda_{21}(X_2 - X_1) & 0 & \mathbf{K} & \lambda_{2m}(X_2 - X_m) \\ \mathbf{K} & \mathbf{K} & \mathbf{K} & \mathbf{K} \\ \lambda_{m1}(X_m - X_1) & \lambda_{m2}(X_m - X_2) & \mathbf{K} & 0 \end{pmatrix}.$$

Кожній вершині $X_i \in \mathbb{R}^n(i)$ змінного графа $G(X_1, \mathbf{K}, X_i, \mathbf{K}X_m)$, в якості міри, ставимо у відповідність значення функції

$$\begin{split} P_{i}(\mathbf{X}) &\equiv f_{i}\left(\left|\sum_{j=1}^{j=m}\lambda_{ij}\left(\mathbf{X}_{i}-\mathbf{X}_{j}\right)\right|\right) = f_{i}\left(\left|\left(\sum_{j=1}^{j=m}\lambda_{ij}\right)\mathbf{X}_{i}-\sum_{j=1}^{j=m}\lambda_{ij}\mathbf{X}_{j}\right|\right) = \\ &= f_{i}\left(\left|\mathbf{X}_{i}-\sum_{j=1}^{j=m}\lambda_{ij}\mathbf{X}_{j}\right|\right) : \mathbf{R}^{nm} \to \mathbf{R}_{+}, \text{ de } f_{i}(\mathbf{d}) \in \mathsf{F} \text{ } i \text{ } \sum_{j=1}^{j=m}\lambda_{ij} = 1. \end{split}$$
(1)

Зрозуміло, що функція $P_i(X)$ неперервна, опукла і строго явно квазіопукла на опуклому компакті H_i . Таким чином, в просторі R^{nm} визначається вектор-функція

$$\overset{\textbf{unm}r}{q(X)} = (P_1(X), \mathbf{K}, P_i(X), \mathbf{K}, P_m(X)) : R^{nm} \to R^{m},$$

значення якої розглядаємо в просторі \mathbb{R}^m , упорядкованому по максимуму. Поставимо для вектор-функції q(X) задачу:

$$q(X) \xrightarrow{X \in B_0 = H_1 \times K \times H_m} \min.$$
(2)

Функції $P_i(X)$ задовольняють умовам теорем 2.1.1, 2.1.2 із [1], тож функція q(X) набуває свого мінімального по максимуму значення на опуклому компакті

$$\mathbf{B}_{\min}^{0} = \operatorname{Arg\,min}\{\mathbf{q}(X); X \in \mathbf{B}_{0}; \leq \} \neq \emptyset$$

Наведемо умови, за яких задача (2) має єдиний розв'язок.

Позначаємо через C(i) множину номерів компактів H_j суміжних вершині H_i; C(i) = $\{j | j = \overline{1, m}; \lambda_{ij} \neq 0\}$.

Означення 12.1. Вершину H_i графа G(H₁, K, H_i, KH_m), ізоморфного графу G(X) = G(X₁, K, X_i, KX_m), назвемо портальною, якщо в опорному просторі Rⁿ існує гіперплощина, яка строго відокремлює вершину H_i від суміжних їй вершин H_i, тобто

$$\mathbf{H}_{i} \cap \operatorname{Conv} \left\{ \mathbf{H}_{j} \mid j \in \mathbf{C}(i) \right\} = \emptyset.$$
(3)

Граф $G(H_1, K, H_i, KH_m)$, у якого всі вершини портальні, будемо називати портальним.

<u>Теорема 1.</u> Якщо граф $G(H_1, K, H_i, KH_m)$ є портальним, то задача (2) має єдиний розв'язок, тобто множина B^0_{min} є одноточкова. Доведення. Нехай $D_i = \Pi \rho_{H_i} B_{\min}^0$ (проекція B_{\min}^0 на H_i), а отже, $B_{\min}^0 \subseteq D_1 \times \mathbf{K} \times D_i \times \mathbf{K} \times D_m$, і нехай $X = (X_1, ..., X_i, ..., X_m) \in B_{\min}^0$.

Спершу упевнимось, що X_i , при $\forall i = \overline{1, m}$, належить межі строго опуклого компакта H_i , тобто при $\forall i = \overline{1, m}$ $D_i \subset FrH_i$. Дійсно, функція $P_i(X_1, \mathbf{K}, X_{i-1}, Y_i, X_{i+1}, \mathbf{K}, X_m) : H_i \to R_+$ строго явно квазіопукла на компакті H_i і при допущенні, що $X_i \in IntH_i$ маємо, що $X_i \in точка$ глобального мінімуму функції $P_i(X_1, \mathbf{K}, X_{i-1}, Y_i, X_{i+1}, \mathbf{K}, X_m) : H_i \to R_+$ в просторі $\mathbb{R}^n(i)$.

Тобто
$$X_i = \sum_{j \in C(i)} \lambda_{ij} X_j$$
, тож $X_i \in Conv \{H_j \mid j \in C_i\}$, а це суперечить

умові (3). Отже, при $\forall i = 1, m, D_i \subset FrH_i$.

Припустимо тепер, що не всі проекції $D_i = \Pi \rho_{H_i} B_{min}^0$ є одноточкові; нехай $Y = (Y_1, ..., Y_i, ..., Y_m)$ і $Z = (Z_1, ..., Z_i, ..., Z_m)$ два різних розв'язки задачі (2), наприклад, $Y_i \neq Z_i$. Але тоді, в силу теореми 2.1.2 із, точки $U = \lambda Y + (1 - \lambda)Z$ при $\lambda \in]0,1[$ також є розв'язками задачі (2). В силу ж строгої опуклості множини H_i , маємо: $U_i = \lambda Y_i + (1 - \lambda)Z_i \in IntH_i$, що суперечить встановленому вище.

Отже, множина B_{\min}^0 є одноточкова.

2. Змішана задача на орграфах

Нехай $H = \{S, T\} = \{H_1, K, H_r, H_{r+1}, K, H_m\}$ є сім'я неперетинних, опуклих компактів опорного простору R^n , причому $S = \{H_1, K, H_r\}$ є система *строго опуклих* компактів, а $T = \{H_{r+1}, K, H_m\}$ є регулярна система компактів. Зауважуємо, що dim (aff H) = n і кожному компакту H_i зіставляється свій евклідів простір $R^n(i)$, тотожний опорному простору R^n . Нехай $G(H_1, K, H_r, H_{r+1}, K H_m)$ є простий граф, вершинами якого є компакти сім'ї H. Візьмемо плинну точку

$$X = (X_1, ..., X_i, ..., X_m) \in B_0 = \sum_{i=1}^{i=m} H_i,$$

тут $X_i = (X_1^i, X_2^i, ..., X_n^i) \in H_i \subset \mathbb{R}^n(i)$, і розглянемо зв'язний, змінний орієнтований граф $G(X) \equiv G(X_1, \mathbf{K}, X_i, \mathbf{K}X_m)$ (зв'язна основа – граф $G(\mathbf{H})$). Граф $G(\mathbf{X})$ опишемо за допомогою наступної таблиці суміжності його вершин:

i/j	H ₁	H ₂		H _r	H_{r+1}		H _m
H ₁	0	a ₁₂		a _{1r}	a _{1,r+1}	—	a _{1,m}
H ₂	a ₂₁	0	—	a _{2r}	a _{2,r+1}	—	a _{2,m}
	_		0	_	_	_	_
H _r	a _{r1}	a _{r2}	—	0	a _{r,r+1}	—	a _{r,m}
H _r H _{r+1}	a_{r1} $b_{r+1,1}$	a_{r2} $b_{r+1,2}$		0 b _{r+1,r}	$a_{r,r+1}$		$a_{r,m}$ $b_{r+1,m}$
H _r H _{r+1}	a_{r1} $b_{r+1,1}$	a_{r2} $b_{r+1,2}$		0 b _{r+1,r}	a _{r,r+1}	— — 0	$a_{r,m}$ $b_{r+1,m}$

Відсутність дуги (X_i, X_j) графа $G(X_1, K, X_i, KX_m)$ позначаємо нульовим значенням відповідного цій дузі елемента таблиці.

Тут $a_{ij} = \alpha_{ij} (X_i - X_j)$ є вектор, який ставимо у відповідність (приписуємо) при $i = \overline{1, r}$ упорядкованій парі (X_i, X_j) – дузі графа $G(X_1, \mathbf{K}, X_i, \mathbf{K} X_m)$, де $\sum_{j=1}^{j=m} \alpha_{ij} = 1$ і $0 \le \alpha_{ij} \le 1$;

 b_{ij} є значення функції $g_{ij}(|X_i - X_j|)$ ($g_{ij}(d) = g_{ji}(d) \in F$), яке приписуємо упорядкованій парі (X_i, X_j) при $i = \overline{r+1, m}$. Кожній вершині $X_i \in H_i$ змінного графа $G(X_1, \mathbf{K}, X_i, \mathbf{K} X_m)$, при $i = \overline{1, r}$, приписуємо значення функції:

$$\begin{split} & P_{i}\left(X\right) \equiv f_{i}\left(\left|\sum_{j=1}^{j=m}\alpha_{ij}\left(X_{i}-X_{j}\right)\right|\right) = f_{i}\left(\left|\left(\sum_{j=1}^{j=m}\alpha_{ij}\right)X_{i}-\sum_{j=1}^{j=m}\alpha_{ij}X_{j}\right|\right) = \\ & = f_{i}\left(\left|X_{i}-\sum_{j=1}^{j=m}\alpha_{ij}X_{j}\right|\right) \ : R^{nm} \rightarrow R_{+} \ , \ \ \text{a} \ \text{a} \ \ f_{i}\left(d\right) \in \mathsf{F} \ . \end{split}$$

$$(4)$$

А кожній вершині $X_i \in H_i$ змінного графа $G(X_1, K, X_i, KX_m)$, при $i = \overline{r+1, m}$, приписуємо значення функції:

$$P_{i}(X) \equiv \max \left\{ g_{ij}(|X_{i} - X_{j}|) | j = \overline{1, m} \right\}$$

Зрозуміло, що функція $P_i(X)$ неперервна, опукла і строго явно квазіопукла на опуклому компакті H_i , $i = \overline{1, m}$.

