

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Магнитогорский государственный технический университет
им. Г.И. Носова»
Механико-машиностроительный факультет

*Посвящается 50-летию
кафедры МОМЗ*

Механическое оборудование металлургических заводов

Межрегиональный сборник научных трудов

Под редакцией А.Г. Корчунова

Магнитогорск
2012

Редакционная коллегия:

А.Г. Корчунов – д-р техн. наук,
зав. каф. MOMЗ ФГБОУ ВПО «МГТУ» (главный научный редактор),

В.П. Анцупов – д-р техн. наук,
проф. каф. MOMЗ ФГБОУ ВПО «МГТУ»

Ю.В. Жиркин – канд. техн. наук,
проф. каф. MOMЗ ФГБОУ ВПО «МГТУ»

Р.Н. Савельева – канд. техн. наук,
доц. каф. MOMЗ ФГБОУ ВПО «МГТУ»

А.В. Анцупов – канд. техн. наук,
доц. каф. MOMЗ ФГБОУ ВПО «МГТУ» (отв. редактор),

Н.Ш. Тютеряков – канд. техн. наук,
доц. каф. MOMЗ ФГБОУ ВПО «МГТУ»

М.Г. Слободянский – канд. техн. наук.,
ст. преп. каф. MOMЗ ФГБОУ ВПО «МГТУ»

Механическое оборудование металлургических заводов:
межрегион. сб. науч. тр. / под ред. Корчунова А.Г. Магнитогорск:
Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова, 2012. 186 с.
ISBN 978-5-9967-0329-6

ISBN 978-5-9967-0329-6

УДК 621.771

© Магнитогорский государственный
технический университет
им. Г.И. Носова, 2012

ММЗ

50 лет

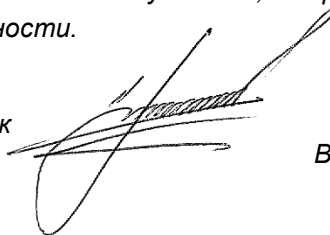
КАФЕДРУ ММЗ – С ЮБИЛЕЕМ!

Управление главного механика ОАО «Магнитогорский металлургический комбинат» и кафедру ММЗ связывают многолетние, прочные отношения. В успешной работе нашего управления немалая заслуга кафедры, выраженная в высоком уровне подготовки выпускников и востребованности научно-технических разработок на производстве. Большинство руководящего состава управления являются ее выпускниками.

В течение многих лет, плодотворно сотрудничая с коллективом кафедры, являясь председателем государственной аттестационной комиссии, с удовлетворением отмечаю динамичное развитие кафедры, укрепление связей с производством, бережное отношение к традициям, целеустремленность и настойчивость в деле подготовки высококвалифицированных специалистов-механиков.

Поздравляя кафедру с 50-летним юбилеем, хочу пожелать ее коллективу дальнейшего развития научного и педагогического потенциала, талантливых студентов, творческих успехов во всех сферах деятельности.

Главный механик
ОАО «ММК»



В.В. Нижегородов

А.Г. Корчунов, Ю.В. Жиркин

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»

**КАФЕДРА МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ
МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ЗАВОДОВ:
СТАНОВЛЕНИЕ И РАЗВИТИЕ, НАПРАВЛЕНИЯ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ**

Через 10 лет после образования Магнитогорского горно-металлургического института в 1944 г. состоялось значимое событие – первый выпуск 14-ти инженеров-механиков по специальности «Механическое оборудование металлургических заводов» из числа студентов, эвакуированных в годы войны из Днепропетровска и Ленинграда. Двое из них – Немудрый А.П. и Пономарёв Ф.Ф. остались работать в институте и в дальнейшем внесли существенный вклад в подготовку инженеров-механиков.

Бурное развитие в 50–60-е годы XX в. металлургической отрасли, в частности Магнитогорского металлургического комбината (ММК), увеличение мощностей по выпуску металлургического оборудования требовало значительное количество специалистов-механиков. Это и предопределило, на основании приказа Минвуза СССР от 9 сентября 1960 г., введение в состав института кафедры механического оборудования металлургических заводов (МОМЗ). Первым заведующим кафедрой в 1961 г. стал Фотев Анатолий Николаевич – начальник проектного отдела ММК, лауреат Государственной премии СССР. В 1962 г. был укомплектован коллектив кафедры в составе: Фотев А.Н. – заведующий кафедрой, Кузнецов С.Н. – доцент, главный конструктор завода Ремгорметмаш, Попов Г.И. – доцент, начальник технического отдела управления Прокатмонтаж, Нещерет И.И. – доцент, начальник ремонтного цеха ГОП ММК, Землянская А.Г. – ассистент, конструктор проектного отдела ММК.

Первый коллектив кафедры, сформированный из производственников, прошедших большую школу по проектированию, изготовлению, эксплуатации и монтажу оборудования, заложил хорошие основы для создания собственной школы по подготовке инженеров-механиков.

В период с 1962–1968 гг. продолжалось формирование кадрового состава кафедры. Пополнили коллектив молодые преподаватели Горностаева В.Г., Томилин В.Ф., Горбунова Д.Н., Белев-

ский Л.С., Жиркин Ю.В., Кащенко Ф.Д. и выпускники кафедры Огарков Н.Н., Костогрызов И.Д., Мишин Г.А.

В 1964 г. состоялся 1-й выпуск инженеров-механиков дневной формы обучения в количестве 30 чел.

В 1969 г. на должность заведующего кафедрой был избран кандидат технических наук Кащенко Филипп Данилович, который руководил ею по 1974 г. В этот период продолжилось формирование преподавательского состава кафедры. Были приняты по конкурсу производственники Пичугин А.С., Конев В.И., Фальковский Д.Ф., кандидат технических наук Левина Г.Г., Гейцман А.К., выпускник кафедры Костин В.Ф., перешёл с кафедры «Детали машин» Каукин Ю.И. Защитили кандидатские диссертации Фотев А.Н., Нещерет И.И., Жиркин Ю.В., Белевский Л.С., Конев В.И., Огарков Н.Н.

С 1974 по 1976 гг. заведующим кафедрой являлся доктор технических наук Литовченко Никита Васильевич.

С 1976 по 1986 гг. кафедрой руководил Жиркин Юрий Васильевич. На кафедру были приняты Филатова Н.А. и выпускники кафедры Пиксаев В.А., Славин В.С., Михайлец В.Ф., переведены с других кафедр вуза кандидаты технических наук: Ошеверов И.И., Богатырёв Ю.П., Савельева Р.Н., Анцупов В.П., Платов С.И., Кандауров Л.Е., Ерёмин А.В., Мешков Ю.И., Сысоев Н.П.

С 1976 г. кафедрой началась подготовка инженеров-механиков в Саткинском филиале при МГМИ. В 1982 г. состоялся первый выпуск 11 инженеров-механиков.

В 1984 г. кафедра МОМЗ победила в социалистическом соревновании в честь 50-летнего юбилея института и ей решением Ученого совета было присвоено звание «Кафедры им. 50-летия МГМИ». Открыта аспирантура по специальности 05.02.13 «Машины, агрегаты и процессы». Продолжалась кропотливая работа по созданию собственной материально-технической базы кафедры.

В период 1987 по 1998 гг. кафедрой вновь руководил Кащенко Ф.Д. – доктор технических наук, профессор, Заслуженный деятель науки и техники РФ. На кафедру были приняты Фетняева Л.А., Парсункина Л.С., Савельев В.Б.

С 1997 по 2008 гг. кафедру возглавлял Анцупов Виктор Петрович, профессор, доктор технических наук. За этот период кафедра пополнилась своими выпускниками, кандидатами технических наук: Оншин Н.В., Терентьев Д.В., Дёма Р.Р., Тютеряков Н.Ш. Пришли на кафедру Богатырёва В.П., кандидаты технических наук Харитонов А.В., Анцупов А.В. Значительно активизировались научно-исследовательские и хозяйственные работы с промышленными предприятиями. В 2004 г. состоялся первый набор бака-

лавров по направлению «Технологические машины и оборудование», профиля подготовки «Металлургические машины и оборудование».

В 2008–2009 гг. кафедрой руководил доктор технических наук Кандауров Леонид Евсеевич. В этот период состоялся первый набор в магистратуру по направлению «Технологические машины и оборудование», профиля подготовки «Металлургические машины и оборудование». В состав кафедры вошёл ее выпускник – кандидат технических наук Мироненков Е.И.

В 2010 г. кафедре возглавил доктор технических наук Корчунов Алексей Георгиевич.

В условиях перехода на Федеральные государственные образовательные стандарты 3 поколения в 2011 г. на кафедре началась подготовка специалистов по направлению «Проектирование технологических машин и комплексов» по специализации «Проектирование технологических комплексов в прокатном производстве». Начата подготовка бакалавров по направлению «Технологические машины и оборудование» по профилю «Гидравлические машины, гидропривод и гидропневмоавтоматика».

Подготовлен комплект документов на открытие докторантуры по специальности 05.02.13 «Машины, агрегаты и процессы».

Впервые в 2011–2012 гг. 6 студентов кафедры, в составе комплексной группы университета, прошли производственную практику на зарубежном предприятии «ММК–Metallurji» (г. Искендерун, Турция).

Кафедра является базовой по подготовке квалифицированных специалистов в области проектирования, эксплуатации и реновации металлургического оборудования, а также кадров высшей квалификации для научной и преподавательской деятельности.

За 50 лет по всем формам обучения кафедрой подготовлено 4793 инженера-механика, большинство из которых состоялись как специалисты. В их числе известные административные и технические руководители: Е.Н. Тефтелев – мэр г. Магнитогорска, А.С. Веселов – главный механик ОАО «Нижнетагильского металлургического комбината», В.А. Ульянов – главный механик ОАО «Белорецкого металлургического комбината», Г.В. Бухиник – директор «Магнитогорского метизного завода», В.В. Нижегородов – главный механик ОАО «ММК», Ф.Ф. Давлетбаев – главный механик ЗАО «Русская металлургическая компания», В.А. Павлов – главный инженер «Машиностроительный концерн ОРМЕТО-ЮУМЗ» (г. Орск), В.И. Смалько – главный специалист Департамента Ме-

таллургии, А.В. Синегин – генеральный директор ОАО «Прокат-монтаж» (г. Магнитогорск), В.А. Рыбаков – заместитель директора ЗАО «Механоремонтный комплекс» (г. Магнитогорск), В.А. Бакшинов – начальник управления стратегического развития ОАО «ММК-МЕТИЗ» и многие другие.

Среди выпускников и сотрудников кафедры, защитивших докторские диссертации: Л.С. Белевский, Г.Д. Першин, Н.Н. Огарков, А.Н. Макаров, О.С. Железков, И.М. Кутлубаев, С.И. Платов, Л.Е. Кандауров, В.С. Славин. Кандидатские диссертации защитили 45 выпускников кафедры.

Сегодня кафедра динамично развивается. Студенты имеют возможность пройти обучение по программам специалитета, бакалавриата и магистратуры. Наиболее талантливые студенты поступают в аспирантуру. С открытием докторантуры будет создан полный цикл качественной подготовки кадров высшей квалификации. В учебный процесс внедряются современные образовательные технологии с использованием CAD/CAE/CAM программ, мультимедийные лекции, интернет-тренажеры, совершенствуется материально-техническая база.

На кафедре велась и ведётся активная работа по разработке и подготовке к изданию учебников, учебных пособий, методических разработок, что позволяет студентам успешно осваивать учебный материал. Издано 7 учебников, более 40 учебных пособий и 100 методических разработок. Учебник Жиркина Ю.В. «Надежность, эксплуатация и ремонт металлургических машин» награжден дипломом программы «300 лучших учебников высшей школы» в честь 300-летия Санкт-Петербурга.

В настоящее время на кафедре читается более 40 дисциплин для студентов всех форм обучения.

Ежегодно по результатам защиты студенческих дипломов лучшие работы участвуют во всероссийском конкурсе дипломных проектов в области металлургии, проводимом Министерством образования и науки РФ и Национальным исследовательским технологическим университетом «МИСиС» (г. Москва). Трудно найти на кафедре преподавателя, чьи студенты по итогам этого конкурса не занимали первых и призовых мест, большинство преподавателей неоднократно отмечены дипломами за творческое руководство дипломным проектированием. Традиционно успешно наши студенты и аспиранты участвуют в конкурсах грантов Правительства и Губернатора Челябинской области.

Все преподаватели кафедры имеют ученые степени и звания, среди них четыре доктора технических наук. Высоквалифици-

цированный коллектив кафедры активно занимается научно-исследовательской деятельностью. Ниже представлены основные научные направления кафедры.

Доктор технических наук Анцупов В.П. организовал и успешно развивает научную школу «Теория и практика прогнозирования и повышения надежности элементов механических систем на стадии проектирования и эксплуатации по различным критериям работоспособности». Главные теоретические результаты деятельности школы, полученные на основе обобщения современных достижений теории надежности, трибологии и эргодинамической теории повреждаемости и разрушения твердых тел [1, 2]:

- общий методологический подход к оценке долговечности нагруженных деталей машин по критериям кинетической прочности;

- термодинамические условия разрушения материалов на стадии их проектирования и эксплуатации;

- методологические основы физико-вероятностного моделирования процесса формирования отказов произвольных трибосопряжений по критериям износостойкости элементов;

- методология аналитической трибодиагностики фрикционных сопряжений на основе теоретической оценки показателей их износостойкости;

- общая методология предварительного анализа и выбора оптимальных способов повышения долговечности исследуемых объектов по критерию минимума энергии искажений структуры деформируемых объемов материалов.

На основе теоретических исследований спрогнозированы и реализованы в промышленных условиях различные технические решения, позволившие существенно (в 1,5-5 раз) повысить долговечность деталей многочисленных узлов механического оборудования промышленных и ремонтных предприятий.

Совместно с Анцуповым В.П. в этом направлении работает доцент, кандидат технических наук Савельева Р.Н. и молодые кандидаты технических наук Анцупов А.В. и Слободянский М.Г.

В рамках деятельности научной школы с 2000 г. на кафедре работает научный семинар «Надежность и эргодинамика элементов механических систем» для студентов, аспирантов и молодых ученых, занимающихся вопросами оценки и повышения надежности механического оборудования. Разработанная методология надежности трибосистем в 2012 г. включена в международную 10-томную энциклопедию «Трибология», создаваемую в настоящее время Российской школой ведущих ученых-трибологов.

Профессор Жиркин Ю.В. развивает научное направление, связанное с повышением надежности оборудования за счет обеспечения режимов эластогидродинамической смазки и поиска оптимальных стратегий [3, 4]. По данному направлению проводятся исследования условий реализации режима эластогидродинамической смазки для подшипников качения и зубчатых зацеплений прокатного, сталеплавильного и доменного оборудования. Ведется разработка методик расчета и конструктивных решений подшипниковых опор рабочих валков прокатных станов и роликов МЛНЗ, работающих в режиме эластогидродинамической смазки с обеспечением заданного уровня показателей надежности. По этому направлению с профессором Жиркиным Ю.В. работает доцент, кандидат технических наук Мироненков Е.И.

Доктор технических наук Корчунов А.Г. занимается проблемами развития технологических процессов и оборудования метизного производства. Проводятся исследования по разработке новых и совершенствованию действующих технологических процессов производства металлических изделий ответственного назначения для различных отраслей народного хозяйства. Ведется разработка методик расчета и конструктивных решений для основного и вспомогательного оборудования для производства длинномерных металлических изделий простой и фасонной формы [5, 6]. По данному направлению активно работает кандидат технических наук Харитонов А.В.

Доктор технических наук Славин В.С. развивает научное направление по проектированию роликовых волок бесстанинного типа для обеспечения производства калиброванного проката с заданными отклонениями размеров [7, 8]. Построен параметрический ряд волок с трех- и четырехроликовым калибрами, а также со смещенными парами роликов; получены экономически эффективные компоновочные схемы волочения калиброванного шестигранного проката и провода контактного из меди и ее сплавов.

Плодотворно развивает научное направление, связанное с созданием и конструированием машин и агрегатов сталеплавильного производства, разработкой методов расчета и конструирования металлургических манипуляторов, а также гидропневмоприводов металлургических машин, доктор технических наук Точилин В.В. [9, 10]. Получили развитие основные положения конструирования промежуточных ковшей МНЛЗ, что позволило создать ряд компоновок ковшей с нечетным числом ручьев, обеспечивающих повышение качества непрерывно-литой заготовки; разработаны методы расчета гибких приводных элементов манипуляторов комплекса разливки стали, послужившие основой для проектирования

новых перспективных конструкций манипуляторов сталеплавильного производства.

Доценты, кандидаты технических наук Оншин Н.В. и Тютяряков Н.Ш. занимаются вопросами надежности оборудования для производства сортовых заготовок прокаткой в гладких и калиброванных валках. Тематика данного направления связана с изучением конструктивных особенностей и профилировок изнашиваемых элементов технологической оснастки клетей сортовых станов; разработкой математических моделей объемного теплового состояния изнашиваемых элементов различной конфигурации; изучением методов оценки надежности валковой арматуры и расчета необходимого количества ее сменных деталей [11, 12].

В ходе работ созданы десятки технических решений, на которые получены авторские свидетельства СССР, патенты РФ на изобретения и полезные модели. Результаты научных исследований сотрудников кафедры нашли свое практическое воплощение с существенным экономическим эффектом на металлургических, промышленных и ремонтных предприятиях России: ОАО «ММК», ОАО «НЛМК» (г. Липецк), ОАО «Белорецкий металлургический комбинат», ОАО «Уральская сталь» (г. Новотроицк), ОАО «Омутнинский металлургический завод», ОАО «ММК-МЕТИЗ» (г. Магнитогорск), ОАО «АВТОВАЗ» (г. Тольятти), ОАО «Вологодский подшипниковый завод», ремонтное предприятие «ЦБПО СТИНО» (г. Нефтеюганск), МГП «Дизельаппаратура» (г. Ярославль), ремонтное предприятие СУПНР (г. Магнитогорск), Еманжелинский ремонтный завод и др.

В успешной деятельности кафедры важную роль играет тесное сотрудничество с коллегами родственных кафедр из НИТУ «МИСиС» (г. Москва), Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, Уральского федерального университета им. первого Президента Б.Н. Ельцина (г. Екатеринбург), Сибирского федерального университета (г. Красноярск), Южно-Уральского государственного университета (г. Челябинск) и других технических вузов.

Пройдя 50-летний путь, кафедра занимает достойное место в образовательном и научном пространстве университета.

Достижения кафедры определяются заслугами всех, кто на протяжении пяти десятилетий преподавал, занимался научно-исследовательской деятельностью, работал и учился на кафедре.

Многогранная и активная деятельность кафедры, творческие связи с производством, постоянный приток молодых преподавателей, верность традициям позволяют сегодня с уверенностью смотреть в будущее.

Список литературы

1. Прогнозирование безотказности трибосопряжений по критерию износостойкости на стадии их проектирования / Анцупов В.П., Анцупов А.В., Губин А.С. и др. // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2010. № 11. С. 38-45.
2. Научные и методологические основы прогнозирования надежности трибосопряжений на стадии их проектирования / Анцупов А.В., Чукин М.В., Анцупов А.В., Анцупов В.П. // Вестник МГТУ им. Г.И. Носова. 2011. № 4. С. 56-61.
3. Жиркин Ю.В., Мироненков Е.И., Дудоров Е.А. Физическое моделирование режима смазки подшипниковых узлов рабочих валков прокатных станов // Изв. вузов. Черная металлургия. 2007. № 4. С. 54-56.
4. Жиркин Ю.В., Пузик Е.А. Аналитическо-экспериментальное определение параметров ЭГД – смазки в подшипниках качения опор рабочих валков стана 2000 горячей прокатки // Вестник МГТУ им. Г.И. Носова. 2010. № 4. С. 52-56.
5. Корчунов А.Г. Производство калиброванного металла со специальной отделкой поверхности // Заготовительные производства в машиностроении. 2005. № 7. С. 35-40.
6. Корчунов А.Г. Технология производства высокопрочной арматуры для железобетонных шпал современных магистралей // Заготовительные производства в машиностроении. 2009. № 2. С. 25-29.
7. Славин В.С. Роликовые волокна бесстанинного типа: монография. Магнитогорск: Изд-во ГОУ ВПО «МаГУ», 2010. 169 с.
8. Славин В.С. Уравнение упругой деформации клетей с предварительным напряжением // Изв. вузов. Машиностроение. 2008. №8. С.57-66.
9. Точилкин В.В. Модернизация промежуточного ковша МНЛЗ для обеспечения повышения качества разливаемой стали // Ремонт, восстановление, модернизация. 2007. № 2. С. 5–6.
10. Точилкин В.В. Пневматические манипуляторы для отсечки конвертерного шлака // Вестник машиностроения. 2007. № 10. С. 42–44.
11. Кандауров Л.Е., Тютряков Н.Ш. Повышение качества сортовых заготовок на основе прогнозирования величины предельного износа валковой арматуры // Производство проката. 2008. № 12. С. 6-7.
12. Оншин Н.В., Савельева Р.Н., Петрова Т.А. Повышение стойкости подшипников во вводной арматуре стана 170 сортового цеха ОАО «ММК» на основе моделирования процесса изнашивания // Актуальные проблемы современной науки, техники и образования. 2011. № 2. С. 161-164.

**Н.Н. Довженко, С.Б. Сидельников, С.В. Солдатов,
Л.П. Трифоненков, В.Н. Беспалов, А.Л. Киселев**

ФГБОУ ВПО «Сибирский федеральный университет»,
ООО «РУСАЛ ИТЦ», г. Красноярск

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МОДЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ СОВМЕЩЕННОЙ ОБРАБОТКИ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ

Продукция из алюминиевых сплавов, имеющих сравнительно высокие прочностные свойства (АМг6, АК12, АВ, 01417, Аl-Ti-B, Аl-Zr и др.), в виде катанки, прутков и проволоки широко используется в различных отраслях промышленности: в авиа- и космическом машиностроении, автомобилестроении, металлургии и т.п. Особенности производства такой продукции являются небольшие партии заказов и многообразие сплавов. В связи с этим, даже при наличии многочисленного металлообрабатывающего оборудования: литейно-прокатные агрегаты, горизонтальные гидравлические прессы и др., в настоящее время длинномерные изделия и полуфабрикаты из таких сплавов закупают за рубежом. В качестве оборудования для производства алюминиевой катанки электротехнического назначения из технического алюминия марки А5Е, А7Е в основном используют литейно-прокатные агрегаты (ЛПА). Однако катанка, получаемая на существующих ЛПА, не обладает достаточным уровнем механических свойств для применения ее в качестве силовых проводов линий электропередач. Производство прутков из малопластичных алюминиевых сплавов с применением горизонтальных гидравлических прессовых установок на металлургических предприятиях нетехнологично, непроизводительно и требует больших энергетических затрат.

Поэтому актуальным является создание модульного оборудования для реализации совмещенной обработки с применением операций литья, прокатки и прессования [1]. Это позволит получать даже небольшие партии продукции с низкой энерго- и трудоемкостью процесса и высокой производительностью. С учетом вышеизложенного ставилась задача выбора такой схемы и оборудования, которые давали бы максимальные показатели по производительности и обеспечивали расширение технологических возможностей процесса обработки алюминиевых сплавов с повышенными прочностными свойствами.

На основании выполненного анализа научно-технической и патентной литературы спроектирована и изготовлена установка

совмещенного литья и прокатки-прессования (СЛИПП), на устройство которой коллективом ученых института цветных металлов и материаловедения получен патент РФ №73245 [2].

Устройство работает следующим образом (рис. 1). Металл, расплавленный с помощью печи-миксера 1, захватывается валками 3 и 4. В процессе работы регулятор 2 дозирует количество металла, подаваемого в калибр валков, уменьшая или увеличивая поток расплава. При этом на поверхностях водоохлаждаемых валков 3,4 начинается кристаллизация металла. Далее закристаллизовавшийся в виде заготовки металл обжимается в закрытом калибре, распрессовывается перед матрицей 7 и выдавливается в калибрующее отверстие матрицы с образованием пресс-изделия заданной формы и размеров. Выходной конец движущегося пресс-изделия попадает в направляющие ролики 10, которые изменяют его направление движения на 90 град и передают на моталку 11, где производится смотка в бухту.

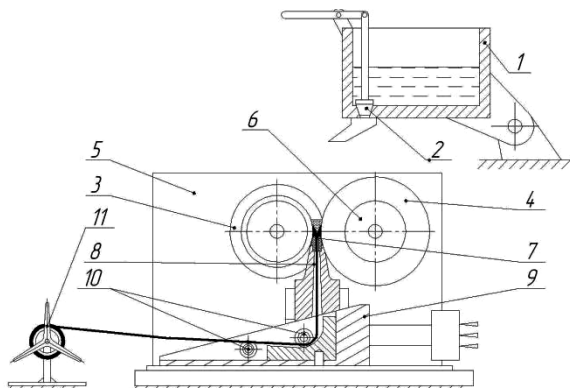


Рис. 1. Устройство для непрерывного литья, прокатки и прессования:

- 1 – печь-миксер, 2 – регулятор, 3 – валок с ручьем, 4 – валок с выступом, 5 – станина, 6 – полости для охлаждения валков,
- 7 – матрица, 8 – клиновидные полости, 9 – клиновой механизм, 10 – направляющие ролики, 11 – моталка

Реализация данного технического решения позволила создать модельную конструкцию установки СЛИПП, которая в настоящее время изготовлена и установлена в лаборатории кафедры ОМД ИЦМиМ. Деформирующий узел установки показан на рис. 2, а ее общий вид – на рис. 3. Техническая характеристика представлена в таблице.

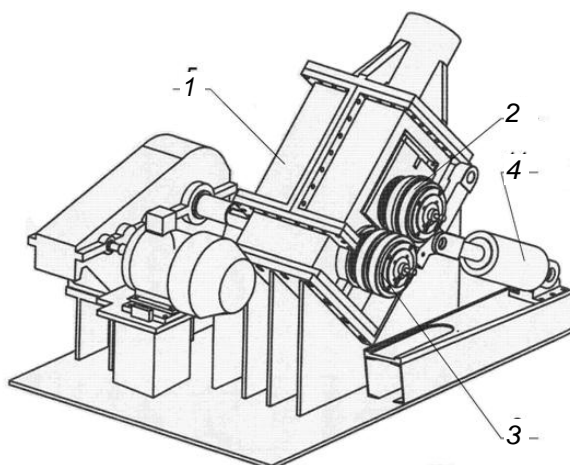


Рис.2. Модель экспериментальной установки СЛИПП-2,5:
 1 – корпус; 2,3 – валки с выступом и кольцевой канавкой,
 соответственно; 4 – гидроприжим матрицы

Технические характеристики установки СЛИПП-2,5

Параметры	Значения
Начальный диаметр валка, мм	400
Длина бочки валка, мм	350
Количество оборотов валка:	
– минимальное	1
– максимальное	15
Передаточное число редуктора	40
Мощность электродвигателя, кВт	45
Рабочее давление гидростанции, МПа	200
Производительность, т/ч	2,5
Габариты, мм	3400x2350x627

Установка работает следующим образом. В случае применения схемы СЛИПП расплав металла получают в индукционной печи емкостью 350 кг. Далее он через литейную систему поступает в закрытый калибр валков, где кристаллизуется, обжимается

валками со степенью деформации 50% и выдавливается через калибрующее отверстие матрицы с заданной вытяжкой. Размеры калибра могут изменяться на двух уровнях, предназначены для деформации заготовок с размерами 20x20 и 40x40 мм. Поэтому возможна реализация схемы совмещенной прокатки-прессования, когда в калибр валков задаются литые или прессованные заготовки, нагретые до температуры обработки.

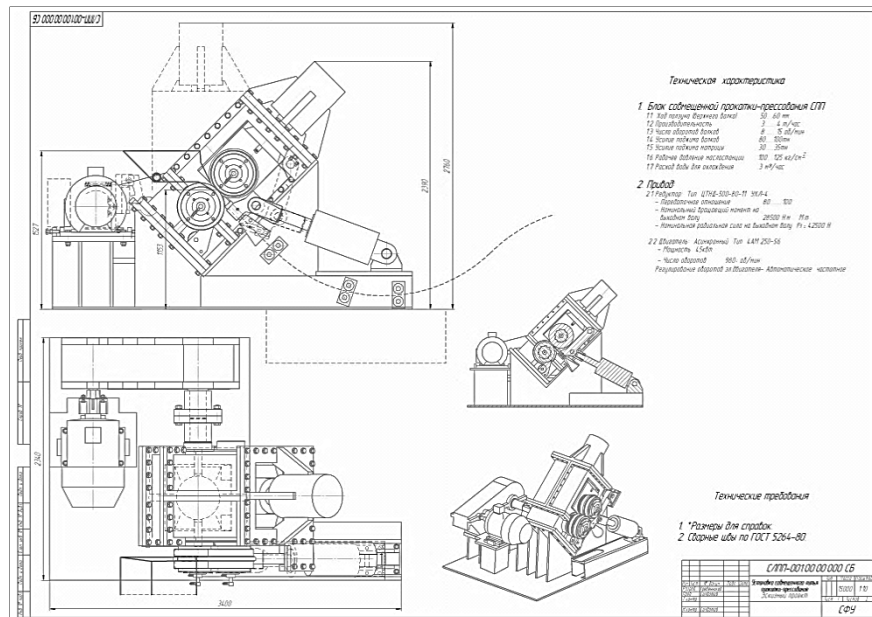


Рис. 3. Рабочий чертеж установки СЛИПП-2,5

Работа проводилась в рамках выполнения госбюджетных работ, а также при реализации комплексного проекта по созданию высокотехнологичного производства ООО «РУСАЛ ИТЦ» и ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет» по теме «Разработка технологии получения алюминиевых сплавов с редкоземельными, переходными металлами и высокоэффективного оборудования для производства электротехнической катанки» в соответствии с договором №13.G25.31.0083 Министерства образования и науки России.

Таким образом, в результате проведенных исследований предложена новая конструкция оборудования для совмещенных

процессов обработки алюминиевых сплавов, имеющих повышенные прочностные свойства. Данная конструкция реализована в виде установки СЛИПП-2,5 и в настоящее время проходит стадию отладки в лаборатории кафедры ОМД института цветных металлов и материаловедения Сибирского федерального университета.

Список литературы

1. Сидельников С.Б., Довженко Н.Н., Загиров Н.Н. Комбинированные и совмещенные методы обработки цветных металлов и сплавов: монография. М.: МАКС Пресс, 2005. 344 с.
2. Устройство для непрерывного литья, прокатки и прессования цветных металлов и сплавов: пат. 73245 РФ. Оpubл. 20.05.2008, Бюл. №14.
3. Анализ эффективности производства длинномерных изделий и конструкций оборудования для совмещенной обработки алюминиевых сплавов / Довженко Н.Н., Сидельников С.Б., Трифонов Л.П. и др. // Моделирование и развитие процессов обработки металлов давлением: межрегион. сб. науч. тр. / под ред. В.М. Салганика. Магнитогорск: Изд-во Магнитогоск.гос.техн.ун-та им. Г.И.Носова, 2011. С.194-199.

УДК 62-231.322.2

М.Б. Бородина, Б.А. Шевченко, С.В. Мироненко

Старооскольский технологический институт (филиал)
НИТУ «МИСиС»

ЗАЩИТА ПРИВОДА ОТ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ МУФТОЙ НОВОГО ТИПА

Высокий уровень динамической нагруженности является одной из наиболее важных причин низкой надежности электроприводов тяжелых машин металлургического и горного производства. Именно этот фактор определяет интенсивный расход ресурсов всех элементов активных частей электроприводов.

Особым классом устройств, обеспечивающих защиту приводов машин от динамических нагрузок и перегрузок со стороны технологической машины, являются гидромеханические предохранительные муфты с передачей момента зацеплением. Эти муфты обладают широкими возможностями снижения уровня динамиче-

ских нагрузок в машинных агрегатах, способны передавать нагрузки порядка 100 кН·м и изменять параметры муфты в процессе работы привода.

Одной из перспективных конструкций является конструкция гидромеханической муфты с дифференциальным передаточным механизмом винт-гайка и неподвижной гидросистемой (рис. 1).

Передача момента от ведущей полумуфты 1 к ведомой полумуфте 2 осуществляется посредством передаточного дифференциального механизма винт-гайка, в котором винт 21 связан с ведущей полумуфтой через шлицевую втулку 3 и, вращаясь вместе с валом 1, может перемещаться относительно втулки 3, а гайка 23 связана с полумуфтой 2 посредством зубчатой передачи.

Кроме того, винт 21 через подшипниковый узел 22 связан с поршнем гидроцилиндра 4. Гидроцилиндр 4, в свою очередь, гидравлически связан либо с демпфером 5, либо с гидроаккумулятором 6, в зависимости от положения гидрораспределителя 7.

В рабочем состоянии подвижный элемент гидрораспределителя 7 находится в положении, как показано на рис.1, что обеспечивает гидравлическую связь поршневой полости гидроцилиндра 4 с демпфером 5.

При возрастании момента на муфте нарушается баланс в дифференциальном механизме, что приводит к замедлению вращения вала 2, осевому смещению винта 21 и сжатию гидроцилиндра 4. Часть рабочей жидкости из гидроцилиндра 4 перетекает в демпфер 5 до тех пор, пока в дифференциальном механизме не установится состояние равновесия. При снижении момента на валу 2 процесс протекает в обратном порядке.

Если момент на муфте превышает допустимый достаточно продолжительное время, то система управления по моменту на муфте 8 обеспечивает смещение подвижного элемента гидрораспределителя 7 в крайне верхнее положение. При этом демпфер 5 отсекается от линии гидроцилиндра и к ней подключается гидроаккумулятор 6, рабочее давление в котором в этот момент значительно ниже, чем в поршневой полости гидроцилиндра 4. Остатки рабочей жидкости из гидроцилиндра 4 перетекают в гидроаккумулятор 6. Шлицы винта 21 выходят из зацепления со шлицами на втулке 3, что обеспечивает кинематическое размыкание полумуфт.

После снятия аварийной нагрузки жидкость из гидроаккумулятора 6 перетекает в гидроцилиндр 4, смещая винт вправо. После чего система управления 8 возвращает в исходное положение подвижный элемент гидрораспределителя 7 с помощью упругого элемента 9, отключая фиксатор 10. Демпфер 5 соединяется с поршневой полостью гидроцилиндра 4, винт 21 занимает исходное положение и муфта приходит в исходное состояние, то есть восстанавливается.

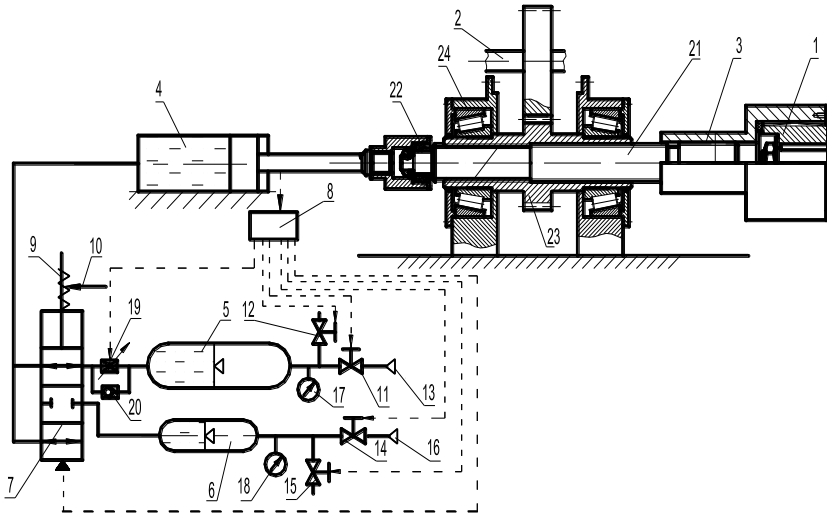


Рис. 1. Гидромеханическая муфта с дифференциальным передаточным механизмом винт-гайка

Исследуем способность муфты снижать динамические нагрузки на привод. Динамика работы муфты опишется системой [2]:

$$\left\{ \begin{aligned} \ddot{x}_1 \cdot \left(m_1 + \frac{J_1}{r_1^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha} \right) + \ddot{\varphi}_2 \cdot \frac{J_1}{r_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha} = \\ = \frac{2 \cdot M_c + 2 \cdot M_{02}^T - M_d + M_{01}^T}{r_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha} - F_T - F_{01}^T - F_{21}^T \cdot \cos \alpha - \mu \cdot \dot{x} \\ \ddot{\varphi}_2 \cdot (J_2 + J_1) + \ddot{x}_1 \cdot \frac{J_1}{r_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha} = M_d - M_c - M_{02}^T - M_{01}^T \\ M_d = u^2 \cdot \beta \cdot \left(\frac{\omega_0}{u} - \left(\dot{\varphi}_2 + \frac{\dot{x}_1}{r_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha} \right) \right) \end{aligned} \right.$$

где x_1 – осевое смещение винта (первая обобщённая координата);
 φ_2 – вращение гайки (вторая обобщённая координата); J_1 ,
 J_2 – моменты инерции винта и гайки; m_1 – масса винта; r_1 –
 средний радиус резьбы винта; r_B – средний радиус шлицево-

го соединения; r_B, r_2 – радиусы вала винта и гайки под подшипники; α – угол подъёма винта; M_D – момент, передаваемый от привода к винту; M_C – момент сопротивления со стороны технологической машины; $f_{12} = f_{21}, f_{01}, f_{01}^n, f_{02}^r, f_{02}^o$ – коэффициенты трения в кинематических парах муфты и подшипниках; β – модуль жёсткости линеаризованной механической характеристики двигателя; u – передаточное отношение привода.

За начало отсчёта примем установившееся движение муфты.

Тогда начальные условия:

$$\text{При } t = 0, \quad x_1 = x_H, \quad \dot{x}_1 = 0, \quad \ddot{x}_1 = 0, \quad \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 = \omega_H, \\ \ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2 = 0, \quad M_C = M_{CH},$$

где x_H, ω_H, M_{CH} - номинальные значения переменных.

Из первого уравнения системы определим номинальное осевое смещение винта:

$$x_H = \frac{2 \cdot M_{CH} - M_{DH} + M_{01}^T + 2 \cdot M_{02}^T}{r_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot C_G} - \frac{F_{Г0}}{C_G} = \frac{M_{CH} + M_{02}^T}{r_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot C_G} - \frac{F_{Г0}}{C_G}.$$

Из второго – номинальный движущий момент:

$$M_{DH} = M_{CH} + (f_{02}^n \cdot r_2 + f_{01}^n \cdot r_B) \cdot (F_{Г0} + C_G \cdot x_1).$$

Из третьего – номинальную угловую скорость вала привода:

$$\dot{\phi}_{2H} = -\frac{M_{DH}}{u^2 \cdot \beta} + \frac{\omega_0}{u}.$$

Рассмотрим вариант, когда момент сопротивления со стороны технологической машины меняется гармонически:

$$M_C(t) = M_{C0} \cdot \cos(\omega t).$$

Для отыскания частного решения можно использовать метод записи системы дифференциальных уравнений в комплексной форме [3]. Используя этот метод, находим действительные перемещения и скорости винта и гайки:

$$x_1 = A_1 \cdot \cos(\omega \cdot t - \gamma_1); \quad \dot{x}_1 = -A_1 \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t - \gamma_1)$$

$$\varphi_2 = A_2 \cdot \cos(\omega \cdot t - \gamma_2); \quad \dot{\varphi}_2 = -A_2 \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t - \gamma_2),$$

где

$$A_1 = \frac{M_{c0}}{\psi_1 \cdot \sqrt{(p_1^2 - \omega^2)^2 + 4 \cdot n_1^2 \cdot \omega^2}},$$

$$A_2 = - \frac{M_{c0}}{\psi_2 \cdot \sqrt{(p_2^2 - \omega^2)^2 + 4 \cdot n_2^2 \cdot \omega^2}} - \text{амплитуды вынужденных}$$

колебаний; $\gamma_1 = \arctg \frac{2 \cdot n_1 \cdot \omega}{p_1^2 - \omega^2}$, $\gamma_2 = \arctg \frac{2 \cdot n_2 \cdot \omega}{p_2^2 - \omega^2}$ – запаз-

дывание по фазе перемещения по отношению к возмущающей силе;

$$\psi_1 = \frac{d_2 \cdot a_1 - d_1 \cdot a_2 + c_2 \cdot b_1 + c_1 \cdot b_1 \cdot d_2 / d_1}{d_1},$$

$$\psi_2 = \frac{c_2 \cdot b_1 - c_1 \cdot b_2 + a_2 \cdot d_1 + a_1 \cdot d_1 \cdot c_2 / c_1}{c_1} - \text{инерционные}$$

составляющие;

$$p_1 = \sqrt{\frac{k_1 \cdot d_2 / d_1 - k_2}{\psi_1}};$$

$$p_2 = \sqrt{\frac{d_1 \cdot k_2 - d_1 \cdot k_1 \cdot c_2 / c_1}{c_1 \cdot \psi_2}} - \text{собственные частоты винта и}$$

гайки; $n_1 = \frac{c_1 \cdot d_2 / d_1 - c_2}{2 \cdot \psi_1}$; $n_2 = \frac{d_1 \cdot c_2 / c_1 - d_2}{2 \cdot \psi_2}$ – коэффици-

циенты вязкого трения.