Розглянемо для вектор-функції

$$q(X) = (P_1(X), \mathbf{K}, P_i(X), \mathbf{K}, P_m(X)) : \mathbb{R}^{nm} \to \mathbb{R}^{m} \text{ задачу:}$$

$$q(X) \xrightarrow{X \in B_0 = H_1 \times \mathbf{K} \times H_m}_{\leq max} \min . \quad (5)$$

Ясно, що умови теорем 2.1.1, 2.1.2 із [1] задовольняються, тож функція q(X) набуває свого мінімального по максимуму значення на опуклому компакті

$$B_{\min}^{0} = \operatorname{Arg\,min}\{q(X); X \in B_{0}; \leq \} \neq \emptyset$$

Наведемо умови при яких задача (б) має єдиний розв'язок.

Теорема 2. Якщо вершини графа G
$$\begin{pmatrix} \mathbf{647} \ \mathbf{48} \\ \mathbf{H}_{1}, \mathbf{K}, \mathbf{H}_{r}, \mathbf{H}_{r+1}, \mathbf{K} \mathbf{H}_{m} \end{pmatrix}$$
 is системи

 $S = \{H_1, K, H_r\}$ с портальними, то задача (2) має єдиний розв'язок, тобто множина B_{\min}^0 є одноточкова.

Доведення. Згідно міркувань, наведених в доведенні теореми 1, маємо: $B_{min}^0 \subseteq X_1^* \times \mathbf{K} \times X_r^* \times D_{r+1} \mathbf{K} \times D_m$, де $X^* = (X_1^*, ..., X_r^*, X_{r+1}^*..., X_m^*) \in B_{min}^0$ і $D_i = \Pi \rho_{H_i} B_{min}^0$. Отже, задача

$$\underbrace{\mathsf{u}}_{q(X)} \xrightarrow{X \in X_1^* \times \mathbf{K} \times X_r^* \times \mathbf{H}_{r+1} \times \mathbf{K} \times \mathbf{H}_m}_{\max} \min \qquad (6)$$

є еквівалентною редукцією задачі (2). Задача ж (6), згідно теореми 2.3.1, 2.5.1 (див. [1]), має єдиний розв'язок $B_{min}^0 = \{X^*\}$.

3. Метод розв'язування задачі мінімізації по максимуму при векторних зіставленнях

Процес пошуку розв'язка задач (2) і (5) такий же, як і пошук розв'язка задачі мінімізації по максимуму, описаний в §4 (див. [1]).

Нехай X = (X₁, **K**, X_i, **K**X_m) = arg min $\left\{ \overline{q(X)} | X \in B_0 | \leq \max \right\}$ і є розв'язок задач (2), (6) в умовах теореми 1 і 2, а $\overline{q(X)} = \left(b_1^1, \mathbf{K} b_{\mu(1)}^1; \mathbf{K}; b_1^k, \mathbf{K} b_{\mu(k)}^k \right)$ є мінімальний по максимуму вектор на B₀; тут $\sum_{i=1}^{i=k} \mu(i) = m$, $b_{\delta}^i > b_{\pi}^j$ при $i < j, b_{\delta}^i = b_{\pi}^i$. Припустимо, звісно ж, не обмежуючи загальності наших міркувань, що P_i (X) = b_1^1 при $i = \overline{1, \mu(1)}$. Назвемо підмножину B^{*} = $\left\{ X_1, \mathbf{K}, X_{\mu(1)} \right\}$ розв'язка X його базою. Для пошуку розв'язку X формуємо оціночну функцію $\phi(X) = \bigvee_{i=1}^{i=m} \left\{ P_i(X), i = \overline{1, m} \right\} : R^{nm} \to R_+$. Функція

 $\phi(X)$ опукла вниз в просторі R^{nm}, а отже, досягає на $B_0 = \sum_{i=1}^{i=m} H_i$ свого

мінімального значення на опуклому компакті $\Phi_{\min} = \operatorname{Arg min} \{ \phi(X); X \in B_0 \}.$

Ясно, що коли
$$X \in \Phi_{\min}$$
, а $Y \in B_0 \setminus \Phi_{\min}$, то $\overline{q(X)} \leq \max_{\max} \overline{q(Y)}$.
Отже, $B_{\min}^0 \subseteq \Phi_{\min}$ і $\min_{X \in B_0} \phi(X) = \beta = b_1^1$. Зрозуміло, що

$$\Phi_{\min} = B_0 \mathbf{I} S(\varphi(X), \beta) = B_0 \mathbf{I} \left(\mathbf{I}_{i=1}^{i=m} S(P_i(X), \beta) \right).$$

Позначаємо через $D_i = \prod \rho_{H_i} \Phi_{\min} = H_i \mathbf{I} S(P_i(X), \beta)$, а отже, $\Phi_{\min} \subseteq D_1 \times \mathbf{K} \times D_m$. Нехай $U = (U_1, \mathbf{K}, U_m)$ є довільний розв'язок задачі $\varphi(X) \xrightarrow{X \in B_0} \min$, і нехай $\overline{q(U)} = (\beta_1^1, \mathbf{K} \beta_{\eta(1)}^1; \mathbf{K}; \beta_1^p, \mathbf{K} \beta_{\eta(p)}^p)$, тут $\sum_{i=1}^{i=p} \eta(i) = m$, $\beta_{\delta}^i > \beta_{\pi}^j$ при i < j, $\beta_{\delta}^i = \beta_{\pi}^i$ при довільних $\delta, \pi \in \{1, \mathbf{K}, \eta(i)\}$. Позначаємо через E^* підмножину компонент розв'язку $U = (U_1, \mathbf{K}, U_m)$, міра яких дорівнює β_1^1 ; нехай $E^* = \left\{ U_{i_1}, \mathbf{K}, U_{i_{\eta(1)}} \right\}$, $\{i_1, \mathbf{K}, i_{\eta(1)}\} \subset \{1, \mathbf{K}, m\}$. Зрозуміло, що $B^* \subset E^* : b_i^1 = \beta_1^i, u(1) \le n(1)$.

В разі допущення $\mu(1) > \eta(1)$, або $\mu(1) = \eta(1)$ і $b_1^1 = \beta_1^1$, а $B^* \not\subset E^*$, то постає суперечність із теоремою 1 і 2.

Таким чином, першим кроком у відшукуванні розв'язку задачі (2) є знаходження будь-якого розв'язку $U = (U_1, K, U_m)$ задачі

 $\phi(X) \xrightarrow{X \in B_0}$ min і виділенні із нього компонентів бази B^* . Для цього необхідно компоненти множини $E^* = \{ U_{i_1}, \mathbf{K}, U_{i_{\eta(1)}} \}$ перевірити на відповідність, тобто необхідно розв'язати $\eta(1)$ задач:

$$\begin{cases} P_{i}\left(\mathsf{U}_{1},\mathbf{K},\mathsf{U}_{i-1},X_{i},\mathsf{U}_{i+1},\mathbf{K},\mathsf{U}_{m}\right) \xrightarrow{X_{i}\in H_{i}} \min, \\ i \in \left\{i_{1},\mathbf{K},i_{\eta(1)}\right\}. \end{cases}$$

Зауважуємо, що ці задачі мають єдині розв'язки X_i^* , і тільки ті із них формують базу B^* , для яких

$$P_{i}\left(U_{1},\mathbf{K},U_{i-1},X_{i}^{*},U_{i+1},\mathbf{K},U_{m}\right) = \min_{X \in B_{0}} \varphi(X) = \beta_{1}^{1}$$

Наступним кроком у пошуку решти компонент розв'язку X задачі (2) буде перехід до її еквівалентної редукції, див. [1], §2.2 теорема 2.2.2.

$$\overline{q_{l}(\mathsf{X}_{1},\mathbf{K},\mathsf{X}_{\mu(l)},\mathsf{X}_{\mu(l)+1},\mathbf{K},\mathsf{X}_{m})} \xrightarrow{(\mathsf{X}_{\mu(l)+1},\mathbf{K},\mathsf{X}_{m}) \in \mathsf{D}_{\mu(l)+1} \times \mathbf{K} \times \mathsf{D}_{m}}_{\underset{max}{\leq}} \min,$$

певна річ,
$$P_i\left(\left(X_1, \mathbf{K}, X_{\mu(1)}, X_{\mu(1)+1}, \mathbf{K}, X_m\right)\right) = \beta_1^l, \quad i = \overline{1, \mu(1)}.$$

Тут $q_i\left(\left(X_1, \mathbf{K}, X_{\mu(1)}, X_{\mu(1)+1}, \mathbf{K}, X_m\right)\right) = \left(P_{\mu(1)+1}(\mathbf{Y}), \mathbf{K}, P_m(\mathbf{Y})\right), \quad \text{де}$
 $\mathbf{Y} = \left(X_1, \mathbf{K}, X_{\mu(1)}, X_{\mu(1)+1}, \mathbf{K}, X_m\right).$

Зрозуміло, що після скінченного числа цих редукцій ми і встановимо розв'язок задачі (2) і (5).

Заключний висновок. Отриманий вище результат безумовно буде затребуваний при проектуванні графових структур, де у прийнятті рішень присутній фактор нечіткості.

Список літератури: 1. Вісс.Гр.Клименко. Багатокритеріальне математичне проектування. / Вісс.Гр.Клименко. – Харків: Майдан, 2010. – 488 с.

Надійшла до редакції 4.4.2011

УДК 621.7

В.Т. ЛЕБЕДЬ, канд. техн. наук, ведущий конструктор КУ ПМО АО "НКМЗ", Краматорск

ПРОДЛЕНИЕ СРОКА ЭКСПЛУАТАЦИИ КРУПНОГАБАРИТНЫХ ИЗДЕЛИЙ

На підставі аналізу статистичних даних і системного підходу до оцінки якості відновлюваних великогабаритних виробів на прикладі вибору способу відновлення вальцювальних валків установлена ймовірність їхньої безвідмовної роботи в процесі наступної експлуатації. Наведено розрахункову схему міцністних показників відновлених прокатних валків. Додатково визначений рівень реалізації процесів відновлення залежно від форми переділу демонтованих виробів.