Подставив скорости осевого смещения винта и вращения гайки в механическую характеристику привода (третье уравнение системы), можем определить, как меняются динамические нагрузки на валу двигателя:

$$M_D = u^2 \cdot \beta \cdot \left(\frac{\omega_0}{u} - \left(\dot{\phi}_2 + \frac{\dot{x}_1}{r_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha} \right) \right) =$$

$$= u^2 \cdot \beta \cdot \left(\frac{\omega_0}{u} + A_2 \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t - \gamma_2) + \frac{A_1 \cdot \omega}{r_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha} \cdot \sin(\omega \cdot t - \gamma_1) \right).$$

Подставив в уравнение значения параметров макета муфты и экспериментального стенда [4] и задав нагрузку со стороны технологической машины, изменяемую по закону гармонических колебаний с амплитудой 50% от номинального значения, получили, что максимальные нагрузки, которые воспринимает двигатель, не превышают 1% от номинального значения (рис. 2).

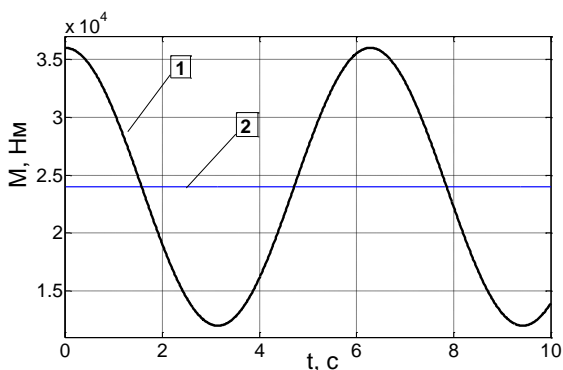


Рис. 2. Графики изменения момента с течением времени:
 1 – момента на ведомой полумуфте;
 2 – момента на ведущей полумуфте

Исследования динамики работы муфты показали, что гидромеханическая муфта с передачей винт-гайка эффективно защищает привод от динамических нагрузок со стороны технологической машины.

Список литературы

1. Бородина М.Б. Гидромеханические предохранительные муфты нового типа // Материалы II Всероссийской науч.-метод. конференции «Основы проектирования и Детали машин – XXI век». Орёл, 2010. С. 211-214.

2. Бородина М.Б. Динамика гидростатической предохранительной муфты приводов тяжело нагруженных машин // Материалы IX междунар. конференции «Вибрация – 2010. Вибрационные машины и технологии»: сб. науч. тр. / КГТУ. Курск: КГТУ, 2010. С. 197-203.
3. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний: учеб. пособие для вузов. М.: Высш. школа, 1972.
4. Бородина М.Б. Обоснование параметров предохранительных муфт с гидромеханическим исполнительным механизмом: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02. Тула, 2010. 137 с.

УДК 669:658.588.8:004.031.42

С.С. Суханцев

ФГБОУ ВПО «Пермский государственный педагогический университет»

А.Н. Киров

ЗАО «Геликон Консалтинг», г. Пермь

ЭФФЕКТИВНОСТЬ АВТОМАТИЗАЦИИ ПЛАНИРОВАНИЯ ТОиР НА МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОМ ПРЕДПРИЯТИИ

Введение

Затраты на техническое обслуживание и ремонт оборудования (ТОиР) на любом металлургическом предприятии достаточно велики [1], поэтому актуальной является задача сокращения данных затрат. Одним из направлений сокращения затрат на ремонт и обслуживание оборудования является автоматизация управления ТОиР [2], которая, в частности, позволяет оптимизировать планы ТОиР как по срокам выполнения, так и по затратам труда и материалов, а также позволяет сократить трудоемкость составления планов ТОиР специалистами ремонтных служб предприятия.

Еще одним направлением сокращения затрат на ТОиР является повышение работоспособности оборудования. Период эксплуатации оборудования можно разбить на две части. Первая часть – это период, когда состояние оборудования позволяет проводить ремонты с минимальными временными и материальными затратами. Вторая часть – период, когда ремонт оборудования влечет за собой значительные затраты и частые аварийные оста-

новки. На рис.1 представлен график зависимости затрат на ремонт оборудования от времени его эксплуатации. Затраты на ремонт оборудования, срок эксплуатации которого попадает в интервал t^* , становятся настолько велики, что встает вопрос о модернизации данного оборудования, либо о его полной замене.

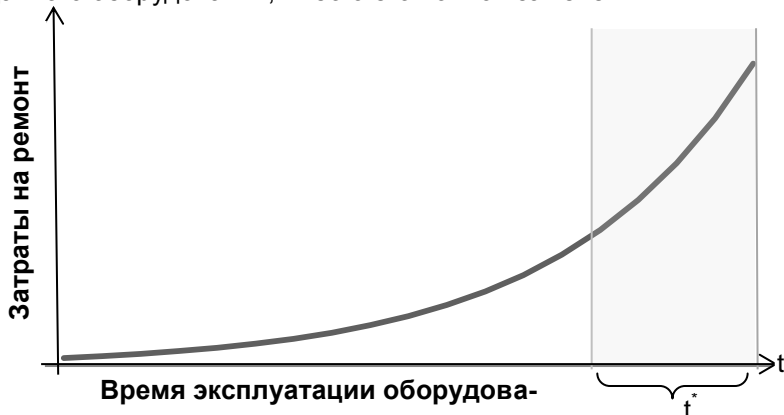


Рис. 1. Зависимость затрат на ремонт оборудования от времени его эксплуатации

1. Автоматизация управления ТОиР

В данной работе представлены результаты автоматизации управления ТОиР на одном из металлургических предприятий на базе информационной системы управления предприятием «Капитал CSE». Производительные мощности предприятия по выплавке стали составляют 2,1 млн т в год, прокатные мощности – 2,0 млн т в год. Численность персонала предприятия составляет более трех тысяч человек, численность персонала ремонтных служб – более ста человек.

При автоматизации планирования ТОиР был использован итерационный метод, заключающийся в следующем:

- в качестве входных параметров для поставленной задачи были использованы ремонтные нормативы, реально использующиеся на производстве;
- на первом шаге собранная информация была приведена к актуальному состоянию, так как применяемые нормативы по ТОиР частично устарели, а также частично были утрачены;
- следующим шагом по улучшению планирования ТОиР стало внесение изменений в ремонтные нормативы по накопленным

фактическим данным о выполнении ремонтных работ. В дальнейшем подобные итерации по улучшению планирования ТОиР стали регулярными.

По окончании сбора и обработки информации была проведена автоматизация следующих функций ТОиР:

- контроль состояния оборудования;
- ведение ремонтных нормативов;
- годовое и месячное планирование регламентных мероприятий ТОиР (ППР и МО);
- формирование межремонтных и внеплановых мероприятий;
- фиксация аварийных мероприятий;
- формирование ремонтно-дефектных ведомостей, наряд-заданий для дневного и дежурного персонала, актов списания ТМЦ, актов выполненных работ;
- учет и планирование ремонтов оборудования, находящегося в резерве;
- электронное согласование документов.

На рис. 2 представлена схема управления техническим обслуживанием и ремонтом оборудования в системе «Капитал CSE».

2. Результаты автоматизации управления ТОиР

Автоматизация позволила мастерам ремонтной службы предприятия планировать работы по ТОиР без привлечения дополнительного персонала и без потери данных по ремонтным операциям. Своевременное получение информации о проведенных ремонтных работах по единицам оборудования различных типов (механическим, электрическим) позволило координировать работу мастеров различных подразделений ремонтной службы.

Упростилось управление материальными и трудовыми ресурсами для ТОиР. Каждый мастер получает достоверную информацию о состоянии материальных и трудовых ресурсов на данный момент, что позволяет планировать ремонты оборудования с использованием фактически имеющихся ресурсов.

Существует возможность корректировать уже утвержденный план ремонта на требуемый период с учетом поступающей информации о текущем состоянии оборудования и еще в большей степени приблизить плановые работы к реально необходимым для оптимизации расходов на ТОиР. Таким образом, можно изменить выделенное время и финансовые средства на запланированный ремонт оборудования, исходя из его состояния на данный момент,

а не на момент составления плана. Это, в свою очередь, позволяет с минимальной погрешностью определить стоимость плановых ремонтных работ.

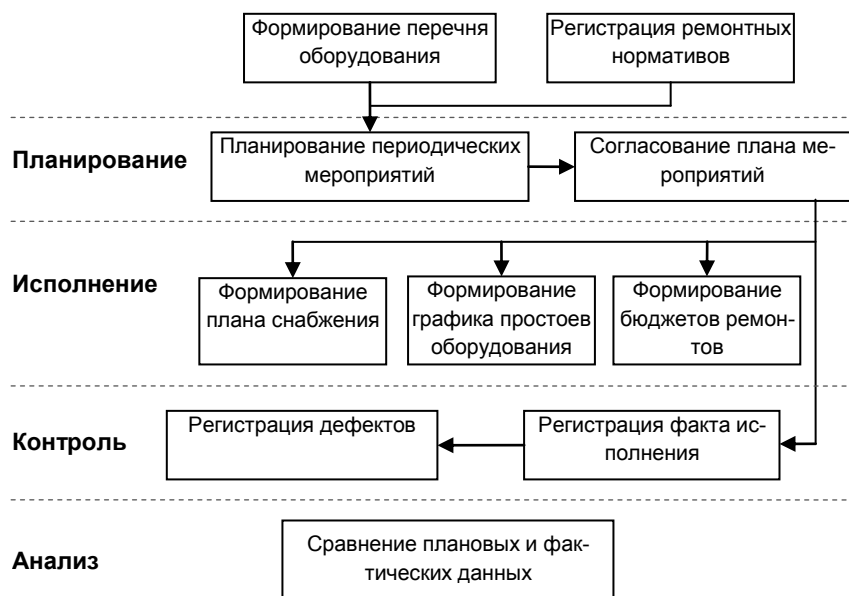


Рис.2. Схема управления ТОиР

Информационная система обеспечивает хранение всей необходимой для управления ТОиР информации, в результате появляется возможность всегда поддерживать нормативную базу металлургического предприятия в актуальном состоянии. Причем нормативная база доступна в любой момент времени одновременно различным подразделениям.

Финансовые, производственные, снабженческие и другие подразделения предприятия всегда имеют доступ к данным по ТОиР, что позволит им оперативно выполнять следующие функции:

- отслеживать состояние оборудования для формирования выполнимых планов производства;
- планировать трудовые, материальные и финансовые ресурсы для ТОиР и сравнивать их с фактическим потреблением, чтобы

- уменьшить или, наоборот, увеличить приобретение и выделение перечисленных ресурсов для выполнения ремонтных работ;
- планировать бюджет ТОиР с требуемой детализацией на заданный период.

Схема планирования ремонтных мероприятий в системе «Капитал CSE» представлена на рис.3.



Рис. 3. Планирование ремонтных мероприятий

Еще одним положительным результатом внедрения является сокращение в несколько раз времени обучения новых мастеров. Для того чтобы обучить нового мастера, необходимо было предоставить ему всю необходимую информацию по оборудованию, плановым ремонтам и нормативам, что является довольно трудоемкой задачей. После автоматизации ТОиР вся необходимая информация, позволяющая новому мастеру оперативно приступить к работе, имеется в информационной системе и является доступной.

Накапливаемая в системе полная и достоверная информация позволяет отслеживать время эксплуатации единиц оборудо-

вания, а также изменение их работоспособности в выбранном временном интервале. Работоспособность можно отслеживать с помощью статистики ремонтов. Чем чаще и дороже будут обходиться ремонты определенного оборудования, тем меньше становится его работоспособность, а значит, возможны незапланированные ремонтные работы и простой оборудования из-за поломок. В подобных случаях достоверная информация о состоянии оборудования на необходимую дату позволяет принять решение о полной замене или модернизации оборудования с низкой работоспособностью. Своевременное решение этого вопроса снизит вероятность незапланированных ремонтных мероприятий и не допустит срыва плана производства.

Выводы

Таким образом, автоматизация управления ТОиР позволяет металлургическому предприятию получить следующие результаты:

- повышение качества обслуживания оборудования за счет включения в планы ремонта всего оборудования по нормативам, что не позволяет «забыть» о некоторых ремонтных единицах;
- сокращение трудозатрат мастеров на подготовку необходимой документации для проведения ремонтных работ с 8 до 0,5–2 ч за счет автоматического планирования и формирования документации;
- сокращение затрат материально-технических ресурсов на 8% за счет корректировки нормативов на основании информации о фактических затратах;
- планирование ТОиР позволяет получить точные данные о потребности квалифицированного персонала для ремонтной службы и данные о «пробелах» в организации ремонтных работ.

Список литературы

1. Дорман В.Н., Баскакова Н.Т. К вопросу оптимизации затрат на ремонт металлургического оборудования // Вестник УрФУ. Сер. Экономика и управление. 2009. № 1. С. 4-11.
2. Федосеев С.А., Киров А.Н. Эффективность автоматизации управления техническим обслуживанием и ремонтами оборудования на металлургическом предприятии // Черные металлы. 2011. Спец. вып. № 6. С. 78–81.

**А.В. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.), В.П. Анцупов,
М.Г. Слободянский, А.М. Овсов**

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»

МЕТОДОЛОГИЯ ВЕРОЯТНОСТНОЙ ОЦЕНКИ НАДЕЖНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН ПО РАЗЛИЧНЫМ КРИТЕРИЯМ

Одной из наиболее важных проблем теории надежности является прогнозирование поведения (смены состояний) деталей и узлов механических систем в предполагаемых условиях внешнего нагружения, когда еще на стадии проектирования становится возможным с необходимой степенью достоверности оценить показатели их безотказности и долговечности. Основным методом прогнозирования является математическое моделирование. В этом случае оценка поведения элементов системы и изменение их параметров во времени при будущей эксплуатации осуществляется на динамических моделях, построенных в детерминистической или вероятностной форме [1-4].

В данной работе на основе анализа известных моделей оценки надежности технических объектов [1, 2], а также базовых понятий технической диагностики (ГОСТ 20911-89), теории надежности (ГОСТ 27.002-89) и теории вероятностей сформулирован универсальный методологический подход к прогнозированию надежности элементов механических систем.

Понимая «методологию» как учение, совокупность методических приемов, правил или принципов, в соответствии с которыми осуществляется процесс познания объективных явлений природы [5, 6] (здесь объективного процесса формирования отказов технических изделий при их повреждаемости (деградации) в поле внешних воздействий), предлагаемый подход представляется как последовательность взаимосвязанных и вытекающих одна из другой операций.

В общем виде его можно сформулировать как последовательность этапов логической процедуры для оценки показателей безотказности и долговечности – процесса построения физико-математической модели параметрической надежности как действующих, так и вновь проектируемых технических объектов по различным критериям.

Здесь он излагается в вероятностной форме и представляет собой совокупность из семи последовательных этапов [4].

I. Выбор базового параметра состояния объекта

Для проектируемого вида изделий согласно стандартному, по ГОСТ 20911-89, определению понятия «состояние объекта» выбирается параметр X_t (как случайная величина), изменение которой моделирует его поведение (смену состояний) в течение всего периода работы в известных условиях внешнего воздействия.

II. Формулирование уравнения состояний объекта

Вывод или выбор случайной функции – зависимости, описывающей возрастающее (+) или убывающее (-) во времени изменение параметра X_t , и моделирующей смену состояний изделия при его старении (деградации) в процессе эксплуатации:

$$X_t = X_0 \pm \int_0^t \dot{X}_t \cdot dt, \quad (1)$$

где X_0 – распределение параметра X_t в момент времени $T = t_0$, характеризующее исходное состояние объекта; $\dot{X}_t = dX_t / dt$ – текущее распределение случайной величины скорости повреждения в момент времени $T = t$.

Если случайная величина скорости повреждения объекта не изменяется во времени $\dot{X}_t = \dot{X} = const$, то условие (1) можно записать в виде

$$X_t = X_0 \pm \dot{X} \cdot t \quad (1a)$$

Уравнения (1) моделируют процесс деградации объекта во времени.

III. Формулирование условия работоспособности объекта

В соответствии со стандартным, по ГОСТ 27.002-89, определением «работоспособность объекта» математически формулируется условие его работоспособности в виде одного из возможных неравенств:

$$X_t = X_0 + \int_0^t \dot{X}_t \cdot dt < x_{np} \quad \text{или} \quad X_t = X_0 - \int_0^t \dot{X}_t \cdot dt > x_{np}, \quad (2)$$

где x_{np} – предельное значение параметра X_t , устанавливаемое в нормативно-технической документации (НТД) или назначаемое из опыта эксплуатации подобных объектов.

Если случайные величины в условии (1) распределены по нормальному закону, а $\dot{X}_t = \dot{X} = const$, то условия работоспособности (2) можно записать в виде

$$X_t = X_0 + \dot{X} \cdot t < x_{np} \text{ и } X_t = X_0 - \dot{X} \cdot t > x_{np}. \quad (2a)$$

Центрируя и нормируя величины X_t и x_{np} , неравенства (2a) можно записать с использованием соответствующих квантилей в виде:

$$U_t < u_{np(t)} \quad \text{или} \quad U_t > u_{np(t)}. \quad (2б)$$

Раскрывая текущее значение квантили нормального нормированного распределения (ННР) параметра X_t условия (2б) можно представить в виде

$$\frac{X_t - (\bar{x}_0 + \bar{x} \cdot t)}{\sqrt{\sigma_{x_0}^2 + \sigma_{\dot{x}}^2 \cdot t^2}} > u_{np(t)} \quad \text{или} \quad \frac{X_t - (\bar{x}_0 - \bar{x} \cdot t)}{\sqrt{\sigma_{x_0}^2 + \sigma_{\dot{x}}^2 \cdot t^2}} < u_{np(t)}, \quad (2в)$$

где $u_{np(t)} = \frac{x_{np} - (\bar{x}_0 \pm \bar{x} \cdot t)}{\sqrt{\sigma_{x_0}^2 + \sigma_{\dot{x}}^2 \cdot t^2}}$ – текущее предельное значение

квантили ННР величины $X_t = x_{np}$; $\bar{x}_0 = (x_{0\max} + x_{0\min})/2$; $\sigma_{x_0} = (x_{0\max} - x_{0\min})/6$ – числовые характеристики (математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение) случайного параметра $X_t = X_0$ состояния трибосопряжения на начальный момент времени $T = t_0$; $x_{0\max}$, $x_{0\min}$ – максимальное и минимальное значения параметра X_0 объекта, задаваемые как начальные условия; \bar{x} и $\sigma_{\dot{x}}$ – числовые характеристики случайного параметра \dot{X} .

Уравнения (2) отражают область всех возможных работоспособных состояний объекта.

*Вывод уравнений для оценки показателей
безотказности объекта*

С использованием основного понятия теории вероятностей «функция распределения» формулируются зависимости для оценки вероятности безотказной работы объекта – вероятности выполнения условий работоспособности (2) для любого фиксированного момента времени будущей эксплуатации:

$$P(t) = P(X_t < x_{np}) = P\left(X_0 + \int_0^t \dot{X}_t \cdot dt < x_{np}\right) = F(x_{np})$$

или

$$P(t) = P(X_t > x_{np}) = 1 - P\left(X_0 - \int_0^t \dot{X}_t \cdot dt < x_{np}\right) = 1 - F(x_{np}). \quad (3)$$

Если нормальное распределение параметра \dot{X}_t неизменно во времени ($\dot{X}_t = \dot{X} = const$), то основной показатель безотказности выражается с помощью функции ННР $F(u_{np(t)}) = F_t(x_{np})$ или функции Лапласа $\Phi(u_{np(t)})$:

$$P(t) = P(X_t < x_{np}) = F(u_{np(t)}) = \Phi(u_{np(t)}) = \Phi\left(\frac{x_{np} - (\bar{x}_0 + \bar{x} \cdot t)}{\sqrt{\sigma_{x0}^2 + \sigma_x^2 \cdot t^2}}\right)$$

или

$$P(t) = P(X_t > x_{np}) = 1 - F(u_{np(t)}) = 1 - \Phi(u_{np(t)}) = 1 - \Phi\left(\frac{x_{np} - (\bar{x}_0 + \bar{x} \cdot t)}{\sqrt{\sigma_{x0}^2 + \sigma_x^2 \cdot t^2}}\right). \quad (3a)$$

Уравнения (3a) определяют закон надежности объекта в интегральной (или дифференциальной $f(t) = -dP(t)/dt$) форме – закон формирования постепенных отказов объекта при решении прямой задачи теории надежности. Согласно [2] он асимметричен и не подчиняется нормальному распределению.

Формулирование уравнения перехода объекта в предельное состояние (состояние параметрического отказа)

В соответствии со стандартными, по ГОСТ 27.002-89, определениями «предельное состояние» и «параметрический отказ» формулируются условия перехода сопряжения в состояние параметрического отказа в виде достижения параметром X_t предельного значения:

$$X_t = X_0 \pm \int_0^t \dot{X}_t \cdot dt = x_{np}. \quad (4)$$

Если нормальное распределение параметра $\dot{X}_t = \dot{X} = const$, то выражение (4) принимает вид

$$\frac{X_t - (\bar{x}_0 + \bar{x} \cdot t)}{\sqrt{\sigma_{x0}^2 + \sigma_x^2 \cdot t^2}} = u_{np(t)} \quad \text{или} \quad \frac{X_t - (\bar{x}_0 - \bar{x} \cdot t)}{\sqrt{\sigma_{x0}^2 + \sigma_x^2 \cdot t^2}} = u_{np(t)}. \quad (4a)$$

Уравнения (4) отражают область всех возможных предельных состояний объекта.

IV. Вывод уравнений для оценки показателей долговечности (ресурсных характеристик) объекта

В соответствии с определением гамма-процентного ресурса t_γ , по ГОСТ 27.002-89, выводятся зависимости для его оценки решением уравнения (IV) относительно $t = t_\gamma$ для заданного допустимого значения вероятности безотказной работы $[P(t)] = \gamma$ и соответствующего ему значения квантили $[u_{np(\gamma)}]$ распределения по известному закону случайной величины X_t . В общем виде эту зависимость можно представить некоторой функцией

$$t_\gamma = f(\bar{x}_0, \sigma_{x0}, \bar{x}, \sigma_x, [u_{np(\gamma)}]). \quad (5)$$

Если нормальное распределение параметра \dot{X}_t неизменно во времени ($\dot{X}_t = \dot{X} = const$), то гамма-процентный ресурс определяется решением уравнений (4a) относительно $t = t_\gamma$ при подстановке в него $X_t = x_{np}$ и $u_{np(t)} = [u_{np(\gamma)}]$ в виде

$$t_\gamma = \frac{(\pm \bar{x}) \cdot \Delta \bar{x}_{np} - \sqrt{(\Delta \bar{x}_{np} \cdot \bar{x})^2 - ([u_{np(\gamma)}]^2 \cdot \sigma_x^2 - \bar{x}^2) \cdot ([u_{np(\gamma)}]^2 \cdot \sigma_{x0}^2 - \Delta \bar{x}_{np}^2)}}{\bar{x}^2 - [u_{np(\gamma)}]^2 \cdot \sigma_x^2}, \quad (5a)$$

где значение $[u_{np(\gamma)}]$ определено заданным допустимым значением вероятности безотказной работы $[P(t)] = \gamma$, а величина $\Delta \bar{x}_{np} = x_{np} - \bar{x}_0$ есть математическое ожидание предельного изменения ΔX_t параметра X_t ;

V. Вывод кинетического уравнения повреждаемости объекта

На основе какой-либо теории, концепции или экспериментальных исследований выводится кинетическое уравнение для оценки скорости \dot{X}_t повреждаемости объекта в зависимости от его геометрических и микрогеометрических d_i, Δ_i характеристик, свойств σ_i материала, параметров F, V внешнего воздействия, времени t и других факторов.

В общем виде его можно представить в виде некоторой случайной функции:

$$\dot{X}_t = f(d_i, \Delta_i, F, V, \sigma_i, t, \dots). \quad (6)$$

Условие (6) является кинетическим уравнением повреждаемости объекта.

Изложенный выше методологический подход (1) – (6) может быть сформулирован в виде отдельной методологии оценки (прогнозирования) надежности определенных групп технических объектов по одному из возможных критериев – условий работоспособности:

- статической или кинетической прочности;
- несущей способности;
- жесткости;
- износостойкости;
- теплостойкости и др.

При выбранном параметре X_t состояния конкретного изделия (детали, узла) и известных данных о законе его распределения, о граничных условиях, описывающих его свойства и начальное состояние в предполагаемых условиях эксплуатации; об уравнении (6) его повреждаемости для оценки \dot{X}_t указанная последовательность этапов вырождается в последовательность операций (вероятностную методику) количественной оценки показателей безотказности $P(t) = P(X_t < x_{np})$ или $P(t) = P(X_t > x_{np})$ и долговечности t_γ исследуемого объекта либо при его проектировании, либо при эксплуатации.

В частности, в работе [4] данный подход реализован в виде методологии прогнозирования параметрической надежности большой группы объектов - «стационарных» трибосопряжений по критерию износостойкости их элементов.

Список литературы

1. Надежность машин / В.В. Ключев, В.В. Болотин и др. // Машиностроение: энцикл. М., 2003. Т.IV-3. 592 с.
2. Проников А.С. Параметрическая надежность машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 560 с.
3. Прогнозирование безотказности трибосопряжений по критерию износостойкости на стадии их проектирования / Анцупов А. В., Анцупов В. П., Анцупов А. В. и др. // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2010. №11. С. 38-45.
4. Анцупов А.В., Анцупов А.В.(мл.), Анцупов В.П. Методология прогнозирования надежности трибосопряжений // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2012. №2. С.3-9.
5. Новый энциклопедический словарь. М.: Большая Российская энциклопедия: РИПОЛ классик, 2008. 1456 с.
6. Булыко А.Н. Современный словарь иностранных слов. М.: Мартин, 2005. 848 с.

УДК 621.771

Н.В. Оншин, Н.Ш. Тютеряков, А.Л. Трофимова

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ РЕСУРСА РОЛИКОВ ВАЛКОВОЙ АРМАТУРЫ

По мнению различных авторов, в том числе и Крагельского [2], износостойкость можно оценить с помощью энергетического показателя изнашивания:

$$J_w = \frac{[h]}{W}; \quad (1)$$

$$W = F_{mp} \cdot L_{mp}, \quad (2)$$

где W – работа на преодоление сил трения; L_{mp} – путь трения; $[h]$ – допустимая величина износа; F_{mp} – сила трения, кН; J_w – энергетический показатель изнашивания, м/Дж.

Отсюда путь трения в зависимости от различных факторов можно определить по формуле

$$L_{mp} = \frac{[h]}{J_w \cdot F_{mp}}. \quad (3)$$

Из анализа этого уравнения следует, что повышение ресурса можно добиться снижением силы трения и применением материалов с меньшим энергетическим показателем изнашивания.

Энергетический показатель изнашивания можно получить экспериментальным путем, смоделировав условия работы оборудования на испытательной машине трения или из анализа работы оборудования на стане при известных условиях.

Сила трения напрямую зависит от величины нормального усилия и коэффициента трения:

$$F_{mp} = N \cdot f, \quad (4)$$

где N – величина нормального усилия, кН;

f – коэффициент трения.

Рабочие усилия, действующие на роликовую арматуру, определяются по известным методикам, в зависимости от свойств прокатываемого металла, размеров сечения, конструктивных параметров арматуры и т.п.

На износостойкость существенное влияние оказывает величина нормальных напряжений на контакте прокатываемой полосы и ролика, которые можно определить в нашем случае по формуле

$$p = 0,564 \sqrt{\frac{N \cdot 10^{-3}}{\theta_{\Sigma} \cdot R \cdot l}}, \quad (5)$$

где l – ширина контактирующей поверхности по длине ролика, м;

R – радиус кривизны поверхности ролика, м;

для конических роликов

$$R = \frac{R_n}{\cos \beta},$$

где R_n – радиус начальной контактной поверхности, м; β – угол профилировки кантованной арматуры, рад; θ_{Σ} – суммарная упругая постоянная материалов ролика и прокатываемого металла;

$$\theta_{\Sigma} = \theta_1 + \theta_2;$$

$$\theta_{1,2} = \frac{1 - (\mu_{1,2})^2}{E_{1,2}},$$

где μ – коэффициент Пуассона;
 E – модуль упругости.

В зависимости от температуры для стали эти величины можно определить по формулам:

$$\mu(t) = 0,2856 \cdot e^{-0,0005t}; \quad (6)$$

$$E(t) = 223538 \cdot e^{-0,0007t}. \quad (7)$$

Процесс трения и изнашивания может происходить как на поверхности тел, так и в глубине при пластическом течении и деформации основного металла. Внешнее трение реализуется только при условии выполнения неравенства [1]:

$$p < (0,125 \cdot HB) \cdot \frac{(1 - 6 \cdot f_m)^2}{\Delta^2}, \quad (8)$$

где p – контурное давление на поверхности кантующей арматуры, МПа;

f_m – молекулярная составляющая коэффициента трения

$$f_m = \frac{\tau_n}{HB};$$

Δ – комплексная характеристика шероховатости.

В зависимости от значений контурного давления, свойств материалов и вида обработки поверхности в зоне контакта могут реализовываться различные виды контакта, определяющие характер процесса изнашивания. При легких нагрузках возможна реализация упругих и упругопластических видов контакта. При этом чаще всего проявляется окислительный и усталостный характер износа. При тяжелых нагрузках возможна реализация ненасыщенного пластического и насыщенного пластического контакта, при этом наиболее вероятен адгезионный вид изнашивания. Исходя из условий работы валковой арматуры, износ роликов будет являться сочетанием адгезионного, абразивного износа и термического повреждения.

Определить вид контакта можно, используя следующие условия:

- ненасыщенный упругий контакт, если выполняется условие

$$p < 5,4 \cdot \theta_{\Sigma}^4 \cdot \Delta^{-2} \cdot HB^5; \quad (9)$$

- условие реализации насыщенного упругого контакта

$$5,4 \cdot \theta_{\Sigma}^4 \cdot \Delta^{-2} \cdot HB^5 < p < 14,5 \cdot \Delta^{-2} \cdot \theta_{\Sigma}^4 \cdot HB^5; \quad (10)$$

- условие реализации ненасыщенного пластического контакта

$$14,5 \cdot \theta_{\Sigma}^4 \cdot \Delta^{-2} \cdot HB^5 < p < 0,0625HB; \quad (11)$$

- насыщенный пластический контакт, реализуется если

$$0,0625 \cdot HB < p, \quad (12)$$

где Δ – комплексная характеристика шероховатости более твердого тела; p – давление на контакте, МПа; θ_{Σ} – суммарная упругая постоянная материалов; HB – твердость менее твердого тела, МПа.

Коэффициент трения есть величина, устанавливающая взаимосвязь между нормальной нагрузкой N , действующей на контактирующие тела, и силой трения $F_{тр}$. Коэффициент трения включает в себя две составляющие - адгезионную (молекулярную) f_m и когезионную (деформационную).

В зависимости от контурного давления и реализуемого в паре трения вида контакта коэффициент трения можно найти по формулам [2]:

- для ненасыщенного упругого контакта

$$f = f_m + 0,24 \cdot \alpha \cdot \Delta^{0,4} \cdot p^{0,2} \cdot \theta_{\Sigma}^{0,2}; \quad (13)$$

- для насыщенного упругого контакта

$$f = f_m + \frac{0,4 \cdot \alpha \cdot \Delta^{\frac{1}{3}} \cdot p^{\frac{1}{3}} \cdot (1 - \mu^3)^{\frac{1}{3}}}{E^{\frac{1}{3}}}; \quad (14)$$

- для ненасыщенного пластического контакта

$$f = f_m + 0,5 \cdot \Delta^{0,5} \cdot \left(\frac{P}{HB} \right)^{0,25}; \quad (15)$$

- для насыщенного пластического контакта

$$f = f_m + 0,9 \cdot \Delta^{0,5} \cdot \left(\frac{P}{HB} \right)^{0,5}, \quad (16)$$

где α – коэффициент гистерезисных потерь при скольжении микронеровности, зависящий от напряженного состояния в зоне касания; μ – коэффициент Пуассона первого и второго тела соответственно; E – модуль упругости первого и второго тела соответственно; HB – твердость менее твердого тела.

Поскольку в процессе работы для оценки ресурса арматуры удобней пользоваться количеством тонн прокатанного металла, необходимо вывести формулу, устанавливающую связь с расчетным путем трения L_{mp} . При этом необходимо учитывать размер сечения прокатываемого металла и параметры роликов самой арматуры. Определить количество тонн проката до наступления предельного износа можно по формуле

$$G = \frac{2,785 \cdot [h] \cdot S_{сеч} \cdot \rho}{J_w \cdot F_{mp}} \sqrt{\frac{l \cdot R}{\theta_\Sigma \cdot N}}, \quad (17)$$

где $S_{сеч}$ – площадь сечения прокатываемого металла; ρ – плотность прокатываемого металла.

Исходя из предварительного анализа модели, одним из способов повышения износостойкости роликов является снижение нагрузки. Это приведет к снижению контурного давления, возможному изменению вида контакта и снижению коэффициента трения. При этом также снизится работа, затрачиваемая на преодоление сил трения, которая идет на износ контактируемых поверхностей.

Увеличения ресурса также можно добиться, увеличив площадь контакта, а именно длину и радиус роликов. Увеличение длины зоны контакта представляется мало возможным, поскольку напрямую зависит от размеров и профиля прокатываемой заготовки. Увеличение размеров самих роликов также нужно рассматривать с учетом влияния на сам процесс прокатки, поскольку их установка может потребовать удаления их от очага деформации в валках.

Список литературы

1. Жиркин Ю.В. Основы теории трения и изнашивания (основы триботехники): учеб. пособие. Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2007. 95 с.
2. Кагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.

УДК 669.01:621.7/2.002

**Ю.В. Жиркин, Е.И. Мироненков, Н.Ш. Тютеряков,
Р.Р. Юсупов, Н.Л. Султанов, М.А. Шленкина**

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»

РАЗРАБОТКА ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ

Разработка параметров механической модели для измерения момента сопротивления в подшипниках качения с использованием теории подобия проведена в рамках государственного задания Министерства образования и науки на выполнение НИР по теме «Разработка теоретических основ механики контактно-гидродинамического взаимодействия неконформных пар трения», зарегистрированного в ФГБОУ ВПО МГТУ им. Г.И. Носова под номером ГЗ 2012-01.

На практике не всегда удается записать в явном виде полную систему уравнений, достаточно точно отражающую свойства объекта, и определить из нее критерии подобия. Одним из методов, позволяющих в этих условиях получить информацию о количестве оценке подобия, является основанный на использовании соотношений сил, действующих в объекте так называемый метод подобия. Он предполагает, что два объекта подобны, если выполняется их геометрическое, кинематическое и динамическое подобие.

Вследствие этого при разработке параметров механической модели для измерения момента сопротивления в подшипниках качения с использованием теории подобия, выбирая масштабные коэффициенты, применяются различные подходы. Например, при

определении коэффициента по толщине пленки смазочного материала m_{h_0} и контактных напряжений m_σ , используя формулу Ратнера:

$$h_0 = 3.17(\eta * U_\Sigma)^{0.75} * \alpha^{0.6} * \rho_{\text{пр}}^{0.4} * q_H^{-0.15}. \quad (1)$$

Комбинацию масштабных коэффициентов можно представить в виде

$$m_{h_0} = (m_\eta * m_{U_\Sigma})^{0.75} * m_\alpha^{0.6} * m_{\rho_{\text{пр}}}^{0.4} * m_{q_H}^{-0.15}. \quad (2)$$

При использовании одного и того же смазочного материала, на реальных объектах и экспериментальных установках можно определить, что масштабные коэффициенты динамической вязкости при атмосферном давлении и рабочей температуре $m_\eta = 1$ и пьезокоэффициента вязкости $m_\alpha = 1$. В связи с принятыми выше допущениями получим зависимость:

$$m_{U_\Sigma}^{0.75} * m_{\rho_{\text{пр}}}^{0.4} * m_{q_H}^{-0.15} = 1. \quad (3)$$

В большинстве случаев исследование процессов на действующих объектах осуществить тяжело, поэтому реальные объекты часто заменяются экспериментальными установками. Так, например, для стана-тандем 2000 холодной прокатки можно использовать установку с подшипниками качения № 97516.

Технические характеристики подшипников представлены в табл. 1.

При использовании теории подобия для заданных условий масштабный коэффициент приведенного радиуса кривизны поверхности трения $m_{\rho_{\text{пр}}}$ определяется из зависимости

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{D_W}{2} * (1 + \gamma); \quad (4)$$

$$\gamma = \frac{D_W}{d} * \cos \alpha_0; \quad (5)$$

$$m_{\rho_{\text{пр}}} = \frac{D_W^B}{D_W^M} * \frac{(1+\gamma^B)}{(1+\gamma^M)}. \quad (6)$$

Из вышеперечисленных формул определим:

$$\gamma^B = \frac{23}{318} * 0,96596 = 0,06986;$$

$$\gamma^M = \frac{14,7}{110} * 0,96596 = 0,13;$$

$$m_{\rho_{\text{пр.}}} = \frac{23}{14,7} * \frac{(1+0,06986)}{(1+0,13)} = 1,48.$$

Таблица 1

Параметры	Обозначение	«Коуо»	№ 97516
		Величины	
Внутренний диаметр, мм	d	422	80
Наружный диаметр, мм	D	318	110
Диаметр ролика, мм	D_w	23	14,7
Длина ролика, мм	l	38	23,4
Число тел качения, шт.	Z	39	19
Количество рядов роликов, шт.	i	4	2
Угол контакта, град	β	15	15

Определим масштабный коэффициент нагрузки на единицу длины контакта m_{qH} из зависимости

$$m_{\delta} = \frac{m_{qH}}{m_b}; \quad (7)$$

$$m_b = (m_{qH} * m_{\rho_{\text{пр.}}})^{0,5}. \quad (8)$$

Принимая равными контактные напряжения в подшипнике качения рабочих валков стана-тандем 2000 холодной прокатки и в

подшипнике качения экспериментальной установки, т.е. для $m_\delta = 1$, получим зависимость:

$$m_{qH} = (m_{qH} * m_{\rho_{np}})^{0,5}. \quad (9)$$

Используя вышеперечисленные формулы, зависимость (2) примет вид:

$$1 = m_{U_\Sigma}^{0,75} * m_{\rho_{np}}^{0,4} * m_{qH}^{-0,15}; \quad (10)$$

$$m_{U_\Sigma} = \frac{1}{m_{\rho_{np}}^{0,333}}. \quad (11)$$

В дальнейшем определим параметры нагруженности экспериментальной установки – нагрузку на подшипник P_M и угловую скорость ω_M из условий :

$$q_H = \frac{4,6 * P}{Z * i * l}; \quad (12)$$

$$\omega = \frac{2 * U_\Sigma}{\alpha_0 * (i - \gamma^2)}; \quad (13)$$

$$m_{qH} = \frac{m_p}{m_z * m_i * m_e}; \quad (14)$$

$$m_\omega = \frac{m_{U_\Sigma} * (1 - \gamma_H^2)}{m_{\alpha_0} * (1 - \gamma_B^2)}. \quad (15)$$

Из вышеперечисленных зависимостей получаем:

$$m_z = \frac{39}{19} = 2,05;$$

$$m_i = \frac{4}{2} = 2;$$

$$m_e = \frac{38}{23,4} = 1,62;$$

$$m_p = m_{qH} * m_z * m_i * m_e = 2,36 * 2,05 * 2 * 1,62 = 15,67.$$

$$P_M = \frac{P_B}{15,67}. \quad (16)$$

$$m_\omega = \frac{m_{U_\Sigma} * (1 - \gamma_H^2)}{m_{\alpha_0} * (1 - \gamma_B^2)} = \frac{(1 - \gamma_M^2)}{m_{\rho_{np}}^{0,333} * m_{\alpha_0} * (1 - \gamma_B^2)}; \quad (17)$$

$$m_{\alpha_0} = \frac{422}{110} = 3,83.$$

$$m_{\omega} = \frac{1-0,13^2}{2,36^{0,33} * 3,83 * (1-0,06986^2)} = 0,046;$$

$$\omega_M = \frac{\omega_B}{m_{\omega}} = 7,6 * \omega_B. \quad (18)$$

Нагрузка P_B , действующая на подшипник рабочих валков, и их угловая скорость ω_B определяются из зависимостей:

$$\omega_B = \frac{V}{r}; \quad (19)$$

$$P_B = \sqrt{\left(\frac{P * a}{2 * A}\right)^2 + P_{пр}^2}, \quad (20)$$

где P – давление металла на валки, Н; a – величина смещения оси рабочего валка относительно оси опорного валка, м; $P_{пр}$ – усилие противоизгиба, Н; V – скорость прокатки, м/с; r – радиус рабочих валков, м.