На основании анализа статистических данных и системного подхода к оценке качества восстанавливаемых крупногабаритных изделий на примере выбора способа возобновления вальцовочных валков установленная вероятность их безотказной работы в процессе следующей эксплуатации. Приведена расчетная схема міцністних показателей возобновленных прокатных валков. Дополнительно определенный уровень реализации процессов возобновления в зависимости от формы передела демонтированных изделий.

Based on analysis of statistical data and system approach to evaluation of reconditioned large-sized products quality by the example of procedure selection for rolling mill rolls reconditioning there has been determined the probability of their failure-free operation during at the next following operational process. Design model of reconditioned rolls' strength characteristics is given. In addition the level of reconditioning processes realization is determined depending on dismantled items' rework type.

Введение. Общеизвестно [1], что до одной трети объема производства ряда предприятий тяжелого машиностроения, таких как НКМЗ, УЗТМ, Ижорские заводы, составляют составные крупногабаритные изделия горнорудного, металлургического, прокатного, кузнечно-прессового и подъемно-транспортного оборудования, в число которых входят: обандаженные зубчатые колеса, валки, универсальные шпиндели прокатных клетей и др.

Содержание проблемы. В большинстве случаев крупногабаритные изделия после отработки номинального ресурса по рабочей поверхности имеют незначительный объемный износ по этим поверхностям (до 0,5 % от своей общей массы). Перевод выработавших номинальный ресурс таких изделий во вторичное сырье в своей основе нецелесообразен, поскольку их состояние таково, что позволяет рассматривать вопрос их повторного использования после восстановления [2].

Реализация процессов восстановления отработавших ресурс по рабочей поверхности крупногабаритных (более 20 т) изделий при их повторном использовании, в частности, прокатных валков массой 20 т и более, позволяет значительно расширить диапазон их «жизненного цикла» эксплуатации за счет вторичного использования демонтированных охватывающих и охватываемых деталей: например, в качестве деталей – заготовок. Целесообразно применение также моноблочных изделий в качестве охватываемых деталейзаготовок под составное конструктивное исполнение для равновеликих (или меньших) типоразмеров восстанавливаемых изделий.

Анализ последних исследований и публикаций. Накопленный опыт многократного использования моноблочных прокатных валков, например, [3] и осей составных валков на ряде предприятий Украины, России, Японии, США и других стран внес существенный вклад в дальнейшее развитие этого ресурсосберегающего направления на металлургических комбинатах и заводах тяжелого машиностроения.

Определение готовности к повторному использованию демонтированных деталей (охватывающих и охватываемых) крупногабаритных прокатных валков, устанавливается по их внешнему состоянию, качеству наружных поверхностей и соответствия геометрических параметров технической документации, а также путем их оценки по критериям прочности с учетом усталостных напряжений.

Постановка задачи. Целью статьи является определение надежности восстанавливаемых крупногабаритных изделий на примере прокатных валков и оценка их уровня восстановления в зависимости от формоизменения повторноиспользуемых демонтированных охватывающих и охватываемых деталей. Рассмотрение этих вопросов является актуальной задачей, позволяющей прогнозировать ресурс эксплуатации деталей и оптимизировать выбор процесса восстановления указанных изделий.

Изложение основного материала. Известно [4], что при эксплуатации составных прокатных валков вследствие динамических процессов их работы в клетях и проявления фреттинг-процессов на контактирующих поверхностях в охватываемых и охватывающих деталях в этих изделиях происходит снижение усилия их распрессовки, влекущее смещение бандажа вдоль оси валка. Дальнейшее развитие фреттинг-процессов (износа, усталости) негативно сказывается на надежности работы крупногабаритных составных валков вследствие снижения сцепления охватывающих и охватываемых деталей, и содействует возникновению усталостного разрушения осей валков (рис.1, а). При этом для охватывающих деталей характерно проявление хрупкого разрушения (рис.1, б).





С учетом проведенных исследований и выполненных теоретических разработок скорректирована методика оценки долговечности составного прокатного валка, которая базируется на критериях, позволяющих прогнозировать срок службы этих изделий. К таким показателям следует отнести фреттингусталостную прочность оси валка и прочность соединения его с бандажом термовоздействием с натягом.

При этом выполняются теоретические расчеты циклов нагружения рассматриваемых прокатных валков (после отработки ими ресурса по рабочей поверхности) на предмет их состояния по усталостным напряжениям и циклам нагружения.

Исходя из базового цикла нагружений изделия, остаточный ресурс охватываемой детали без проведения комплекса восстановительных технологических процессов (как-то: термической обработки, накатки наружной посадочной поверхности оси валка и более радикальный – переков детали-заготовки на меньший типоразмер [5, 6]) в большинстве случаев недостаточен для расширения диапазона многократного использования осей валков.

При этом расчет указанных изделий строится по схеме, предусматривающей теоретическое определение их прогнозируемого остаточного числа циклов нагружения, которое составляет: $N = N_{\delta} ([\sigma_{-1K}]_D / \sigma_{np})^{\delta}$, где σ_{np} – приведенные напряжения [7, 8].

При исследовании статистических данных по наработкам крупногабаритных составных опорных валков толстолистовых прокатных станов типа

3000...3600 установлено, что определяющим моментом в обеспечении долговечности работы указанных изделий является временной период их эксплуатации (по числу циклов нагружения) и периодичность их ввода/вывода из клетей главной линии стана. Согласно оценке, величина наработки на один миллиметр толщины рабочего слоя валка колеблется в



крупногабаритного составного прокатного валка

достаточно широком диапазоне от 39000 т/мм до 43000 т/мм при отработанных циклах нагружения 3400000 …5500000 и 6700000 … 7300000, соответственно. Например, на стане 3600 опорный валок № 4 за весь свой ресурс эксплуатации по рабочей поверхности был задействован в прокатке металла суммарным объемом в 3,34685 млн.т., а валок № 8 - 4,206555 млн.т., соответственно, при усилии прокатки до 4600 тс.

Исходя из обобщенной фабрикации по прокатываемому металлу на толстолистовом стане (табл. 1) было определено приведенное число циклов нагружения для рассматриваемых опорных валков.

Таблица 1

Фабрикация прокатываемого металла на толстолистовом стане (обобщенные данные)

Толщина листа (плиты), мм	20	40	60	100
Доля сортамента от общего объема, %	40	10	20	30
Масса листа (плиты), т	6	9	12	22
Приведенное число циклов нагружения	20	18	12	12

Допустимый предел выносливости оси валка определяется как $[\sigma_{-1K}] = (1 - \Delta_D)\sigma_{-1}$, где Δ_D – коэффициент, учитывающий масштабный фактор, определяется как

¹ Приведены преобладающие по зночимости виды разрушения. Выкрошка рабочей поверхности бандажа, осевое его смещение относительно оси валка в представленных материалах не приведены

 $\Delta_{\pm} = \frac{(D/d_{\pi}) - 1}{1,236[(D/d_{\bullet}) - 1] + 0.0456 \times [(0.013\alpha_{sp} - 0.3067)/(1.013\alpha_{sp} + 0.6933)] \times [65.7 + 53.5(D/d_{e})]}$

где D – наибольший диаметр расчетного сечения оси валка; $d_{\rm o}$ – диаметр стандартного образца; $\alpha_{\rm np}$ – приведенный коэффициент концентрации; σ_{-1} – предел выносливости.

Анализ полученных значений по вышеуказанным зависимостям позволил сделать вывод о дееспособности осей крупногабаритных валков дополнительно отработать еще один ресурс эксплуатации. Известно [3], что согласно расчетам кратности использования осей составных опорных валков [3] с учетом их усталости и напряжений в процессе сборки бандажа и оси валка, напряжения от натяга уменьшают усталостную прочность охватываемой детали до (4,27...4,68) раза. Вероятность использования осей составных валков на ОАО "Магнитогорский металлургический комбинат" согласно [3] составляет для станов горячей прокатки до 3 раз, а для аналогичных осей валков станов холодной прокатки – до 4 раз.

На основании проведенных исследований работоспособности этих изделий уточнена и скорректирована методика оценки их надежности и долговечности, которая позволяет с достаточно высокой степенью вероятности прогнозировать срок службы восстанавливаемых изделий. Основные положения вышеупомянутой методики строится на критериях, характеризующих нагрузочную способность таких валков, как-то: по фреттинг-усталостной прочности оси, прочности соединения с натягом сопрягаемых деталей и хрупкой прочности охватывающей детали (бандажа).

При этом прогнозируемая долговечность восстановленных валков формируется комплексом показателей надежности, определяемых:

 при соединении с натягом охватываемой и охватывающей деталей и устанавливаемых с учетом коэффициента запаса прочности и вероятности безотказной работы по критериям их прочности и сцепления;

•по посадочным сопрягаемым поверхностям охватывающей и охватываемой деталей и устанавливаемых с учетом коэффициентов вариации интенсивности фреттинг-износа, вариации охватываемой детали и среднего значения коэффициента запаса интенсивности фреттинг-износа;

по критерию фреттинг-усталости оси валка, определяемому с помощью коэффициента вариации предела фреттинг-усталости о_F и базирующегося на коэффициентах вариации плавок металла, масштабного фактора и эффективного коэффициента концентрации.

Предел фреттинг-усталости оси о-1F определялся через

$$\sigma_{-1F} = \sigma_{-1\partial} \left[1 - \left(K_{IP,\tau} / \Delta K_{th} \right) \right]$$
 или $\sigma_{-1F} = \sigma_{-1\partial} K_{\sigma_F}$

где $\sigma_{-1\partial}$ – предел выносливости оси валка.

По критерию хрупкой прочности охватывающей детали, устанавливаемому с учетом коэффициентов вариации величины дефекта v_{i0} , интенсивности напряжений v_{kl} и окружных растягивающих напряжений v_{op} , определялась прочность бандажа.