Для установления точных режимов, при использовании экспериментальной установки по теории подобия, определим нагрузку на подшипник P_B , исходя из среднего давления металла на валки $P = 35$ МН и максимального усилия противоизгиба $P_{пр} = 150$ кН.

$$P_B = \sqrt{\left(\frac{35 * 10^3 * 0,005}{2 * 0,695}\right)^2 + 910,6^2} = 919 \text{ кН.}$$

Угловая скорость по все клетям представлена в табл. 2.

Таблица 2

Угловые скорости вращения подшипников прокатных валков

Номер клетки	1	2	3	4	5
ω_B	15,47	24,7	33,92	43,15	44,64

Угловая скорость вала с подшипником качения на экспериментальной установке должна изменяться в диапазоне от $336-970 \text{ с}^{-1}$, чтобы соответствовать угловым скоростям рабочих валков стана-тандем 2000 холодной прокатки.

Таким образом, разрабатывая параметры механической модели для измерения момента сопротивления в подшипниках качения с использованием теории подобия, выявлены закономерности, заключающиеся в определении нагрузки и угловой скорости, необходимые при моделировании процессов в подшипниках качения.

Список литературы

1. Седов Л.М. Методы подобия и размерности в механике. М.: Наука, 1987. 432 с.
2. Эйгенсон, Л.С. Моделирование. М., 1952. 230 с.
3. Веников, В.А., Веников Г.А. Теория подобия и моделирования. М.: Высш. шк., 1984. 439 с.
4. Кирпичев М.В. Теория подобия. М.: АН СССР, 1953. 95 с.

УДК 531.43/46

**А.В. Анцупов, В.А. Русанов, В.П. Анцупов,
А.В. Анцупов (мл.), Р.Н. Савельева**

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»

ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ И ПОВЫШЕНИЕ СРОКА СЛУЖБЫ ЗОЛОТНИКОВЫХ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ

В данной работе представлены результаты исследований долговечности двухпозиционных золотниковых распределителей системы гидросбива окалины (РСГБ) с поверхности горячекатаных полос станов листовой прокатки, а также способов её повышения. Золотниковым распределителем согласно ГОСТ 17752-81 (СТ СЭВ 2455-80) называют гидроаппарат, запорно-регулирующим элементом которого является золотник.

Принципиальная схема распределителя системы гидросбива представлена на рис.1. Он предназначен для открытия и закрытия пути прохождения потока воды высокого давления $p_{zc} = 15 \text{ МПа}$ через проходные отверстия «а-б-в-г» к форсункам гидросбива для очистки полосы при возвратно-поступательном перемещении золотника 1 (см. рис.1). Распределитель находится в «открытом» положении во время прохождения полосы под форсунками, «закрытом» – во время пауз между полосами.

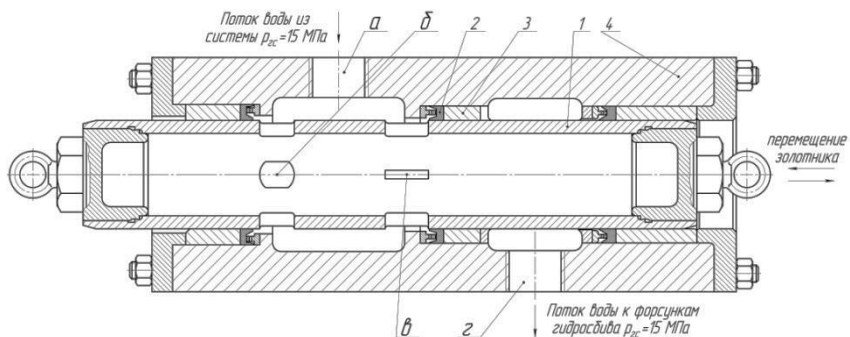


Рис. 1. Схема гидрораспределителя в «закрытом» положении:
 1 – золотник; 2 – уплотнения; 3 – направляющие втулки; 4 – корпус;
 а–г – проходные отверстия

Ресурс и срок службы РСГБ в сборе определяется скоростью изнашивания его пар трения: «золотник 1 – уплотнения 2», «золотник 1 – втулки направляющие 3». Причиной остановки гидрораспределителей на техническое обслуживание и ремонт является износ элементов перечисленных фрикционных сопряжений. В первую очередь изнашиваются уплотняющие резиноканевые манжеты 2, средний ресурс которых составляет ~15 сут. При нарушении работоспособности уплотнений происходит их разгерметизация, в рабочую полость распределителя через образовавшийся зазор попадают продукты износа и окалины, которые резко увеличивают скорость изнашивания поверхностей золотника 1 и бронзовых втулок 2 (рис. 2). Как следствие, возникает утечка рабочей жидкости, падение ее давления и снижение качества очистки полос.

Таким образом, возникает настоятельная необходимость существенного повышения износостойкости уплотняющих элементов, величина которой в первую очередь определяет уровень долговечности гидрораспределителей и гидросистемы в целом.

С этой целью проведены теоретические исследования долговечности РСГБ различных конструкций с применением более износостойких материалов уплотнений [1, 2] и золотников, на поверхность которых нанесены различные антифрикционные покрытия.

Расчет ожидаемого ресурса и срока службы всех предложенных в плане компьютерного эксперимента (см. таблицу) вариантов конструкций промышленных гидрораспределителей прове-

дены по методике прогнозирования их долговечности, которая построена на основе общего методологического подхода [3].

Результаты теоретического исследования долговечности РСГБ
(материал золотника – сталь 45)

Номер опыта	Материал уплотнения	Средняя скорость изнашивания, $\bar{y}_i \cdot 10^{-8} \text{ м/с}$	Средний ресурс $\bar{t}_i, \text{ ч}$	Средний срок службы $t_{сл i}, \text{ сут}$	Коэффициент долговечности K_{ti}
1 группа – без покрытия					
1	Резина 3826	2,71	10,23	15,4-17,5	1
2	80 NBR B246	1,25	22,30	33,5-38,2	2,3
3	ECOPUR	1,22	22,73	34,1-39,0	2,3
4	94 AU 9225	1,19	23,34	35,0-40,0	2,4
5	H-ECOPUR	1,13	24,51	36,8-42,0	2,5
6	95 AU V149	1,01	27,60	41,4-47,3	2,8
2 группа – покрытие Ф4					
7	Резина 3826	2,24	12,43	18,6-21,3	1,3
8	80 NBR B246	0,90	30,72	46,1-52,7	3,1
9	ECOPUR	0,89	31,31	47,0-53,7	3,2
10	94 AU 9225	0,86	32,15	48,2-55,1	3,3
11	H-ECOPUR	0,82	33,75	50,6-57,9	3,4
12	95 AU V149	0,73	38,02	57,0-65,2	3,9
3 группа – покрытие Л63+Ф4					
13	Резина 3826	1,85	15,00	22,5-25,7	1,5
14	80 NBR B246	0,73	37,86	56,8-64,9	3,8
15	ECOPUR	0,72	38,59	57,9-66,1	3,9
16	94 AU 9225	0,70	39,63	59,4-67,9	4
17	H-ECOPUR	0,69	41,60	62,4-71,3	4,2
18	95 AU V149	0,59	46,86	70,3-80,3	4,7

Методика представляет собой систему уравнений для оценки среднего срока службы и ресурса РСГБ по критерию износостойкости уплотняющих элементов. Поэтому в качестве параметра

\bar{x}_t состояния РСГБ принято среднее значение исходного (до сборки) внутреннего диаметра уплотнения, который увеличивается при его изнашивании во время работы по закону

$$\bar{x}_t = \bar{x}_0 + \bar{y} \cdot t, \quad (1)$$

где $\bar{x}_0 = (x_{0\max} + x_{0\min})/2$ – среднее значение параметра \bar{x}_t в момент времени $t = t_0$, характеризующее исходное состояние пары трения «золотник 1 – уплотнение 2» (см. рис.1); $x_{0\max}$ и $x_{0\min}$ – максимальное и минимальное значения проектного размера X_0 уплотняющих элементов, определяемые границами полей допусков, установленных конструктором; $\bar{y} = const$ – среднее постоянное во времени значение скорости линейного изнашивания уплотняющих элементов в стационарном режиме трения.

При этом полагаем, что случайные параметры X_0 и \dot{Y} распределены по нормальному закону согласно центральной предельной теореме теории вероятностей, в силу того, что они определяются множеством независимых случайных факторов.

В этом случае условием работоспособности РСГБ по критерию износостойкости уплотняющих элементов (по выбранному параметру \bar{x}_t) является неравенство

$$\bar{x}_t = \bar{x}_0 + \bar{y} \cdot t < x_{np}, \quad (2)$$

а условием перехода его в предельное состояние (состояние параметрического отказа) – выражение:

$$\bar{x}_t = \bar{x}_0 + \bar{y} \cdot t = x_{np}, \quad (3)$$

где x_{np} - предельное значение параметра \bar{x}_t состояния РСГБ, равное минимально возможному проектному значению диаметра золотника, для обеспечения герметичности контакта и предупреждения абразивного износа элементов пары трения.

Средний ресурс РСГБ определяется решением уравнения (3) относительно $t = \bar{t}$ выражением

$$\bar{t} = (x_{np} - \bar{x}_0) / \bar{y}, \quad (4)$$

а срок их службы при заданной суточной производительности P_{cm} стана и длительности t_X одного цикла работы РСГБ выражением

$$\bar{t}_{cl} = \bar{t} / (P_{cm} \cdot t_X). \quad (5)$$

Для оценки средней скорости $\bar{y} = const$ изнашивания уплотняющих элементов, входящей в условия (1) - (5), используем известную аналитическую зависимость, полученную для «стационарных» трибосопряжений на основе термодинамического подхода к молекулярно-механической теории трения [4, 5]:

$$\bar{y} = \frac{V_2 \cdot \bar{f}_{mex} \cdot P_{max} \cdot V_{ck}}{\Delta u_{e*}}. \quad (6)$$

Зависимости для определения параметров, входящих в уравнение (6), определяют граничные условия взаимодействия элементов пары трения «золотник 1 – уплотнение 2» (см. рис.1), которые могут быть записаны в виде следующих выражений.

Зависимость для оценки максимальных контактных напряжений может быть записана в соответствии с расчетной схемой (см. рис.2) в виде

$$P_{max} = P_{max}^y + P_n, \quad (6a)$$

где P_{max}^y – максимальные напряжения, действующие в наиболее нагруженной зоне точки «С» контакта золотника 1 и уплотнения 2, определяемые решением системы уравнений равновесия всех сил, действующих на золотник 1: $F = G + F_{zc}$ и погонных реактивных нагрузок q со стороны направляющих втулок 3 (см. рис. 2). Здесь, G – веса золотника; F_{zc} – сила, создаваемая давлением воды в системе; P_n – напряжения, возникающие от натяга уплотнений 2 при сборке.

Зависимость для определения коэффициента V_2 преобразования внешней энергии в изменение внутренней энергии наибо-

лее нагруженных объемов материала уплотняющих элементов может быть записана с использованием выражений Б.В. Протасова [4, 5]:

$$v_2 = 1/(1 + \varepsilon), \quad \varepsilon = \frac{((1 - \mu_1^2)/E_1)^{2/3} \cdot R_{a(1)}^{1/3}}{((1 - \mu_2^2)/E_2)^{2/3} \cdot R_{a(2)}^{1/3}}, \quad (66)$$

где $\mu_{1,2}, E_{1,2}$ – коэффициенты Пуассона и модули упругости материалов поверхностных слоев золотника и уплотнения; $R_{a(1,2)}$ – средняя арифметическая высота микронеровностей профиля поверхностей золотника и уплотнения.

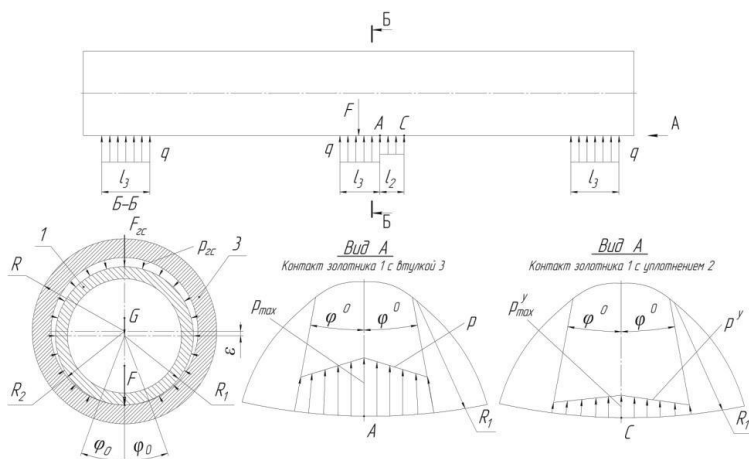


Рис. 2. Расчетная схема нагружения элементов гидрораспределителя

Для оценки среднего значения механической составляющей коэффициента трения, определяемой для установившегося режима в функции физических характеристик $\theta(T_2)$ материала контактных объемов уплотнений при стационарной температуре T_2 , использованы линеаризованные уравнения Н.М. Михина [4, 5]:

$$\bar{f}_{мех} = a \cdot \alpha_{\varepsilon\phi} \cdot \bar{\Delta}_{np} \cdot (p_{max} \cdot \theta(T_2))^b, \quad (6в)$$

где a, b – постоянные, характеризующие вид напряженного состояния контактных объемов уплотнения; $\alpha_{\varepsilon\phi}$ – коэффициент гистерезисных потерь их материала; $\bar{\Delta}_{np}$ – среднее табличное значение комплексного параметра шероховатости поверхности золотника; T_2 – стационарная температура поверхностных слоев уплотнений, определяемая по методике А.В. Чичинадзе:

$$T_2 = \frac{f \cdot p_{\max} \cdot V_{ск}}{A_{T_2} \cdot (\lambda_2 \cdot m_2 + \lambda_1 \cdot m_1)} + T_0, \quad (6г)$$

где $m_{1,2}(\alpha_{1,2}, A_{T_{1,2}})$ – параметры, определяемые характеристиками трибоэлементов; $A_{T_{1,2}}$ – площади трения; $\lambda_{1,2}, \alpha_{1,2}$ – коэффициенты теплопроводности и теплоотдачи материалов золотника и уплотнений; f – коэффициент трения в период приработки, определяемый по известной методике Н.М. Михина.

$$f = c \cdot \tau_0 \cdot \left(\frac{\theta^e}{p_{\max} \cdot \Delta^2} \right)^d + \beta + a \cdot \alpha_{\varepsilon\phi} \cdot (p_{\max} \cdot \Delta^k \cdot \theta)^b, \quad (6д)$$

где a, b, c, d, e, k – постоянные, характеризующие вид напряженного состояния контактных объемов уплотнения; τ_0, β – касательное напряжение и коэффициент упрочнения молекулярной связи.

Для определения критической энергоемкости материала уплотнений использована зависимость В.В. Федорова [4, 5]:

$$\Delta u_{e^*} = \Delta H_S - u_{T^*}, \quad (6е)$$

где $\Delta H_S = \int_0^{T_S} \rho \cdot c \cdot dT$ и $u_{T^*} = \int_0^{T_2} \rho \cdot c \cdot dT$ – энтальпия мате-

риала уплотнений при температуре плавления T_S и плотность тепловой составляющей внутренней энергии контактных

объемов при установившейся температуре T_2 ; ρ , c – плотность и теплоемкость материала.

Система определяющих уравнений (4)–(6) и граничные условия (6а)–(6е) определяют методику оценки (прогнозирования) долговечности РСГБ по критерию износостойкости уплотняющих элементов.

По предложенной методике рассчитаны ожидаемые значения средней скорости изнашивания уплотнений \bar{y}_i , среднего ресурса \bar{t}_i и срока службы $\bar{t}_{кли}$ всех исследуемых конструкций РСГБ, (см. таблицу), а также коэффициента $K_{ti} = \bar{t}_i / t_1$ повышения долговечности новых вариантов по сравнению с исходной, применяемой в настоящее время конструкцией №1, где уплотнения изготовлены из резино-тканевого материала 3826. Здесь i – номер опыта в таблице.

Наиболее долговечные конструкции гидрораспределителей, выделенные в таблице темным фоном, одна из которых защищена идеей патента на полезную модель [6], прошли промышленные испытания и внедрены на станках 2500 и 2000 ОАО «ММК» с более чем вдвое повышенным сроком службы.

Список литературы

1. Полимерные композиционные материалы в трибологии / Машков Ю.К., Овчар З.Н., Байбарацкая М.Ю., Мамаев О.А. М.: ООО «Недра - Бизнесцентр», 2004. 262 с.
2. Уплотнения и уплотнительная техника / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.В. Гордеев и др.; под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова.- М.: Машиностроение, 1994. 448 с.
3. Анцупов А.В., Анцупов А.В.(мл.), Анцупов В.П. Методология прогнозирования надежности трибосопряжений // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2012. №2. С.3-9.
4. Методология вероятностного прогнозирования безотказности и ресурса трибосопряжений / Анцупов А.В., Анцупов А.В.(мл.), Русанов В.А. и др. // Известия Самарского научного центра «Надежность» Российской академии наук. 2011. Т. 13. №4(3). С. 947-950.
5. Прогнозирование надежности трибосопряжений на основе термодинамического анализа процесса трения / Анцупов А.В., Анцу-

- пов А.В. (мл.), Русанов В.А. и др. // Вестник МГТУ им. Г.И. Носова. 2010. №3. С. 54-60.
6. Пат. 114890 РФ, МКИ В21В 31/32. Гидроцилиндр устройства для регулирования раствора валков прокатной клетки / В.П. Анцупов, А.В. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.), С.П. Шинкевич, А.С. Губин, В.А. Русанов. Опубл. 20.04.2012.

УДК 621.5

Р.Н. Савельева, К.В. Чернов

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ НАСОСОВ СЖИЖЕННЫХ ГАЗОВ КИСЛОРОДНОГО ЦЕХА ОАО «ММК»

В кислородном цехе ОАО «ММК» для перекачивания сжиженных газов (кислорода, азота, аргона) применяются насосы для криогенных жидкостей с последующим их испарением и наполнением емкостей.

Насос состоит из электродвигателя с плитой, одноступенчатого редуктора, механизма движения и цилиндрической группы. Цилиндрическая группа предназначена для обеспечения перекачивания сжиженного газа из блока разделения или резервуара в линию нагнетания. Цилиндрическая группа (рис.1) включает в себя корпус, поршень, рабочую втулку, всасывающий клапан, нагнетательный клапан и сальник.

Всасывающий клапан (рис.2) предназначен для соединения полости рабочей втулки с всасывающим трубопроводом в процессе всасывания и разъединения при повышении давления и нагнетании.

Нагнетательный клапан (рис.3) предназначен для соединения полости рабочей втулки с линией нагнетания в процессе нагнетания и разъединения их при всасывании.

При работе насоса происходит всасывание сжиженного газа, повышение его давления и нагнетание сжиженного газа в трубопровод.

Всасывание происходит в период обратного хода поршня и начинается в момент, когда давление в рабочей полости насоса становится ниже давления в резервуаре со сжиженным газом. И заканчивается в конце обратного хода поршня.

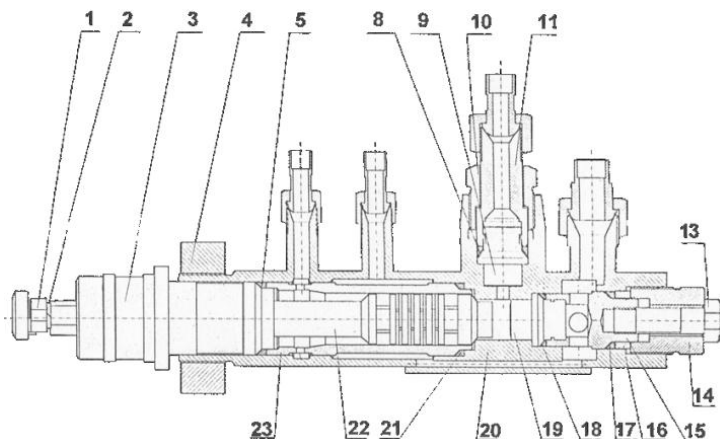


Рис. 1. Цилиндрическая группа насоса 2НСГ-0,16/20:
 1 – пята; 2 – шайба; 3 – сальник; 4 – фланец;
 5, 8, 17, 18, 21 – прокладка; 9, 19 – клапан; 10, 14 – гайка;
 11 – штуцер; 13 – болт; 15 – фонарь; 16 – кольцо; 20 – корпус;
 22 – поршень; 23 – втулка

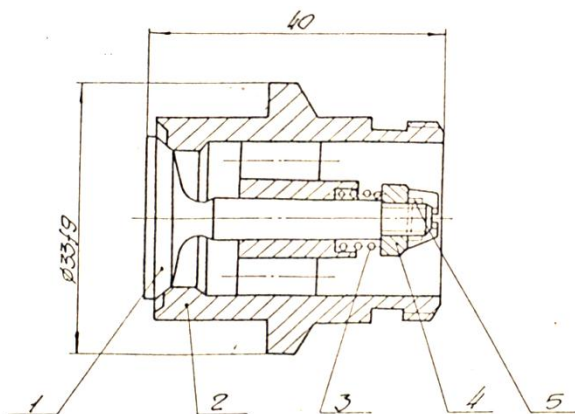


Рис. 2. Клапан всасывающий:
 1 – клапан; 2 – корпус; 3 – пружина; 4 – гайка; 5 – шплинт

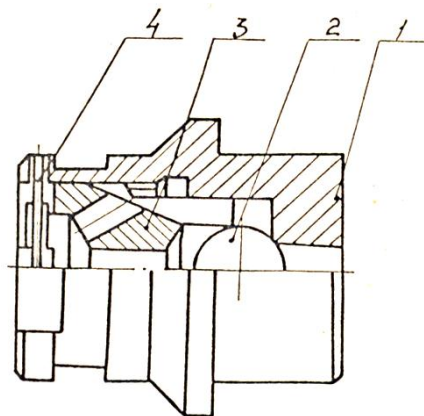


Рис.3. Клапан нагнетательный:
1 – корпус; 2 – шарик; 3 – гайка; 4 – скоба

При прямом ходе поршня в рабочей полости насоса происходит повышение давления.

В момент, когда давление в рабочей полости становится выше давления в нагнетательном трубопроводе, начинается нагнетание сжиженного газа, которое заканчивается в конце прямого хода поршня.

В ходе эксплуатации выявлено, что существенным недостатком насосов является износ рабочих элементов и повреждение корпусов нагнетательного и всасывающего клапанов, что приводит к отказу насоса в результате попадания шарика из разрушенного отверстия клапана в цилиндр насоса.

В предлагаемой конструкции насоса усовершенствованы нагнетательный и всасывающий клапана, плунжер, гильза и рабочая камера всасывания.

Увеличен рабочий объем всасывающего клапана 2 (рис. 4), который изготовлен из нержавеющей стали, изменена конструкция гайки (рис. 5). Шплинт заменен на проволоку из нержавеющей стали. Увеличен диаметр штока клапана.

Увеличен рабочий объем нагнетательного клапана. Его рабочий элемент – шарик – заменен на фторопластовый клапан (ранее он изготавливался из нержавеющей стали), имеющий поверхность полусферы, показавший лучшую износостойкость при экстремальной температуре -190°C . Изменена конструкция гайки и установлена пружинка, при помощи которой клапан 1 (см. рис. 4)

закрывает отверстие в корпусе при повышении давления в полости рабочей втулки.

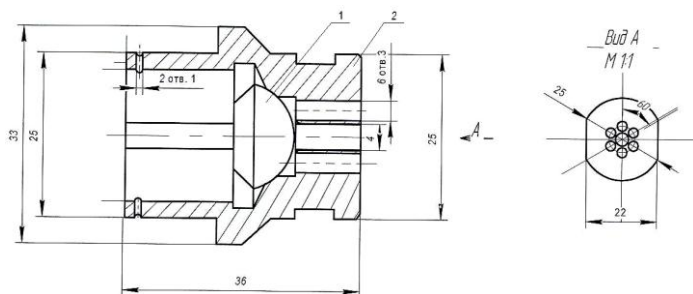


Рис. 4. Клапан всасывающий

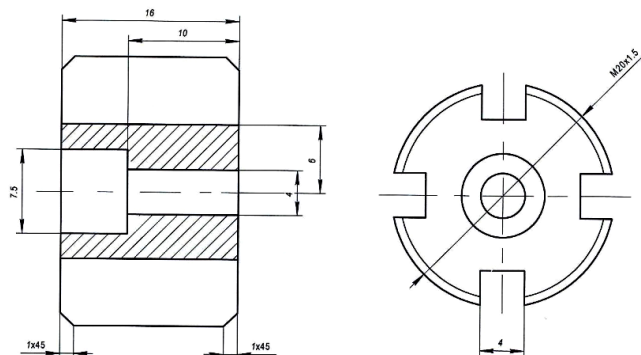


Рис. 5. Гайка клапана всасывающего

Предлагаемая усовершенствованная конструкция всасывающего и нагнетательного клапанов позволяет упростить их изготовление, увеличить срок службы насоса, межремонтный период работы и производительность насоса.

Список литературы

1. Чириков К.Ю., Рябова Т.С., Ворошилов В.П. Производство сжиженного природного газа. Способы и оборудование. М.: ВНИИЭГАЗПРОМ, 1976. 71 с.
2. Фастовский В. Г., Петровский Ю. Л., Ровинский А. Е. Криогенная техника. М.: Энергия, 1974. 496 с.

МЕТОДИКА ОПИСАНИЯ ГЕОМЕТРИИ КАЛИБРА ПРИ ВОЛОЧЕНИИ АРМАТУРНОЙ ПРОВОЛОКИ В ВОЛОКЕ СО СМЕЩЕННЫМИ ПАРАМИ РОЛИКОВ

Определение энергосиловых параметров при волочении в роликовых волоках представляет собой определенную сложность, которая связана с описанием геометрии калибра. Для аналитического описания геометрических параметров калибра было предложено использовать новые дополнительные параметры в виде геометрического центра калибра (ГЦК) и условного диаметра роликов. Использование предложенных параметров позволяет не только описать линии калибра, но и получить зависимости, описывающие деформирующие поверхности роликов. Рассмотрим описание геометрии калибра на примере получения двухсторонней арматурной проволоки для предварительно напряженных железобетонных шпал в калибре со смещенными парами роликов с использованием дополнительных параметров.

Требования к геометрическим параметрам арматурной проволоки (рис.1) приведены в таблице. В силу достаточно высоких требований к наружному диаметру проволоки и двухстороннего расположения выступов наиболее рационально для формоизменения круглой заготовки, диаметр которой больше, чем наружный диаметр готового изделия, использовать калибр со смещенными парами роликов.

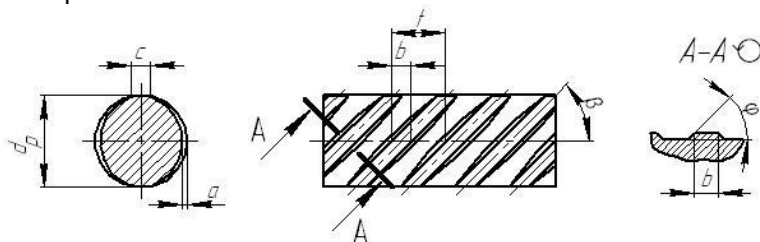


Рис. 1. Геометрические параметры арматурной проволоки

* Славин В.С. Выбор параметров для описания очага деформации, образованного произвольным количеством роликов // Вестник МГТУ им. Г.И. Носова. 2009. С. 34-35.

Значения геометрических параметров арматурной проволоки

d_p , мм	a , мм	b , мм	t , мм	c , мм	β^0	φ^0
$9,6^{+0,21}_{-0,15}$	$0,19^{\pm 0,03}$	$2^{\pm 0,5}$	$5^{0,5}$	≤ 2	45^0	45^0

В соответствии с требованиями к геометрическим параметрам к арматурной проволоке построим калибровку роликов, для которых выберем глобальную систему координат $Oxyz$, как показано на рис. 2. Волочение заготовки осуществляется в направлении оси Oz .

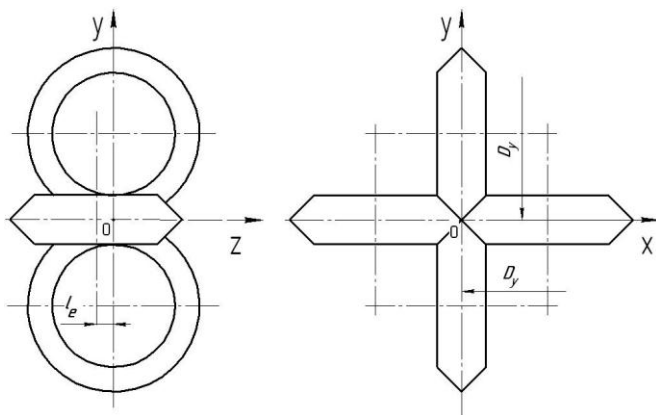


Рис. 2. Калибр со смещенными парами роликов

В первой паре роликов с вертикальными осями вращения линиями калибра c_1b_1 и c_2b_2 с радиусом кривизны R_p (рис. 3) формируют чистовые размеры цилиндрических поверхностей гладкой части размером c арматурной проволоки (см. рис. 1), а прямые участки a_1b_1 , c_1d_1 , a_2b_2 и c_2d_2 , проведенные по касательным к дугам, формируют предчистовые размеры периодической части профиля.

Используя выбранную систему координат, уравнения линий калибра для двух боковых роликов можно записать:

$$y = \pm \sqrt{R_p^2 - x^2}, \quad x_{b_1} \leq x \leq x_{k_1}; \quad x_{k_2} \leq x \leq x_{b_2}; \quad \text{при } z = l_e; \quad (1)$$

$$y = ctg \alpha x - \frac{R_p}{\sin \alpha}, \quad x_{a_1} \leq x \leq x_{b_1}; \quad \text{при } z = l_e; \quad (2)$$

$$y = -ctg \alpha x + \frac{R_p}{\sin \alpha}, \quad x_{d_1} \leq x \leq x_{c_1}; \quad \text{при } z = l_e; \quad (3)$$

$$y = ctg \alpha x - \frac{R_p}{\sin \alpha}, \quad x_{b_2} \leq x \leq x_{a_2}; \quad \text{при } z = l_e; \quad (4)$$

$$y = ctg \alpha x + \frac{R_p}{\sin \alpha}, \quad x_{c_2} \leq x \leq x_{d_2}; \quad \text{при } z = l_e. \quad (5)$$

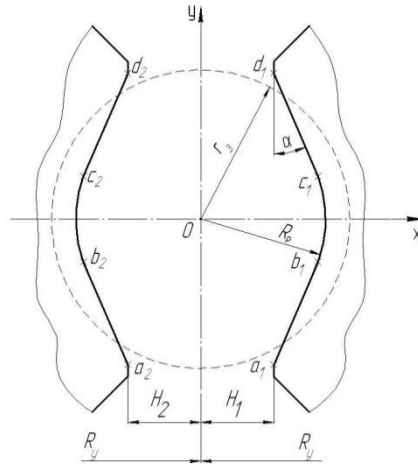


Рис. 3. Калибровка первой пары роликов

Линии калибра второй пары роликов (рис. 4) формируют периодические выступы арматурной проволоки (см. рис. 1). При этом расположение дуг $g_1 n_1 f_1$ и $g_2 n_2 f_2$ радиусом R_p обеспечивают требования к наружному диаметру арматурной проволоки, а расположение дуг $g_1 m_1 f_1$ и $g_2 m_2 f_2$ - к высоте выступов. Расположение наклонных линий $v_1 u_1$ и $s_1 h_1$ верхнего ролика и наклонных линий $v_2 u_2$ и $s_2 h_2$ определяют геометрические параметры боковых поверхностей выступов.

Уравнения дуг верхнего и нижнего роликов, формирующих наружный диаметр, в глобальной системе координат можно записать:

$$y = \pm \sqrt{R_p^2 - x^2}, \quad x_{u_1} \leq x \leq x_{h_1}; \quad x_{h_2} \leq x \leq x_{u_2}; \quad \text{при } z = l_e. \quad (6)$$

Дуги, формирующие поверхность впадин, построены по известным координатам трех точек g_1 , m_1 и f_1 для верхнего ролика и g_2 , m_2 и f_2 для нижнего ролика. Радиус кривизны R_s этих дуг определим из подобия прямоугольных треугольников через известные координаты точек:

$$R_s = \frac{[y_{m_1} - y_{f_1}]^2 + x_{f_1}^2}{2[y_{m_1} - y_{f_1}]}. \quad (7)$$

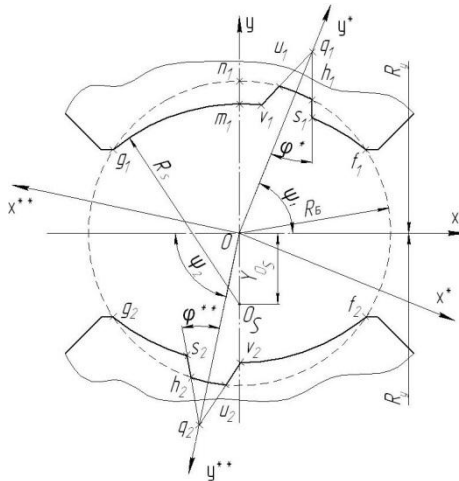


Рис. 4. Калибровка второй пары роликов

Тогда координаты центров кривизны дуг для верхнего и нижнего роликов можно записать:

$$y_{O_s} = y_{m_1} - R_s. \quad (8)$$

Уравнения линий калибра поверхностей впадин будут иметь вид:

$$y = \pm \left(\sqrt{R_s^2 - x^2} + y_{O_s} \right); \quad \begin{cases} x_{g_1} \leq x \leq x_{f_1} \wedge y > 0; \\ x_{g_2} \leq x \leq x_{f_2} \wedge y < 0; \end{cases} \quad \text{при } z = 0. \quad (9)$$

Для описания боковых поверхностей выступов построим вспомогательные системы координат $Ox^*y^*z^*$ и $Ox^{**}y^{**}z^{**}$. Зная ширину выступов b арматурной проволоки (см. рис. 1) по наружной поверхности радиусом R_p , угол наклона φ^* в плоскости калибра, можно определить координаты точек q_1, u_1, h_1, q_2, u_2 и h_2 в глобальной системе координат. Тогда уравнения отрезков прямых будут иметь вид:

$$h_1q_1 : y = \frac{y_{q_1} - y_{h_1}}{x_{q_1} - x_{h_1}} x + \frac{x_{q_1}y_{h_1} - x_{h_1}y_{q_1}}{x_{q_1} - x_{h_1}}, x_{h_1} \leq x \leq x_{s_1},$$

при $z = 0$; (10)

$$u_1q_1 : y = \frac{y_{q_1} - y_{u_1}}{x_{q_1} - x_{u_1}} x + \frac{x_{q_1}y_{u_1} - x_{u_1}y_{q_1}}{x_{q_1} - x_{u_1}}, x_{v_1} \leq x \leq x_{u_1},$$

при $z = 0$; (11)

$$h_2q_2 : y = \frac{y_{q_2} - y_{h_2}}{x_{q_2} - x_{h_2}} x + \frac{x_{q_2}y_{h_2} - x_{h_2}y_{q_2}}{x_{q_2} - x_{h_2}}, x_{s_2} \leq x \leq x_{h_2},$$

при $z = 0$; (12)

$$u_2q_2 : y = \frac{y_{q_2} - y_{u_2}}{x_{q_2} - x_{u_2}} x + \frac{x_{q_2}y_{u_2} - x_{u_2}y_{q_2}}{x_{q_2} - x_{u_2}}, x_{u_2} \leq x \leq x_{v_2},$$

при $z = 0$. (13)

С целью получения зависимостей, описывающих деформирующие поверхности роликов, воспользуемся уравнением, которое записано в общем виде и используется с применением локальных систем координат. После преобразования этого уравнения для калибра со смещенными парами роликов для локальной системы координат можно записать:

- для первой пары роликов:

$$(x - 0,5D_y)^2 + (z - l_e)^2 = [0,5D_y - f(y)]^2, \text{ при } z \leq l_e; \quad (14)$$

- для второй пары роликов:

$$(y - 0,5D_y)^2 + z^2 = [0,5D_y - f(x)]^2, \text{ при } z \leq 0, \quad (15)$$

где D_y – условный диаметр роликов (в рассматриваемом случае диаметры всех роликов одинаковы); l_e – смещение пар роликов (см. рис. 2).

Для получения аналитических зависимостей деформирующих поверхностей уравнения (1)–(5) приведем к следующему виду:

$$x = \pm \sqrt{R_p^2 - y^2}, \quad y_{b_1} \leq y \leq y_{c_1}; \quad y_{b_2} \leq y \leq y_{c_2}; \quad \text{при } z = l_e; \quad (16)$$

$$x = -tg\alpha y + \frac{R_p}{\cos\alpha}, \quad y_{c_1} \leq y \leq y_{d_1}; \quad \text{при } z = l_e; \quad (17)$$

$$x = tg\alpha y + \frac{R_p}{\cos\alpha}, \quad y_{a_1} \leq y \leq y_{b_1}; \quad \text{при } z = l_e; \quad (18)$$

$$x = tg\alpha y - \frac{R_p}{\cos\alpha}, \quad y_{a_2} \leq y \leq y_{b_2}; \quad \text{при } z = l_e; \quad (19)$$

$$x = tg\alpha y - \frac{R_p}{\cos\alpha}, \quad y_{c_2} \leq y \leq y_{d_2}; \quad \text{при } z = l_e. \quad (20)$$

Тогда, поочередно подставляя уравнения (16)–(20) в уравнение (14), получим зависимости, описывающие деформирующие поверхности первой пары роликов, а подставляя уравнения (6), (9)–(13) в выражение (15), получим зависимости, описывающие деформирующие поверхности второй пары роликов. Зная уравнение поверхности заготовки и решая его совместно с полученными уравнениями, можно определить геометрические параметры формоизменения заготовки по оси Oz .

Таким образом, разработанная методика аналитического описания калибра позволяет с большей достоверностью определить энергосиловые параметры процесса волочения арматурной проволоки.

УДК 621.771

А.Г. Корчунов, Д.А. Шеметова, В.Ю. Бабенцева

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»

А.Г. Ульянов

ОАО «Магнитогорский металлургический комбинат»

МОДЕЛИРОВАНИЕ УПРУГОЙ ДЕФОРМАЦИИ ВОЛОКИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ САЕ СИСТЕМЫ DEFORM-3D

Обеспечение точности размеров и требуемых предельных отклонений калиброванной стали является комплексной задачей, при решении которой необходимо рассматривать вопросы определения параметров волочильного инструмента с учетом деформационной специфики обработки и условий его эксплуатации.