Вероятность *P* безотказной работы восстановленного валка массой 116 т согласно выполненным расчетам соответствует:

$$P = P_c \times P_h \times P_F \times P_{KI} \times P_{nf} = 0.940.$$

Отсутствие ряда необходимых характеристик материалов оси валка и бандажа, в частности, $K_{IC}, K_{ih}, \sigma_{OH}, l_o, \overline{Q}, v_Q, v_P$ для охватывающей детали и, соответственно, $\sigma_{-1}, K_{ih}, K_{IC}, \sigma_{OH}$ – для охватываемой, а также параметров C_O, m уравнения Пэриса повлекло установление коэффициента P_{nf} . Обеспечение повышения точности расчета надежности восстановленного прокатного валка возможно при выполнении большого объема экспериментальных исследований по установлению вышеуказанных характеристик.

Величины участков зон совместной деформации охватываемых и охватывающих деталей составных валков в процессе их эксплуатации уменьшаются в результате износа посадочных поверхностей этих деталей, что приводит к естественному снижению усилия распрессовки Q_p . При этом возрастает вероятность смещения бандажа по оси валка относительно базового их положения (возникают условия распрессовки указанных деталей).

Долговечность (гамма-процентный ресурс) составного прокатного валка оценивалась при обеспечении заданной вероятности сохранения работоспособности по критерию нераскрытия соединения охватываемой и охватывающей деталей по соответствующим дискретным значениям циклов нагружения $N_{\rm b}$ зонам сцепления и величинам $Q_{\rm hm}$.



Исходя из анализа графика у-процентного ресурса (рис. 3), установлено, что с увеличением числа циклов нагружений от 10⁶ до 5 х 10° , усилие распрессовки уменьшается до 2,5 Прогнозируемый раз. порог появления начала процесса распрессовки составного валка наиболее вероятен после (8...10) x 10⁶ циклов нагружения.

Рис. 3. 1 амма-процентный ресурс составного прокатного валка

При комплексном теоретическом исследовании работоспособности со-

ставных прокатных валков стана 3000 был выполнен анализ прочности валков по трем вариантам различного изменения линейного натяга:

• 1 - максимальный натяг на горизонтальном участке в центре бочки оси валка равен $\delta_{\text{max}} = 1,75$ мм, минимальный натяг на горизонтальном участке края посадочной поверхности $\delta_{\text{min}} = 0.8$ мм;

• 2 - отличается в изменении формы кромок в области сочленения параллельных и наклонных образующих оси валка на плавные криволинейные поверхности [6] при общей аналогии с вариантом 1;

• 3 - максимальный натяг на горизонтальном участке в центре бочки оси валка равен $\delta_{\text{max}} = 1,53$ мм, минимальный натяг на горизонтальном участке края посадочной поверхности $\delta_{\min} = 1,1$ мм.

Таблица 2

Характер изменения зоны сцепления охватываемой и охватывающей деталей крупногабаритного составного прокатного валка. Результаты теоретических изысканий

Наименования	Основные стадии отработки составного изделия						
установленных величин	Ι	Π	III	IV	v		
Цикл нагружения N _i	10 ⁶	2 x 10 ⁶	3 x 10 ⁶	4 x 10 ⁶	5 x 10 ⁶		
Зона сцепления <i>a</i> _i , мм	1760	1120	920	820	720		
Усилие сцепле- ния <i>Q</i> , Н	5,87 x 10 ⁷	3,73 x 10 ⁷	3,07 x 10 ⁷	2,73 x 10 ⁷	2,4 x 10 ⁷		

Установлено, что минимальные окружные напряжения на торце бандажа σ_t гарантируются при изменении величины натяга у края в сторону их уменьшения (варианты 1 и 2). Поскольку при исполнении профиля по варианту 1 в центральной части посадочной поверхности находится пик контактных давлений, то исходя из прочности бандажа, более целесообразным является исполнение профиля посадочной поверхности по варианту 2. С учетом статистических данных параметров зон фреттинг-процессов было выполнено корректирование расчета на фреттинг-усталость оси валка. Это позволило установить, что исполнение изделий по вариантам 2 и 3 имеют практически равнозначный предел фреттинг-усталости оси валка. Определено, что значения изгибающих напряжений являются наименьшими при реализации исполнения по варианту 3, несмотря на наибольшие давления в зоне проскальзывания охватывающей детали относительно охватываемой.

Теоретические исследования и промышленное изучение процесса эксплуатации составных прокатных валков подтверждают снижение силы распрессовки Q_p охватываемых и охватывающих деталей и накопление усталостных напряжений в осях валков (табл. 2). При повторном использовании указанных изделий отмечается целесообразность прогнозирования работоспособности по установлению усилия распрессовки $Q_{\rm p}$.

В качестве примера приведен крупногабаритный составной прокатный валок (табл. 3), имеющий следующие геометрические параметры при соответствующих физико-механических показателях.

Характеристика изделия и основные его показатели: $P = 5 \ge 10^7 \text{H} - 10^7 \text{H}$ усилие прокатки; D = 2100 мм – наружный диаметр бандажа; d = 1535 мм – диаметр посадочной поверхности; $D_1 = 250 \text{ мм} - диаметр осевого отвер$ стия в оси валка; l = 2960 мм – длина бочки валка; $l_{\rm III} = 860$ мм – длина шейки валка; ∆ = 1,600... 1,725 мм – диапазон распределения величины натяга по длине посадочной поверхности; $t_{e(E)} = 0,125~(0,05)$ мм – допуск на отклонение размера оси валка (внутреннего диаметра бандажа); N = = 1,625 мм; N_{max(min)} = 1,725(1,600) мм – максимальный (минимальный) натяг; $\overline{\Delta}_{max} = 0,080$ мм – максимальное смещение бандажа относительно оси в начале участка проскальзывания; а = 720 мм – зона совместимости деформации оси и бандажа, определяемая по МКЭ; $\overline{P}_{FF} = 576 \text{ MIIa} - 3 \text{ квивалент}$ ное давление в зоне контакте оси валка и бандажа при фреттинге; E = $= 2 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости оси и бандажа; $H_1 = (400...550)$ HB – твердость бандажа; $H_2 = (230...280)$ HB – твердость оси валка; $l_{\lambda} = (5 ... 25)$ мм - величина дефекта в бандаже; σ₋₁ = 300 МПа - среднее значение предела выносливости; $\sigma_{tc} = 115 \text{ M}\Pi a$ – окружные растягивающие напряжения на срединной окружности в центре бандажа; $\sigma_{IOH} = 400 \text{ MIIa} - \text{остаточные}$ напряжения в центре бандажа; $\Delta K_{th} = (8...10) \text{ МПа} \sqrt{M}$ – пороговое значение КИН материала оси; $K_{IC} = (80...120)$ МПа \sqrt{M} – критическое значение КИН материала бандажа; $K_{IP} = 0.39 \text{М} \Pi a \sqrt{M} - \text{КИН}$ от действия давления *P* и сил трении $t = \mu P$ на посадочную поверхность оси; $\mu = (0, 15...0, 19)$ – коэффициент трения; $\mu_F = = (0, 6...0, 8)$ – коэффициент трения при фреттинге; $K_{\rm F} = (1...3) \cdot 10^{-4}$ – коэффициент фреттинг-износа; $v_p = 0, 1$ – коэффициент вариации усилия прокатки P; v_o = 0,1 - коэффициент вариации осевой сдвигающей бандаж силы Q; $\overline{Q} = 5 \cdot 10^6$ H – внешняя осевая сила; $N = 5 \cdot 10^6$ – количество циклов нагружения прокатного валка.

Для предотвращения фреттинг – процесса целесообразно проведение упрочнения охватываемых деталей путем использования процесса обкатки роликами. Это обеспечивало на поверхности осей валков создание сжимающих остаточных напряжений σ_0 . Установлено, в частности, что сжимающие напряжения повышают σ_{-1F} до 270 МПа, а растягивающие снижают эту величину до 110 МПа. При этом сжимающие напряжения снижают скорость роста трещины фреттинг-усталости J_F .

Таблица З

Относительная оценка показателей прочности составного прокатного валка

Вариант исполнения формы профиля посадочной поверхно- сти оси валка	Особенности формы посадочной поверх- ности охватываемой детали	Прочность бандажа	Изгибная жесткость	Пред фретт 1000	лалости усталости	Прогнозируемая граница циклов нагружения на- чала смещения охватывающей детали относи- тельно охваты- ваемой
1	$(\Delta_{\max} = 1,75 \text{MM};$ $\Delta_{\min} = 0,8 \text{MM})$		< 1,00 (0,88)	-	>1	
2	скорректированные области переходов от параллельных к наклонным образующих по 1 варианту исполнения	+	< 1,00 (0,96)	1,00	>1	N > (810) х 10 ⁶ циклов
3	$(\Delta_{\max} = 1,53 \text{MM}, \Delta_{\min} = 1,1 \text{MM})$		1,00	1,22	1	

при изменении формы посадочной поверхности охватываемой детали по результатам теоретических расчетов

Большое влияние на протекание процесса фреттинг-износа посадочной поверхности составного изделия оказывают величины давлений и амплитуды взаимных смещений охватывающей и охватываемой деталей. Деформированное состояние составного валка, рассчитанное методом конечных элементов, показывает, что в сжатой зоне амплитуда смещений составляет (0,06...0,12) мм, а в растянутой – (0,86...0,90) мм.

В процессе эксплуатации изделия вследствие вращения составного валка под нагрузкой величины давлений и смещений по длине окружности посадочной поверхности непрерывно меняются.

Результаты исследования демонтированных бандажей и осей прокатных валков, отработавших различное число циклов нагружения, показывают, что для предотвращения усталостного разрушения осей валка необходимо сохранять уровень напряжений от изгиба до 180 МПа. Технологические мероприятия по упрочнению оси валка обкатными роликами повышает предел фреттинг-усталости осей до 270 МПа (в 1,5 раза) [9].