Из практики производства известно, что диаметр калиброванной стали после волочения несколько больше диаметра калибрующей зоны волокна в ненагруженном состоянии вследствие явления упругого последействия [1-3]. Явление упругого последействия при волочении связывают с упругой деформацией металла и инструмента. Не зная величины упругого последействия, сложно изготовить волочильный инструмент рациональных размеров с учетом обеспечения требуемых предельных отклонений профиля и максимальной продолжительности рабочей кампании инструмента. Необоснованный выбор диаметра волок приводит к быстрому выходу размеров калиброванной стали из поля допусков, определяемых стандартами, вследствие износа инструмента; уменьшению рабочей кампании волочильного инструмента; более частой перешлифовке и перевалке волок, а следовательно, к снижению коэффициента использования волочильного оборудования.

Вопросы влияния технологических факторов процесса волочения на величину упругого последействия металла рассмотрены в работах [4-7]. Настоящая работа посвящена анализу упругой деформации волочильного инструмента и ее влиянию на точность размеров калиброванной стали.

Современная вычислительная техника и системы автоматизированного проектирования открывают новые возможности при изучении условий эксплуатации деформирующего инструмента, позволяют проводить исследования, устанавливать закономерности

сти и количественно оценивать сложные явления, к числу которых относится упругая деформация волокна при волочении.

С этой целью использовали CAE систему DEFORM 3D. Конечно-элементная модель волокна состояла из 150000 элементов 30000 поверхностных многоугольников и 36000 узлов (рис. 1). Материал волокна ВК-8. Силовую схему нагружения волокна задавали с помощью приложения в поверхностных узлах элементов вектор-силы, значение которой определяли по результатам моделирования в месте контакта волокна и калиброванной стали (рис. 2).

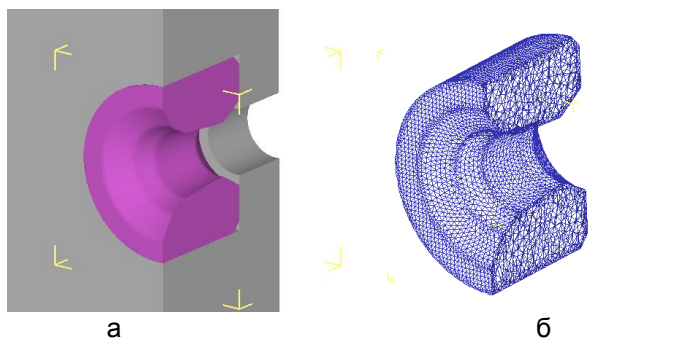


Рис. 1. Твёрдотельная модель волокна в матрице (а) и конечно-элементная модель волокна в сечении (б)

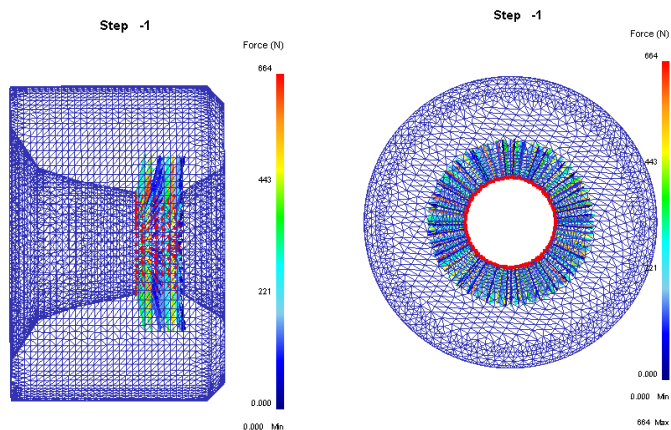


Рис. 2. Конечно-элементная модель волокна с приложенной вектор - силой от нагрузки

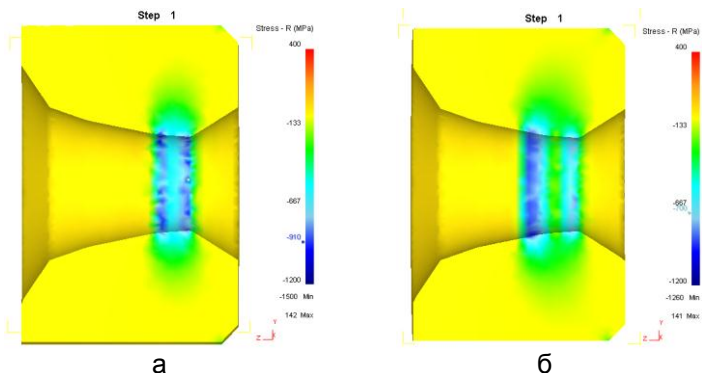


Рис. 3. Поля радиальных напряжений в волоке при значениях степени деформации 5% (а) и 15% (б)

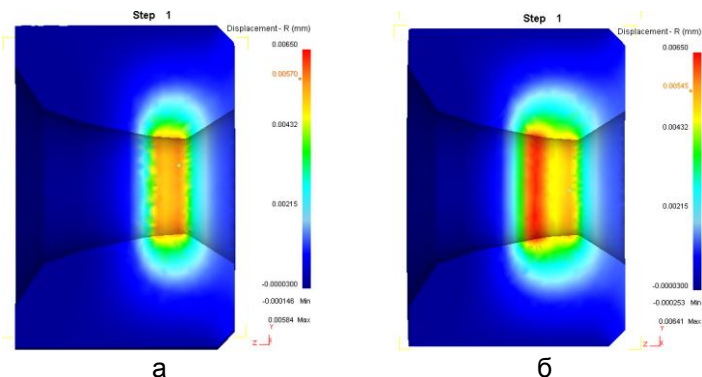


Рис. 4. Поля деформации волоки в радиальном направлении при значениях степени деформации 5% (а) и 15% (б)

В результате моделирования получили поля распределения радиальных напряжений, а также деформации волоки в радиальном направлении в широком диапазоне изменений параметров обработки. В качестве примера на рис.3 и 4 приводятся поля радиальных напряжений и деформации волоки при волочении прутка из стали марки 30 диаметром 20,0 мм со степенью деформации 5 и 15%.

Полученные результаты указывают на значительную неравномерность напряженно-деформированного состояния волоки в процессе волочения. Радиальные сжимающие напряжения в воло-

ке наиболее интенсивно проявляются в области входа металла в рабочий конус и на выходе из калибрующей зоны, причем при степени деформации 5% они наиболее интенсивны в области калибрующей зоны, а при степени деформации 15% - в области рабочего конуса волокна (см. рис. 3). Это объясняется тем, что с увеличением степени деформации растягивающие напряжения у выхода из очага деформации приобретают большие значения, а радиальные напряжения уменьшаются. При этом малые радиальные давления вызывают незначительные силы трения и малый износ волокна. С уменьшением степени деформации при волочении растягивающие напряжения уменьшаются, следовательно, большими становятся радиальные напряжения, а с ними увеличиваются силы трения и износ волоочильного инструмента.

Анализ полей распределения деформации волокна в радиальном направлении при различных значениях степени деформации показал, что при степени деформации 5% деформация волокна в радиальном направлении наиболее интенсивна в области калибрующей зоны, а при степени деформации 15% - в области входа металла в очаг деформации. Данное обстоятельство приводит к износу волок в виде глубоких колец, расположенных в начале контактной поверхности металла и инструмента, что обычно наблюдается на практике при волочении без противонапряжения.

В результате моделирования была получена зависимость упругой деформации волокна в области калибрующей зоны от среднего значения сопротивления деформации металла σ_{Scp} и относительной длины калибрующей зоны волокна l_K/d_K (см. таблицу).

Зависимость упругой деформации волокна
от сопротивления металла деформации и относительной длины
калибрующей зоны волокна

$\sigma_{Scp} \backslash \frac{l_K}{d_K}$	0,5	0,45	0,4	0,3	0,2	0,1
300	0,0013	0,0017	0,0021	0,0025	0,0028	0,0031
400	0,0019	0,0023	0,0026	0,0030	0,0033	0,0035
500	0,0025	0,0028	0,0031	0,0035	0,0037	0,0039
600	0,0029	0,0032	0,0035	0,0039	0,0041	0,0044
700	0,0032	0,0035	0,0038	0,0042	0,0044	0,0047
800	0,0035	0,0038	0,0041	0,0045	0,0047	0,0050

В ходе моделирования было установлено, что величина упругой деформации волокна в области калибрующей зоны не превышает 8% от суммарного значения упругого последействия металла в процессе волочения калиброванной стали. Полученные результаты использованы в ОАО «ММК-МЕТИЗ» при производстве высокоточной продукции.

Список литературы

1. Владимиров Ю.В. Повышение точности размеров и качества поверхности калиброванной стали. М.: ЦНИИ информации и технико-экономических исследований черной металлургии, 1972. 51 с.
2. Сафронов А.В. Освоение технологии производства калиброванного проката с отклонениями по качеству точности h9 // Сталь. 2004. № 4. С. 71-73.
3. Перлин И.Л., Ерманок М.З. Теория волочения. М.: Металлургия, 1971. 448 с.
4. Формирование точности размеров профиля при калибровании стали в монолитной волоке / Корчунов А.Г., Гун Г.С., Ульянов А.Г. и др. // Производство конкурентоспособных метизов: темат. сб. науч. тр. / под. ред. Носова А.Д. Вып.2. Магнитогорск: МГТУ, 2007. С.33-37.
5. Определение параметров волочильного инструмента с учётом деформационной специфики обработки калиброванной стали / Корчунов А.Г., Пивоварова К.Г., Ульянов А.Г. и др. // Производство конкурентоспособных метизов: сб. науч. трудов / под ред. А.Д. Носова. Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2009. Вып.3. С. 96-103.
6. Выбор диаметра калибрующей зоны волокна при калибровании стальных прутков с учётом упругого последействия / Корчунов А.Г., Дорогобид В.Г., Ульянов А.Г. и др. // Обработка сплошных и слоистых материалов: межвуз. сб. науч.тр. / под ред. Г.С. Гуна. Магнитогорск: МГТУ, 2010. С. 20-27.
7. Ульянов А.Г., Корчунов А.Г. Исследование упругого последействия в процессе волочения калиброванной стали // Производство проката. 2011. №. 10. С. 38-42.

**А.В. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.), В.А. Русанов,
И.Ю. Чекалин, В.П. Анцупов**

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»

ОБОБЩЕНИЕ МОДЕЛЕЙ КОНЦЕПТУАЛЬНОГО ПОДХОДА ДЛЯ ОЦЕНКИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ТРИБОСИСТЕМ

В настоящее время для оценки износостойкости изделий, согласно ГОСТ 30858-2003, используют ряд показателей. К ним относят текущий массовый Δm_t , объемный ΔV_t и линейный h_t износ рабочих поверхностей A_T трибоэлементов, среднюю скорость \dot{h} и интенсивность I_h их изнашивания.

Эти характеристики для «стационарных» трибосопряжений связаны между собой простыми соотношениями:

$$\dot{h} = h_t / t = \Delta V_t / (A_T \cdot t) = h_t \cdot V_{ск} / L_t = I_h \cdot V_{ск}, \quad (1)$$

где $L_t = V_{ск} \cdot t$ и $V_{ск}$ – путь трения и скорость скольжения трибоэлементов.

Основной задачей общей теории изнашивания является разработка аналитических моделей процесса повреждаемости и разрушения поверхностей трибоэлементов и вывод на базе этих моделей методик расчета показателей их износостойкости, входящих в условие (1).

Наиболее распространенные классы моделей концептуального подхода [1], которые в настоящее время составляют основной расчетный базис для оценки показателей износостойкости трибосопряжений, работающих в условиях стационарного трения и усталостного изнашивания, когда исключаются грубые формы повреждаемости (микрорезание, схватывание и др.) в соответствии с известной [2] классификацией, представлены в таблице.

В основу построения каждого класса моделей концептуального подхода положены физически понятные предположения (концептуальные идеи), которые можно математически выразить в виде одного из трех уравнений, приводя их к единой форме записи:

$$h_t = k_1 \cdot L_t; \quad (2)$$

$$h_t = k_2 \cdot p_a \cdot L_t; \quad (3)$$

$$h_t = k_3 \cdot a_{мпt} = k_3 \cdot f \cdot p_a \cdot L_t, \quad (4)$$

где h_t – текущее значение линейного износа, $L_t = V_{ск} \cdot t$ – путь трения; $V_{ск}$ – скорость скольжения; p_a – номинальное давление; f – коэффициент трения на контакте.

Коэффициенты пропорциональности (показатели изнашиваемости) в выражениях (2)–(4) имеют следующий физический смысл [3]:

k_1 – линейной интенсивности изнашивания, т.е. $k_1 = I_h$;

k_2 – фактора (коэффициента) износа, т.е. $k_2 = \Phi_I$;

k_3 – энергетической интенсивности изнашивания, т.е. $k_3 = I_\omega$.

Принимая в условии (3) $p_a \cdot L_t = f^* \cdot p_a \cdot L_t$ или $f = f^* = 1$, его можно записать в виде выражения, подобного уравнению (4):

$$h_t = k_2 \cdot a_{мпt}^* = k_2 \cdot f^* \cdot p_a \cdot L_t. \quad (5)$$

Используя данные работ [3, 4] и учитывая вышесказанное, в таблице представлены в единообразной форме практически все известные модели, построенные на основе базовых положений (2)–(5).

Наименования и обозначения показателей изнашиваемости (коэффициентов пропорциональности k_1 , k_2 и k_3) в таблице оставлены в авторском варианте, а уравнения для расчета линейного износа по условиям (2), (3) и (4) записаны с применением обозначений параметров данной работы.

Для этого использован следующий перевод ряда авторских символов в символы данной работы:

$V_V; V$ – объемный износ ΔV_t ;

$h_V; U$ – линейный износ h_t ;

L – путь трения L_t ;

\mathcal{G} – скорость скольжения $V_{ск}$;

$N; P$ – нормальная сила в сопряжения F_n ;

$F; T$ – касательная сила в контакте F_t ;

p_a – номинальное давление p_a ;

μ – коэффициент трения f ;

W_R – полная работа трения A_{mp} .

Кроме того, при формировании таблицы использованы известные соотношения для случая $A_a = A_T$:

$$\Delta V_t = h_t \cdot A_a; \quad F_n = p_a \cdot A_a; \quad F_t = \tau_a \cdot A_a = f \cdot p_a \cdot A_a;$$

$$A_{mp} = F_t \cdot L_t = f \cdot F_n \cdot L_t, \quad a_{mp} = \tau_a \cdot L_t = f \cdot p_a \cdot V_{ck} \cdot t$$

Обобщение математических моделей концептуального подхода

№	Наименование показателя	Формула показателя k_1 в обозначениях автора	Уравнение для оценки линейного износа	Автор, источник, год
Первое концептуальное предположение $h_t = k_1 \cdot L_t$				
1	Линейная интенсивность изнашивания	$I_h = \sqrt{\frac{h^*}{r} \cdot \frac{p_a}{p_r} \cdot \frac{k_0}{n_{kp}}}$	$h_t = I_h \cdot L_t$	И.В. Крагельский [3,4], 1957
2	Линейная интенсивность изнашивания	$I_h = \frac{0,48 p_a}{\sigma_s} \cdot 10^{-e\left(\frac{\sigma_p + \sigma_s}{p_c}\right)}$	$h_t = I_h \cdot L_t$	В.М. Хохлов [5], 1990
3	Линейная интенсивность изнашивания	$I_h = K_M \cdot \pi_a^x \cdot \pi_{CM}^y \cdot \pi_u^z \cdot \pi_{uw}^y$	$h_t = I_h \cdot L_t$	Ю.Н. Дроздов [6], 1980
Второе концептуальное предположение $h_t = k_2 \cdot p_a \cdot L_t = k_2 \cdot a_{mp t}^* = k_2 \cdot f^* \cdot p_a \cdot L_t$				
1	Коэффициент истирания	$v_\mu = \frac{V_V \cdot \mu}{W_R}$	$h_t = v_\mu \times p_a \cdot L_t$	С.Б. Ратнер [3], 1952
2	Коэффициент износа	$K = \frac{V_V}{N \cdot g \cdot t}$	$h_t = K \times p_a \cdot V_{ck} \cdot t$	Дж. Ланкастер [3], 1963
3	Коэффициент износа	$K = \frac{V_V}{N \cdot g \cdot t}$	$h = K \times p_a \cdot V_{ck} \cdot t$	Е. Финкин [3], 1969

Продолжение таблицы

№	Наименование показателя	Формула показателя k_1 в обозначениях автора	Уравнение для оценки линейного износа	Автор, источник, год
4	Коэффициент износа	$K = \frac{h_v}{p_a \cdot L}$	$h_t = K \cdot p_a \cdot L_t$	А Криси [3], 1973
5	Коэффициент износа	$K = \frac{h_v}{p_a \cdot \vartheta \cdot t}$	$h_t = K \times p_a \cdot V_{ck} \cdot t$	Свириденко-Семенов-Гриб [3]
6	Удельный объем износа	$W_k = \frac{V_v}{N \cdot L}$	$h_t = W_k \times p_a \cdot L_t$	Е. Робинс, ISLE (Япония) [3], 1974
7	Фактор износа	$\Phi_I = \frac{I_h}{p_a}$	$h_t = \Phi_I \times p_a \cdot L_t$	Крагельский-Комбалов [3], 1977
8	Коэффициент износа	$k = \frac{U}{p^m \cdot v^n \cdot t^a}$	$h_t = k \times p_a^m \cdot V_{ck}^n \cdot t^a$ при $m = n = a = 1$	А.С. Проников [4], 1978
<p>Третье концептуальное предположение</p> $h_t = k_3 \cdot a_{мпt} = k_3 \cdot f \cdot p_a \cdot L_t$				
1	Показатель истирания	$v^* = \frac{V_v}{W_R}$	$h_t = v^* \times f \cdot p_a \cdot L_t$	А. Фогт [3], 1928
2	Изнашиваемость	$\omega = \frac{\Delta M}{A_{mp}} = \frac{\Delta V \cdot \rho}{f \cdot P \cdot L}$	$h_t = \frac{\omega}{\rho} \times f \cdot p_a \cdot L_t$	В.Д.Кузнецов [7], 1947
3	Мнимая плотность энергии,	$e_R^* = \frac{W_R}{V_V}$	$h_t = \frac{1}{e_R^*} \times f \cdot p_a \cdot L_t$	Г. Фляйшер [3], 1968

№	Наименование показателя	Формула показателя k_1 в обозначениях автора	Уравнение для оценки линейного износа	Автор, источник, год
4	Энергетический критерий износа	$I_{\omega} = \frac{V}{F \cdot L}$	$h_t = I_{\omega} \times \times f \cdot p_a \cdot V_{cx} \cdot t$	И.В. Крагельский [8], 1962
5	Истираемость	$\gamma = \frac{V_V}{F \cdot L}$	$h_t = \gamma \times \times f \cdot p_a \cdot L_t$	Д. Мур [3], 1978
6	Энергетическая интенсивность износа	$K = \frac{h_v}{F \cdot g \cdot t}$	$h_t = K \times \times f \cdot p_a \cdot V_{cx} \cdot t$	ГОСТ 23210-80
7	Энергетическая интенсивность изнашивания	$I_{\omega} = \frac{V}{T \cdot L}$	$h_t = I_{\omega} \times \times f \cdot p_a \cdot V_{cx} \cdot t$	Крагельский – Михин [9], 1984

В таблице:

1. Параметры, входящие в уравнения для I_h И.В. Крагельского (первая строка в таблице): $\sqrt{h^*/r}$ – относительная глубина зоны деформирования единичных неровностей шероховатого слоя; p_a/p_r – относительная площадь фактического контакта. Произведение этих двух соотношений характеризует деформированный объем материала; $k_0 = k \cdot \alpha^*$ – произведение коэффициента k , обусловленного расположением неровностей по высоте ($k \approx 0,15 - 0,20$) и отношением номинальной площади контакта к площади трения, здесь $\alpha^* = 1$.

2. Параметры, входящие в уравнения для I_h В.М. Хохлова (вторая строка в таблице): $p_c = \sigma_S (p_a/\sigma_S)^{p_a/\sigma_S}$ – контурное давление – среднее напряжение в деформируемом объеме; σ_B , σ_S – предел прочности и предел текучести материала.

3. Параметры, входящие в уравнения для I_h Ю.Н. Дроздова (третья строка в таблице): K_M, x, y, z, γ – экспериментально определяемые величины; $\pi_a = p_a / HB$ – комплекс, характеризующий напряженное состояние (p_a – контактное напряжение сжатия; HB – твердость по Бринеллю); $\pi_{CM} = h_c / l$ – комплекс, характеризующий условия смазки (h_c – толщина смазочного слоя; l – характерный (приведенный) размер шероховатости); $\pi_u = \varepsilon_1 \cdot p_a / \sigma_0$ – комплекс, характеризующий усталостную прочность (ε_1 – деформация сжатия; σ_0 – предел усталости в заданных условиях трения).

Анализ приведенных в таблице данных показывает, что различия известных моделей, созданных в рамках концептуального подхода с использованием показателей изнашиваемости k_1, k_2 и k_3 , носят в большей мере терминологический, нежели смысловой характер [3]. Значения этих коэффициентов находят экспериментально, по стандартной методике [10], статистической обработкой результатов измерений износа h_i образцов и рассчитанных значений параметров трения: пути (L_t) или работы (A_{mp}^*, A_{mp}).

Очевидно, что необходимость проведения модельных или натуральных экспериментов не позволяет использовать описанные выше полуэмпирические модели изнашивания при проектировании новых узлов трения и предварительного исследовании процесса формирования их износных отказов. Однако проведенное структурно-системное обобщение позволило авторам данной статьи разработать [11] модель и предложить чисто аналитическую зависимость для прогнозирования износостойкости и надежности трибосопряжений при их проектировании на основе развития структурно-энергетической концепции процессов трения и изнашивания.

Список литературы

1. Беркович И.И., Громаковский Д.Г. Трибология. Физические основы, механика и технические приложения. Самара: СГТУ, 2000. 268 с.

2. ГОСТ 27674-88. Трение, изнашивание и смазка. Термины и определения. М.: Изд-во стандартов, 1988. 89 с.
3. Расчет трения, износа и долговечности с позиций молекулярно-механической, усталостной и энергетической теорий / Крагельский И.В., Фляйшер Г., Комбалов В.С., Тум Г. // Проблемы автоматизации машиностроения: сб. науч. тр. Москва; Будапешт, 1986. №12. С.13-24.
4. Проников А.С. Параметрическая надежность машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 560 с.
5. Хохлов В.М. Расчет площадей контакта, допускаемых напряжений, износа и износостойких деталей машин. Брянск: БГТУ, 1999. 104 с.
6. Дроздов Ю.Н. Ключевые инварианты в расчетах интенсивности изнашивания при трении // Машиноведение. 1980. №2. С.93-99.
7. Кузнецов В.Д. Физика твердого тела. Материалы по физике внешнего трения, износа и внутреннего трения твердых тел. Т.4. Томск: Полиграфиздат, 1947. 515 с.
8. Крагельский И.В. Трение и износ. М.: Машгиз, 1962. 384 с.
9. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин: справочник. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.
10. Р 50-95-88. Обеспечение износостойкости изделий: основные положения. М.: Изд-во стандартов, 1989. 24 с.
11. Анцупов А.В., Анцупов А.В.(мл.), Анцупов В.П. Методология прогнозирования надежности трибосопряжений // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2012. №2. С.3-9.

УДК 621.771.067

**С.И. Лукьянов, Н.В. Швидченко, Р.С. Пишнограев,
Д.В. Швидченко**

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»

СНИЖЕНИЕ ИНТЕНСИВНОСТИ ИЗНОСА БОЧЕК РОЛИКОВ ОТВОДЯЩЕГО РОЛЬГАНГА СРЕДСТВАМИ ЭЛЕКТРОПРИВОДА

Отводящий рольганг (ОР) непрерывного широкополосного стана горячей прокатки относится к участку смотки полос и предназначен для транспортирования горячекатаной полосы от по-

следней катающей клетки стана к моталкам и охлаждения полосы до температуры смотки.

ОР типового стана 2000 ГП ОАО «ММК» структурно разделён на девять роликовых секций, в каждой из которых установлено 58-60 приводных роликов. Электропривод каждой секции отводящего рольганга выполнен по групповой схеме силового питания всех электродвигателей от единого тиристорного преобразователя.

На рис. 1 приведена типовая циклограмма работы электропривода роликовой секции ОР.

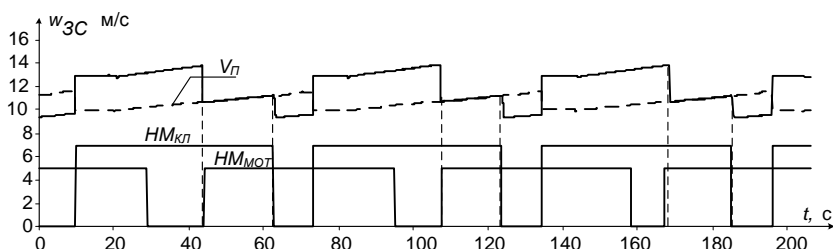


Рис. 1. Временная диаграмма изменение задания на скорость секции ОР

На циклограмме (рис. 1) отражена реализация основных технологических требований, предъявляемых к электроприводу ОР [1]:

- в режиме приема головной части полосы задается опережение скорости секции относительно скорости полосы V_{Γ} с целью создания в полосе растягивающих усилий;
- в режиме сопровождения полосы после захвата ее моталкой задание на скорость секции ОР согласуется со скоростью полосы с целью минимизации усилий на контакте роликов с полосой;
- в режиме смотки хвостовой части полосы задается отставание скорости секции относительно скорости полосы с целью создания в полосе тормозящих усилий.

Исследования, проведенные на ОР стана 2000 ГП ОАО «ММК», показали, что значительное рассогласование скоростей в режиме транспортирования головной и хвостовой части полосы является одной из причин повышенного износа бочек роликов [2]. Кроме того, не выполняется требование минимизации усилий на контакте ролики-полоса в режиме сопровождения полосы. В ре-

зультате, замене по износу ежегодно подлежат до 100 роликов ОР и затраты на их замену достигают 10 млн руб.

Одним из способов снижения интенсивности износа бочек роликов является разработка способа управления скоростным режимом отводящего рольганга, обеспечивающего:

- уменьшение рассогласования скоростей роликов и полосы, не нарушая известных технологических требований по созданию тянущих и тормозящих усилий в головной и хвостовой части полосы соответственно;

- выполнение требования по минимизации усилий на контакте ролик-полоса в режиме сопровождения полосы.

Разработка нового способа управления скоростным режимом ОР потребовала корректировки существующих технологических требований к электроприводу ОР.

С этой целью, по известным математическим выражениям для технологических условий транспортирования полосы разработана методика расчета требуемых моментов электродвигателей роликов ОР $M_{дв}$ для различных режимов работы электропривода ОР, обеспечивающих реализацию основных технологических требований:

$$M_{дв} = M_{хх} + M_{с} + M_{л} + M_{тр} + M_{дин},$$

где $M_{хх}$ – момент холостого хода, определяемый потерями в двигателе и потерями на трение в подшипниках ролика под действием веса ролика, Н·м; $M_{с}$ – момент сопротивления, обусловлен потерями на трение в подшипниках ролика под действием веса полосы, приходящейся на один ролик, Н·м; $M_{л}$ – момент сопротивления, обусловленный потерями на разгон электроприводом воды, попавшей на бочку ролика при включении ламинарного охлаждения, Н·м; $M_{тр}$ – момент транспортирования, обусловлен потерями на трение на контакте ролик-полоса под действием веса полосы, приходящейся на один ролик, Н·м; $M_{дин}$ – динамическая нагрузка электропривода ролика ОР, Н·м.

Момент сопротивления $M_{с}$ определяется по выражению

$$M_{с} = G_{м} \cdot K_{тр} \cdot R_{ц},$$

где $G_{м}$ – вес полосы, приходящейся на ролик, Н.

Для расчета составляющей $M_{л}$ получена экспериментальная зависимость $M_{л}$ от скорости образующей бочки ролика $V_{р}$ и соответствующий ей доверительный интервал (рис. 2).

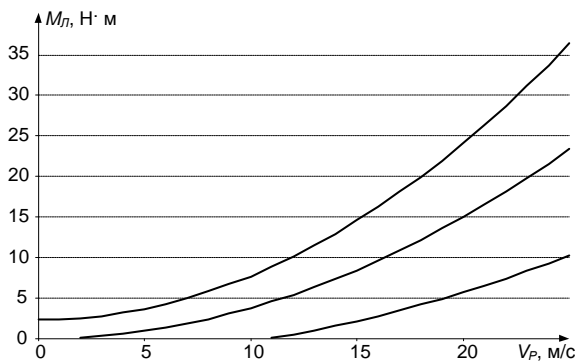


Рис. 2. Зависимость момента $M_{л}$ от V_p

Момент транспортирования $M_{ТР}$ определяется силой трения на контакте ролик-полоса и зависит от условий этого контакта. Как известно, трение на контакте ролик-полоса зависит от соотношения окружной скорости бочки ролика V_p и скорости полосы $V_{п}$.

Анализ экспериментальных зависимостей коэффициента трения между роликом и полосой μ от разности их скоростей показал, что электропривод ролика ОР работает в двух основных режимах транспортирования [3]:

- в режиме сцепления ролика с полосой при незначительном рассогласовании окружной скорости ролика и полосы (режим I, рис. 3);

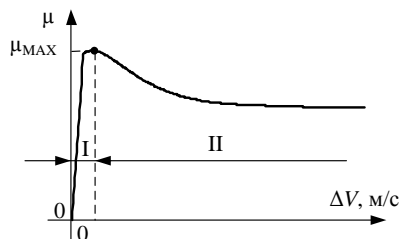


Рис. 3. Зависимость коэффициента трения ролика о металл от рассогласования окружной скорости ролика и полосы

- в режиме буксования ролика относительно полосы при значительном рассогласовании окружной скорости ролика и полосы (режим II, рис. 3).

Для транспортирования головной и хвостовой части полосы рабочим режимом электропривода является режим буксования и, соответственно, момент M_{TP} для данных режимов рассчитывается по выражению

$$M_{TP} = \pm G_M \cdot \mu_B \cdot R_P, \quad (1)$$

где $\mu_B = 0,2 \div 0,3$ – коэффициент трения скольжения ролика о металл при буксовании.

В выражении (1) знак «+» используется для случая транспортирования головной части полосы, знак «-» – для случая транспортирования хвостовой части полосы.

В режиме сопровождения полосы рабочим режимом электропривода является режим сцепления и, соответственно, момент M_{TP} для данного режима рассчитывается по выражению

$$M_{TP} = G_M \cdot \mu_{CC} \cdot R_P,$$

где $\mu_{CC} = -0,3 \div 0,3$ – коэффициент трения ролика о металл в режиме сцепления.

Для определения динамической составляющей момента $M_{ДВ}$ разработана динамическая модель [4].

С помощью разработанной методики рассчитаны доверительные интервалы требуемых моментов нагрузки электроприводов роликов ОР для случаев транспортирования различных типоразмеров полос. На рис. 4, 5 приведены распределения полезных составляющих моментов нагрузки M_{Pi} (момент электропривода $M_{ДВi}$ за вычетом $M_{ХХi}$) вдоль 1, 2 секций ОР и соответствующие доверительные интервалы для двух типоразмеров полос.

Анализ полученных результатов показал, что в доверительные интервалы, полученные по разработанной методике, попадает от 90 до 97% экспериментальных данных. Таким образом, можно считать разработанную методику расчета требуемых нагрузок адекватной экспериментальным данным.

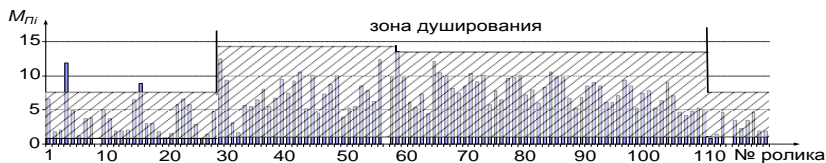


Рис. 4. Распределение полезных составляющих моментов нагрузки электроприводов роликов ОР при транспортировании головной части полосы $2,8 \times 1235,0$

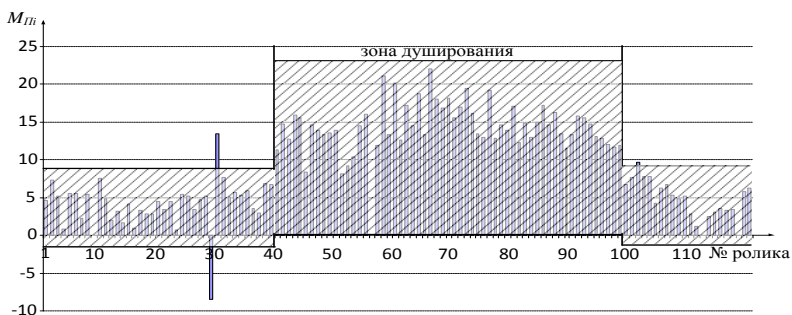


Рис. 5. Распределение полезных составляющих моментов нагрузки электроприводов роликов ОП при сопровождении полосы 2,0×1235,0

На основании полученных результатов определены оптимальные режимы работы электропривода ОП в различных режимах работы ОП (на рис. 6 приведены соответствующие механические характеристики).

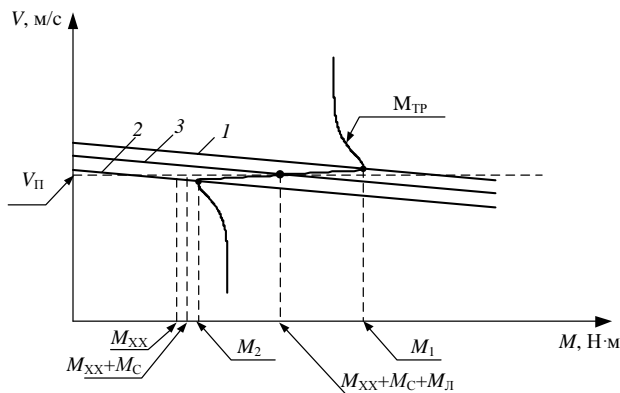


Рис.6. Механические характеристики электропривода ролика ОП:
 1 – транспортирование головной части полосы;
 2 – транспортирование хвостовой части полосы;
 3 – режим сопровождения полосы

Работа электропривода в режиме 1 (2) (см. рис. 6) обеспечивает максимальную тянущую (тормозящую) способность электропривода ролика рольганга и при этом снижается интенсивность износа бочки ролика за счет уменьшения рассогласования скоростей образующей бочки ролика и полосы.

Работа электропривода в режиме 3 (см. рис. 6) обеспечивает выполнение основного требования по минимизации усилий на контакте ролик-полоса, что также приведет к снижению интенсивности износа бочки роликов.

Список литературы

1. Опыт повышения эффективности работы отводящего рольганга НШС / Поляков Б.А., Варшавский Е.А., Каретный З.П. и др. // Сталь. 1987. №9. С.64 - 67.
2. Исследование режимов работы электропривода отводящего рольганга стана 2000 горячей прокатки / И.А. Селиванов, С.И. Лукьянов, Д.В. Швидченко и др. // Труды IV Междунар. (XV Всерос.) конференции по автоматизированному электроприводу «Автоматизированный электропривод в XXI веке: пути развития» (АЭП-2004, Магнитогорск, 14-17 сентября 2004 г.). Ч. 2. Магнитогорск, 2004. С. 121-123.
3. Крагельский И. В., Виноградова И. Э. Коэффициенты трения: справ. пособие. М.: Машгиз, 1962. 220 с.
4. Разработка математической модели электропривода отводящего рольганга широкополосного стана горячей прокатки / С.И. Лукьянов, Н.В. Швидченко и др.// Междунар. сб. науч. трудов «Математическое и программное обеспечение систем в промышленной и социальной сферах». Ч. 2. Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова, 2011. С. 71-76.

УДК 621.81

**С.И. Лукьянов, Е.С. Суспицын, М.В. Коновалов,
С.С. Красильников**

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»

СИСТЕМА КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ТЯНУЩИХ РОЛИКОВ МНЛЗ

Обеспечение требуемого качества литой заготовки и высокой производительности машины непрерывного литья заготовок

(МНЛЗ) возможно лишь при непрерывном, непосредственно во время разливки стали, контроле технического состояния механического оборудования МНЛЗ и своевременной замене вышедших из строя узлов [1].

Единственным приемлемым для технологических условий литья заготовки на МНЛЗ способом оценки технического состояния механического оборудования электроприводов тянущих роликов (ТР) является способ, основанный на анализе характеристик изменения токов (моментов) нагрузки их электродвигателей [1].

Существующие системы технического контроля механического оборудования электроприводов ТР (АСТД и СДРП), основанные на указанном способе, разрабатывались более 10 лет назад и ориентированы на выявление дефектов механического оборудования электроприводов ТР постоянного тока с групповой схемой силового питания электродвигателей.

Применение методик, используемых в системах АСТД и СДРП для диагностирования механического оборудования электроприводов ТР МНЛЗ №5 ОАО «ММК», выполненных по индивидуальной схеме силового питания их электродвигателей по системе ПЧ-АД, показало, что они не обеспечивают требуемую достоверность выявления основных дефектов механического оборудования электропривода ТР.

Поэтому появилась необходимость создания новой системы диагностирования, позволяющей осуществлять диагностирование дефектов механического оборудования электропривода ТР, выполненного как по индивидуальной схеме силового питания электродвигателей ТР, так и по групповой схеме силового питания электродвигателей.

В результате частотного и статистического анализа большого количества (более 500) временных диаграмм изменения мгновенных значений моментов нагрузки электродвигателей ТР установлены диагностические условия наблюдения дефектов механического оборудования электроприводов ТР в форме изменения мгновенных значений моментов нагрузки электродвигателей ТР (см. таблицу) [2].

Разработан обобщенный алгоритм диагностирования механического оборудования электропривода ТР (рис. 1) с учетом технологических особенностей вытягивания заготовки на слябовой МНЛЗ. В алгоритме указана последовательность выполнения функций диагностирования дефектов механического оборудования электропривода ТР и вспомогательных алгоритмов.