При оценке работоспособности восстанавливаемого изделия целесообразно прогнозирование и контролирование протекания процесса износа посадочной поверхности охватывающей и охватываемой деталей составного изделия с соответствующим корректированием прочности соединения с натягом (рис. 4).





² Перечень исходных данных приведен в табл. 3 и в тексте. Анализ статистических данных по определению формоизменения в процессе восстановления охватывающих и охватываемых деталях и отработки ресурса вторично использованных изделий показал, что в зависимости от характера проведения процесса восстановления повторноиспользуемых демонтированных изделий реализация формоизменения оценивается показателями, которые приведены в табл.4.

Таблица 4

Оценка различных формоизменений повторноиспользуемых деталей в процессе восстановления крупногабаритных прокатных валков

Общее состояние крупнога- баритных изделий, подле- жащих восстановлению	класс Дормо- слия* Изменения**	Реализация процесса восстановления в зави- симости от формообра- зования повторноис- пользуемой демонтиро- ванной детали
---	-----------------------------------	---

Изделия, отработавшие ресурс по рабочей поверхности в исполнении:

• составном			
- демонтированные детали	I	▲/-	до 70/-
охватываемые/ охватываю-	II	▲ ▼ ● ∎/ ▼	60; 76; 65; 62/80
щие	III	-/ ▲ ▼ ●	-/49; 56; 41
• моноблочном:			
	I	•	94
- охватываемые детали	II	▼•	93; 89
	III	•=	80; 80

Составные изделия, поступившие с разрушением (или с дефектами, выходящими за допустимые нормативы) одной из детали, при пригодности к повторному использованию демонтированной детали:

- охватываемой	I		до78
	II	▲▼∙∎	78; 85; 93; 72
	III	▲▼∙∎	78; 92; 87; 86
- охватывающей	I	-	-
	II	V	86
	III	-	-

* Подклассы изделий [9] на примерах: составных зубчатых колес редукторов (I подкласс); прокатных валков в составном и моноблочном исполнениях (II подкласс); шпинделей линий прокатных станов (III подклассов).

** ▲ - без изменения типоразмера и формы с дополнительным проведением термической обработки; ▼ - переков детали на меньший типоразмер; ● - механическая обработка детали на меньший типоразмер; ■ - наплавление поверхности.

Выводы. Выполнена оценка надежности восстановленного крупногабаритного составного прокатного валка и определен уровень их восстанавливаемости в зависимости от их формоизменения. По результатам экспериментальных и теоретических исследований составного прокатного валка выявлено, что фреттинг-процесс на посадочных поверхностях сопрягаемых деталей составного изделия значительно снижает усталостные свойства оси валка. При этом в процессе расчета оси валка на прочность целесообразно использовать предел фреттинг-усталости $\sigma_{.1F}$ (вместо предела выносливости $\sigma_{.1}$). Практикой эксплуатации составных крупногабаритных изделий и анализом их напряженно-деформированного состояния с учетом расчета фреттингусталости осей валков установлено, что разрушение охватываемых деталей, в основном, преобладает на посадочной поверхности оси валка.

Уточнены методы расчета долговечности составных крупногабаритных прокатных валков и оценка их работоспособности, которые учитываются на стадии проектирования и при последующем их изготовлении.

Реализация уточненных методов расчета прочности осей валков обеспечивает снижение вероятности их разрушения в процессе эксплуатации восстановленных изделий.

Список литературы: 1. Лебедь В.Т. Сборка крупногабаритных изделий ответственного назначения с использованиием термовоздействия / В.Т. Лебедь, Б.М. Арпентьев // Вісник НТУ «ХПИ». Тем. вип.: Технології в машинобудуванні. - Харків: НТУ «ХПІ», 2009.- №2. - С.74-82. 2. Лебедь В.Т. Технология восстановления крупногабаритных составных прокатных валков / В.Т. Лебедь // Вестник национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт». Машиностроение. – К.: НТУУ «КПИ», 2008. – № 52. – С. 66-77. **3.** Фиркович А.Ю. Расчет кратности использования оси составного валка /А.Ю. Фиркович, П.П. Полецков и др. // Сб. центр. лаб. ОАО «ММК»: Вып. 4. - Магнитогорск, 2000.- 242с. 4. Лебідь В.Т. Вплив фретинг-процесу на працездатність складених великогабаритних деталей / В.Т. Лебідь // Машинознавство. - 2003. - № 6. - С. 36-38. 5. Лебедь В.Т. Общие положения технологии восстановления крупногабаритных прокатных валков / В.Т. Лебель // Прогресивні технології і системи машинобулування: Міжнаролний зб. наукових праць.- Донецьк: ДонНТУ, 2008. – Вип. № 36. – С. 94-101. 6. Лебедь В.Т. Повышение работоспособности составных крупногабаритных прокатных валков / В.Т. Лебедь // Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века. Сб. науч. тр. межд. науч.-техн. конф., г. Севастополь, 13 – 18 сентября 1999 г. – Донецк: ДонГТУ, 1999. – С.119-122. 7. Трошенко В.Т. Механика износоусталостного повреждения и ее применение для расчета силовых систем машин и оборудования / В.Т. Трощенко, Л.А. Сосновский // Міжн. наук.-техн. зб. «Надійність і довговічність машин і споруд». -Київ. – 2005. – Вип. 24.– С. 5-20. 8. Износоусталостные повреждения и их прогнозирование (трибофатика). Научный редактор Сосновский Л.А. / Л.А. Сосновский, В.Т. Трощенко и др. – Гомель, Киев, Москва: Ухань, 2001.- 170 с. 9. Лебедь В.Т. Технологии восстановления крупногабаритных и тяжеловесных составных изделий / В.Т. Лебедь // Вісник НТУ «ХПИ». Тем. вип.: Технології в машинобудуванні. - Харків: НТУ «ХПІ», 2009. - № 1. - С. 62-70.

Поступила в редколлегию 25.02.11

УДК 623.438:539.3

Е.В. ПЕЛЕШКО, канд. техн. наук, доц. каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ", *А.В. ЛИТВИНЕНКО*, канд. техн. наук, гл. инж. проекта спец. конструкт. отдела научн.-техн. комплекса ЗАО "АзовЭлектроСталь", Мариуполь, *С.Т. БРУЛЬ*, канд. техн. наук, зам. директора департамента разработок и закупки вооружения и военной техники МО Украины, Киев

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК БРОНЕКОРПУСОВ МАШИН ЛЕГКОЙ КАТЕГОРИИ ПО МАССЕ

У статті описані результати розрахунково-експериментального дослідження динамічних характеристик бронекорпусів бойових машин легкої категорії за масою. Для визначення параметрів числових моделей залучаються дані, отримані в ході макетного моделювання. Проведено порівнювальний аналіз результатів.

В статье описаны результаты расчетно-экспериментального исследования динамических характеристик бронекорпусов боевых машин легкой категории по массе. Для определения параметров численных моделей привлекаются данные, полученные в ходе макетного моделирования. Проведен сравнительный анализ результатов

In the paper results of computational and experimental researches of dynamic characteristics of light mass category fighting vehicle armored hulls are described. Prototype modeling data are attracted for determination of numerical model parameters. The comparing analysis of results is conducted.

Введение и постановка задач исследований. Выбор оптимальной структуры и параметров бронекорпусов легкобронированных боевых машин (ЛБМ) требует проведения многовариантных исследований их напряженнодеформированного состояния (НДС) при воздействии различных нагрузок. Это нагрузки статические (весовые), динамические (в процессе движения по местности), импульсные (в процессе производства выстрелов из боевых модулей), ударно-волновые (при воздействии ударной волны от различных поражающих факторов на боевую машину). Каждый из этих факторов оказывает определенное воздействие на бронекорпус как основной интегрирующий, силовой и защитный элемент ЛБМ. Наибольшими возможностями для моделирования реакции бронекорпусов на эти воздействия обладает метод конечных элементов (МКЭ) [1]. В то же время для автоматизации процесса многовариантных исследований, а также решения задач структурного и параметрического синтеза требуется создание новых подходов, обладающих свойствами вариативности создаваемых моделей, их интеграции в различные САD/САЕ-системы, а также целенаправленного изменения. Данный подход предложен в работах [2-4], развит и апробирован на целом ряде примеров [5-7]. Составным элементом исследований при этом является расчетно-экспериментальное обоснование параметров численных моделей, которые обеспечивают адекватное, точное моделирование исследуемого процесса, и в то же время – достаточно экономные с точки

зрения размеров (например, количество конечных элементов при конечноэлементном моделировании бронекорпусов).

Одним из наиболее интегральных тестов создаваемой расчетной (конечноэлементной) модели того или иного бронекорпуса является соответствие результатов расчета их динамическим (спектральным) характеристикам, экспериментально зафиксированным. Это объясняется тем, что при решении задачи определения спектра собственных частот и форм колебаний учитывается распределение и массовых, и жесткостных свойств конструкции. В связи с этим степень соответствия экспериментальных и численных результатов отражает и степень точности созданной конечно-элементной модели.

При этом из соображений оперативности и экономии затрат предпочтительным является проведение расчетно-экспериментальных исследований на макетах бронекорпусов. Целью данной работы является проведение экспериментальных и численных исследований собственных частот и форм колебаний на примере макета верхней части корпуса бронетранспортера БТР-80.

Методика экспериментальных исследований. Проведение экспериментальных исследований осуществляется на макете фрагмента корпуса БТР-80,

установленном и закрепленном на базовой плите (рис. 1). Возбуждение колебательного процесса осуществляется при помощи ударного воздействия обрезиненным инструментом, а его фиксация – при помощи датчика ускорений ДН-3-М1 и цифровой аппаратуры (рис. 2). В процессе экспериментов



Рис. 1. Макет части бронекорпуса БТР-80 на базовой плите

варьировались массово-инерционные характеристики боевого модуля путем установки специальных пластин на погонное кольцо (рис. 3).