**Диагностические условия наблюдения дефектов
механического оборудования электроприводов ТР**

Вид дефекта	Диагностические условия
Прогиб бочки ТР	$\Delta M > 1,2 \text{ Н} \cdot \text{м}; \frac{(z_1 - 2,77)^2}{2,704 \cdot 10^{-3}} + \frac{(z_2 + 0,259)^2}{0,4 \cdot 10^{-3}} \leq 1$
Периодическая буксовка ТР по слитку	$\Delta M > 1,2 \text{ Н} \cdot \text{м}; \frac{(z_1 - 3,87)^2}{0,0121} + \frac{(z_2 + 0,153)^2}{0,1 \cdot 10^{-3}} \leq 1$
Износ уплотнительных колец навесного редуктора	$\Delta M > 1,2 \text{ Н} \cdot \text{м}; \frac{(z_1 - 3,1)^2}{2,7 \cdot 10^{-3}} + \frac{(z_2 - 0,408)^2}{0,324 \cdot 10^{-3}} \leq 1$
Случайная буксовка ТР по слитку	$\Delta M > 1,2 \text{ Н} \cdot \text{м}, G_p > 0,2$
Износ зубьев шестерней навесного редуктора	$\Delta M > 1,2 \text{ Н} \cdot \text{м}, \Delta_s > 10,34 \text{ дБ}$

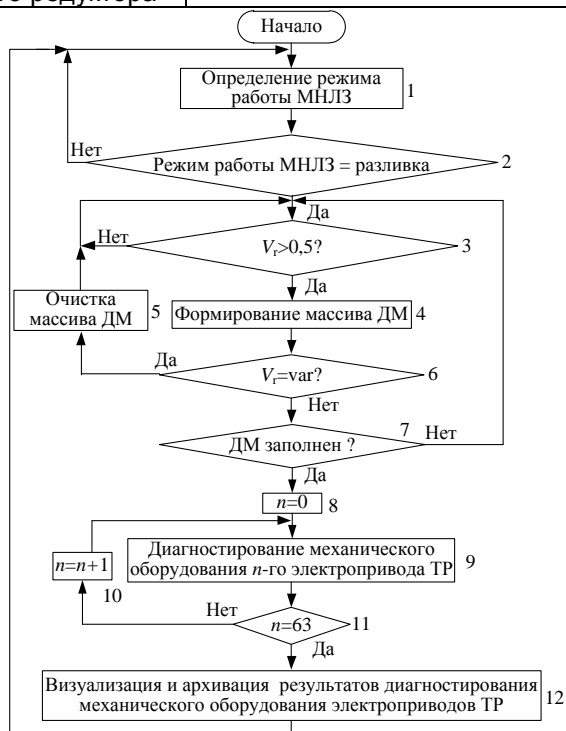


Рис. 1. Блок-схема обобщённого алгоритма диагностирования дефектов механического оборудования электроприводов ТР МНЛЗ

В блоке 1 выполняется проверка режима работы МНЛЗ. Если установлен флаг «разливка», то осуществляется переход к блоку 2, в противном случае – переход к блоку 1. В блоке 2 выполняется проверка текущего значения скорости вытягивания заготовки V_r . При значении скорости вытягивания заготовки более 0,5 м/мин осуществляется переход к блоку 4. В блоке 4 выполняется заполнение диагностического массива. При изменении скорости вытягивания заготовки формирование диагностического массива начинается заново (блок 5, 6). После заполнения диагностического массива формируется флаг «ДМ заполнен» (блок 7) и выполняется переход к блоку 8. В блоке 8 осуществляется сброс счетчика номеров электродвигателей ТР n . Далее в цикле блок 9 – блок 11 осуществляется диагностирование механического оборудования электроприводов ТР. В блоке 12 результаты диагностирования механического оборудования электроприводов ТР визуализируются на мониторе рабочей станции диагностики и архивируются на сервере диагностирования. Далее осуществляется переход к блоку 1 [2].

Для реализации алгоритма диагностирования электроприводов ТР разработана функциональная схема системы диагностирования механического оборудования электропривода ТР (рис. 2).

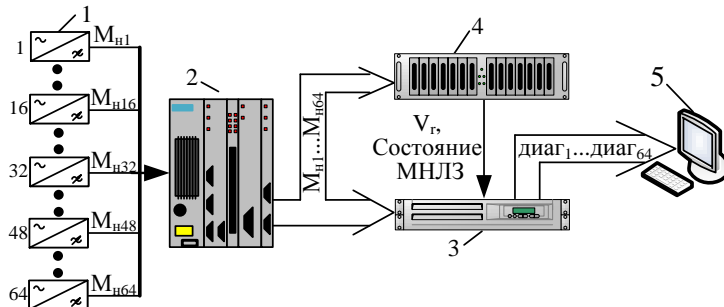


Рис. 2. Функциональная схема системы диагностирования механического оборудования электроприводов ТР:

- 1 – преобразователи частоты; 2 – контроллер управления электроприводом ТР; 3 – сервер системы диагностирования;
- 4 – сервер АСУ ТП МНЛЗ; 5 – рабочая станция мастера участка диагностики МНЛЗ

В системе диагностирования механического оборудования электропривода ТР (см. рис. 2) использовано штатное оборудование АСУ ТП МНЛЗ: контроллер управления электроприводами ТР

3, сервер АСУ ТП 4, рабочая станция мастера участка диагностики
5. Для реализации системы диагностирования дополнительно
установлен сервер системы диагностирования 3.

В результате оценки эффективности разработанной системы
диагностирования установлено, что достоверность диагностирова-
ния дефектов механического оборудования электропривода ТР
МНЛЗ №5 составляет $A = 93,9\text{--}94,8\%$.

Список литературы

1. Обобщенная методика диагностирования механического и элек-
трического оборудования металлургических агрегатов / М.В. Ко-
новалов, С.И. Лукьянов, Е.С. Суспицын и др. // Изв. вузов. Элек-
тромеханика. 2009. № 1. С. 38 – 42.
2. Система диагностирования состояния оборудования электро-
привода тянущих роликов / М.В. Коновалов, С.И. Лукьянов, Е.С.
Суспицын и др. // Изв. ТулГУ. Техн. науки. Вып. 3: в 5 ч. Тула:
Изд-во ТулГУ, 2010. Ч.3. С. 71-76.

УДК 624.01

Б.А. Шевченко, М.Б.Бородина

СТИ НИТУ МИСиС, г. Старый Оскол

КИНЕМАТИЧЕСКАЯ ПАРА НОВОГО ТИПА

На одной из научных конференций услышали такую мысль,
что обход чужих патентов – это «высший пилотаж» изобретателей
и патентоведов. Я думаю, что эта мысль была справедливой для
«нормальных» изобретателей и патентоведов, не знающих, что та-
кое Теория решения изобретательских задач (ТРИЗ) и что такое
Законы развития технических систем (ЗРТС) [1,2].

Технологию обхода патентов на изобретения можно изло-
жить примерно так:

- изучаем изобретение, которое необходимо обойти;
- делаем один или несколько шагов по ЗРТС и зарисовываем схе-
мы новых технических решений;
- анализируем новые технические решения с целью выявления
новых полезных качеств;

- проводим патентный поиск и отбраковываем известные конструкции;
- пишем новые заявки на изобретения.

Так как все ЗРТС направлены на повышение степени идеальности технической системы, то новые полезные качества, при правильном применении законов, обязательно будут.

Покажем это на примере кинематических пар (КП). КП – это подвижное соединение двух звеньев. Основные КП давно придуманы человеком, классифицированы и описаны в учебной литературе [3].

Проводя патентный поиск, неожиданно нашли описания изобретений шести новых КП.

Нас заинтересовала «Двухконтактная КП» по патенту РФ на изобретение № 2098701 [4] (рис.1).

В описании изобретения приведены две схемы КП и двухзвенная формула.

В первом пункте формулы – пальцы прямые. Стандартная двухподвижная цилиндрическая КП стала винтовой одноподвижной. Хорошо это или плохо? Мы решили, что плохо по сравнению со стандартной винтовой парой. Так как новая винтовая КП стала высшей – появился точечный контакт между элементами; резко увеличились габаритные размеры КП; резко уменьшился угол относительного движения звеньев. То есть мы имеем новое конструктивное оформление известной винтовой КП, которое нас не очень устраивает.

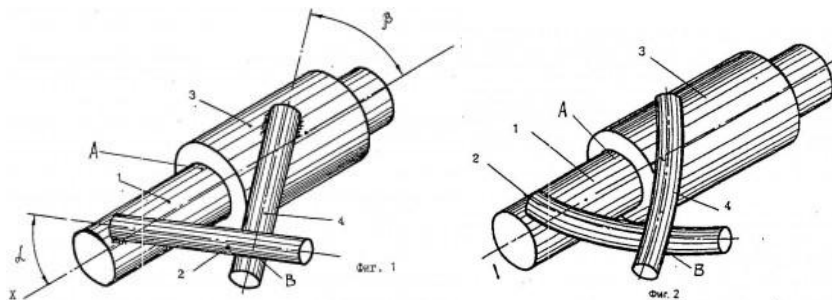


Рис.1. Двухконтактная КП по патенту РФ на изобретение № 2098701

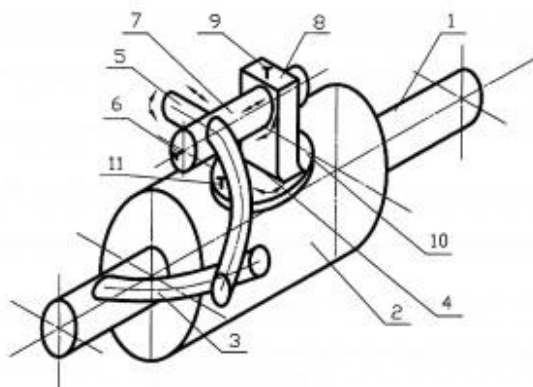
Второй пункт формулы говорит, что пальцы выполнены криволинейными. А вот это интересно. Винтовая КП в этом случае может иметь переменный шаг. А это – новое качество, которое может в ряде случаев перевешивать все другие недостатки. Вот с этой КП есть смысл нам поработать.

Напомню, что в соответствии с законодательством изобретение использовано, если использован каждый признак независимого (в нашем случае первого) пункта формулы изобретения.

Внимательно читаем формулу. И этого времени уже достаточно, чтобы обойти изобретение. По изобретению пальцы жёстко связаны с втулкой и валиком.

А из ЗРТС мы знаем, что повышение степени динамичности системы идёт по линии: жёсткое соединение должно стать подвижным – вначале подвижность дискретная, затем непрерывная; затем эта связь должна стать управляемой; затем самоуправляемой.

Конструктивных вариантов сделать связь подвижной дискретно очень много, поэтому, чтобы не писать много заявок и чтобы нас в последствии не обошли, нужно дать в формуле более общую формулировку. Проще всего это дать косвенно, через нужную функцию. Например, так: «введено устройство фиксации пальца, обеспечивающее изменение положения пальца относительно звена кинематической пары». Сколько дать степеней свободы? Да чем больше, тем и лучше. Нарисовали эскиз новой КП с 5 степенями свободы пальца относительно звена (рис.2).



Фиг. 1

Рис. 2. Новая КП с 5 степенями свободы

А в описании к изобретению указали, что число степеней свободы может быть и меньше – в зависимости от требований, предъявляемых к КП в конкретном механизме.

Этого уже вполне достаточно, чтобы обойти чужой патент. Хотя, на всякий случай, в зависимом пункте формулы стоит написать, что «устройство фиксации пальца может быть установлено на обоих звеньях КП».

Можно подавать заявку на изобретение. Но это слишком просто для тех, кто знает ТРИЗ. Что ещё можно сделать? Уже сейчас можно в широком диапазоне дискретно менять не только углы наклона пальца относительно элемента КП, но и смещать палец по его оси относительно устройства фиксации. Если этого не достаточно, то можем дискретно заменять пальцы. Что существенно увеличивает степень управляемости параметрами КП.

Что ещё можно сделать? Напрашивается следующий шаг по ЗРТС – динамизировать сам палец, например сечение пальца. Вариантов тоже бесчисленное множество. А как бы эти варианты дать в более общем виде? Как вообще можно менять сечение? По площади и по форме. Так и запишем ещё в двух пунктах формулы изобретения.

Набросаем несколько вариантов реализации этих пунктов (рис.3, а). С изменением сечения по площади всё понятно, а что даст изменение формы? А оно может дать интересный эффект. Закон изменения шага винта может иметь точки разрыва первого рода при переходе контакта с одной формы сечения пальца на другую, если это необходимо, конечно.

Что ещё можно сделать? До сих пор мы параметры пальцев меняли преимущественно дискретно. Следующий шаг по ЗРТС – начнём их изменять непрерывно. Вариантов здесь не так много. ТРИЗ подсказывает, что можно использовать «умные металлы»: биметалл и металл с памятью формы (рис.3,б). Биметалл может, в зависимости от окружающей температуры, медленно менять свою кривизну. Металл с памятью формы, при заданной температуре, довольно быстро (несколько секунд) может изменять как кривизну, так и форму, в том числе и площадь сечения. Отлично! Вводим ещё пару пунктов в формулу изобретения.

Какие в этом случае могут быть проблемы? Если КП работает в Космосе, то, в зависимости от направления на Солнце, температура КП может изменяться на несколько сотен градусов и здесь возможно «самоуправление». Что же делать, если пара работает в довольно стабильных температурных условиях? Нужно как-то управлять температурой – например, обдувать КП горячим возду-

хом. Но лучше изменять температуру внутри пальца, разместив в нём нагреватели. И здесь нужна динамизация – разделим нагреватель на секции и ещё несколько пунктов добавим в формулу изобретения.

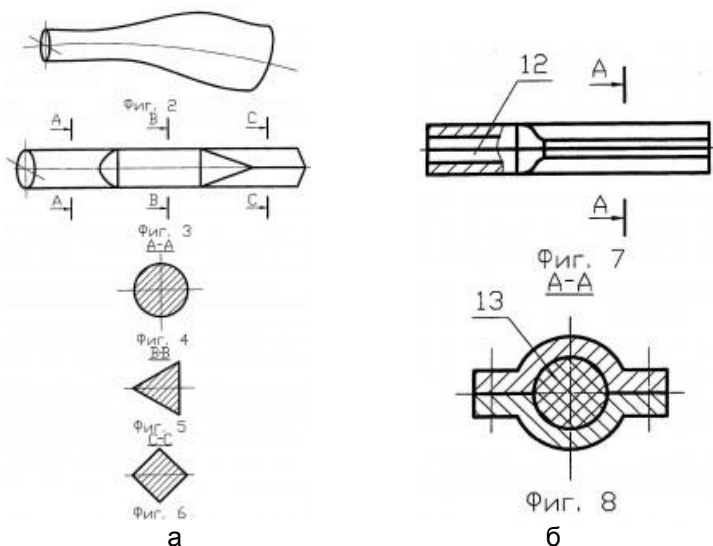


Рис. 3. Варианты динамизации пальца кинематической пары:
 а – изменение формы и площади сечения пальца; б –
 изготовление пальца из «умного металла» с нагревательным
 элементом

Теперь новая КП может изменять свои параметры в процессе работы механизма самостоятельно при воздействии температуры окружающей среды или по команде оператора, задействовав нужные нагреватели. Мы про такие КП пока не слышали. Что это значит? Хотели только обойти чужое изобретение, а попутно сделали своё и, похоже, пионерское изобретение. Формула нашего изобретения включает 9 пунктов [5], и её довольно трудно будет обойти, не зная в совершенстве ЗРТС и ТРИЗ.

В описании изобретения даём такую фразу: «Настоящее изобретение даёт начало новому классу КП с переменными или изменяющимися в процессе работы параметрами». Отмечу, что экспертиза не только оставила в окончательном описании изобретения эту фразу, но и не внесла в неё никаких поправок.

Вопрос. Стоит ли нам поработать с остальными КП (патенты РФ № 2137964; 2137965; 2215213; 2240454; 2241880)? Можно бу-

дет в результате такой работы получить ещё несколько похожих патентов. Но мы решили, что это будут уже «ремейки». Пусть этим занимаются изобретатели, не читавшие книг Альтшуллера, а также большого цикла статей на эту тему в Интернете [6].

Список литературы

1. Поиск новых идей: от озарения к технологии (Теория и практика решения изобретательских задач) / Альтшуллер Г.С., Злотин Б.Л., Зусман А.В., Филатов В.И. Кишинёв: Картя Молдовеняскэ, 1989. 381 с.
2. Альтшуллер Г.С. Найти идею. Новосибирск: Наука, 1986. 210 с.
3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1988. 640 с.
4. Пат. 2098701 РФ, МКИ F16H 25/00, F16S 5/100. Двухконтактная кинематическая пара / Дворников Л.Т., Живаго Э.Я. (РФ).
5. Пат. 2327916 РФ, МПК F16Y 25/8, F16S 5/00. Двухконтактная кинематическая пара / Шевченко Б.А, Бородина М.Б. (РФ).
6. Шевченко Б.А. Совершенствование современной техники путём непосредственного применения законов развития технических систем. (Рапсодии на тему ЗРТС.) URL: <http://shevab47.tmweb.ru/?p=367>

УДК 669.056.9:620.793.1

А.А. Веселовский

Новотроицкий филиал ФГАОУ ВПО «НИТУ «МИСиС»»

ПОВЫШЕНИЕ СРОКА СЛУЖБЫ ЧУГУННЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС КОНСТРУКТИВНЫМИ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ

Зубчатые колеса относятся к числу наиболее распространенных деталей в современных токарных и револьверных станках насчитывается 80–120 зубчатых колес, в консольно-фрезерных и зубофрезерных станках – 30–50. При этом ежегодное производство зубчатых колес превышает 10 млн шт., охватывая тысячи типоразмеров. Значительное количество колес приходится дополнительно изготавливать на заводах-потребителях при внеочередных и текущих ремонтах.

Основную массу зубчатых колес, потребляемую современным машиностроением, составляют:

- цилиндрические прямозубые колеса – 80%;
- конические колеса всех типов – 12–15%;
- цилиндрические косозубые – около 3–5%.

При этом на колеса с модулем не менее 4 мм и диаметром, не превышающим 300 мм, приходится примерно 90% от всего выпуска. Значительная часть зубчатых передач приводных механизмов выполняется переключаемыми.

Наиболее перспективным материалом для зубчатых колес является высокопрочный чугун. Зубчатые колеса из высокопрочного чугуна могут конкурировать со стальными в закрытых передачах. Однако по износостойкости чугунные колеса уступают колесам, изготовленным из легированных марок сталей.

Поэтому с целью повышения износостойкости чугунных колес было предложено термодиффузионное упрочнение рабочих поверхностей зубьев ванадием, хромом и марганцем. Термодиффузионное покрытие наносилось из порошковой среды, содержащей диффундирующий элемент в ферросплавах, контактным способом. Толщина покрытия составляла 30–80 мкм.

Для проведения испытаний износостойкости покрытий были изготовлены из высокопрочного чугуна ВЧ 60 шестерня и зубчатое колесо, входящие в комплект задней передачи легкового автомобиля ВАЗ 2107. После нанесения покрытий и закалки с повторного нагрева в расплаве солей NaCl +KCl чугунные зубчатые колеса закалялись в масле ($T=900-950^{\circ}\text{C}$) и подвергались низкотемпературному отпуску.

Испытания проводились на установке, представленной на рис. 1.

В качестве тягового устройства использовался асинхронный электродвигатель с частотой вращения 3000 об/мин, закрепленный на станине токарного станка, причем кинематика последнего обеспечивает нагружающий момент сопротивления (станок выключен).

Через нормированное количество времени коробка разбиралась, колеса промывались. Для определения износа колесная пара взвешивалась до и после испытаний.

По данным эксперимента построены графические зависимости потери массы шестерни и зубчатого колеса с различного рода покрытиями от числа циклов вращения выходного вала коробки передач (рис.2).

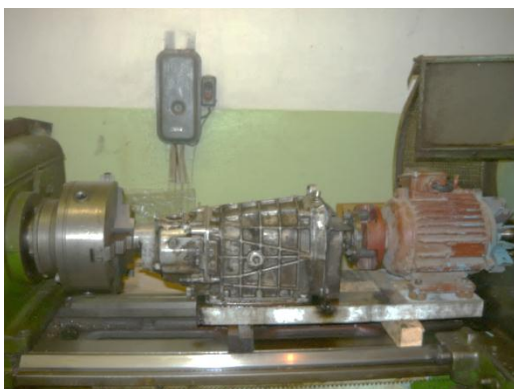
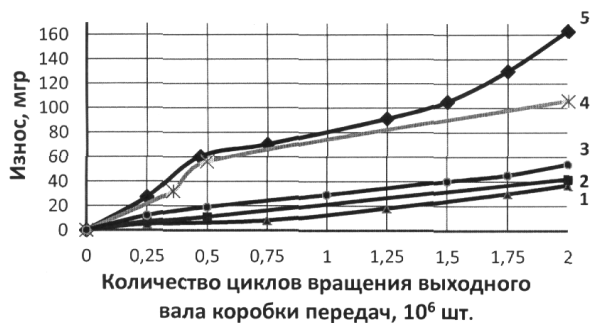
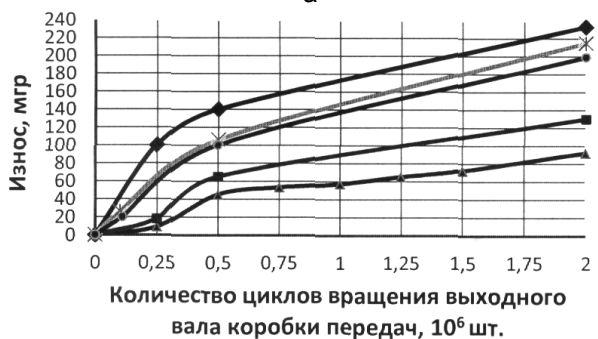


Рис. 1. Установка для испытания чугуных шестерен на износ



а



б

Рис. 2. Массовый износ зубьев шестерни (а) и зубчатого колеса (б) с:
 1 – ванадиевым; 2 – хромовым; 3 – марганцевым покрытиями;
 4 – закаленный ВЧ 60 без покрытия; 5 – стальные колеса (20ХГН)
 с цементованным слоем

С целью снижения коэффициента трения в зацеплении на стадии приработки и в аварийных режимах работы зацеплений для чугунных зубчатых колес с покрытием на рабочие поверхности зубьев колеса и шестерни были нанесены канавки (рис. 3) шириной, равной $0,8b_w$ (ширины зубьев). Шаг между канавками t (рис. 3,б) равен 1–2 мм, угол α принимали 10–15°. Глубина канавок соответствовала толщине диффузионного слоя (30–80 мкм).

В последующем созданные канавки заполнялись антифрикционным материалом – бронзой ОЦС 555 либо механическим способом (щеткой или трением в паре с бронзовым колесом), либо любым из тепловых методов (газопламенным, плазменным и т.п.).

Испытания таких чугунных колес с предварительно нанесенным термодиффузионным слоем и канавками с антифрикционной бронзой показали увеличение износостойкости на 15–25% по сравнению с чугунными колесами, содержащими термодиффузионное противоизносное покрытие, износ которых представлен на рис. 2.

Такое снижение износа, скорее всего, связано с уменьшением влияния микрогеометрии в начальный период работы и снижением трения в зацеплении.

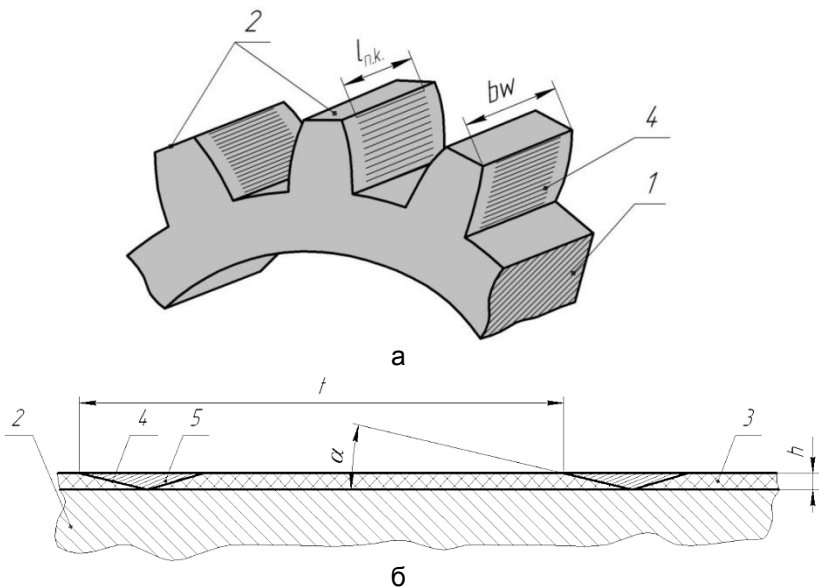


Рис. 3. Внешний вид зубьев (а) и схема канавок (б)

УДК 621.7.011

Д.Н. Парышев

ЗАО «Курганстальмост»

В.Я. Герасимов

ФГБОУ ВПО «Курганский государственный университет»

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ФИЗИЧЕСКИХ И МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ УГЛЕРОДИСТЫХ СТАЛЕЙ

В технологической практике принято оценивать пригодность металла к деформационной обработке по его механическим свойствам, например по величине предела текучести [1,2].

В работе [3] показано, что среди углеродистых сталей имеется экстремальный диапазон содержания углерода порядка 0,35–0,45, что подтверждается графической зависимостью долговечности стальных образцов (рис.1) [4].

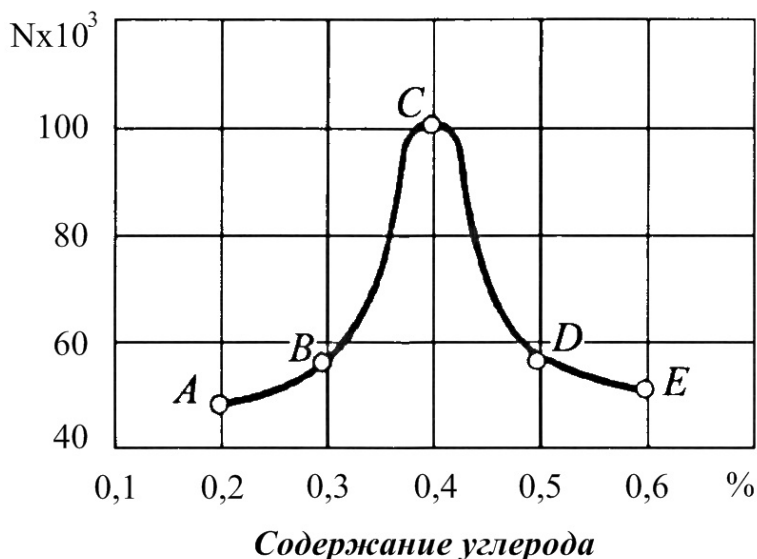


Рис. 1. Изменение долговечности резьбовых соединений в зависимости от содержания углерода в стали

Из рис.1 следует, что долговечность резьбовых соединений зависит от марки стали и оптимальным содержанием углерода яв-

ляется 0,4%. Поэтому можно рекомендовать углеродистые стали: 35 (0,32–0,39% C); 45 (0,42–0,49% C) и 40X (0,36–,43% C).

В настоящей работе показано изменение осевого напряжения σ_0 (прямая 1), предела текучести σ_T (прямая 2) и плотности d (прямая 3) в зависимости от содержания углерода в стали (рис.2). При этом на пересечении прямых 1, 2 и 3 можно определить предельное содержание углерода порядка 0,35%.

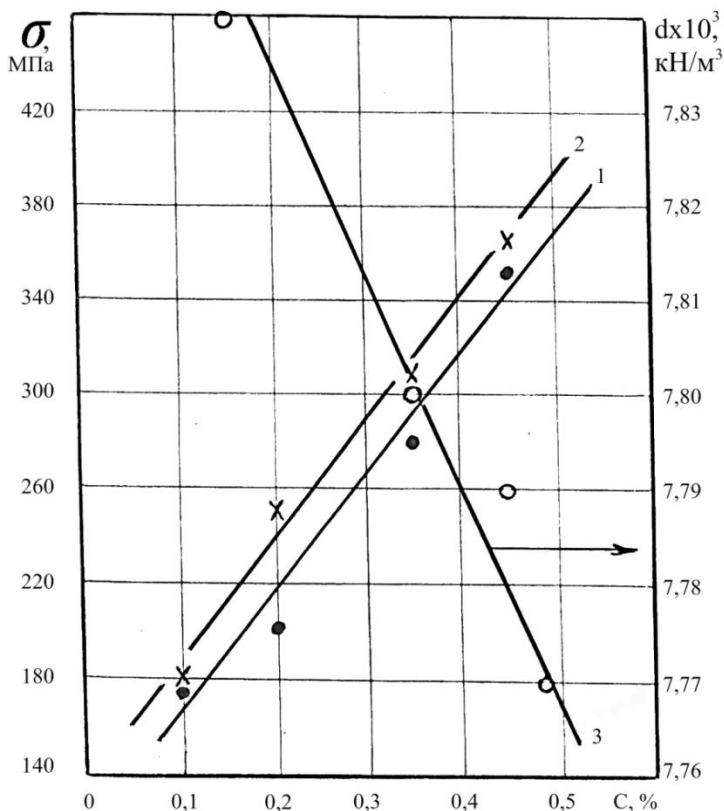


Рис. 2. Изменение осевого напряжения (1), предела текучести (2) и плотности (3) металла в зависимости от содержания углерода в стали

Величину σ_0 определяли по кривым упрочнения для углеродистых сталей типовых марок: $\sigma_0 = P_0 / F_0$ (P_0 – начальное усилие при осадке образцов; F_0 – площадь образца).

Обобщенные данные можно получить по изменению физических свойств стали – теплопроводности λ (Вт/м·К) и температуропроводности $a \times 10^6$ (м²/с) [5], которые соответствуют зависимостям 2 и 3 на рис.3. Для сравнения показано изменение осевого напряжения σ_0 – прямая 1.

На пересечении зависимостей 2 и 3 с линией 1 можно определить диапазон экстремального содержания углерода в стали порядка 0,37–0,40%.

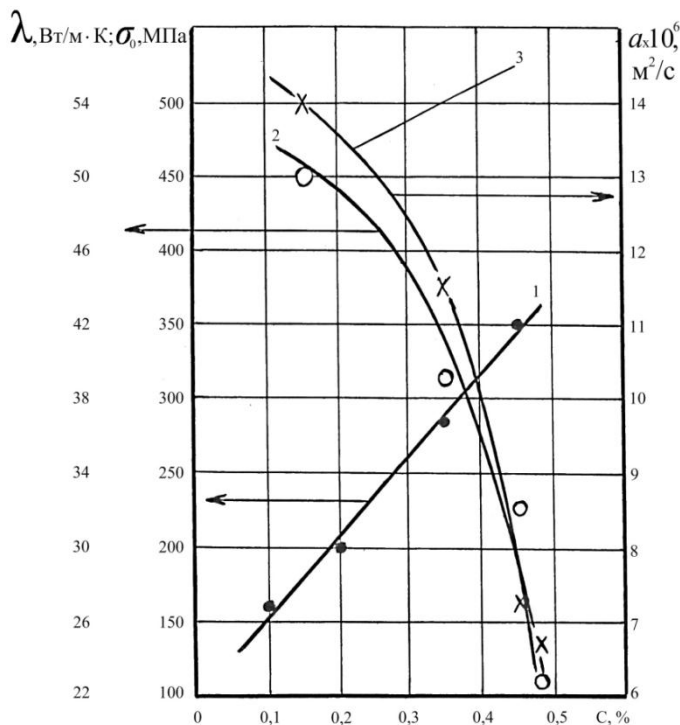


Рис. 3. Изменение теплопроводности (2) и температуропроводности (3) в зависимости от содержания углерода в стали

В целом получено хорошее совпадение результатов при сравнительной оценке физических и механических свойств углеродистых сталей, что можно использовать в технологической практике при холодной деформационной обработке металла.

Список литературы

1. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. Т.1. М.: Машиностроение, 1978. 728 с.
2. Механические свойства сталей и сплавов при пластическом деформировании: справочник / А.В. Третьяков, Г.К. Трофимов, М.К. Гурьянова. М.: Машиностроение, 1971. 64 с.
3. Герасимова О.В. Изменение свойств углеродистых сталей при изготовлении стержневых крепежных изделий // Современные методы конструирования и технологии металлургического машиностроения: междунар. сб.науч.тр. Магнитогорск: МГТУ, 2006. С.63-66 .
4. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые соединения. М.: Машиностроение, 1973. 256 с.
5. Вавилов В.П. Тепловые методы неразрушающего контроля: справочник. М.: Машиностроение, 1991. 240 с.

УДК 621.771.22.08

**С.С. Пилипенко, А.П. Потапенков, Ю.Г. Серебренников,
Д.С. Марков, Д.О. Ермакеев, О.М. Андреева**

ФГБОУ ВПО «Норильский индустриальный институт»

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПРЕДЕЛЬНЫХ УГЛОВ ЗАХВАТА ПРИ ПРОКАТКЕ КЛИНОВИДНЫХ ЗАГОТОВОК

Совершенствование обжимно-заготовочного производства увязывается, в частности, с унификацией оборудования, повышением единичной мощности, увеличением диаметра валков, мощности приводных двигателей, массы слитков [1,2]. Наряду с указанными, перспективным направлением в повышении производительности реверсивных станов является исследование и освоение прокатки с непрерывно возрастающими обжатиями (проката «на клин») [3]. Важным достоинством этой технологии является также то, что она обеспечивает более благоприятное напряженное состояние металла в зоне деформации, ведущее к повышению качества продукта, устранению несплошностей в слитке и предупреждению таких дефектов, как раскрытие или осевой разрыв.

Технология прокатки «на клин» основывается на том, что угол приложения равнодействующей при установившемся процес-

се прокатки ориентировочно в два раза меньше угла захвата [4]. Обеспечивается этот способ сближением валков в процессе прокатки после ее полного захвата. В результате получается клиновидная полоса, которая при обратном проходе выравнивается.

Исследования проводили на лабораторном прокатном стане «дуо-120» с гидравлическим установочным устройством. Данная установка является моделью блюминга 1300 и включает в себя бесстанинную рабочую клеть с диаметром валков 120 мм, привод валков, гидропривод и следящую систему управления с установочным устройством верхнего валка, пульт управления. Схема установочного устройства представлена на рис. 1.

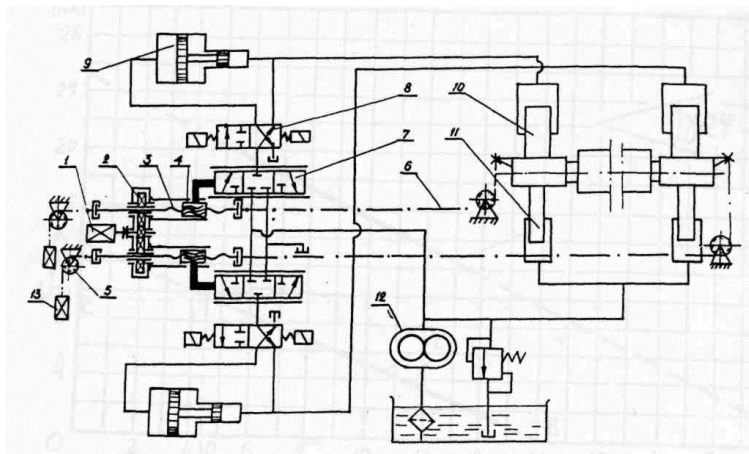


Рис. 1. Гидравлическая схема управления установочным устройством лабораторного стана:

- 1 – двигатель управления; 2 – редуктор привода управления;
- 3,4 – винтовая передача привода управления;
- 5,6 – гибкая (тросовая) обратная связь; 7 – следящий золотник; 8 – переключающий золотник; 9 – мультипликатор;
- 10 – нажимной цилиндр; 11 – возвратный цилиндр; 12 – насосная станция; 13 – груз натяжения тросов обратной связи

Основным условием, ограничивающим величину обжатия, является угол захвата.

В данный комплекс вошли исследования:

- предельного угла захвата при прокатке «на клин»;
- предельного угла захвата при выравнивании клиновидности;

- предельного угла захвата при установившемся процессе прокатки.

Предельные углы захвата определяли пересчетом экспериментально полученных предельных обжатий. Для получения предельного обжатия прямой заготовки её прижимали к вращающимся валкам, раствор которых непрерывно увеличивался. При прокатке «на клин» и выравнивании клиновидности предельные обжатия определяли для момента «буксования» валков.

При исследовании прокатывали свинцовые образцы сечением 40x40 мм. Угол клиновидности (φ) и величину обжатия определяли измерением после прокатки. Прокатку заготовок проводили на валках с гладкой поверхностью ($R_a = 0,9 - 1,0$ мкм) и в валках с насечкой ($R_a = 5,0 - 6,0$ мкм).

Результаты экспериментов приведены в таблице.

Величины предельных обжатий и предельных углов захвата

Режим прокатки	Состояние поверхности валков R_a	Величина предельного обжатия, мм	Величина предельного угла захвата, рад/град	Примечание
Прокатка с постоянным обжатием (естественный захват)	гладкие $R_a = 0,9 - 1,0$	4,7	0,28/16	$\varphi = 0$
	с насечкой $R_a = 5,0 - 6,0$	11,8	0,44/25,5	
Прокатка «на клин»	гладкие $R_a = 0,9 - 1,0$	23	0,62/36	$\varphi = 4^\circ 30$
	с насечкой $R_a = 5,0 - 6,0$	32	0,73/42	
Выравнивание клиновидности	гладкие $R_a = 0,9 - 1,0$	9	0,387/22,2	$\varphi = 4^\circ 30$
	с насечкой $R_a = 5,0 - 6,0$	21	0,59/34	

Как видно из таблицы, наибольшие обжатия, при равных прочих условиях, могут быть достигнуты при прокатке «на клин». Было также установлено, что увеличение угла клиновидности для этого режима увеличивает значение предельного обжатия, а для режима выравнивания клиновидности, наоборот, рост угла клино-

видности приводит к уменьшению величины предельного обжатия. Учитывая это, из двух взаимосвязанных режимов определяющим в установлении предельного угла клиновидности является режим обратной прокатки, и этот режим был исследован более широко.

На основании серии экспериментов были построены графики зависимостей величины предельного обжатия от угла клиновидности при обратной прокатке (рис. 2).

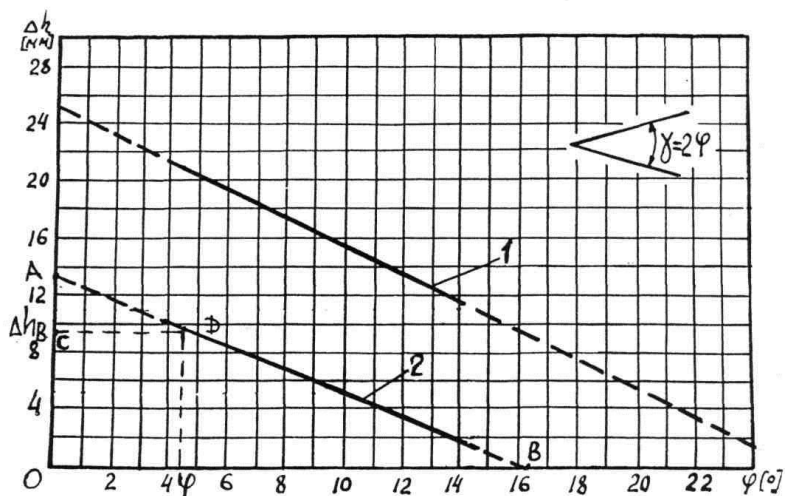


Рис. 2. Графики зависимостей величины предельного обжатия от угла клиновидности заготовки при обратной прокатке:
1 – валки с насечкой; 2 – гладкие валки

Построение указанных графиков в зоне имеющихся результатов (сплошные линии на графике) показали линейность зависимостей $\Delta h_B = f(\varphi)$, что позволило продлить эти линии (пунктирные линии на графике) и уточнить два важных для технологии прокатки момента:

- точки пересечения линий графика с осью абсцисс (ось φ) дают значения предельного угла захвата. Это подтверждается данными таблицы;
- точки пересечения линий графика с осью ординат (ось Δh) дают значения предельной величины обжатия, а значит, и величины

предельного угла захвата при установившемся процессе прокатки ровной полосы (угол клиновидности $\varphi = 0$).

Анализируя графики на рис. 2, найдем зависимость предельной величины обжатия от угла клиновидности (φ) заготовки для процесса выравнивания клиновидности.

Из подобия треугольников OAB и ADC , построенных на линии 2 графика, следует:

$$\Delta h_B = \Delta h_{ПП} \frac{\alpha_3 - \phi}{\alpha_3}, \quad (1)$$

где $\Delta h_{ПП}$ – предельная величина обжатия при установившемся процессе прокатки заготовки постоянного сечения;

Δh_B – предельная величина обжатия при выравнивании заготовки, имеющей угол клиновидности φ ;

α_3 – предельный угол захвата;

φ – угол клиновидности заготовки (см. рис. 2).

Величины обжатия выразим через соответствующие величины предельных углов захвата и радиус вала (R):

$$\Delta h_B = R\alpha_B^2; \quad \Delta h_{ПП} = R\alpha_{ПП}^2, \quad (2)$$

где α_B – предельный угол захвата при выравнивании заготовки с углом клиновидности φ ;

$\alpha_{ПП}$ – предельный угол захвата при установившемся процессе прокатки заготовки с постоянным обжатием.

Преобразуя зависимость (1) в соответствии с зависимостью (2), получим:

$$\Delta h_B = RK^2 \alpha_3 (\alpha_3 - \phi), \quad (3)$$

где $K = \alpha_{ПП} / \alpha_3$ – соотношение предельных углов захвата.

По данным экспериментов (см. таблицу и рис. 2) рассчитали величину K для лабораторного станка с диаметром валков 120 мм:

$K \approx 1,68$ – гладкие валки;

$K \approx 1,48$ – валки с насечкой.