Результаты измерений в виде файлов специальной структуры записывались в соответствующую базу данных (БД). В этих файлах содержатся временные распределения перемещений, скоростей и ускорений в различных точках макета. Специально разработанная программа (рис. 4) осуществляет извлечение полученных результатов из БД для визуализации и последующе-



Рис. 2. Возбуждение и фиксация колебаний



Рис. 3. Моделирование массово-инерционных характеристик боевого модуля на макете

го сравнения с численно полученными результатами.

Результаты экспериментальных исследований. Рабочий момент экспериментальных исследований представлен на рис. 5, временные картины распределений представлены на рис. 6.

Анализ массива представленных картин временных распределений перемещений, скоростей и ускорений позволяет выделить собственные частоты их колебаний, определить зоны минимальных и максимальных амплитуд возбуждаемых колебаний. Кроме того, эти картины можно визуально сравнить с аналогичными распределениями, получаемыми численно, а в процессе дальнейших исследований провести более подробное численное сопоставление результатов экспериментальных исследований и конечно-элементного расчета.



Рис. 4. Интерфейсное окно программы анализатора данных экспериментальных исследований



Рис. 5. Рабочие моменты исследований



Рис. 6. Визуализация экспериментальных измерений в виде временных распределений

Численное моделирование реакции макета бронекорпуса на ударное воздействие. Параллельно с проведением эксперимента был проведен комплекс численных исследований по моделированию реакции исследуемого макета на серию импульсных воздействий. Для этого были использованы геометрические и конечно-элементные модели, созданные в среде Pro/ENGINEER – Pro/Mechanica (рис. 7). На рис. 8 – 10 представлены результаты численного моделирования.



Рис. 7. Геометрическая и конечно-элементная модель исследуемого макета в среде Pro/ENGINEER – Pro/Mechanica



Рис. 8. Распределение перемещений точек макета, полученные при помощи МКЭ в среде Pro/ENGINEER – Pro/Mechanica

Рис. 9. Соответствие спектров собственных частот колебаний макета БТР-80: 1 – определенный экспериментально, 2 – численно определенный)



Сравнение результатов экспериментальных и численных исследований. Сравнительный анализ показывает удовлетворительное качественное соответствие результатов экспериментальных (см. рис. 6, 9) и численных (см. рис. 8-10) исследований. Колебательный процесс происходит с ощутимым затуханием амплитуды. При этом на временных распределениях перемещений доминируют составляющие с нижними частотами, а на распределениях скоростей и ускорений – с высшими. Наблюдается также соответствие зон максимальных и минимальных возбуждений на макете, а также, что особенно важно, тенденций изменения фиксируемого динамического процесса при изменении инерционно-жесткостных характеристик путем установки различного количества пластин, имитирующих боевой модуль.





Что касается численных оценок соответствия результатов конечноэлементных и экспериментальных исследований, то они представлены на рис. 9. Видно, что даже сравнительно экономная конечно-элементная модель, содержащая 111 Shell-элементов, позволяет промоделировать динамические характеристики макета с погрешностью, не большей 12 %.

Выводы. Анализ результатов исследований дает основание для следующих выводов.

1. Проведенный комплекс расчетно-экспериментальных исследований продемонстрировал работоспособность и эффективность предложенного авторами подхода к расчетно-экспериментальному обоснованию параметров конечно-элементных моделей для исследования реакции бронекорпусов легкой категории по массе на различные виды воздействий.

2. В ходе исследований макета части бронекорпуса БТР-80 установлено удовлетворительное качественное и количественное соответствие результатов численных и экспериментальных исследований. Погрешность оценивается в 12 %.

3. Полученные результаты позволяют использовать конечно-элементную модель с аналогичными размерами для моделирования процессов в реальной конструкции корпуса БТР-80.

В качестве направлений дальнейших исследований планируется применение созданных моделей и разработанных подходов для исследования физико-механических процессов и состояний с целью обоснования рациональной структуры и параметров конструкций бронекорпусов проектируемых легкобронированных машин.

Литература: 1. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 541 с. 2. Ткачук Н.А. Параметрические модели элементов сложных систем как основа построения специализированных расчетных схем / Н. А, Ткачук, Ю. В. Веретельник, Ю. Я. Миргородский, Е. В. Пелешко // Механіка та машинобудування. - Харків: НТУ «ХПІ», 2004. – № 2, т. 2. – С.79-84. 3. Ткачук Н.А. Решение задач расчетно-экспериментального исследования элементов сложных механических систем / Н.А. Ткачук, Г. Д. Гриценко, Э. В. Глущенко, А. В. Ткачук // Механіка та машинобудування. - Харків: НТУ «ХПІ», 2004.-№ 2. т. 2. – С.85-96. 4. Ткачук Н.А. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Н.А. Ткачук, Г. Д. Гриценко, А. Д. Чепурной [и др.] // Механіка та машинобудування. - Харків: НТУ «ХПІ», 2006. – №1. – С. 57-79. 5. Комплексне дослідження міцності та жорсткості корпусів транспортних засобів спеціального призначення / Є.В. Пелешко, М.А. Ткачук, С.Т. Бруль, О.В. Литвиненко, І.М. Карапейчик // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Транспортное машиностроение. – 2010. – № 39. – С. 116-131. 6. Основы обобщенного параметрического описания сложных механических систем / Н.А. Ткачук, А.Д. Чепурной, Г.Д. Гриценко и др. // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля, 2007, №9(115), част. 1. – С.196-205. 7. Экспериментальные исследования динамических процессов в макетах бронекорпусов транспортных средств специального назначения /Г.Д. Гриценко, Н.А. Ткачук, Е.В. Пелешко, А.В. Литвиненко // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ», 2009. –№28. – С.16-19.

Поступила в редколлегию 21.05.11

УДК 621.01

Т.В. ПОЛИЩУК, зам. генерального директора, ОАО "Азовобщемаш", г. Мариуполь, *Н.А. ТКАЧУК*, докт. техн. наук, проф., зав. каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ", *Н.Б. НЕГРОБОВА*, студентка гр. ТМ-85Б, НТУ "ХПИ", *В.И. ГОЛОВЧЕНКО*, канд. техн. наук, нач. расчетного бюро, Головной специализированный конструкторско-технологический институт, г. Мариуполь

КИНЕМАТИКА МЕХАНИЗМОВ НАКЛОНА КРУПНОГАБАРИТНЫХ МАШИН: КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТ

Запропонована удосконалена методика розрахунково-експериментальних досліджень кінематики на прикладі механізму нахилу дугової сталеплавильної печі. Наведені результати комп'ютерного моделювання та експериментальних вимірювань.

Предложена усовершенствованная методика расчетно-экспериментальных исследований кинематики на примере механизма наклона дуговой сталеплавильной печи. Приведены результаты компьютерного моделирования и экспериментальных измерений. The improved method is offered for computational and experimental researches of kinematics on the example of inclination mechanism of arc steel-smelting stove. The results of computer modeling and experimental measuring are presented.

Введение. При проектировании механизма наклона плавильной печи (МНПП) [1-10] возникает актуальная и важная задача разработки методики его исследования с целью обоснования конструктивных схем и параметров. Это относится к моделированию кинематики, анализу внутренних сил и реакций, а также определению напряженно-деформированного состояния (НДС) с учетом контактного взаимодействия. Первичным, исходным видом анализа в этой цепочке является кинематический анализ. Он составляет основное со-держание данной работы.

Основными компонентами решаемой задачи являются:

1. Разработка адекватных моделей для анализа рабочего процесса наклона плавильной печи при сливе шлака и металла.

2. Разработка программно-модельного комплекса, реализующего математические и численные модели в виде специализированного программного обеспечения для многовариантных исследований процессов, протекающих при эксплуатации МНПП.

3. Обоснование параметров численных моделей кинематики МНПП по результатам экспериментальных исследований.

4. Разработка рекомендаций по выбору конструктивных схем и параметров на примере проектирования МНПП для оснащения конкретной дуговой сталеплавильной печи.

В работе описаны результаты решения описанного комплекса задач и исследований, являющихся составной частью работ по проектированию и изготовлению сталеплавильной печи для уникального производства литья в ОАО "Азовмаш" в части исследования перемещений точек механизма.

1. Методика исследования движения механизма наклона плавильной печи. При разработке математической модели для кинематического анализа механизма наклона плавильной печи необходимо учитывать следующие обстоятельства:

 кинематический анализ является не изолированным видом расчета, а встраиваемым в последовательность взаимосвязанных задач силового анализа, расчета НДС с учетом контактного взаимодействия по опорным поверхностям, а также предшествующего геометрического моделирования и последующего цикла синтеза;

 проводимые исследования должны обеспечивать точность, подтверждаемую параллельными расчетами на различных моделях;

 в силу ответственности создаваемой конструкции требуеся дополнительное подтверждение результатов, получаемых с применением аналитических и численных моделей, в ходе экспериментальных исследований.

Таким образом, основной решаемой проблемой при проведении кинематического анализа является не разработка какого-то нового подхода к решению возникающей задачи (так как она достаточно тривиальна), а получение избыточных данных из различных источников с целью обеспечения достоверности получаемых результатов и конструктивных решений. Кроме того, предлагается интеграция создаваемых моделей в реальный процесс проектирования механизма наклона.

Рассмотрим, следуя [1-10], общие подходы к кинематическому, силовому анализу и моделированию напряженно-деформированного состояния и контактного взаимодействия механизмов наклона крупногабаритных емкостей со следящей нагрузкой и подвижным опиранием в процессе их синтеза

При проектировании механизмов наклона емкостей технологических машин (МНЕТМ) [1, 2, 7] возникает многокритериальная задача обоснования структуры самого механизма, его основных параметров, а также конструктивных схем и параметров силовых элементов его металлоконструкции. Рассмотрим в качестве типового механизм наклона плавильной печи, предназначенный для функционирования в составе сложного технического автоматизированного комплекса, например, линии непрерывного литья и проката заготовок.