Таким образом, величина $K < 2$ уменьшается с увеличением коэффициента трения металла по поверхности валков.

При подстановке цифровых данных в уравнение (3) получим зависимость для расчета предельной величины обжатия при выравнивании клиновидности в конкретных условиях работы стана. Для исследуемого лабораторного стана.

- $\Delta h_B = (13,4 - 47,85\varphi)$ – гладкие валки;
- $\Delta h_B = (25,2 - 57,3\varphi)$ – валки с насечкой.

Предельное увеличение обжатий при выравнивании клиновидности соответствует предельному увеличению обжатий при установившемся процессе прямой прокатки ($\varphi = 0$) и составит величину

$$n = \Delta h_{\text{ПР}} / \Delta h_3.$$

Для лабораторного стана:

- $n = 2,85$ – гладкие валки;
- $n = 2,13$ – валки с насечкой.

Приведенный анализ экспериментальных данных позволяет рекомендовать следующую методику экспериментального определения величин α_3 , $\alpha_{\text{ПР}}$ и K , необходимых для расчета предельной величины обжатия при выравнивании клиновидности (Δh_B , зав. 3):

- производим прокатку клиновидных образцов двух размеров с углами клиновидности φ_1 и φ_2 (желательно с большей разностью $\varphi_1 - \varphi_2$) с получением предельного обжатия (до буксования валков);
- измерением образцов устанавливаем величины предельных обжатий Δh_{B1} и Δh_{B2} ;
- по двум точкам ($\Delta h_{B1}, \varphi_1$ и $\Delta h_{B2}, \varphi_2$) в координатах Δh , φ строим прямую и по точкам пересечения этой прямой с координатными осями устанавливаем величины $\alpha_3 = \varphi$ (по оси φ) и

$$\Delta h_{\text{ПР}} = R\alpha_{\text{ПР}}^2 \text{ (по оси } \Delta h \text{)}.$$

Как показал анализ экспериментальных данных, увеличение обжатий при выравнивании клиновидности достигается уменьшением угла клиновидности заготовки. Более того, как видно из графиков на рис. 2, при больших углах клиновидности достигаемая

величина обжатия может быть меньше обжатия, обеспечиваемого захватом заготовки равномерного сечения. Для наших условий эксперимента при прокатке в гладких валках увеличение обжатий по сравнению с прокаткой с постоянным обжатием ($\Delta h_3 = 4,7$ мм) мы можем получить только при $\varphi < 10^\circ$. Аналогично при прокатке в валках с насечкой ($\Delta h_3 = 11,8$ мм) увеличение обжатий может иметь место только $\varphi < 14^\circ$.

При заданной величине предельного обжатия Δh_K получаемый угол клиновидности будет минимальным (что необходимо для последующего выравнивания клиновидности), если он будет иметь постоянное значение по всей длине полосы. Этим условиям соответствует зависимость получаемого угла клиновидности полосы от её размеров и величин обжатий:

$$\varphi \approx \operatorname{tg} \varphi = \frac{(\Delta h_K - \Delta h_3)(2h - \Delta h_3 - \Delta h_K)}{4Lh}, \quad (4)$$

где Δh_K – расчетная максимальная величина обжатия при прокатке «на клин»;

Δh_3 – реализуемая предельная величина обжатия по условиям естественного захвата;

h – исходная высота полосы;

L – расчетная длина полосы.

При этом расчетная величина Δh_K должна быть равна Δh_B , поскольку при равенстве углов клиновидности, что имеет место для двух сочетаемых проходов, Δh_K больше Δh_B . Если каждый из сочетаемых проходов будем начинать с обжатия Δh_3 , то суммарное обжатие за два сочетаемых прохода составит величину

$$\sum \Delta h = \Delta h_B + \Delta h_3, \quad (5)$$

где $\sum \Delta h$ – суммарное обжатие за два сочетаемых прохода.

При обычной технологии реверсивной прокатки

$$\sum \Delta h = 2\Delta h_3. \quad (6)$$

Величина Δh_B (Δh_K) для каждого двух сочетаемых проходов определяется из уравнения на основе зависимостей (1) и (2). По-

лученная зависимость после некоторых преобразований с учетом того, что $\Delta h_{IP} = R\alpha^2_{IP}$ и $\Delta h_3 = R\alpha^2_3$, имеет вид

$$\Delta h_B = h \left(1 + \frac{2L\alpha_3}{R\alpha^2_{IP}} \right) - \sqrt{h^2 \left(1 + \frac{2L\alpha_3}{R\alpha^2_{IP}} \right)^2 - \alpha_3 (4Lh + 2hR\alpha_3 - R^2\alpha_3^3)}. \quad (7)$$

Во избежание выталкивания полосы из валков вертикальное перемещение валка должно начинаться после полного захвата полосы.

С учетом этого расчетную длину полосы L можно определять как

$$L = l - R \sin \alpha_3, \quad (8)$$

где l – исходная длина полосы.

Очевидно, что для получения расчетного угла клиновидности, имеющего постоянное значение по всей длине клиновидной полосы, скорость перемещения валка по вертикали при сближении валков должна согласовываться с окружной скоростью валков (скорость прокатки) зависимостью:

$$V_B = 2V_0 \operatorname{tg} \varphi, \quad (9)$$

где V_B – скорость перемещения валка по вертикали;

V_0 – окружная скорость валков.

Или с учетом зависимости (4) по формуле

$$V_B = \frac{V_0}{2Lh} (\Delta h_B - \Delta h_3) (2h - \Delta h_3 - \Delta h_B). \quad (10)$$

Включение в режим прокатки проходов с перемещением одного из валков по вертикали позволяет получить клиновидную полосу непосредственно в период прохода, без использования дополнительного оборудования. Смещение момента начала перемещения валка по вертикали до момента полного захвата полосы исключит возможное в таких случаях выталкивание полосы из валков при захвате. Использование расчетной зависимости (10) позволяет получить оптимальный угол клиновидности, что при последующем выравнивании обеспечивает максимально возможное об-

жатие (Δh_B). Это в совокупности с максимально возможным обжатием при захвате полосы обеспечивает максимально возможное обжатие за два сочетаемых прохода (зав. 5).

Выводы:

1. Использование предлагаемой технологии прокатки на обжимных и толстолистовых реверсивных станах позволит значительно увеличить разовые обжатия за два смежных прохода в 1,6 и более раз, тем самым уменьшить число проходов для получения заданного суммарного обжатия и, в итоге, значительно увеличить производительность обжимного стана.
2. Методика расчета толщины полосы при прокатке с изменяющимся по длине обжатием может быть использована для расчета энергосиловых параметров при конструировании обжимных и реверсивных станов.

Список литературы

1. Состояние и перспективы развития обжимно-заготовочного производства / В.А. Токарев, В.Д. Чехранов, В.Ф. Степанов // Черная металлургия. 1987. №5. С. 12-22.
2. Машины и агрегаты металлургических заводов: в 3 т. Т.3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката / Целиков А.И., Полухин П.И., Гребеник В.М. и др. М.: Металлургия, 1988.
3. Высокие обжатия, достигаемые с помощью «беззахватной» прокатки и некоторые наблюдения за формой сляба / Stahlberg Ulf, Goransson Ahders, I Mich Work Technol. 1986. 12. №3. P. 372-384.
4. Потапенков А.П., Чернобай В.М., Пилипенко С.С. Оценка технологических возможностей режима «беззахватной» прокатки // Изв. вузов. Черная металлургия. 2004. №4. С.23-26.

**МЕХАНИКА САМОРЕГУЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА
НЕПРЕРЫВНОЙ ПРОКАТКИ В БЛОКАХ КЛЕТЕЙ
С ГРУППОВЫМ ПРИВОДОМ**

Развитие проволочных станов шло по пути от создания линейных станов к полунепрерывным и непрерывным. Скорость конца прокатки и соответственно производительность непрерывно увеличивались. Применение блоков клетей с групповым приводом позволило достигнуть скорости конца прокатки при производстве катанки из обычных сталей до 100 м/с. Общий привод клетей блоков исключает возможность управления процессом путем изменения частот вращения валков отдельных клетей, поэтому прокатка производится с межклетевыми усилиями в прокатываемой полосе. Первоначальное неравенство секундных объемов металла в процессе непрерывной прокатки приводит к возникновению продольных усилий в полосе, действующих на секундные объемы металла, проходящие через каждую клеть таким образом, что устанавливается новое равенство секундных объемов, при котором выполняется условие сплошности и неразрывности потока металла при непрерывной прокатке. В связи с этим, происходит саморегулирование процесса прокатки без воздействия систем автоматического регулирования и без вмешательства оператора. При этом межклетевые усилия в полосе не только изменяют условия деформации в клетях, но и выполняют передачу энергии от клетки к клетям [1].

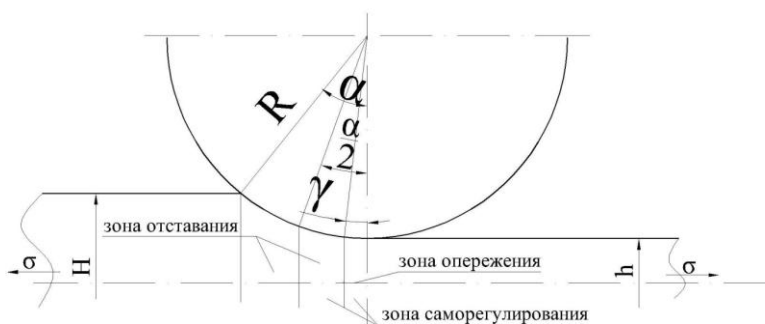
Таким образом, сущность процесса саморегулирования сводится к поддержанию равенства секундных объемов металла, проходящего через все клетки стана.

Основным фактором саморегулирования скоростного режима при прокатке с натяжением можно считать опережение полосы, которое зависит от критического угла γ . Саморегулирование процесса непрерывной прокатки является условием стабильной работы блоков с групповым приводом.

Рассмотрим две первые клетки чистового блока с общим приводом. Уменьшение диаметра подката приводит к росту натяжения на участке между первой клетью и следующей. Появившееся натяжение, в свою очередь, оказывает влияние на скоростной ре-

жим прокатки в обеих рассматриваемых клетях. Под действием натяжения опережение в первой клетке увеличивается, а в последующей – уменьшается. В результате этого происходит выравнивание секундных объемов, проходящих через обе клетки, и обеспечивается устойчивый процесс прокатки при новых скоростных условиях и новой (большей) величине натяжения.

Предельными условиями при прокатке с натяжением будут: прокатка в условиях буксования под действием заднего натяжения ($\gamma=0$), когда момент и мощность на бочке валков достигают наибольших значений; прокатка-волочение под действием переднего натяжения ($\gamma=\alpha/2$), когда момент прокатки и мощность становятся равными 0; разрыв полосы $\frac{\sigma_i}{\sigma_s} \geq 1$ (см. рисунок). Процесс прокатки в чистовых блоках с подпором полосы является нестабильным, т.к. даже при малых возмущениях может возникнуть петля и произойдет аварийная остановка стана, поэтому здесь рассматриваться не будет.



Очаг деформации

При прокатке в калибрах чистовых блоков опережение с учётом массовых сил и натяжения может быть рассчитано по формуле [2]

$$S = C_s \left\{ \lambda^{\frac{\delta-1}{2\delta}} \exp \left[\frac{\psi_1 - \psi_0}{2\delta} - \frac{0,5\rho V^2}{4\delta K} \left(1 - \frac{1}{\lambda^2} \right) \right] - 1 \right\}. \quad (1)$$

Здесь C_s – коэффициент, учитывающий влияние исходной ширины на опережение. При прокатке в овальных калибрах его значение лежит в пределах 0,35–0,4, а в круглых калибрах – в пределах 0,2–0,28.

$2K = \beta \sigma_t = \sigma_s$ – сопротивление деформации; λ – вытяжка в клетях; ρ – плотность металла; $\psi_0 = \frac{\sigma_0}{2K}$ и $\psi_1 = \frac{\sigma_1}{2K}$.

На основании выражения (1) и формулы Головина-Дрездена (упрощённая формула Финка) $S = \frac{R}{h_1} \gamma^2$ можно записать

$$\gamma = \sqrt{\frac{h_1}{R} C_s \left\{ \lambda^{\frac{\delta-1}{2\delta}} \exp \left[\frac{\psi_1 - \psi_0}{2\delta} - \frac{0,5\rho V^2}{4\delta K} \left(1 - \frac{1}{\lambda^2} \right) \right] - 1 \right\}}, \quad (2)$$

где R – радиус бочки валка.

При $\gamma = 0$ из выражения (2) имеем

$$\sigma_0 = 4K\delta - 4K\delta\lambda^{\frac{1-\delta}{2\delta}} + 0,5\rho V^2 \left(1 - \frac{1}{\lambda^2} \right). \quad (3)$$

При $\gamma = \alpha/2$ переднее удельное натяжение проволакивания находим из выражения (2)

$$\sigma_1 = \frac{K\delta}{\lambda^{\frac{\delta-1}{2\delta}}} \left[\frac{\Delta h}{h_1 C_s} + 4 - 4\lambda^{\frac{\delta-1}{2\delta}} + \frac{0,5\rho V^2 \left(1 - \frac{1}{\lambda^2} \right) \lambda^{\frac{\delta-1}{2\delta}}}{K\delta} \right]. \quad (4)$$

Расчёты, выполненные по формулам (3) и (4) для непрерывного проволочного стана 170 ОАО «ММК», показали, что удельное переднее натяжение волочения превышает предел текучести металла в межклетевых промежутках для рядовых марок стали, следовательно, нейтральный угол принимает значения меньше $\alpha/2$ и процесс волочения происходить не будет. Максимальным передним удельным натяжением, при котором возможен процесс саморегулирования, будет предел текучести стали при данных условиях: $\sigma_1 < \sigma_s$. Значение заднего натяжения, при котором происходит буксование полосы для разных клетей, изменяется в пределах (0,65–1,55) σ_s , следовательно, процесс саморегулирования закончится при уменьшении нейтрального угла (и опережения) до 0, либо при разрыве полосы.

Представляет теоретический и практический интерес нахождение зависимостей влияния возмущений процесса прокатки на нейтральный угол.

Выражение для определения приращения опережения, вызванное влиянием натяжения и другими возмущающими факторами, в виде ряда Тейлора имеет вид [3]:

$$dS = \frac{\partial S_i}{\partial H_i} dH_i + \frac{\partial S_i}{\partial B_i} dB_i + \frac{\partial S_i}{\partial G_i} dG_i + \frac{\partial S_i}{\partial F_i} dF_i + \frac{\partial S_i}{\partial \sigma_{0i}} d\sigma_{0i} + \frac{\partial S_i}{\partial \sigma_{1i}} d\sigma_{1i}. \quad (5)$$

Продифференцировав формулу Головина-Дрездена, получим:

$$\frac{dS}{S} = 2 \frac{d\gamma}{\gamma} + \frac{dR}{R} - \frac{dh_1}{h_1}. \quad (6)$$

Обычно величины, стоящие в равенства (5) и (6) невелики, поэтому при практических расчётах вместо дифференциалов можно взять приращения соответствующих величин. Учитывая (5) и (6), найдём приращение критического угла в i -й клетке, вызванное изменением технологических параметров прокатки:

$$\Delta\gamma_i = \frac{\gamma_i}{2} \left[\frac{1}{S_i} \left(\frac{\partial S_i}{\partial H_i} \Delta H_i + \frac{\partial S_i}{\partial B_i} \Delta B_i + \frac{\partial S_i}{\partial G_i} \Delta G_i + \frac{\partial S_i}{\partial F_i} \Delta F_i + \frac{\partial S_i}{\partial \sigma_{0i}} \Delta \sigma_{0i} + \frac{\partial S_i}{\partial \sigma_{1i}} \Delta \sigma_{1i} \right) - \frac{\Delta R_i}{R_i} + \frac{\Delta h_i}{h_i} \right]. \quad (7)$$

Работу блока можно регулировать изменением межвалкового зазора и диаметра подката, при износе клеток меняется катающий диаметр и площадь раската, входящего в клетку, поэтому представляет практический интерес знание границ саморегулирования процесса непрерывной прокатки при возникновении возмущений в блоке.

При возникновении возмущений в стане изменяются межклетевые натяжения, нейтральный угол получает приращение $\Delta\gamma$ и становится равным $\gamma + \Delta\gamma$, где γ – значение нейтрального угла до возникновения возмущений. Границы процесса саморегулирования будут: $\gamma + \Delta\gamma = 0$ и $\gamma + \Delta\gamma = \alpha/2$. Учитывая выражение (7) и принимая $\frac{\Delta h_i}{h_i} = \frac{\Delta G_i}{h_i}$, получим общие выражения, из которых можно определить изменения размеров подката в клетку, зазора, коэффициента трения, натяжений при которых процесс саморегулирования становится невозможен:

$$\begin{aligned} \frac{\partial S_i}{\partial H_i} \Delta H_i + \left(\frac{\partial S_i}{\partial G_i} + \frac{S_i}{h_i} \right) \Delta G_i + \frac{\partial S_i}{\partial F_i} \Delta F_i - \frac{\Delta R_i}{R_i} S_i + \frac{\partial S_i}{\partial \sigma_{1i}} (\Delta \sigma_{1i} - \Delta \sigma_{0i}) &= -2S_i; \quad (8) \\ \frac{\partial S_i}{\partial H_i} \Delta H_i + \left(\frac{\partial S_i}{\partial G_i} + \frac{S_i}{h_i} \right) \Delta G_i + \frac{\partial S_i}{\partial F_i} \Delta F_i - \frac{\Delta R_i}{R_i} S_i + \frac{\partial S_i}{\partial \sigma_{1i}} (\Delta \sigma_{1i} - \Delta \sigma_{0i}) &= \\ = \sqrt{\frac{S_i(H_i - h_i)}{h_i}} - 2S_i, & \quad (9) \end{aligned}$$

где S_i, R_i, h_i – значения соответствующих параметров в начальный момент времени, до действия возмущения, при соответствующих значениях межклетевых натяжений.

Максимальное изменение высоты подката в клеть и межвалкового зазора, при которых происходит буксование полосы:

$$\Delta H_i = \frac{1}{\frac{\partial S_i}{\partial H_i}} \left[\frac{\Delta R_i}{R_i} S_i - \frac{\partial S_i}{\partial \sigma_{1i}} (\Delta \sigma_{1i} - \Delta \sigma_{0i}) - 2S_i - \left(\frac{\partial S_i}{\partial G_i} + \frac{S_i}{h_i} \right) \Delta G_i - \frac{\partial S_i}{\partial F_i} \Delta F_i \right]; \quad (10)$$

$$\Delta G_i = \frac{1}{\left(\frac{\partial S_i}{\partial G_i} + \frac{S_i}{h_i} \right)} \left[\frac{\Delta R_i}{R_i} S_i - \frac{\partial S_i}{\partial \sigma_{1i}} (\Delta \sigma_{1i} - \Delta \sigma_{0i}) - 2S_i - \frac{\partial S_i}{\partial H_i} \Delta H_i - \frac{\partial S_i}{\partial F_i} \Delta F_i \right]. \quad (11)$$

Максимальное изменение высоты подката в клеть и межвалкового зазора, при которых происходит процесс волочения через вращающие ролики:

$$\Delta H_i = \frac{1}{\frac{\partial S_i}{\partial H_i}} \left(\sqrt{\frac{S_i(H_i - h_i)}{h_i}} + \frac{\Delta R_i}{R_i} S_i - 2S_i - \frac{\partial S_i}{\partial \sigma_{1i}} (\Delta \sigma_{1i} - \Delta \sigma_{0i}) - \left(\frac{\partial S_i}{\partial G_i} + \frac{S_i}{h_i} \right) \Delta G_i - \frac{\partial S_i}{\partial F_i} \Delta F_i \right); \quad (12)$$

$$\Delta G_i = \frac{1}{\left(\frac{\partial S_i}{\partial G_i} + \frac{S_i}{h_i} \right)} \left(\sqrt{\frac{S_i(H_i - h_i)}{h_i}} + \frac{\Delta R_i}{R_i} S_i - 2S_i - \frac{\partial S_i}{\partial \sigma_{1i}} (\Delta \sigma_{1i} - \Delta \sigma_{0i}) - \frac{\partial S_i}{\partial H_i} \Delta H_i - \frac{\partial S_i}{\partial F_i} \Delta F_i \right). \quad (13)$$

Расчёты, проведённые для реальных условий прокатки по формулам (10)–(13), показали, что значения возмущающих факторов, при которых нарушается стабильный процесс непрерывной прокатки (процесс саморегулирования становится невозможным), превышают существующие в производственных условиях. Можно сделать вывод, что процесс саморегулирования может нарушиться: 1) при возникновении подпора недопустимой величины под действием возмущающих факторов, что приведёт к потере продольной устойчивости раската; 2) при достижении величины удельных межклетевых натяжений больше или равной пределу текучести при данных условиях, что приведёт к разрыву раската в блоке; 3) за счёт буксования полосы в тот момент, когда нейтральный угол под влиянием заднего натяжения станет равным 0 (если, конечно, при меньшем значении заднего натяжения не произойдёт разрыва полосы). Устойчивый процесс прокатки, при котором возможен процесс саморегулирования, будет происходить при значениях удельных натяжений $0 \leq \sigma \leq (0,5-0,6)\sigma_s$.

Список литературы

1. Выдрин В.Н. Динамика прокатных станов. Свердловск: Металлургиздат, 1960. 255 с.
2. Тимошпольский В.И., Андрианов Н.В., Жучков С.М. Производство высокоуглеродистой катанки на металлургических агрегатах высшего технического уровня. Минск: Бел. наука, 2004. 238 с.
3. Белан А.К., Моторыгин М.Е., Белан О.А. Прикладная механика устойчивости при обработке металлов давлением: монография. Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И.Носова, 2011. 218 с.

УДК 621.727.55

А.Н. Емелюшин, С.П. Нефедьев, Е.Н. Гусева

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ СТОЙКОСТИ ДЕТАЛЕЙ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ КЛЕТЕЙ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ

Такие детали подшипниковых узлов прокатных станов, как дистанционные втулки, распорные кольца и пр. работают в сложных условиях высоких контактных нагрузок, при знакопеременном цикле нагружения и абразивном изнашивании, что приводит к их ускоренному разрушению (рис. 1). Дорожки скольжения одновременно выкрашиваются и истираются, в результате чего изменяются геометрические характеристики деталей подшипниковых узлов, что приводит к неконтролируемому изменению параметров профилировки валков. Одной из причин, приводящих к ускоренному разрушению подобных деталей, является невысокая твердость их рабочих поверхностей и, как следствие, низкая эксплуатационная стойкость.

Выходом из сложившейся ситуации служит поверхностная закалка деталей подшипниковых узлов, создание на их рабочих поверхностях такого набора микроструктур, который обеспечит наилучшую износостойкость в описанных выше условиях эксплуатации [1].

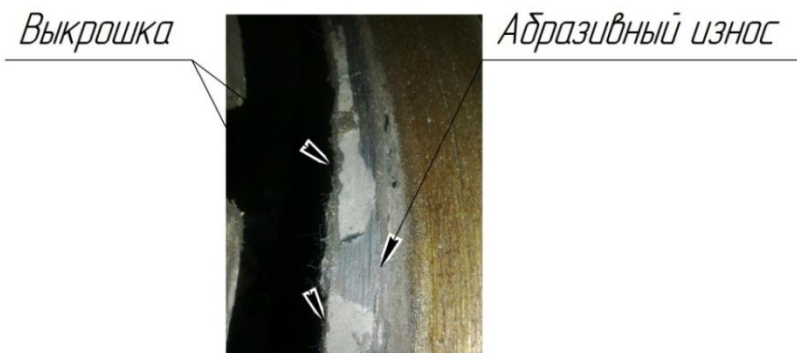


Рис. 1. Характерный вид поверхности изнашивания дистанционной втулки подшипникового узла

На рис. 2 представлен эскиз дистанционной втулки одной из клеток стана 2500 ЛПЦ-10 ОАО «ММК». Подобные детали подшипниковых узлов изготавливаются из стали 45, которая хорошо воспринимает закалку и может обеспечивать твердость до 65 HRC. Поэтому для упрочнения наиболее нагруженных поверхностей втулок и других деталей подшипниковых узлов исследовалась возможность применения традиционной термической обработки – объёмной закалки с отпусканием при печном нагреве и поверхностной термической обработки с применением в качестве источника теплоты низкотемпературной плазмы.

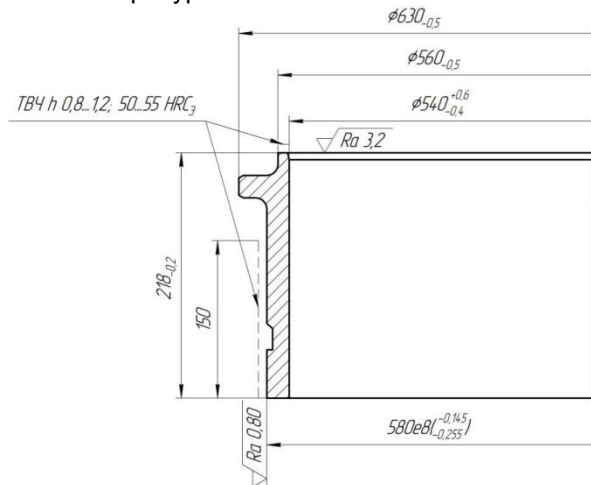


Рис. 2. Дистанционная втулка подшипникового узла

Плазменную закалку стали 45 производили без оплавления поверхности [1]. Эффективной глубиной закалки является толщина упрочнённого слоя, в котором при плазменном нагреве металл приобрёл аустенитную структуру, а при последующем поступательном перемещении плазмотрона в нём произошло мартенситное превращение. Границей упрочнённого слоя служит переход от чисто мартенситной структуры к мартенситно-трооститной. В нижележащих слоях металла при плазменном нагреве происходит лишь частичная аустенитизация и, как следствие, неполная закалка. Переходный слой прогревается до температуры выше A_{C1} , но ниже A_{C3} и обладает пониженной твёрдостью. Металлографически этот слой выявляется как структурно-неоднородная зона с резким переходом от структур закалки к структуре металла основы (рис. 3).

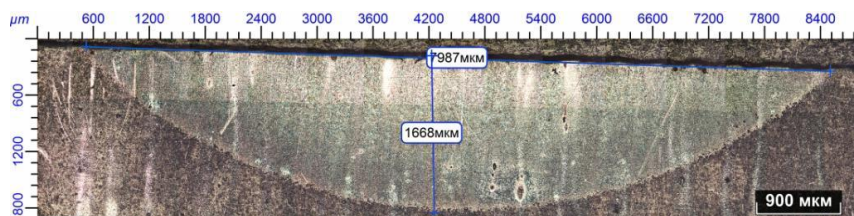


Рис. 3. Панорамное изображение закалённого слоя, $\times 100$

Ещё более глубокие слои металла претерпевают незначительный нагрев до температур отпуска. Металлографически эта зона не отличается от металла основы, однако оказывает значительное влияние на служебные характеристики упрочнённого слоя, являясь демпфером, воспринимающим и релаксирующим внешние нагрузки, действующие на упрочнённую поверхность.

Регулированием температурно-скоростных режимов плазменного поверхностного нагрева и технологических схем упрочнения можно изменять структурно-фазовое состояние поверхности, создавая оптимальный набор микроструктур, обеспечивающих необходимые эксплуатационные свойства изделий.

Известны три схемы плазменного упрочнения поверхности, отличающиеся степенью перекрытия упрочнённых полос и получаемым при этом распределением твёрдости [2]. Однако в литературе нет сведений о влиянии степени перекрытия полос при плазменной закалке стали 45 на количественное соотношение мартенсита и аустенита в упрочнённой зоне, а также количества углерода

в этих фазах. При плазменной закалке стали 45 с расположением упрочнённых полос встык (рис. 4, а) [1] достигается наименьший уровень твёрдости из исследованных, однако он выше, чем при любой традиционной термической обработке, а распределение твёрдости на упрочнённой поверхности весьма однородно. Видно, что крайние области упрочнённой зоны претерпевают частичный отпуск от действия температурных полей при наложении соседней полосы, что приводит к падению твёрдости этих областей. При наложении упрочнённых полос с перекрытием на четверть их ширины (рис. 4, б) распределение твёрдости весьма неоднородно. Встречаются участки как с однократным и двукратным плазменным воздействием, так и участки с однократным воздействием и наложенной на них зоной термического влияния. В участках, где произошло наложение зоны отпуска на ранее закалённую поверхность, происходит некоторое снижение твёрдости, а в участках двукратной плазменной закалки, наоборот, повышение твёрдости. При наложении упрочнённых полос с перекрытием на половину их ширины (рис. 4, в), распределение твёрдости поперёк упрочнённых дорожек весьма однородно, как и при наложении полос встык, однако уровень получаемой твёрдости несколько выше.

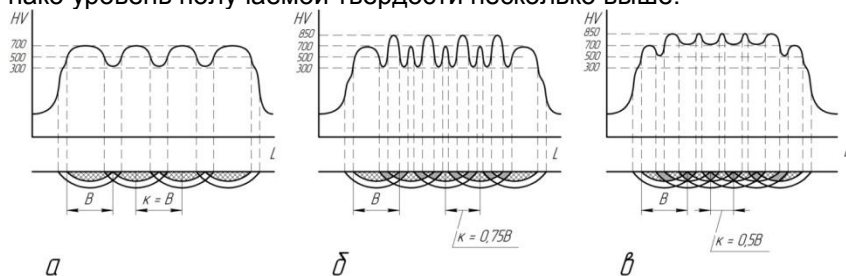


Рис. 4. Распределение микротвёрдости в зависимости от схемы наложения упрочнённых слоёв:

а – встык; б – с шагом $k = 0,75$ ширины дорожки;

в – с шагом $k = 0,5$ ширины дорожки

Таким образом, применение плазменной закалки позволяет проводить бездеформационную термическую обработку тонкостенных деталей подшипниковых узлов клетей прокатных станов, добиваясь получения на упрочненных поверхностях твердости до 62 HRC, что обеспечивает повышение их эксплуатационной стойкости в 1,7–2,0 раза [1].

Список литературы

1. Нефедьев С.П. Особенности структурообразования покрытий на углеродистых сталях при плазменно-порошковой наплавке и плазменной закалке: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И.Носова, 2012.
2. Балановский А.Е. Плазменное поверхностное упрочнение металлов. Иркутск: ИрГТУ, 2006. 180 с.

УДК 621.746.047:669.054.2

**К.Н. Вдовин, В.Д. Тутарова, Е.А. Мельничук,
А.В. Касьянов, В.В. Точилкин**

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»

ТЕЧЕНИЕ РАСПЛАВА В КРИСТАЛЛИЗАТОРЕ СЛЯБОВОЙ МНЛЗ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЯХ ПОГРУЖНОГО СТАКАНА

Кристаллизатор является одним из основных узлов машины непрерывной разливки стали, где формируется корочка затвердевшей стали. Охлаждение поверхности заготовки в кристаллизаторе МНЛЗ производится путем контакта внутренней (рабочей) поверхности кристаллизатора с поверхностью затвердевающего металла. В кристаллизаторе жидкий металл, непрерывно подаваемый из промежуточного ковша через погружной стакан, кристаллизуется по периметру, и на выходе из него оболочка из затвердевшего металла образует сосуд с жидким металлом, внутри которого в направлении от стенок к центру продолжается кристаллизация, но форма непрерывно-литой заготовки и ее поперечные размеры уже определены формой и размерами полости кристаллизатора [1].

В кристаллизаторе интенсивному охлаждению подвергаются поверхностные слои стали, поэтому в кристаллизаторе и на выходе из него заготовка имеет незатвердевшую часть (жидкое ядро) и твердую корку, которая должна обладать достаточной толщиной, чтобы противостоять давлению столба жидкого металла и не допустить прорыва металла в машину непрерывного литья.

В качестве такой толщины принимаются значения в интервале от 15 до 40 мм в зависимости от толщины заготовки.

Струя стали, попадающая в кристаллизатор из промежуточного ковша, имеет большую кинетическую энергию, достаточную для промешивания больших объемов металла, что может повлечь за собой:

- более интенсивный прогрев стенки кристаллизатора;
- замедление нарастания твердой корочки;
- захват неметаллических включений с поверхности.

В данной статье исследуются конвективные потоки стали в кристаллизаторе МНЛЗ с использованием математического моделирования при изменении:

- глубины погружения стакана [2];
- конструкции погружного стакана (в том числе параметров отверстий погружного стакана) [1].

В качестве объекта исследования была выбрана подсистема промежуточный ковш - погружной стакан - кристаллизатор одноручьевой комбинированной криволинейной слябовой МНЛЗ.

Кристаллизатор имеет следующие технические характеристики: базовая ширина – 2530 мм, толщина – 250 мм, высота – 900 мм. Исследование выполнялось для двух конструкций корундографитовых погружных стаканов (рис. 1).

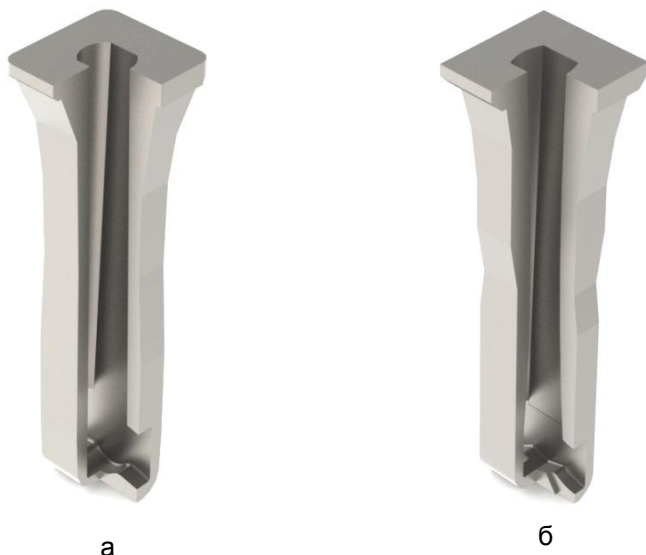


Рис. 1. Схемы конструкций корундографитовых погружных стаканов базовой (а) и усовершенствованной (б) геометрии

Основное отличие модернизируемого стакана, представленного на рис. 1, б, в уменьшении размеров наружной поверхности и изменении геометрии выходного отверстия, основным из которых является наличие прорезей в нижней части.

Для исследования была выбрана сталь конструкционная низколегированная для сварных конструкций 17Г1С, как наиболее часто разливаемая в данных условиях. Химический состав представлен в табл. 1.

Таблица 1

Химический состав стали марки 17Г1С, %

[C]	[Si]	[Mn]	[S]	[P]	[Cr]	[Ni]	[Cu]
0,175	0,5	1,2	0,018	0.015	0,065	0,075	0,065

При этом температура ликвидус составляет 1520°C, солидус – 1501°C.

Разработали математическую модель движения потоков стали в кристаллизаторе. При её составлении использованы следующие уравнения: Навье-Стокса, неразрывности потока, конвективной диффузии. Геометрия модели принята в зависимости от конструкции и глубины погружения выбранного стакана и параметров кристаллизатора. Масштаб модели 1:1. Соответствующие уравнения имеют вид [3]

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \vec{v}, \\ \nabla \vec{v} = 0, \\ \vec{u} \nabla C - D \nabla^2 C = 0, \end{array} \right. \quad (1)$$

где \vec{v} – вектор скорости жидкости;

\vec{F} – объемные силы;

p – давление жидкости;

∇p – градиент давления;

ν – коэффициент кинематической вязкости;

$\nabla^2 \vec{v}$ – лапласиан \vec{v} ;

ρ – плотность стали;

\vec{u} – вектор скорости движения частиц включений;

C – концентрация примеси;

D – коэффициент диффузии.

При расчете турбулентных течений металла в кристаллизаторе используется $(k - \varepsilon)$ модель турбулентной вязкости [1, 3]. При этом считается, что на основании гипотезы Буссинеска коэффициент вязкости, входящий в уравнения Навье-Стокса, включает в себя молекулярную вязкость μ и турбулентную вязкость μ_T [3]. Коэффициент эффективной вязкости определяется по формуле

$$\mu_{ef} = \mu + \mu_T. \quad (2)$$

С учетом гипотезы Буссинеска уравнение Навье-Стокса принимает вид

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \frac{1}{\rho} \nabla (\mu_{ef} \cdot \nabla \vec{v}). \quad (3)$$

Турбулентная вязкость μ_T определяется решением дополнительных уравнений: уравнения распространения турбулентной энергии k и уравнения скорости ее диссипации ε [3]:

$$\mu_T = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}. \quad (4)$$

Вектор скорости включений \vec{u}

$$u = \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ v_3 + u_0 \end{bmatrix}, \quad (5)$$

где u_0 – скорость всплытия включений в спокойной среде;

$C_\mu = 0,09$ – стандартный параметр $(k - \varepsilon)$ модели;

v_1, v_2, v_3 – проекции скоростей течения жидкости на оси $x_1,$

x_2, x_3 соответственно.

Скорость u_0 определяется по формуле Стокса [3] в интервале диаметров частиц $d \in (0;100)$ мкм.

При составлении математической модели приняты следующие допущения: объем промежуточного ковша, из которого подается сталь, изначально заполнен, вязкость стали зависит от ее агрегатного состояния; скорость истечения металла из промежуточного ковша в кристаллизатор постоянна и задана.

Математическое моделирование осуществляли с использованием CAD-системы SolidWorks 2012, пакет Flow Simulation при следующих начальных и граничных условиях.

Начальные условия дополняют уравнения (1), (3): температура металла в промежуточном ковше 1527°C , скорость вытягивания заготовки $1,0$ м/мин, динамическая вязкость стали $0,006$ Па·с.

Теплофизические параметры стали, используемые при расчете, приведены в табл. 2.

Граничные условия учитывают температуру нагрева погружного стакана до 930°C , изменение температуры стенок кристаллизатора от 250 до 150°C вдоль фронта движения заготовки и температуру шлакообразующей смеси (ШОС) на поверхности зеркала металла в кристаллизаторе 1230°C .

В качестве изменяемых условий выбрали три уровня заглубления погружного стакана относительно мениска стали в кристаллизаторе – 120 , 150 и 180 мм. Траектории и скорости движения конвекционных потоков стали в кристаллизаторе при уровне заглубления 120 мм приведены на рис. 2 и 3.

Таблица 2

Теплофизические параметры стали

Теплофизические параметры	Жидкая сталь	Твердая сталь
Плотность, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	7400	7800
Теплопроводность, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	29	35
Теплоемкость, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	695	678

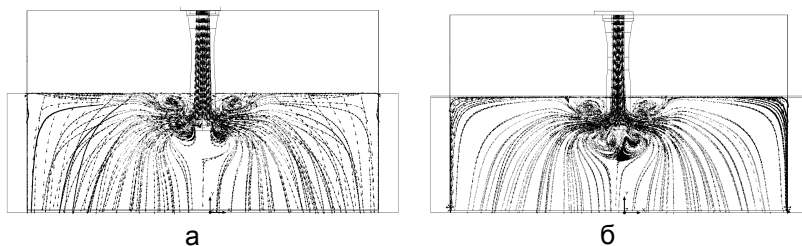


Рис. 2. Траектории движения конвекционных потоков стали в кристаллизаторе:
 а – серийный погружной стакан базовой конструкции;
 б – экспериментальный стакан усовершенствованной конструкции

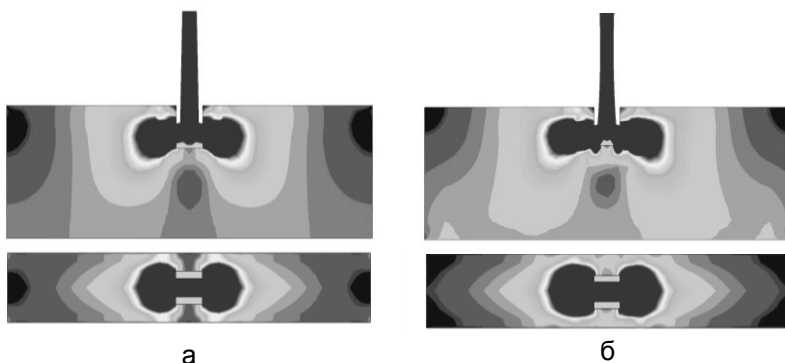


Рис. 3. Скорость движения конвекционных потоков стали в кристаллизаторе:
 а – серийный погружной стакан базовой конструкции;
 б – экспериментальный стакан усовершенствованной конструкции

Анализ изменения траектории движения конвекционных потоков стали в кристаллизаторе при разном уровне погружения разливочного стакана упрощенной геометрии (рис.1, а) в него при заданных условиях свидетельствует о наличии вихревых потоков, направленных к границе раздела сталь - шлакообразующая смесь (ШОС) с высокой скоростью при уровне погружения 120 мм. Это приводит к захвату составляющих ШОС и последующему снижению качества непрерывно-литой заготовки по содержанию немагнитных включений.

Заглубление погружного стакана до 150 мм приводит к снижению образования вихревых потоков и, следовательно, уменьшению площади взаимодействия с уровнем ШОС.

Самым предпочтительным является погружение стакана в кристаллизатор на глубину 180 мм. В этом случае вихревые потоки возникают под погружным стаканом и способствуют перемешиванию стали.

В отличие от стакана упрощенной геометрии, погружной стакан с измененной геометрией (рис. 1, б) дает меньшую степень завихрения вблизи границы сталь – ШОС при всех уровнях погружения, но увеличивает скорость конвекционных потоков стали в кристаллизаторе, вызванных особенностями конструкции в виде прорезей.

Для стакана упрощенной конструкции вихревые потоки при погружении на глубину 120 мм приводят к высокой скорости движения конвекционных потоков на границе сталь – ШОС до 0,08 м/с, на глубину 180 мм их скорость значительно ниже 0,03 м/с.

Для стакана измененной конструкции скорости движения конвекционных потоков стали в кристаллизаторе значительно выше, но вместе с тем, распределены равномернее и достигают 0,04 м/с, что приводит к более активному перемешиванию стали, особенно в нижней части кристаллизатора.

Выводы:

1. При дальнейшем совершенствовании и разработке технологии непрерывной разливки стали одним из вариантов совершенствования элементов системы промежуточный ковш – погружной стакан – кристаллизатор является создание новых конструкций погружных стаканов с рациональной геометрией.
2. При использовании серийного погружного стакана базовой конструкции его следует заглублять в кристаллизатор на уровень ~ 150–180 мм, что позволит снизить степень захвата частиц шлакообразующей смеси с поверхности кристаллизатора и получить заготовку более высокого качества.
3. При использовании экспериментального стакана с измененной геометрией уровень погружения его в кристаллизатор относительно зеркала металла следует поддерживать не более 150 мм, что обеспечит более эффективное перемешивание стали и достаточную толщину образовавшейся затвердевшей корочки стали на выходе из кристаллизатора.

Список литературы

1. Самойлович Ю.А. Влияние конфигурации разливочного стакана на течение расплава в затвердевающем тонком слябе // Металлург. 2009. № 6. С. 51-56.
2. Пат. 33526 РФ, МПК⁷ B22D 11/10. Устройство для подвода металла в кристаллизатор / В.Ф. Рашников, Р.С. Тахаутдинов, К.Н. Вдовин, В.В. Точилкин, В.М.Корнеев, В.А.Осипов, Е.Ю. Мацко. Оpubл. 27.10.2003. Бюл. № 30.
3. Вдовин К.Н., Семенов М.В., Точилкин В.В. Рафинирование металла в промежуточном ковше МНЛЗ: монография. Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ им. Г.И.Носова», 2006. 118 с.

УДК 621.74.06

**Р.Н. Амиров, С.И. Платов, Р.Р.Дема,
А.В. Ярославцев, У.Д. Мартынова**

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»

ОЦЕНКА ИЗМЕНЕНИЯ ПРОФИЛЯ ПРОДОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ РАБОЧИХ ВАЛКОВ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ИХ ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ

Основной целью всех производителей в области металлургии, в части прокатного производства, является выпуск конкурентоспособной продукции как на внутреннем, так и на внешнем рынках. Для обеспечения должного качества и расширения рынка сбыта стоит вопрос в освоении производства новых видов продукции, например марок сталей, обладающих высокими прочностными свойствами.

Такие факторы, как увеличение производительности станов горячей прокатки, высокие удельные нагрузки при производстве труднодеформируемых марок сталей неизбежно ведут к износу и поломке оборудования.

Одним из основных направлений для усовершенствования технологии горячей прокатки является установка систем подачи технологической смазки как на сами прокатные валки, так и в межвалковый зазор. Из работ [1–3] известно, что смазочный материал оказывает благоприятное воздействие на процесс снижения

энергосиловых параметров, а также на уменьшение износа инструмента.

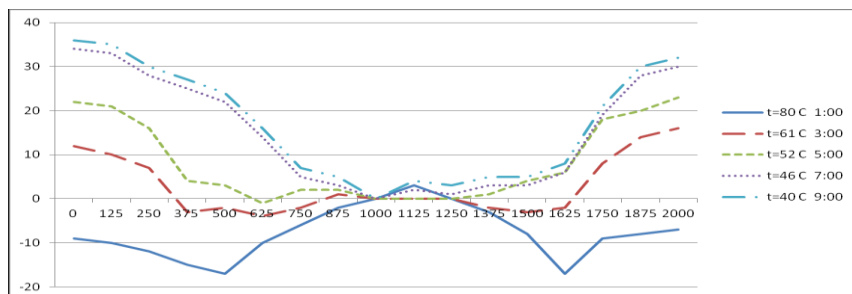
Износ валков – важный технологический фактор, величину которого следует учитывать при прокатке листовой стали [4,5]. Одними из основных параметров, определяющих величину износа и его распределение по длине бочки прокатных валков, являются температурные условия прокатки и исходная профилировка. Для определения объемов изношенного материала был собран и подвергнут статистической обработке массив данных. Массив собран по 3-м клетям (7,8,9) для верхних и нижних рабочих валков в количестве 6 пар. Поэтому для получения корректных данных при проведении экспериментов по замеру профиля рабочих валков после эксплуатации необходимо учитывать и влияние температуры.

Целью настоящей работы является оценка влияния температуры рабочих валков на изменение их профиля продольного сечения в зависимости от времени.

Учет температурного фактора расширения прокатных валков чистовой группы клетей стана 2000 г.п. проводился экспериментально. В качестве примера на рисунке показаны усредненные значения для 10-ти верхних рабочих валков 7-й клетки, где приведен характер изменения профиля, который определялся с интервалом 2 ч после вывалки валка из клетки. Температуры поверхности валка контролировали при помощи пирометра, усредненные результаты замеров профиля валка в зависимости от изменения температуры приведены в таблице. По полученным данным видно, что измерение профиля валка необходимо производить не менее чем через 6 ч после вывалки, при дальнейшем остывании (8 ч) изменение профиля не наблюдается.

Зависимость величины профилировки рабочего валка от температуры

-9	-10	-12	-15	-17	-10	-6	-2	0	3	0	-3	-8	-17	-9	-8	-7	При t=80°C 00:00 ч
12	10	7	-3	-2	-4	-2	1	0	0	0	-2	-3	-2	8	14	16	При t=61°C 02:00 ч
22	21	16	4	3	-1	2	2	0	0	0	1	4	6	18	20	23	При t=52°C 04:00 ч
34	33	28	25	22	14	5	3	0	2	1	3	3	6	19	28	30	При t=46°C 06:00 ч
36	35	30	27	24	16	7	5	0	4	3	5	5	8	21	30	32	При t=40°C 08:00 ч



Влияние температуры на профиль рабочего валка

В заключение следует отметить, что экспериментально были определены и замерены параметры профиля рабочих валков в зависимости от температуры и выявлено, что наиболее оптимальной температурой, при которой следует проводить измерения профиля рабочих валков, является $t=40^{\circ}\text{C}$, что в дальнейшем необходимо учитывать для корректировки исходной профилировки.

Список литературы

1. Тубольцев, Л.Г. Горячая прокатка листовой стали с технологическими смазками: учебник для вузов / Л.Г. Тубольцев, А.Ф. Килевич, С.Д. Адамский. М.: Metallurgy, 1982. 160 с.
2. Платов С.И., Румянцев М.И., Дема Р.Р., Харченко М.В. Эффективность процесса горячей прокатки с подачей смазочного материала между опорным и рабочим валками на непрерывном широкополосном стане горячей прокатки 2000 ОАО «ММК» // Вестник МГТУ им. Г.И. Носова. 2011. №4. С.19–21.
3. Грудев, А.П. Технологические смазки в прокатном производстве: учебник для вузов / А.П. Грудев, В.Т. Тилик. М.: Metallurgy, 1975. 368 с.
4. Чекмарев. А.П. Износ прокатных валков: учебник для вузов / А.П.Чекмарев, Р.А.Машковцев. М.: Metallurgizdat, 1955. 42 с.
5. Грудев А.П., Зильберг Ю.В., Тилик В.Т. Трение и смазки при обработке металлов давлением: справочное издание. М.: Metallurgy, 1982. 312 с.

УДК 621.791.051

И.В. Павлов, Г.С. Сергеев, О.С. Логунова

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»

В.В. Павлов

ОАО «Магнитогорский металлургический комбинат»

СТОХАСТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЗАГРУЗКИ КРУПНОГАБАРИТНОГО ЛОМА В ЭЛЕКТРОДУГОВУЮ СТАЛЕПЛАВИЛЬНУЮ ПЕЧЬ

В работе Павлова В.В. и др. «Влияние фракционного состава металла лома на показатели работы дуговой сталеплавильной печи» (Электрометаллургия. 2011. № 11. С. 2–7) был выполнен анализ влияния фракционного состава металлического лома на показатели работы электродуговой сталеплавильной печи (ДСП), работающей в электросталеплавильном цехе (ЭСЦ) ОАО «Магнитогорский металлургический комбинат». В результате было доказано, что при загрузке в печь фрагментов крупногабаритного лома происходит увеличение удельного расхода электрической энергии в среднем на 11–15 %. В связи с этим была поставлена цель проанализировать вероятность попадания фрагментов крупногабаритного лома в сталеплавильную печь и рассмотреть отрицательные последствия его присутствия.

В настоящее время контроль за фракционным составом металлического лома, подающегося в ДСП, выполняется с частотой один раз в неделю в ходе непосредственного визуального осмотра содержания совка. За 2011 год было выполнено 28 контрольных осмотров, в ходе которых было обнаружено 70 фрагментов крупногабаритного лома. Классификация фрагментов по длинам приведена на рис. 1 и по конфигурации фрагментов на рис. 2. На рис. 3 приведены примеры крупногабаритных фрагментов металлического лома, попадающего в состав шихтовых материалов для ДСП.

Наличие в составе шихты крупногабаритных фрагментов лома приводит к:

- увеличению продолжительности времени дуги под током, в результате возрастают затраты энергии на их проплавление;
- возникновению эффекта «кострения», устранение которого требует дополнительного трамбования шихтовых материалов, при-

- водящего к увеличению длительности цикла плавки и снижению производительности ДСП;
- обрушению металлолома при опускании электродов, происходит поломка электродов, что приводит к остановке плавки, внеплановой замене электрода или его части и, как следствие, увеличению себестоимости стали.

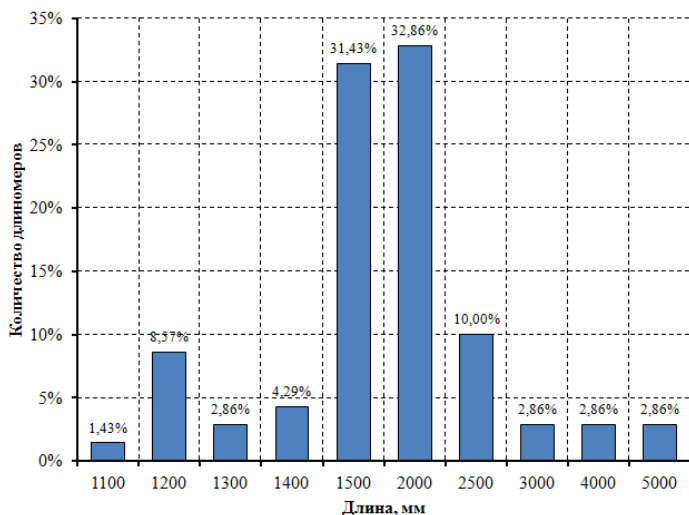


Рис. 1. Дискретные классы фрагментов крупногабаритного лома по длинам

Вероятность возникновения эффекта «кострения» во многом определяется технологией загрузки металлического лома в ДСП и соотношением размеров крупногабаритных фрагментов с геометрическими размерами совка, бады и ДСП и способом погрузки лома в каждую из указанных емкостей. На рис. 4 показано соотношение размеров фрагментов крупногабаритного лома к радиусу внутреннего рабочего пространства и высоте ДСП

Технология подачи металлического лома в ДСП ЭСПЦ ОАО «ММК» включает следующие этапы:

- 1) размещение металлического лома в совке, имеющем геометрические размеры: длина 11,2 м, высота 3,31 м, ширина верхней части 2,62 м, ширина нижней части 1,75 м, радиус – открытого конца 1,67 м, с помощью магнитного крана или погрузчика "Fuchs", позволяющего выполнить рациональное размещение кусков металлического лома с заданной насыпной плотностью;

- 2) перегрузка металлического лома в бадью с геометрическими размерами: $d=6,1$ м; $h=6,425$ м пересыпкой при наклоне совка;
- 3) вертикальная завалка лома из бадьи в рабочее пространство ДСП с геометрическими размерами $d=7,1$ м и $h=4,64$ м.

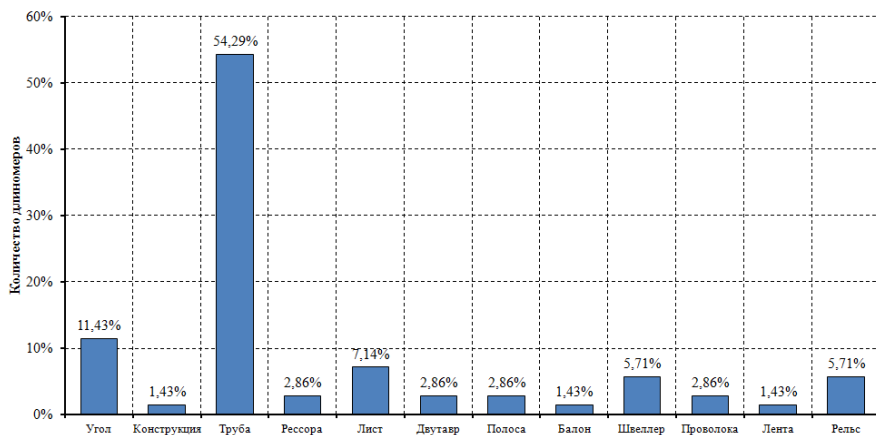


Рис. 2. Дискретные классы крупногабаритного лома по конфигурации

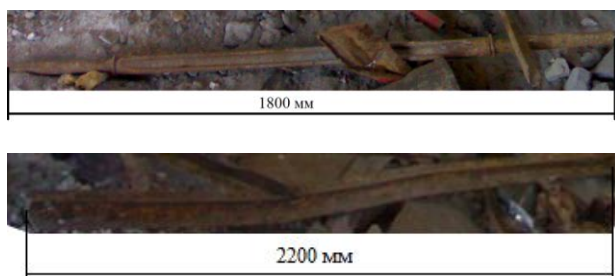


Рис. 3. Примеры крупногабаритных фрагментов металлического лома в шихте

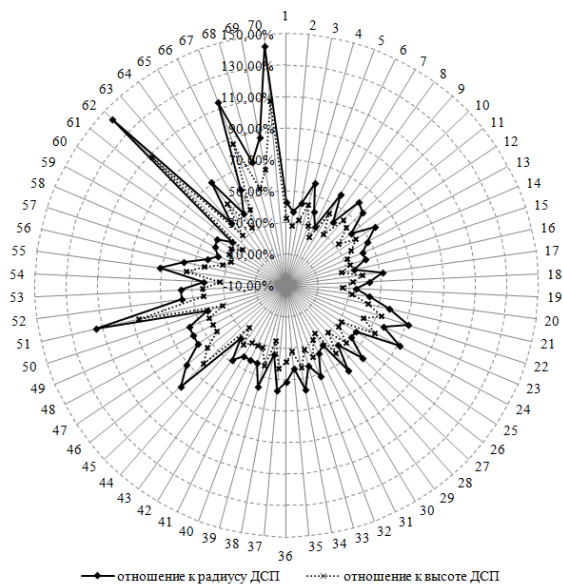


Рис. 4. Диаграмма соотношения размеров крупногабаритных фрагментов с геометрическими размерами ДСП

В результате попадания в шихту крупногабаритного лома возможно нежелательное расположение фрагментов в рабочем пространстве ДСП (рис. 5). При расплавлении мелких фракций, составляющих опору крупногабаритным, может произойти падение одного их фрагментов на электрод или панель печи. Такое падение может привести к поломке электрода или разрушению элементов охлаждения печи. Схема ударного воздействия крупногабаритного фрагмента лома на электрод приведена на рис. 5.

Сопоставляя все факторы, сопутствующие загрузке крупногабаритных фрагментов в ДСП, авторами предлагается вероятностная модель возникновения эффекта «кострения» за счет наличия одного фрагмента длины l_i :

$$P_i = k_i \cdot P_{\text{конф}} \cdot P_{\text{конф}}(l_i) \cdot \frac{l_i}{h} \cdot \frac{l_i}{d},$$

где P_i – искомая вероятность возникновения эффекта «кострения» при наличии одного элемента длины l_i ;

$P_{\text{конф}}$ – эмпирическая вероятность попадания фрагмента крупногабаритного лома заданной конфигурации (см. рис. 2);

$P_{\text{конф}}(l_i)$ – условная эмпирическая вероятность наличия в шихте фрагмента заданной длины при известной конфигурации (см. рис. 1);

l_i – заданная длина фрагмента, м;

h – высота рабочего пространства ДСП;

d – диаметр рабочего пространства ДСП, м;

k_f – эмпирический коэффициент, полученный в ходе имитационного моделирования, характеризующий вероятность расположения фрагмента под углом, способствующим образованию эффекта «кострения».

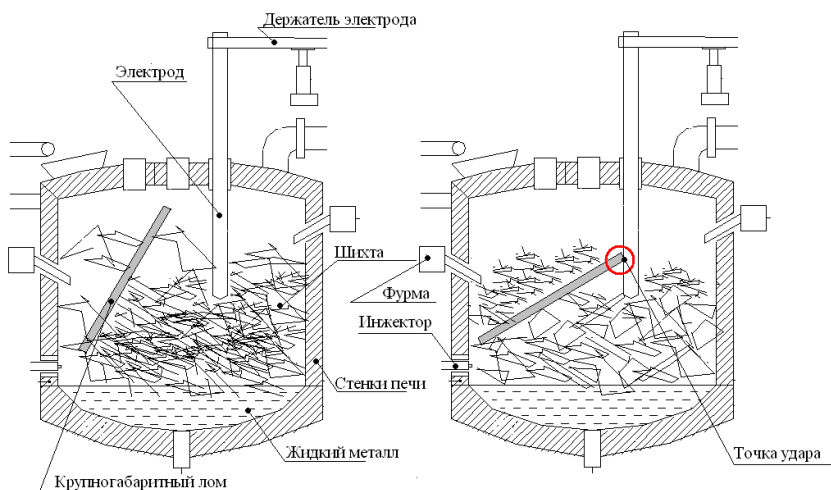


Рис. 5. Схема нежелательного расположения фрагмента крупногабаритного лома

При наличии нескольких фрагментов при расчете вероятности возникновения эффекта «кострения» достаточно использовать формулу вычисления вероятности событий с учетом их количества, считая, что эффект может возникать для каждого фрагмента отдельно или для всех сразу:

$$P = \sum_{i=1}^s n_i P_i,$$

где P_i – искомая вероятность возникновения эффекта «кострения» при наличии одного элемента длины l_i ;

n_i – количество фрагментов длины l_i , шт;

s – количество различных длин крупногабаритных фрагментов.

Результаты определения вероятности возникновения эффекта «кострения» по результатам осмотра совков 25.09.2011 и 12.07.2011 приведены в таблице.

Таким образом, на основе эмпирических исследований и статистического анализа процесса загрузки металлического лома в ДСП получена вероятностная модель для прогнозирования эффекта «кострения», приводящего к снижению производительности печи и повышению себестоимости готовой продукции. Для снижения вероятности нежелательного эффекта необходимо выполнять контроль фракционного состава металлического лома на стадии погрузки в совок в автоматизированном режиме системой гранулометрического исследования. Уточнение предложенной модели возможно при расширении эмпирических данных и после дополнительного вычислительного эксперимента по определению матрицы эмпирических коэффициентов.

**Результаты осмотра шихтовых материалов
и расчета вероятности появления эффекта «кострения»**

Дата	Состав шихты	Длина, м	$P_{\text{конф}}, \%$	$P_{\text{конф}}(l), \%$	Количество, шт.	k_i	P_i	P
05.09.11	Лист	1,5	7,14	31,43	1	0,30	0,000466	0,002711
	Угол	2,0	11,43	32,86	1	0,35	0,001619	
	Двугавр	2,5	2,86	10,00	1	0,40	0,000220	
	Двугавр	2,0	2,86	32,86	1	0,35	0,000405	
12.07.11	Труба	2,9	54,29	2,86	1	0,45	0,001809	0,213605
	Труба	2,5	54,29	10,00	1	0,40	0,004179	
	Труба	2,0	54,29	32,86	27	0,35	0,007690	

УДК 629.4.027.43-192

В.И. Кадошников, С.А. Иванов, Е.В. Куликова

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова»

**ОПТИМИЗАЦИЯ СПОСОБА НАПЛАВКИ ГРЕБНЕЙ
КОЛЕСНЫХ ПАР С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ИХ РЕСУРСА**

Условия работы бандажей колесных пар промышленных локомотивов характеризуются высокими нагрузками от оси на рельс. Колеса внутривзаводского транспорта при работе в условиях

сухого трения-скольжения гребень о рельс подвергаются интенсивному износу, что приводит к утончению гребней и возможности схода колеса с рельс. Дуговая наплавка гребней – экономичный и целесообразный вариант решения этой проблемы. Однако бандажная сталь относится к группе ограниченно свариваемых, а восстанавливаемые детали весьма массивны, что вызывает большую скорость охлаждения, т.е. закалку, высокие остаточные напряжения и приводит к образованию горячих и холодных трещин.

Поэтому основная идея работы - это создание технологии наплавки гребней бандажей колесных пар в составе транспортного средства, т.е. под тепловозом или электровозом, которая бы удовлетворяла условиям нашего предприятия. Работа достаточно актуальна, так как охватывает весь подвижной состав ОАО «ММК», и вопрос восстановления гребней бандажей при помощи наплавки был и остается открытым. Многие ученые, такие как Макаров Э.Л., Павлов Н.В., Якушин Б.Ф., неоднократно рассматривали эту проблему и разрабатывали меры по ее предотвращению.

Целью этой работы является выбор рациональной технологии наплавки и марки наплавочной проволоки. Поставлены следующие задачи: проанализировать условия работы и характер износа гребней бандажей колесных пар локомотивов ОАО «ММК», рассмотреть уже существующие технологии наплавки гребней бандажей, провести практические исследования (предотвратить холодные трещины, т.е. не допускать большого процента мартенсита в структуре, но сохранить износостойкость наплавки; предотвратить образование горячих трещин), выбрать наиболее рациональный метод, усовершенствовать и адаптировать его для условий ОАО «ММК».

При патентном анализе была выбрана и рассмотрена технология механизированной дуговой наплавки гребней бандажей колесных пар локомотивов в составе транспортных средств, основанная на применении аустенитных хромомарганцевых порошковых самозащитных проволок.

Проводились исследования, позволившие протестировать новую технологию восстановления колёс рельсового транспорта методом электрической дуговой наплавки без их выкатки. Методика исследования состояла в экспериментальной оценке склонности наплавленного металла к образованию горячих и холодных трещин при варьировании химического состава наплавочных материалов, режимов наплавки, температуры подогрева и производственной апробации.

Были проведены опыты по наплавке металлических образцов, где в качестве основного металла применена листовая сталь 60С2 в виде пластин 8x80x120. Дуговую наплавку осуществляли проволокой Нп-30ХГСА и аустенитной порошковой самозащитной проволокой 40Х14Г15С. Химический состав стали 60С2 и ее механические свойства приведены в табл. 1. В табл. 2 – химический состав наплавленного металла.

Таблица 1

Химический состав стали 60С2 (%) и ее механические свойства

C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	Cu
0,57-0,65	1,5 - 2	0,6-0,9	до 0,25	до 0,035	до 0,035	до 0,3	до 0,2
Предел кратковременной прочности σ_b , МПа						1270	
Предел текучести σ_T , МПа						1175	
Пластичность материала δ , %						6	
Относительное сужение материала ψ , %						25	

Таблица 2

Химический состав наплавленного металла, получаемого при наплавке различными проволоками, %

Химический состав наплавленного металла	C	Si	Mn	Ni	Cr	S	P
40Х14Г15С	0,4	0,75	14,0	–	14,5	0,02	0,02
Нп-30ХГСА	0,3	1,0	1,0	0,25	1,0	0,02	0,02

Испытания проводили по ГОСТ 26 388–84 на листовых образцах из стали 60С2 размерами 8x80x120 мм с поперечной наплавкой исследуемыми наплавочными материалами.

При испытании образцы наплавляли одним слоем и охлаждали в закреплении. После охлаждения образцы подвергали нагружению трехточечным изгибом. Длительность нагружения составила 24 ч. После выдержки под нагрузкой образцы подвергали осмотру для выявления трещин. Образцы без видимых трещин травили по ЗТВ водным раствором азотной кислоты, промывали, просушивали и разрушали по испытываемому сечению. Выяв-

лен типовой вид разрушения – трещины вдоль ЗТВ со стороны наплавки.

В зависимости от интенсивности нагружения трещины в образцах возникали через различное время. По этим данным построена диаграмма замедленного разрушения для образцов различного химического состава (рис. 1).

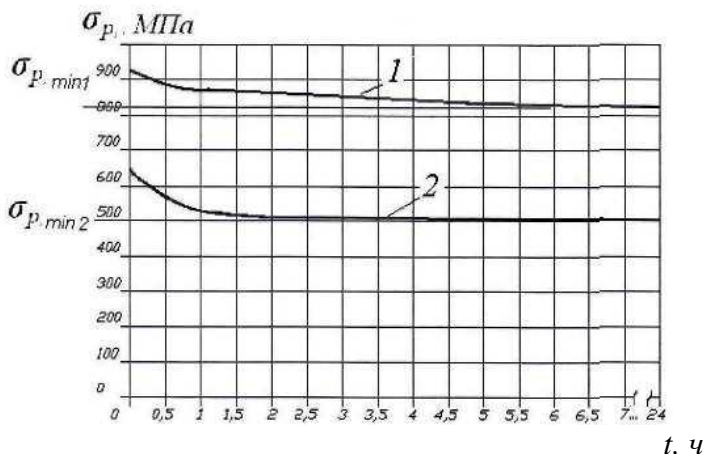


Рис. 1. Сравнение зависимости разрушающих напряжений σ_p от времени t для двух наплавочных проволок:
1 – 40X14Г15С; 2 – Нп-30ХГСА

Из приведенных результатов следует, что при наплавке всеми исследуемыми наплавочными материалами в стали 60С2 появляется склонность к замедленному разрушению, которая приводит к образованию холодных трещин при критических напряжениях:

$\sigma_{p \min} = 500$ МПа для Нп-30ХГСА и
 $\sigma_{p \min} = 810$ МПа для 40X14Г15С.

Все разрушения возникали в ЗТВ на поверхности образца в месте перехода от шва к основному металлу (рис. 2). При приближении нагрузки к критической зарождение трещин происходило с двух сторон наплавки одновременно, но с различной интенсивностью развития трещин по глубине.



Рис. 2. Макроструктура в зоне зарождения трещины при сварке перлитными (а) и аустенитными (б) материалами (x1000)

Исходя из полученных результатов, следует заключить, что колеса из стали 60С2, наплавленные по исследованной технологии, склонны к замедленному разрушению, т.е. к холодным трещинам. При этом наименьшую склонность к холодным трещинам эта сталь имеет при применении проволоки 40Х14Г15С (см. табл. 2), а при наплавке проволокой Нп-30ХГСА – большую склонность к холодным трещинам при близких скоростях охлаждения. Микроструктурные исследования выявили, что указанное различие можно объяснять микрорельефом на линии сплавления: Cr–Mn аустенитный металл имеет зубчатую траекторию сплавления с затеканием жидкотекучего аустенитного металла по границам зерен в ОШЗ, что препятствует отрыву (рис. 3). Наплавка же перлитной проволокой имеет линейную траекторию сплавления, обогащенную карбидами.



Рис. 3. Микроструктура в зоне сплавления основного металла 60С2 с аустенитным наплавочным слоем

Для снижения скорости охлаждения и предотвращения холодных трещин под первым валиком при хромомарганцевой наплавке производили прогрев и очистку поверхности колеса газовым пламенем до 100°C, что устранило образование трещин.

При испытании на ГТ образцы из стали 60С2 в виде пластин 8x80x120 мм наплавляли вдоль оси с одновременным трехточечным изгибом согласно ГОСТ 26389-84.

В процессе испытания серии образцов увеличивали скорость изгиба образцов до критической ($K_{кр}$), которую определяли по появлению в наплавленном валике визуально обнаруживаемых горячих трещин.

Сравнительное определение сопротивляемости наплавленному слою горячим трещинам проволокой типа Нп-30ХГСА и 40Х14Г15С проводили по критическому темпу деформации по формуле

$$\beta_{кр} = tg\beta_{кр} = \Delta\varepsilon_{кр} / \Delta T_{ТНХ},$$

где $\Delta\varepsilon_{кр}$ – приращение высокотемпературной деформации за время охлаждения на $\Delta T_{ТНХ}$.

Полученные результаты приведены в табл. 3, 4.

Таблица 3

Результаты испытаний на горячие трещины стали 60С2 наплавленной порошковой самозащитной проволокой 40Х14Г15С (Сабарос О 102)

Режимы наплавки				Скорость перемещения клина $V_{кл}$, мм/с	Наличие трещины	Темп деформации β , м/°С
$I_{св}$, А	U_d , В	$V_{пв}$, м/ч	ω_{6-5} , °С/с			
400	30	5—7	9	1,9	да	$58,3 \cdot 10^{-7}$
400	30	5—7	9	1,7	да	$52,1 \cdot 10^{-7}$
400	30	5—7	9	1,5	да	$46,1 \cdot 10^{-7}$
400	30	5—7	9	1,2	да	$36,8 \cdot 10^{-7}$
400	30	5—7	9	1,0	нет	$30,7 \cdot 10^{-7}$

Таблица 4

Результаты испытаний на горячие трещины стали 60С2
наплавленной проволокой Нп-30ХГСА

Режимы наплавки				Скорость перемещения клина $V_{кл}$, мм/с	Наличие трещины	Темп деформации β , м/°С
$I_{св}$, А	$U_{д}$, В	$V_{н}$, м/ч	ω_{6-5} , °С/с			
200	26	5—7	16	1,9	да	$39,3 \cdot 10^{-7}$
200	26	5—7	16	1,7	да	$33,1 \cdot 10^{-7}$
200	26	5—7	16	1,5	да	$26,8 \cdot 10^{-7}$
200	26	5—7	16	1,2	да	$20,2 \cdot 10^{-7}$
200	26	5—7	16	1,0	нет	$14,1 \cdot 10^{-7}$

Примечание. ω_{6-5} — скорость охлаждения в интервале 600—500 °С.

Из результатов испытаний, приведенных в табл. 3, 4, следует, что при наплавке аустенитной проволокой Cr–Mn по сравнению с перлитной Нп-30ХГСА достигается наибольшая критическая скорость изгиба во время сварки, т.е. выше сопротивляемость наплавленного слоя образованию ГТ.

Высокое содержание марганца нейтрализует влияние неизбежных примесей серы и фосфора, а также особенности хромомарганцевого аустенита, имеющего по данным дифференциального термического анализа пониженную температуру плавления.

Таким образом, проблема образования холодных и горячих трещин в процессе и в результате наплавки решена за счет применения аустенитной самозащитной порошковой проволоки 40Х14Г15С. Высокое содержание марганца в составе этой проволоки нейтрализует влияние неизбежных примесей серы и фосфора и подавляет образование горячих трещин. Наплавленный ею металл обладает невысокой твёрдостью (до 300 HV), которая, как показали испытания, быстро увеличивается до 450 HV при интенсивном эксплуатационном наклёпе в результате образования мартенсита деформации, характерного для сталей с высоким содержанием хрома и марганца. Применение самозащитной порошковой проволоки позволяет механизировать процесс наплавки на колесо непосредственно в составе транспортного средства за счет малых габаритов соответствующей сварочной головки и оснастки, не содержащей флюсопитателей и трубопроводов для защитных газов.

Таким образом, считается целесообразным применять для наплавки гребней бандажей колесных пар аустенитную хромомарганцевую порошковую самозащитную проволоку 40X14Г15С, что позволит:

- снизить износ гребней в 6 раз;
- исключить применение флюса и углекислоты;
- снизить время на ремонт одного колеса до 2 ч;
- снизить количество простоев локомотивов;
- увеличить межремонтный период станка КЖ20ТФ1 за счет увеличения ресурса гребней бандажей.

УДК 621.771

А.В. Косягин, М.В. Вечеркин

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»

КЛАССИФИКАЦИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ СТАНКОВ С ЧИСЛОВЫМ ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

В настоящее время станки с числовым программным управлением (ЧПУ) имеют большие перспективы внедрения во все отрасли промышленности. По сравнению с обычными станками станки с ЧПУ имеют следующие очевидные достоинства [1]:

- экономия на трудозатратах (сокращение количества рабочих) достигает 25–80%;
- один станок с ЧПУ заменяет от 3 до 8 обычных станков, чем обеспечивается сокращение оборудования, рабочей силы и производственных площадей;
- по некоторым оценкам, внедрение станков с ЧПУ поднимает производительность до 50%;
- доля машинного времени в штучном времени возрастает с 15–35 до 50–80%, что повышает коэффициент использования фонда рабочего времени;
- точность изготовления деталей в некоторых случаях возрастает в 2–3 раза, количество и стоимость доводочных операций уменьшается в 4–8 раз.

Изобретателем первого станка с числовым программным управлением является Джон Пэрсонс (*John T. Parsons*), работавший инженером в компании своего отца *Parsons Inc*, выпускавшей в конце Второй мировой войны пропеллеры для вертолетов. В сентябре 1952 года он впервые представил станок для обработки пропеллеров, работающий по программе, вводимой с перфокарт [2].

Первыми отечественными станками с ЧПУ промышленного применения являются токарно-винторезный станок 1К62ПУ и токарно-карусельный 1541П. Эти станки были созданы в первой половине 1960-х годов. Станки работали совместно с управляющими системами типа ПРС-3К и другими. Затем были разработаны вертикально-фрезерные станки с ЧПУ 6Н13 с системой управления «Контур-3П». В последующие годы для токарных станков наибольшее распространение получили системы ЧПУ отечественного производства 2Р22 и Электроника НЦ-31 [2].

Аббревиатура ЧПУ соответствует двум англоязычным – *NC* (*Numerical control*) и *CNC* (*Computer numerical control*) – отражающим эволюцию развития систем управления оборудованием [2].

Системы типа *NC*, появившиеся первыми, предусматривали использование жестко заданных схем управления обработкой, например задание программы с помощью штекеров или переключателей, хранение программ на внешних носителях. Каких-либо устройств оперативного хранения данных, управляющих процессоров, не предусматривалось [3].

Современные системы ЧПУ, называемые *CNC*, основаны на системе управления, построенной на: микроконтроллерах, программируемых логических контроллерах или компьютерах на базе микропроцессора [3].

В качестве исполнительных механизмов используются сервоприводы, шаговые двигатели, высокомоментные двигатели постоянного тока. Двигатели переменного тока используются редко.

Высокомоментные двигатели подачи постоянного тока позволяют получать большие крутящие моменты при непосредственном соединении с ходовым винтом без промежуточных передач. Основное отличие высокомоментных двигателей от других двигателей постоянного тока заключается в том, что вместо электромагнитного возбуждения используется возбуждение от постоянных магнитов. Благодаря этому двигатель выдерживает значительные перегрузки, отличается высоким быстродействием, так как способен кратковременно развивать большой (50–20-кратный) крутящий момент при малых частотах вращения [4].

Шаговые двигатели относятся к классу бесколлекторных двигателей постоянного тока. Они обладают некоторыми уникальными свойствами, что делает порой их исключительно удобными для применения или даже незаменимыми [5]:

- угол поворота ротора определяется числом импульсов, которые поданы на двигатель;
- двигатель обеспечивает полный момент в режиме остановки (если обмотки запитаны);

- прецизионное позиционирование (3–5% от величины шага) и повторяемость (ошибка не накапливается от шага к шагу);
- возможность быстрого старта/остановки/реверсирования;
- высокая надежность, связанная с отсутствием щеток, срок службы шагового двигателя фактически определяется сроком службы подшипников;
- однозначная зависимость положения от входных импульсов обеспечивает позиционирование без обратной связи;
- возможность получения очень низких скоростей вращения для нагрузки, присоединенной непосредственно к валу двигателя без промежуточного редуктора;
- может быть перекрыт довольно большой диапазон скоростей, скорость пропорциональна частоте входных импульсов.

Сервопривод (следающий привод) – привод с управлением через отрицательную обратную связь, позволяющую точно управлять параметрами движения.

Сервопривод состоит из следующих основных частей:

- привод – например, электромотор с редуктором, или пневмоцилиндр;
- датчик обратной связи – например, датчик угла поворота выходного вала редуктора (энкодер);
- блок питания и управления (он же преобразователь частоты / сервоусилитель / инвертор / servodrive);
- вход/конвертер/датчик управляющего сигнала/воздействия (может быть в составе блока управления) [6].

По технологическим возможностям станки с ЧПУ делятся на следующие группы:

1. **Станки токарной группы** предназначены для обработки наружных и внутренних поверхностей деталей типа тел вращения (с прямолинейными и криволинейными контурами, со сложными внутренними полостями), а также для нарезания наружных и внутренних резьб.

2. **Станки сверлильно-расточной группы** предназначены для сверления и растачивания деталей различного качества точности, а также для комплексной сверлильно-расточной обработки.

3. **Станки фрезерной группы** предназначены для фрезерования деталей простой и сложной конфигурации, корпусных деталей (с нескольких сторон и под различными углами), а также для комплексной сверлильно-фрезерно-расточной обработки различных деталей.

4. **Станки шлифовальной группы** предназначены для финишной обработки деталей. Они подразделяются на ряд подгрупп в зависимости от вида обрабатываемых поверхностей: круг-

лошлифовальные, плоскошлифовальные, внутришлифовальные, шлищешлифовальные.

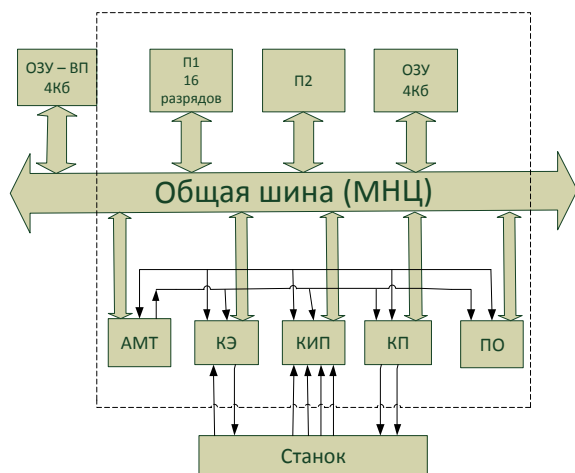
5. **Станки электрофизической группы** подразделяются на электроэрозионные (вырезные и прошивочные), электрохимические, лазерные.

6. **Многоцелевые станки** предназначены для сверлильно-фрезерно-расточной обработки призматических корпусных и плоских деталей, а также для токарной обработки деталей типа тел вращения с последующим их сверлением, фрезерованием и растачиванием [7].