Сам характер работы линии формирует особые требования как к техническим характеристикам печи, так и к надежности ее работы, к долговечности и ресурсу наиболее нагруженных и ответственных элементов конструкции. Условия многофункционального сопряжения печи с другими элементами линии формируют определенные требования в виде выполнения некоторых равенств, сформированных относительно характеристик состояния (в основном – кинематические характеристики, определяющие углы слива шлака и металла, величину хода штока силового цилиндра механизма наклона плавильной печи, длину катания опорных сегментов печи и т.д.). Требования по массе выплавляемой стали порождают условия относительно предельных силовых факторов в сопряжениях элементов печи (усилия в шарнирах от совместного воздействия веса металлоконструкции печи, теплозащиты и расплавленного металла, по-разному распределенные в разные моменты циклограммы работы печи). Механические характеристики материалов создают множество ограничений на величины допускаемых напряжений в металлоконструкции механизма наклона дуговой сталеплавильной печи (МНДСП) и контактных давлений в сопряжениях цилиндрических опорных поверхностей (перекатывающихся сегментных цилиндрических опор) с плоскими опорными поверхностями (фундаментными балками). Соответственно, естественное требование минимальной металлоемкости и стоимости печи трансформируется в задачу минимизации массы или стоимости изготовления металлоконструкции механизма наклона печи.

Все указанные критерии и ограничения записываются совместно с операторным представлением физико-механических процессов и состояний. При этом учитывается то или иное число факторов, определяющее, в основном, подходы к решению поставленных задач. Отмеченные особенности задачи оптимального проектирования МНДСП формируют достаточно сложную проблему формализации всех критериев, ограничений, моделей, методов и алгоритмов. Они в совокупности составляют теоретическую основу решения актуальной и важной задачи обоснования проектных параметров и конструктивных схем МНЕТМ. Разработка общих подходов к решению этой задачи описана ниже на примере механизма наклона дуговой сталеплавильной печи.

При решении такой сложной задачи как оптимальный синтез механизмов наклона емкостей технологических машин с учетом большого комплекса критериев, ограничений, факторов и процессов необходимо привлекать общие системные подходы [11]. В то же время эти подходы в данном случае недостаточно применить только к анализу и синтезу самой конструкции. Предлагается в расширение традиционного системного подхода рассмотреть с этих позиций все компоненты решаемой задачи: пространство кинематических схем механизма K; систему нагрузок в сопряжениях элементов механизма наклона плавильной печи Q; пространство конструктивных схем S и обобщенных параметров P; множество перемещений элементов механизма наклона как твердого тела W и упругих перемещений элементов конструкции U; массив внешних нагрузок f; множество технических характеристик T и характеристик состояния H; множество критериев I и ограничений G; совокупность операторов L, описывающих физико-механические процессы, протекающие в ходе эксплуатации.

Ставится задача определения таких оптимальных значений K^*, S^*, P^* , которые удовлетворяют следующим соотношениям:

$I(K^*, S^*, P^*) \rightarrow \min;$	(1)	$G(H) \ge 0$;	(2)
$T \ge \widetilde{T}$;	(3)	L(U,W,S,P,f,t)=0.	(4)

Здесь \tilde{T} – заданные техническим заданием нижние уровни технических характеристик; t – время.

Формально соотношения (1)-(4) представляет собой задачу нелинейного программирования [12, 13], для решения которой в общем виде для произвольной структуры I, H, L не существует универсальных методов решения. Однако в данном конкретном случае, применяя расширенный системный подход, задачу можно разбить на частные подзадачи и подсистемы, связанные общим подходом к решению глобальной задачи для всей системы. Предлагается несколько срезов, в которых можно рассматривать задачу (1)-(4) [1-10].

Один из них – *срез процессов и состояний*. Рассматриваемый объект с точки зрения описания физико-механических процессов допускает разделение на следующие процессы и состояния:

$$L_1(W, S, K, P, t) = 0; (5) L_2(Q, W, S, K, P, f) = 0; (6) L_3(U, W, Q, S, P, f) = 0. (7)$$

В результате вместо единого оператора L можно рассматривать совокупность операторов: L_1 описывает кинематику механизма при заданной его структуре S и обобщенных параметрах P; оператор силового анализа L_2 описывает уравнения статического равновесия системы в различные моменты, соответствующие различным W [14]; и оператор НДС L_3 описывает распределение упругих перемещений U и напряжений $\sigma(U)$ в элементах металлоконструкций [15]. Здесь в уравнениях (5)-(7) S, P, f считаются заданными. В (5) W является искомым, а в (6), (7) – параметром. В (6) искомым является распределение усилий Q, а в (7) они служат параметром. Также в (7) искомыми выступают распределения упругих перемещений элементов исследуемой конструкции.

В данном случае, как отмечалось выше, интерес, в первую очередь, представляет моделирование кинематики (5). С акцентом на кинематический анализ в настоящее время одной из наиболее актуальных задач машиноведения является разработка методов, алгоритмов и программного обеспечения для анализа кинематики, силового и прочностного расчетов элементов механизмов, звенья которых находятся в условиях взаимного сопряжения (обкатывания, скольжения) по рабочим поверхностям сложной формы [16-19]. На первых этапах проектирования машин, в состав которых входят данные механизмы, в процессе оптимизации в качестве искомых могут выступать параметры звеньев механизмов, в т.ч. форма и размеры рабочих поверхностей сопряжения.

В результате, собственно кинематический и силовой анализ проектируемого механизма оказывается интегрированным во внутренний цикл итерационных процедур синтеза структуры и оптимизации параметров, что определяет необходимость такой организации решения этих задач, которая была бы естественным образом приспособлена к многовариантным исследованиям с варьированием основных параметров механизма [20, 21]. При этом сами задачи анализа кинематики, силового и прочностного расчетов для данных механизмов являются нетривиальными в силу их специфических особенностей и, в частности, наличия подвижного контакта рабочих поверхностей. Таким образом, исходная задача приводится к задаче создания легко алгоритмизируемой методики исследования кинематики, силового анализа и определения НДС. Ее структуре должен быть придан блочно-модульный вид таким образом, что на входе-выходе каждого из модулей задаются или определяются те или иные параметры и характеристики механизма. При этом на одном из первых этапов исследования необходимо решать задачу кинематического и силового расчета. Результаты решения такой задачи для одного варианта механизма



Рис. 1. Схема механизма наклона дуговой сталеплавильной печи (вариант I)

наклона плавильной печи, разработанной в ОАО "ГСКТИ" для ЗАО "АзовЭлектроСталь", представлены здесь на примере нескольких вариантов кинематической схемы.

Рассмотрим один из вариантов МНДСП (вариант I), приведенный на рис. 1. Наклоняемая платформа представляет собой сварную конструкцию, на которую устанавливается печь 2, опирающаяся на коромысло 3 с цилиндрическим профилем, перекатывающееся по основанию 4. Наклон платформы и вместе с ней плавильной печи производится гидроцилиндром 5, усилие от которого передаются на раму посредством штока и рычага 6. Требуется установить зависимость между величиной угла наклона плавильной печи и ходом штока гидроцилиндра (перемещение поршня), а также определить усилия в элементах конструкции при различных значениях угла наклона платформы. Эту задачу можно решить, представив соединенные между собой платформу и печь одним абсолютно жестким телом. При малых скоростях движения поршня инерцией жидкости можно пренебречь, равно как и инерционными составляющими усилий, а потому искомые силы находятся из условий статического равновесия конструкции в различных ее положениях.



механизма при наклоне

Движение платформы определяется ходом штока гидроцилиндра, а также характером перекатывания сегмента по основанию. Первоначально предполагается, что это качение происходит без проскальзывания. В этом случае система "гидроцилиндр – наклоняемая платформа" обладает только одной степенью свободы. Ее положение определяется одним из взаимосвязанных параметров: *и* – перемещением штока гидроцилиндра или α – углом наклона платформы (рис. 2).

Для определения зависимости между u и α , а также положения элементов конструкции при различных их значениях, рассмотрим, помимо глобальной неподвижной, систему координат $O_0 x_0 z_0$, ось $O_0 z_0$ которой пересекает мгновенную ось вращения сегмента в исходном вертикальном положении плавильной печи (см. рис. 2), и локальную систему $O_1 x_1 z_1$, жестко связанную с платформой. Ее центр O_1 совпадает с центром кривизны цилиндрического профиля сегмента. Для удобства будем рассматривать однородные координаты точек в этих системах координат, связанные преобразованием

$$r^{0} = \begin{bmatrix} x^{0} \ z^{0} \ 1 \end{bmatrix}^{T} = M_{01}r^{1} = M_{01}\begin{bmatrix} x^{1} \ z^{1} \ 1 \end{bmatrix}^{T},$$

rge $M_{01} = M_{shift} \begin{pmatrix} R_{f} \alpha \end{pmatrix} \cdot M_{rot} \begin{pmatrix} \alpha \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & R_{f} \cdot \alpha \\ 0 & 1 & R_{f} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha & 0 \\ -\sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} -$ (8)

матрица преобразования координат. Здесь M_{shift} отвечает перемещению центра кривизны сегмента O_1 на величину $R_f \cdot \alpha$, а M_{rot} – повороту платформы на угол α .

В этих обозначениях легко найти траекторию точки шарнира J, которая в локальной системе $O_1 x_1 z_1$ имеет постоянные координаты

$$r_J^1 = \begin{bmatrix} x_J^1 & z_J^1 & 1 \end{bmatrix}^T.$$

$$r_J^0(\alpha) = M_{01}(\alpha) \cdot r_J^1 = \begin{bmatrix} \cos \alpha \cdot x_J^1 + \sin \alpha \cdot z_J^1 + R_f \cdot \alpha \\ -\sin \alpha \cdot x_J^1 + \cos \alpha \cdot z_J^1 + R_f \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_J^0(\alpha) \\ z_J^0(\alpha) \\ 1 \end{bmatrix}.$$
 (10)

Зная положение шарнира *J* и длину рычага *l*, легко найти величину хода поршня, отвечающую заданному значению угла наклона плавильной печи:



Отсюда

Рис. 3. Траектории центров тяжести плавильной печи с наклоняемой платформой (m_f), расплава (m_l) и всей конструкции (M)

$$u + u_0 = z_J^0(\alpha) - \sqrt{l^2 - (d_P + x_J^0(\alpha))^2} .(11)$$

(9)

Вместе с ней определяется угол наклона рычага $\cos\beta = [d_P + x_J^0(\alpha)]/l$.

На рис. 3 представлены траектории центров тяжести плавильной печи с наклонной платформой, расплава и всей конструкции при изменении угла наклона α .

Рассмотрим вариант II механизма наклона дуговой сталеплавильной печи.

Основным назначением исследуемой конструкции, как и рассмотренной ранее, является осуществление наклона печи при выполнении двух производственных операций: слива шлака и готовой расплавленной стали.

Уравнения движения платформы механизма наклона в этом случае строятся аналогично варианту І. Как и выше, следуя [16], помимо глобальной неподвижной системы координат $O_0 x_0 z_0$, ось $O_0 z_0$ которой пересекает мгно-



ис. 4. Положение звеньев механизма (вариант II) при наклоне венную ось вращения сегмента в исходном вертикальном положении плавильной печи (рис. 4), вводим локальную систему $O_1 x_1 z_1$, жестко связанную с платформой. Ее центр O_1 совпадает с центром кривизны цилиндрического профиля сегмента (см. рис. 4). Для удобства будем рассматривать однородные координаты точек в этих системах координат, определяемые выражением (8). Аналогично (9), (10) находим координаты шарнира $r_i^0(\alpha)$.

Зная положение шарнира *J*, легко найти величину хода штока цилиндра, отвечающую заданному значению угла наклона

плавильной печи:

$$u + u_0 = \sqrt{(x_J^0 - d_1)^2 + (z_J^0 - h_1)^2} .$$
(12)

Вместе с ней определяется угол наклона гидроцилиндра

$$\cos\beta = \frac{x_J^0 - d_1}{\sqrt{(x_J^0 - d_1)^2 + (z_J^0 - h_1)^2}} \,.$$
(13)

Диаграмма зависимости величины хода поршня гидроцилиндра для данного варианта конструкции от требуемого угла наклона печи приведена на рис. 5.

2. Численные модели. Для механизмов наклона крупногабаритных емко-

стей со следящей нагрузкой и подвижным опиранием характерной особенностью кинематического и силового их анализа является связанность задач, обусловленная наличием следящей нагрузки от расплава металла. Таким образом, нагрузка (в данном случае – положение центра масс расплава) является сложной функцией кинематических параметров (угла наклона платформы или хода штока поршня силового гидроцилиндра). Кроме того, само положение области контактного опирания сегментов на фундаментные балки является функцией этих кинематических параметров. Это вынуждает при проведении анализа кинематики, которая в рассматриваемом случае не является сложной, особое внимание уделять точности и достоверности расчетов и моделей.

α

В сочетании с требованием концепции обеспечения взаимного обмена информацией между всеми подсистемами создаваемого специализированного программно-модельного комплекса (СПМК) приходим к необходимости использования нескольких систем программирования для решения отдельных задач. Это позволяет не только повысить достоверность численных исследований за счет дублирования части моделей, но и обеспечить полнофункциональность этих моделей, поскольку различные программные средства обладают различными инструментами моделирования – от интерфейса и решателей до пре- и постпроцессинга.

Модели для исследования кинематики механизма наклона дуговой сталеплавильной печи. Для исследования кинематики МНДСП создаются несколько моделей: аналитическая модель, построенная методом кинематических диаграмм, создана в среде Maple (см. рис. 5); кинематическая модель – в среде CosmosMotion (рис. 6); кинематическая модель – в среде ADAMS (рис. 7).

В созданных моделях реализуется шарнирное закрепление гидроцилиндра к опорной поверхности и к платформе механизма наклона дуговой сталеплавильной



Рис. 5. Зависимости угла наклона макета МНДСП от величины хода поршня приводного гидроцилиндра, полученные аналитически печи (см. рис. 6). Задается условие перекатывания или контактного сопряжения цилиндрической опорной поверхности (ЦОП) сегмента с основанием. Изменяемым является расстояние между шарнирами гидроцилиндра. Отслеживается при этом характер движения каждой точки конструкции, а также угол наклона платформы к горизонту α (см. рис. 6). В частности, на рис. 8 приведены зависимости угла наклона $\alpha(u)$, где u – ход штока гидроцилиндра. Видно, что зависимости носят непрерывный плавный монотонный характер. Знание этих зависимостей позволяет в любом текущем положении определять взаимное положение гидроцилиндра, механизма наклона дуговой сталеплавильной печи и точек контакта ЦОП с фундаментными балками. Кроме того, траектории движения отдельных точек используются в дальнейшем для сравнения с экспериментальными данными.





Рис. 8. Зависимости угла наклона макета МНДСП от величины хода поршня приводного гидроцилиндра, полученные в среде CosmosMotion

Эти данные передаются на этап силового расчета. Разработанный специализированный программно-модельный комплекс для анализа и синтеза элементов механизмов наклона крупногабаритных емкостей технологических машин со следящей нагрузкой и подвижным контактным опиранием является инструментальной реализацией предложенного общего подхода и комплекса математических моделей [1-10]. При этом он обладает следующими особенностями.

 Комплекс состоит как из отдельных программно-модельных модулей, работающих самостоятельно, так и из интегрируемых, сопряженных с универсальными мощными CAD/CAM/CAE-системами. Такой подход позволяет широко реализовывать параметрический подход к анализу и синтезу исследуемых механизмов.

2. Комплекс состоит из набора моделей и программных модулей, частично дублирующих и перекрывающих друг друга по области исследования и имеющимся возможностям моделирования. Это дает исследователю, кроме дополнительного подтверждения точности и адекватности моделей и результатов, также и широкие возможности обработки результатов и углубления инструментов анализа и синтеза.

3. Комплекс построен по принципу передачи данных между модулями, начиная с кинематического анализа – к силовому – далее к анализу напряженно-деформированного состояния с учетом контактного взаимодействия. На любом этапе присутствуют модули геометрического моделирования. Кроме того, на любом из этапов есть возможность корректировки любых обобщенных параметров и переход либо к началу работы текущего модуля, либо на любое число шагов назад. Таким образом, реализуется сквозная параметричность и ассоциативность исследований.

4. Предложенный специализированный программно-модельный комплекс (СПМК) программных модулей и численных моделей нацелен на расчетно-экспериментальное уточнение параметров по результатам экспериментальных исследований, что является качественно новым и ценным его свойством.

5. Несмотря на достаточно широкий набор используемых программных средств (SolidWorks, Pro/ENGINEER, Maple, ANSYS, ADAMS), созданный СПМК может интегрироваться и в другие программные пакеты. Это является достаточно ценным качеством, т.к. позволяет на разных предприятиях, в КБ, НИИ и университетах использовать те программные средства, которые используются у них, без снижения возможностей моделирования.

С использованием разработанного специализированного программномодельного комплекса можно проводить весь комплекс расчетов механизмов наклона технологических машин со следящей нагрузкой и подвижным контактным опиранием. В частности, ниже представлены результаты кинематического анализа.

3. Численные исследования. Разработанный комплекс математических и численных моделей механизмов наклона крупногабаритных емкостей технологических машин со следящей нагрузкой и подвижным контактным опиранием и созданный на его основе специализированный программномодельный комплекс позволяют проводить обширное множество исследований разнообразных механизмов. В ходе проектирования запланированы и проведены следующие исследования, ориентированные на решение таких прикладных задач, которые возникли при проектировании механизма наклона уникальной дуговой сталеплавильной печи емкостью 60 тонн для ЗАО "АзовЭлектроСталь": анализ кинематики и силовой расчет механизма наклона дуговой сталеплавильной печи; анализ напряженно-деформированного состояния металлоконструкции МНДСП с учетом контакта опорных сегментов с основанием; синтез структуры механизмов наклона технологических машин на основе комплексного анализа и рекомендаций по выбору конструктивных параметров; анализ напряженно-деформированного состояния основных элементов оптимизированной конструкции механизма наклона плавильной печи.

Таким образом, переходя от исследования кинематики, через решение задач статики и определения напряженно-деформированного состояния макета механизма наклона дуговой сталеплавильной печи и разрабатывая на этой основе рекомендации по выбору конструктивных схем и параметров механизма, в завершение исследований эти рекомендации проверяются на реальной конструкции, спроектированной на основании этих рекомендаций. Ниже описан блок кинематического анализа механизма наклона дуговой сталеплавильной печи.

Созданная модель макета МНДСП интегрирована в программный комплекс CosmosMotion. Это позволило промоделировать траектории отдельных точек макета (теоретически – эпициклоиды) (рис. 9), сам характер движения всей конструкции (рис. 9-15), а также получить зависимости между ходом штока гидроцилиндра и углом наклона платформы (см. рис. 8).



Сравнение полученных результатов с данными аналитических вычислений (см. выше) демонстрирует не только их полное качественное совпадение, но и практически полную идентичность количественных данных. Этот этап является не излишним, поскольку построенные в системах CosmosMotion и ADAMS компьютерные модели в дальнейшем используются для вычисления следящей нагрузки от расплава как функции его кинематических параметров. При этом вычисления могут осуществляться в автоматизированном режиме, поэтому необходимо было проверить работоспособность, адекватность и точность работы модуля анализа кинематики.



в зависимости от времени (задаваемое)



Рис. 12. Суммарные перемещения точки Т2 во времени







310

Рис. 11. Суммарные перемещения точки Т1 во времени



Рис. 13. Суммарные перемещения точки ТЗ во времени



Рис. 15. Зависимость угла наклона МНДСП от времени

При решении задачи проектирования того или иного механизма на различных этапах возникают различные ситуации с решением той или иной задачи выбора или обоснования решений или параметров. Рассмотрим ситуацию на примере отдельных этапов обоснования проектных решений механизма наклона дуговой сталеплавильной печи, в частности, анализа его кинематики.

При решении задачи синтеза кинематической структуры *К* проектируемого механизма пришлось привлекать не только результаты кинематического анализа, но и соображения общей компоновки механизма с дуговой сталеплавильной пе-