На станках первых трех групп при их оснащении инструментальными магазинами с автоматической сменой инструментов возможна комплексная механическая обработка без перестановки детали на другие станки.

Структура управляющей системы станков с ЧПУ приведена на рисунке [8].

В табл. 1 приведены некоторые системы станков CNC.



Структурная схема УЧПУ «Электроника НЦ-31»:

МНЦ – магистраль (типа «общая шина») микровычислительных средств ряда «НЦ»; П1, П2 – процессоры; ОЗУ – оперативное запоминающее устройство; АМТ – адаптер магистрали МНЦ и программируемый таймер; КЭ – контроллер электроавтоматики станка; КИП – контроллер импульсных преобразователей в код угла поворота по осям X, Z, штурвала и шпинделя станка; КП – контроллер привода по осям X, Y станка; ПО – пульт оператора; ОЗУ-ВП – внешняя оперативная память

Таблица 1

Отечественные	Зарубежные
Маяк (ООО «ИЖПРЭСТ», Ижевск)	Fanuc (Япония)
FMS-3000 (ООО «Модмаш-Софт», Н. Новгород)	Sinumeric (Siemens, Германия)
NC-110, NC-210, NC-201 (ООО «Балт-Систем», Санкт-Петербург)	Heidenhain (DR. JOHANNES HEIDENHAIN GmbH(Германия) Fagor (Испания)

Основные этапы развития систем управления станков с ЧПУ приведены в табл. 2 на примере некоторых типичных станков различных стран-производителей.

В современных условиях применение станков с ЧПУ осуществляется во многих областях производства, высокая точность, быстрота и надежность оборудования повышают конкурентоспособность и эффективность технологий, которые до этого времени были без управляющих систем.

Таблица 2

Тип управляющей стойки	Особенности управляющего устройства	Типы станков	Тип управляемого привода
LJUMO 61 (Югославия, 1983 г.)	Процессор Z 80. Выходные релейные контакты. Метод вывода информации: 7 сегментный индикатор. Водонепроницаемый корпус. Язык программирования ISO 7-bit	65K25ПФ2, фрезерный	Высокомомментные двигатели постоянного тока
2P22 (СССР, 1970 г.)	МикроЭВМ Электроника МС1201.02. Перфоратор ИЛ-150М. Динамическое ОЗУ 8 Кбайт. ПЗУ 32 Кбайта. Контурно-позиционное устройство. 2 оси управления	16А30, токарная группа	Высокомомментные двигатели постоянного тока

Тип управляющей стойки	Особенности управляющего устройства	Типы станков	Тип управляемого привода
Электроника НЦ 31-02 (Россия)	Система контурного типа. Мультипроцессорная конфигурация (до 4х процессоров). Кассетная внешняя память. Использование интерфейса ввода данных ИРПС. Дискретность задания перемещений – 0.001 мм. 2 управляемые оси (до 3 возможно). ПЗУ 126 Кбайт. ОЗУ 8 Кбайт. Язык программирования G код	16A20ФЗ, NL 200,WL Токарная группа	Высокомомментные двигатели постоянного тока
SIEMENS 840 D (Германия)	Многопроцессорный. 12 осей управления на один канал. До 10 каналов управления. Децентрализованная периферия PLC через PROFIBUS-DP. Intel Pentium 3,4. ПЗУ минимум 10 Гбайт. ОЗУ 128 Мбайт. Язык программирования: Step 7	SUA 63 NUMERIC / 3500 Токарная группа	Высокомомментные двигатели постоянного тока

Список литературы

1. http://www.elektronik-chel.ru/schpu_1.html.
2. <http://ru.wikipedia.org/wiki>.
3. <http://www.stankostroenie.ru>.
4. <http://www.sibevrika.ru/stankinew20.html>.
5. <http://radiokot.ru/lab/controller/22/>.
6. <http://ru.wikipedia.org/wiki>.
7. <http://inavtoworld.ru/klassifikaciya-stankov-s-chpu-i-ix-konstruktivnyye-osobennosti/>.
8. <http://icvt.tu-bryansk.ru/index>.

О.А. Марочкин

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»

СОВРЕМЕННЫЕ СПОСОБЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ЖИДКОЙ СТАЛИ В ПРОЦЕССЕ НЕПРЕРЫВНОЙ РАЗЛИВКИ СТАЛИ

Наряду с важными процессами формирования непрерывно-литой заготовки, её геометрических параметров и внутренних дефектов, существует важная и необходимая технологическая операция – измерение температуры стали на протяжении всего процесса разлива.

Несмотря на существование огромного числа приспособлений, обеспечивающих измерение температуры стали, наиболее применяемыми являются: автоматизированные (непрерывный замер); ручные (одноразовые). До середины 1990-х годов преимущественно использовали наиболее дешёвый ручной способ измерения температуры жидкой стали. По мере модернизации и конструирования новейших МНЛЗ, имеющих программное обеспечение модулей, позволяющих квитировать возникающие дефекты в автоматическом режиме, способных произвести элементарную диагностику от внешних датчиков и по полученным данным показывать имеющиеся ошибки при ведении разлива на монитор, возникла необходимость автоматизации процесса измерения температуры стали. Это позволит устранить главную ошибку – «человеческий фактор».

При ручном способе измерения температуры жидкой стали с помощью одноразовых термопар этот фактор играет самую непосредственную роль. Например, при необходимости можно получить желаемую (но не точную) температуру стали, изменяя угол наклона жезла и расстояние относительно места подачи жидкой стали в промежуточный ковш, плюс погрешность измерения самой термопары (рис.1) составляет $\pm 3^{\circ}\text{C}$.

В настоящее время для исключения таких ошибок и уменьшения перегрева промежуточных ковшей, визуализации процесса с последующей интеграцией в программу управления машинами непрерывного литья заготовки (блюмов, слябов) на ряде предприятий металлургической отрасли применяют зонды непрерывного измерения с платинородиевой термопарой (рис. 2).

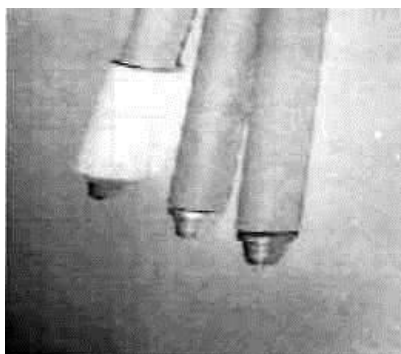


Рис. 1. Одноразовая термопара



Рис. 2. Зонд непрерывного замера температуры металла

Такой способ позволяет производить непрерывное измерение температуры жидкой стали в промежуточных ковшах машин непрерывного литья заготовок с допустимой погрешностью $\pm 4^{\circ}\text{C}$.

Основным недостатком измерения температуры жидкой стали платинородиевой термопарой является дороговизна расходных частей установки и преждевременный выход из строя собственно термопары из-за уменьшения диаметра проволоки в процессе работы.

Кроме этого способа измерения температуры металла, на ряде предприятий России и СНГ применяют установки непрерывного измерения OPTICAST фирмы «SIDERMES», основанные на теории черного тела (рис. 3).

Этот способ позволяет производить непрерывное измерение температуры жидкой стали в промежуточных ковшах машин непрерывного литья заготовок с допустимым отклонением $\pm 3^{\circ}\text{C}$. Стоимость зондов OPTICAST, по сравнению с зондами непрерывного измерения с платинородиевой термопарой, в несколько раз меньше. Зонды устанавливают максимально близко к стакану-коллектору, что позволяет получить практически точное значение температуры ликвидуса.

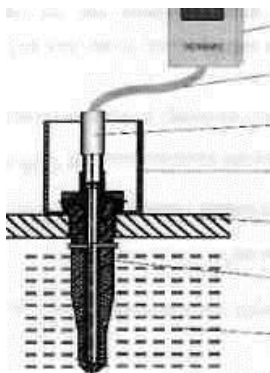


Рис. 3. Зонд OPTICAST фирмы «SIDERMES»

Сравнительные характеристики зондов OPTICAST приведены в таблице.

Сравнительные характеристики зондов

Фирма	Зонды черного тела OPTICAST	Heraeus Elektro-nite	Vesuvius
Точность измерения	$\pm 3^{\circ}\text{C}$	$\pm 5^{\circ}\text{C}$	$\pm 5^{\circ}\text{C}$
Стабильность	Стабильнее	Стабильно	Стабильнее

В дальнейшем развитие устройств для измерения температуры жидкой стали в промежуточных ковшах будет развиваться на теориях отражения лучей (длины волны) в различных световых спектрах и усовершенствования систем преобразования оптического сигнала в аналоговый (цифровой).

**ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ВЫСОКОПРОЧНОГО КРЕПЕЖА
НА ОСНОВЕ РАЦИОНАЛИЗАЦИИ МЕХАНИКИ СБОРКИ
МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ**

Высокопрочный крепеж применяется в фрикционных соединениях стальных конструкций железнодорожных, автодорожных, городских, пешеходных мостов и специальных вспомогательных сооружений и устройств для строительства мостов. Фрикционное болтовое соединение при сборке металлоконструкций состоит из болта, гайки и двух шайб (рис. 1). Болт устанавливается с зазором, поэтому соединение должно обеспечить отсутствие сдвига деталей в стыке за счет сил трения.

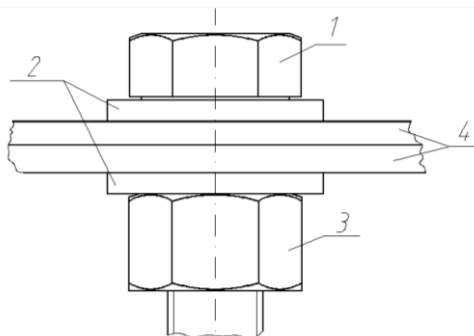


Рис. 1. Высокопрочное болтовое соединение:

- 1 – высокопрочный болт; 2 – шайбы;
3 – высокопрочная гайка; 4 – соединяемые металлоконструкции

Высокопрочные болты, гайки и шайбы перед установкой в металлоконструкцию подлежат подготовке, состоящей из следующих технологических операций: очистки от консервирующей заводской смазки и грязи, сушки, прогонки и смазки резьбы, комплектации, контроля качества.

Сборку фрикционных соединений на высокопрочных болтах производят в следующем порядке:

- совмещают отверстия и фиксируют взаимное положение элементов деталей соединения монтажными пробками;

- устанавливают в свободные отверстия высокопрочные болты с гайками и затягивают их гайковертами;
- проверяют плотность стягивания пакета;
- затягивают поставленные высокопрочные болты на расчетное усилие динамометрическими ключами;
- производят герметизацию соединений;
- удаляют пробки и в освободившиеся отверстия устанавливают высокопрочные болты с гайками с затяжкой их на расчетное усилие.

Затяжку высокопрочных болтов на расчетные усилия следует производить закручиванием гайки с обеспечением требуемого крутящего момента.

Натяжение болтов с регулированием усилий по величине крутящего момента осуществляют, как правило, в два этапа. На первом этапе болты затягивают при помощи гайковертов на 50-90% расчетного усилия для обеспечения плотности прилегания деталей пакета, на втором – болты дотягивают до полного расчетного усилия затяжки динамометрическими ключами статического действия с контролем натяжения по величине прикладываемого крутящего момента.

Натяжение болтов на первом этапе осуществляют в процессе их установки при сборке соединений и замене пробок. В начале натяжения гайковертами головку болта следует придерживать от проворачивания. Если проворачивание по мере натяжения болта не прекращается, болт, гайка и шайба подлежат замене.

Натяжение болтов на втором этапе производят до расчетного усилия. Для контроля усилия затяжки применяют гидравлические динамометрические ключи, позволяющие обеспечить регистрацию крутящих моментов с требуемой точностью. Прикладываемые крутящие моменты контролируются во время движения ключа в направлении, отвечающем увеличению натяжения. Затяжку болтов следует производить плавно, без рывков. Затяжка болтов прекращается при достижении требуемого крутящего момента [1].

Мостовые сооружения относятся к объектам повышенного – I уровня ответственности по возможным экономическим, социальным и экологическим потерям в случае отказа их в работе. Поэтому к применяемому на них высокопрочному крепежу предъявляются очень высокие требования.

В 2006 году были разработаны национальные стандарты ГОСТ Р 52643-2006, 52644-2006, 52645-2006, 52646-2006 на высокопрочные болты, гайки и шайбы с более жесткими требованиями, предъявляемыми к высокопрочному крепежу. Кроме этого измене-

ны следующие геометрическими параметры: толщина шайб, высота гаек, радиус под головкой болтов, высота и диаметр опорной шайбы, требования к контролю длины резьбы и др.

В 2008 году в ОАО «ММК-МЕТИЗ» освоено производство высокопрочного крепежа по новым стандартам, проделана работа по совершенствованию технологии производства, выбору исходного материала, внедрению новых видов испытаний, в результате чего удалось добиться полного соответствия изделий требованиям новых стандартов.

При отгрузке первых партий высокопрочного крепежа по ГОСТ Р 52643-2006, 52644-2006, 52645-2006 у предприятий мостостроения стали возникать проблемы с проворачиванием болтов при затяжке на проектное усилие.

Проворачивание болтов не позволяет достичь расчетного усилия затяжки по причине неплотного соприкосновения поверхности плоской шайбы с опорной поверхностью головки болта. Это приводит к неработоспособности болтового соединения и его демонтажу, что создает дополнительные расходы и увеличивает время сборки металлоконструкций.

До 2006 года ОАО «ММК-МЕТИЗ» изготавливал высокопрочный крепеж по ГОСТ 22353-77, 22354-77, 22355-77, 22356-77. В этот период на завод не поступило ни одной претензии от потребителей по проворачиванию болтокомплектов при натяжении на проектное усилие, т.е. геометрия болтового соединения полностью исключала возможность проворачивания.

В ОАО «ММК-МЕТИЗ» была проведена работа по выявлению возможных причин проворачивания болтов. В результате были установлены следующие причины, приводящие к проворачиванию болтов при сборке металлоконструкций (рис. 2):

1. Большой радиус под головкой болта ($R=2,5$) приводит к тому, что контакт болта и шайбы происходит по радиусу подголовка (рис. 2, а).
2. Диаметр опорной шайбы болтов $d_1=(0,95-1,05)S$. При $d_1=1,05S$ опорная шайба выходила за размер под ключ, что приводило к появлению заусенцев на поверхности головки, которые препятствуют плотному касанию поверхностей (рис. 2, б).

В настоящее время специалистами завода полностью приведены в соответствие геометрические размеры, влияющие на проворачивание болтов (рис. 3):

1. Уменьшен радиус под головкой болта до 1,6 мм (рис. 3, а).
2. Увеличена высота опорной шайбы до 0,8 мм и уменьшен ее диаметр до $0,95S$ (рис. 3, б).

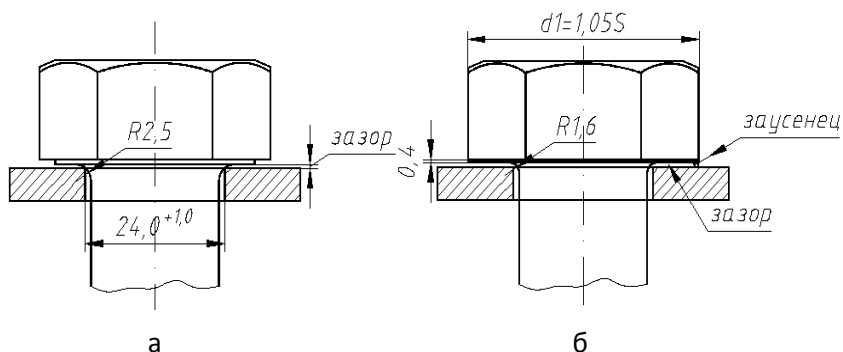


Рис. 2. Причины, приводящие к проворачиванию болтов

Разработанные в 2006 г. национальные стандарты ГОСТ Р 52643-52646 на высокопрочные болты, гайки и шайбы по ряду параметров не удовлетворяют требованиям мостостроения.

В январе 2009 года вышел специальный нормативный документ, отражающий специфику современных технических требований к высокопрочному крепежу для фрикционных и сварных соединений в стальных конструкциях железнодорожных, автодорожных, городских, пешеходных и совмещенных мостов обычного и северного исполнений с учетом новейших научно-технических разработок. В ГОСТ Р 53664-09 предусмотрен высокопрочный крепеж М22-М27 только для мостостроения, и в котором устранены все несоответствия предыдущих ГОСТ Р 52643-52646 (2006 г.).

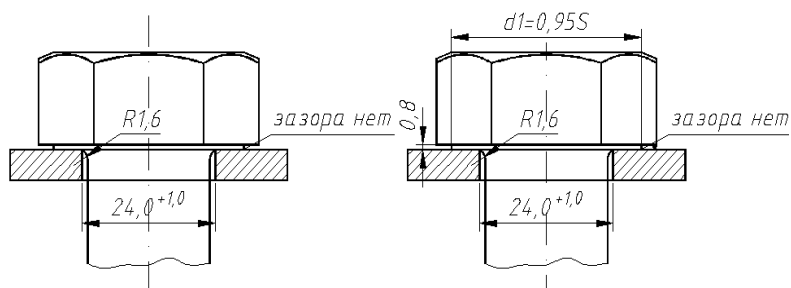


Рис. 3. Измененная геометрия болтов, исключающая их проворачивание

В настоящее время в ОАО «ММК-МЕТИЗ» разработана технологическая и конструкторская документация для освоения цилиндрических высокопрочных болтов, гаек и шайб по ГОСТ Р 53664-09.

С введением нового нормативного документа и новых требований на высокопрочный крепеж для мостостроения ОАО «ММК-МЕТИЗ» готов к производству высокопрочного крепежа со всеми необходимыми требованиями, полностью обеспечить необходимую потребность мостостроения в высокопрочном крепеже высокого качества.

УДК 621.74.045:621.742.001.57

А.С. Савинов, А.С. Тубольцева, Н.Н. Хоменко, В.П. Дзюба

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»

РАСЧЕТ ДЕФОРМАЦИИ ЛИТЕЙНЫХ СИСТЕМ ПРИ ЗАТРУДНЕННОЙ УСАДКЕ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ЭЛЕМЕНТОМ ВНЕДРЕНИЯ

Расчет деформации системы «отливка – песчано-глинистая литейная форма» осложнен процессами, происходящими в формообразующей среде под воздействием теплового потока отливки: рост сухого слоя формы, изменение геометрии и положения зоны конденсации, а также температурное изменение механических свойств формы. Все это приводит к постоянному изменению жесткости формовочной смеси, что существенно затрудняет математический анализ температурных деформаций данных объектов.

В работах [1, 2] получено решение, позволяющее находить деформации отливки с плоскостями элементов затруднения, параллельными друг другу. Однако зачастую элементы затруднения отливки имеют цилиндрическую форму, а следовательно, необходим математический аппарат, учитывающий геометрию плоскости внедрения элемента затруднения.

Рассмотрим задачу о внедрении цилиндрического объекта затруднения отливки при плоской условно-неподвижной опоре.

Пусть при перепаде температур в стенке отливки ΔT_{cp} в результате воздействия затрудненной усадки плоскость 1 перейдет в положение 1' (см. рисунок). Плоскость, отражающая положение элемента затруднения при свободной усадке обозначим 1'', пренебрегая деформацией самого внедряемого элемента, в первом приближении перемещение d между плоскостями 1 и 1' считаем одинаковым для всех точек цилиндра.

Расстояние d между плоскостью $1'$ и $1''$ в точке $x=0$ (см. рисунок) найдем как

$$d = (\ell'' - \ell' - z), \quad (1)$$

где ℓ'' – расстояние между условно неподвижной опорой и плоскостью 1 в точке $x=0$, отражающее начальный размер сжимаемой смеси;

ℓ' – расстояние между условно неподвижной опорой и плоскостью $1''$ в точке $x=0$ при свободной усадке.

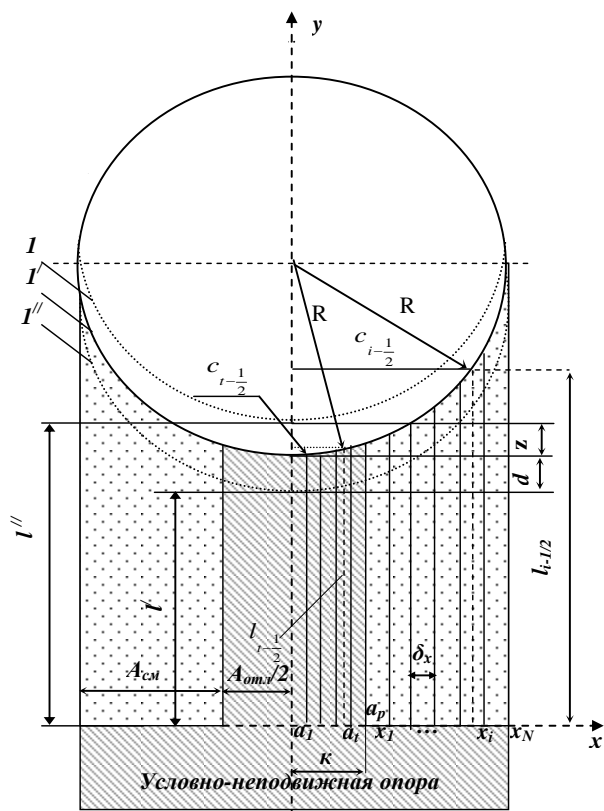


Схема к расчету затрудненной усадки с элементами затруднения цилиндр – плоская стенка

Размер ℓ' нетрудно найти по формуле [3]

$$\ell' = \ell'' - \Delta T_{cp} \alpha \ell'' , \quad (2)$$

где α – коэффициент температурного расширения сплава.

Для учета неоднородности по горизонтальному сечению сжимаемого объекта разбиваем его на ряд слоев x_i при $i=1, \dots, N$, имеющих различную жесткость, определяемую произведением $E_i A''$, где A'' – площадь сжимаемого элементарного слоя, E_i – модуль упругости i рода [3]. Следует помнить, что при изменении положения координаты x_i в пределах $k < x < R$ изменяется длина сжимаемого слоя $\ell_{i-\frac{1}{2}}$. Выражение, определяющее значение $\ell_{i-\frac{1}{2}}$,

запишется как:

$$\ell''_{i-\frac{1}{2}} = \ell'' + R - \sqrt{R^2 - c^2_{i-\frac{1}{2}}} ; \quad (3)$$

$$c_{i-\frac{1}{2}} = \delta_x \left(i - \frac{1}{2}\right) + k ; \quad (4)$$

$$\delta_x = (R - K) / N , \quad (5)$$

где δ_x – шаг (величина) слоя x ;

k – половина толщины стенки отливки.

Тогда

$$\ell''_{i-\frac{1}{2}} = \ell + R - \sqrt{R^2 - \left[\left(\frac{R-k}{n} \right) \left(i - \frac{1}{2} \right) \right]^2} . \quad (6)$$

Учитывая неравномерность изменения высоты стенки отливки по оси x , разобьем ее на ряд слоев a_t при $t=1, \dots, P$, длину t -го слоя рассчитаем как

$$\ell'_{t-\frac{1}{2}} = \ell' + R - \sqrt{R^2 - c^2_{t-\frac{1}{2}}} ; \quad (7)$$

$$c_{t-\frac{1}{2}} = \delta_a \left(t - \frac{1}{2} \right); \quad (8)$$

$$\delta_a = K / p. \quad (9)$$

где δ_a – шаг (величина) слоя a .

$$\ell'_{t-\frac{1}{2}} = \ell' + R - \sqrt{R^2 - \left[\left(t - \frac{1}{2} \right) \frac{k}{P} \right]^2}. \quad (10)$$

Составим уравнения равновесия (см. рисунок):
для стенки отливки

$$\sum_{t=1}^P \sigma_t A' = P_{раст}; \quad (11)$$

для слоя смеси

$$\sum_{i=1}^N \sigma_i A'' = P_{сжат}, \quad (12)$$

где $P_{раст}$ и $P_{сжат}$ – усилия растяжения отливки и сжатия смеси;
 A' , A'' – площади элементарных слоев t и i соответственно;
 σ_i , σ_t – напряжения в элементарных слоях смеси и отливки соответственно.

При упругом деформировании связь между напряжением и деформацией выражается эмпирическим законом Гука [4]

$$\sigma = E\varepsilon, \quad (13)$$

где ε – относительная деформация рассматриваемого волокна;

E – модуль упругости I рода,

Откуда выражения (11) и (12) запишем как

$$\sum_{i=1}^N E_i \varepsilon_i A_i = P_{сжат}, \quad (14)$$

$$\sum_{t=1}^P E_t \varepsilon_t A_t = P_{раст}. \quad (15)$$

Так как система находится в равновесии, то на основании равенства растягивающего и сжимающего усилий составим следующее уравнение, учитывая, что площади элементарных слоев системы не изменяются от их нахождения относительно оси x .

$$\sum_{i=1}^N E_i \varepsilon_i A'' = \sum_{t=1}^P E_t \varepsilon_t A_t \quad \left| \begin{array}{l} A' - const; \\ A'' - const; \\ E_t - const. \end{array} \right. \quad (16)$$

Предположение о постоянстве модуля упругости первого рода E_t основано на допущении о равномерности распределения температуры и фазового состава по сечению стенки отливки, что возможно лишь при рассмотрении тонкостенных отливок. Если фазовый состав либо перепад температур значителен, то в расчетах такую замену производить нельзя.

На основании вышесказанного перепишем выражение (16):

$$A'' \sum_{i=1}^N E_i \varepsilon_i = A_t \varepsilon_t \sum_{t=1}^P E_t \varepsilon_t. \quad (17)$$

Учитывая, что по продольной оси длина сопряженных элементов отливки и сжимаемого слоя формы одинакова, уравнение (17) запишется как:

$$\delta_x \sum E_i \varepsilon_i = \delta_a E_t \sum \varepsilon_t. \quad (18)$$

Выразим относительные деформации через абсолютные:

$$\delta_x \sum_{i=1}^N \frac{E_i z}{l_{i-\frac{1}{2}}} = \delta_a E_t \sum_{t=1}^P \frac{d}{l_{t-\frac{1}{2}}} \quad \left| \begin{array}{l} z - const; \\ d - const. \end{array} \right. \quad (19)$$

Учитывая, что перемещения z и d – постоянные величины, выражение (19) запишется

$$\frac{\delta_x}{\delta_a} z \sum_{i=1}^N \frac{E_i}{l_{i-\frac{1}{2}}} = \frac{d E_t}{\sum_{t=1}^P l_{t-\frac{1}{2}}}. \quad (20)$$

Подставив выражения (1), (2), в выражение (20), найдем искомое растяжение тела отливки:

$$z = \frac{E_t \Delta T a l^{//}}{\delta_x \sum_{i=1}^P l_{i-\frac{1}{2}} \sum_{i=1}^N \frac{E_i}{l_{i-\frac{1}{2}}} + E_t} \quad (21)$$

Полученное выражение (21) в совокупности с формулами (3), (7) позволяет определять затрудненную усадку стенки отливки при внедрении цилиндрического элемента затруднения. При применении моделей сопротивления деформации сплава, либо диаграмм растяжения, полученное решение позволяет определять напряжения в стенке литого изделия в условиях упругого деформирования [5, 6]. Данное выражение может быть использовано при отсутствии значительных температурных перепадов и при условии равномерности распределения фазового состава по сечению стенки изделия.

Список литературы

1. Савинов А.С., Тубольцева А.С., Синицкий Е.В. Анализ силового взаимодействия литой детали с формой // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. Самара: Изд-во Самарского научного центра РАН, 2011. С. 623 – 626.
2. Савинов А.С. Расчет деформации песчано-глинистой литейной формы при переменной жесткости сжимаемого слоя // Материалы V междунар. техн. конференции «Научный потенциал XXI века». Ставрополь: СевКавГТУ, 2011. С. 256-258.
3. Савельев И. В. Курс общей физики. М.: Астрель, 2001. 208 с.
4. Дарков А.В., Шпиро Г.С. Сопротивление материалов. М.: Высш. шк., 1975. 653 с.
5. Савинов А.С. Определение сопротивления деформации стали в различных температурных условиях при ее упругом деформировании // Казанская наука. 2011. №2. С. 43-45.
6. Савинов А.С. Тубольцева А.С., Назаренко Д. И. Моделирование сопротивления деформации материала на примере диаграммы растяжения сплава ХН70ВМТЮ // Современные инструментальные системы, информационные технологии и инновации: материалы VIII Междунар. науч.-техн. конф. Курск: Юго-Зап. гос. ун-т, 2011. С. 272–276.

**РАСЧЕТ СИЛ, ГЛУБИНЫ И СТЕПЕНИ УПРОЧНЕНИЯ
ПРИ ПЛАСТИЧЕСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛЕЙ
РОЛИКОМ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДА ВЕРХНЕЙ ОЦЕНКИ**

В настоящей работе предлагается определять усилия обкатки деталей роликом с использованием одного из методов теории пластичности – методом верхней оценки [1]. При решении задачи принимаем следующие допущения: деформируемый металл принимаем жесткопластическим, упругую деформацию ролика и кривизну поверхности детали не учитываем, трение на контакте между инструментом и деформируемым материалом подчиняется закону Зибеля:

$$\tau = \mu\tau_s, \quad (1)$$

где μ – коэффициент трения между инструментом и деформируемым материалом;

τ_s – предел прочности деформируемого материала на сдвиг, МПа.

Согласно принятой схеме взаимодействия ролика с деформируемым материалом (рис. 1, а) очаг деформации смоделирован жесткими треугольными блоками. Цифрами 2, 3 и 4 обозначены блоки очага деформации, 1 – инструмент и 0 – неподвижная жесткая зона.

Скорости относительного скольжения жестких блоков между собой, по границам очага деформации и по контакту с деформирующим инструментом определяют годографом (рис. 1, б).

Согласно теореме о верхней оценке нагрузка, вычисленная для соответствующего кинематического состояния деформируемого материала, всегда больше, чем предельная нагрузка.

Применительно к принятой схеме очага деформации имеет место следующее соотношение:

$$\begin{aligned} T\mathbf{v}_{01} = & l_{12}\mathbf{v}_{12}\mu\tau_s + l_{02}\mathbf{v}_{02}\tau_s + l_{23}\mathbf{v}_{23}\tau_s + \\ & + l_{03}\mathbf{v}_{03}\tau_s + l_{34}\mathbf{v}_{34}\tau_s + l_{04}\mathbf{v}_{04}\tau_s, \end{aligned} \quad (2)$$

- где T – касательная составляющая усилия обкатывания, Н;
- U_{01} – горизонтальная составляющая скорости деформирования, м/с;
- l_{12} – длина контактной поверхности деформируемого материала с инструментом, мм;
- U_{12} – скорость относительного скольжения деформируемого материала по контактной поверхности, м/с;
- $l_{02}, l_{23}, l_{03}, l_{34}, l_{04}$ – величины поверхностей разрывов по границам блоков, мм;
- $U_{02}, U_{23}, U_{03}, U_{34}, U_{04}$ – скорости относительного перемещения жестких блоков по границам между собой и по границам с основным материалом обрабатываемой детали, м/с;
- τ_s – касательное напряжение разрыва по границам блоков, МПа.

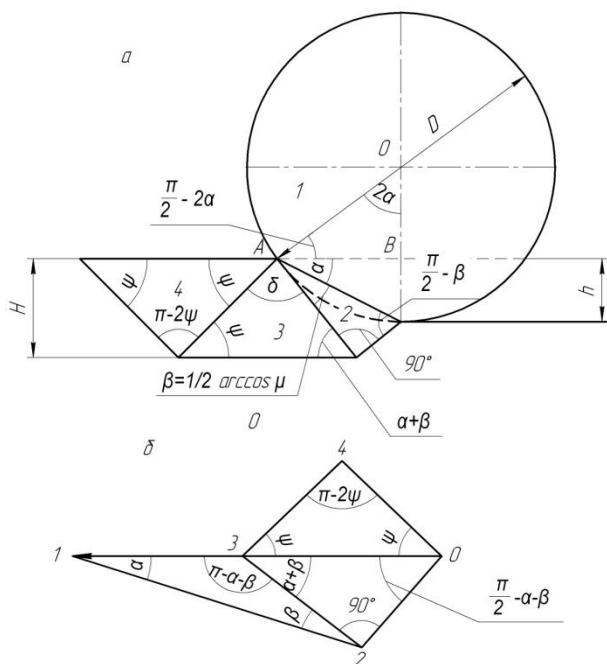


Рис. 1. Моделирование напряженно-деформированного состояния при обкатывании детали роликом (а) и годограф скоростей (б)

Здесь индексы 12, 23, 02, 03, 34, 04 относятся к границам между соответствующими элементами схемы деформации.

Подставляя значения длин поверхностей разрывов и контактных поверхностей из схемы деформации, а также значения скоростей относительного скольжения по поверхностям разрыва и контактным поверхностям из годографа скоростей в уравнение (2), получаем:

$$T = R S \sin 2\alpha \tau_s \left[\frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos \alpha \cos \beta} \mu + \operatorname{tg} \alpha \left[\operatorname{tg} \beta + \operatorname{ctg} (\alpha + \beta) + \frac{\sin(\psi+\alpha+\beta)}{\sin \psi \sin(\alpha+\beta)} + \frac{2}{\sin 2\psi} \right] \right], \quad (3)$$

где μ – коэффициент трения между поверхностью ролика и деформируемым материалом ($0 \leq \mu \leq 1$);

S – подача, мм/об.;

R – радиус ролика, мм;

ψ – варьируемое значение угла, град.;

h – глубина внедрения ролика в деформируемый материал при обкатке детали, мм.

Согласно схеме деформирования поверхностного слоя детали при обкатывании роликом угол α определяется

$$\alpha = \frac{1}{2} \arccos \left(1 - \frac{2h}{D} \right). \quad (4)$$

По аналогии со свойствами линий скольжения, угол наклона контактной поверхности ролика с деформируемым материалом к границе между блоками 2 и 3 подчиняется закономерности

$$\beta = \frac{1}{2} \arccos \mu. \quad (5)$$

Уравнение (3) включает переменную величину угла ψ . Наименьшее значение величина T принимает при $\psi = 0,3\pi$. Подставляя значение $\psi = 0,3\pi$ в уравнение (3), получаем окончательно

$$T = R S \sin 2\alpha \tau_s \left[\frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos \alpha \cos \beta} \mu + \operatorname{tg} \alpha \left[\operatorname{tg} \beta + \operatorname{ctg} (\alpha + \beta) + \frac{\sin(0,3\pi+\alpha+\beta)}{\sin(0,3\pi) \sin(\alpha+\beta)} + 2,13 \right] \right]. \quad (6)$$

Мощность, затрачиваемая на обкатку с учетом потерь в опорах ролика, определяется зависимостью

$$N = T U_{01} \left(1 + f \frac{d}{D}\right), \quad (7)$$

где f – трение в опорах ролика;

d – диаметр опор роликов, мм;

D – диаметр ролика, мм.

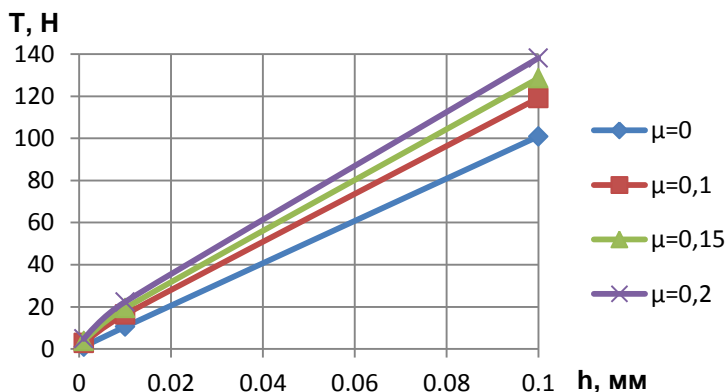


Рис. 2. Зависимость касательной составляющей усилия обкатывания от глубины внедрения ролика в деформируемый материал

Вертикальная составляющая усилия обкатки определяется по зависимости

$$P = T \operatorname{ctg} 2\alpha. \quad (8)$$

По значению силы P рассчитывают опоры ролика на прочность.

Согласно схеме очага деформации глубина наклепа после обкатки поверхности материала роликом составляет

$$\Delta = D \sin \alpha \sin \beta \cos(\alpha + \beta). \quad (9)$$

Из равенства работы внешних и внутренних сил можно определить степень пластической деформации по следующей зависимости:

$$\varepsilon = \frac{T\sqrt{Dh}}{2\tau_s V}, \quad (10)$$

где V – объем деформируемой зоны.

Для единичной ширины контакта ролика с деформируемым материалом объем деформируемой зоны равен:

$$V = \frac{1}{2} \left(\frac{R \sin 2\alpha}{\cos \alpha} \right)^2 \cos \beta \left(\sin \beta + 1,22 \sin(\alpha + \beta) \cos \beta \sin(\alpha + \beta + 0,3\pi) + 0,94 \cos \beta \left(\frac{\sin(\alpha + \beta)}{0,82} \right)^2 \right). \quad (11)$$

После обкатки роликом твердость поверхности детали равна

$$HB_{обк} = HB_{исх} (1 + 50\varepsilon)^m, \quad (12)$$

где m – показатель степенной зависимости [2]. В расчетах принято $m = 0,25$.

На рис. 2–8 приведены зависимости усилий обкатки, глубины и степени пластической деформации, а также твердости обкатанной поверхности для стали 40 с твердостью $HB_{исх} = 889$ МПа и ролика диаметром 10 мм.

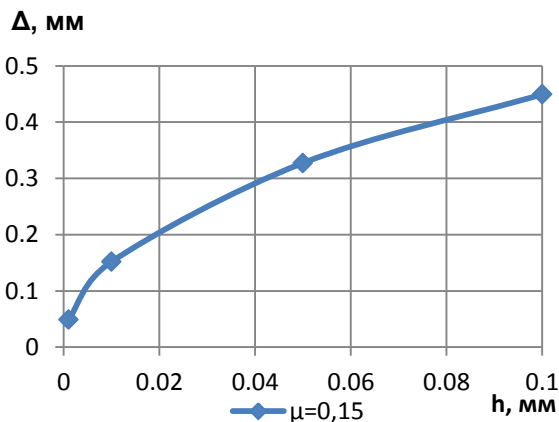


Рис. 3. График зависимости глубины наклепа от глубины внедрения ролика

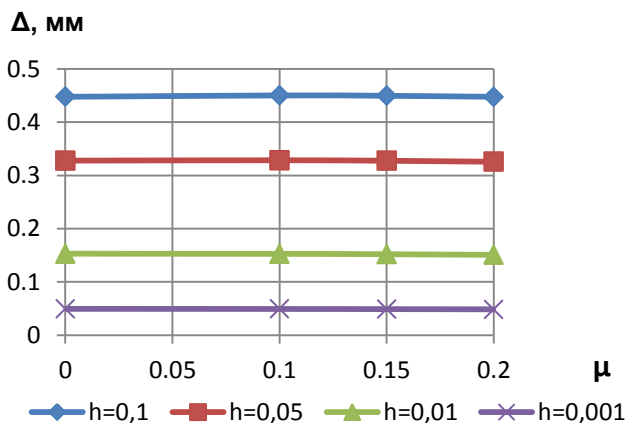


Рис. 4. График зависимости глубины наклепа от коэффициента трения

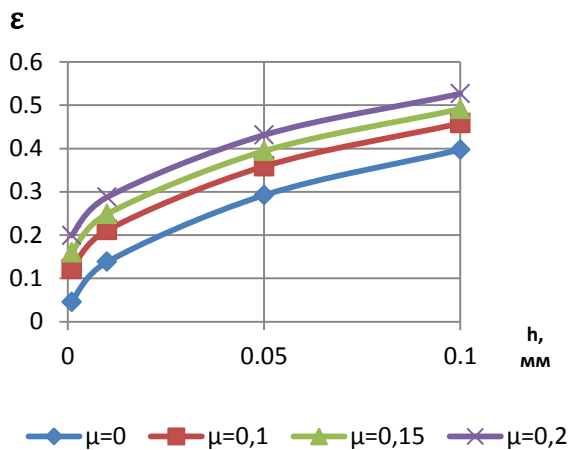


Рис. 5. График зависимости степени деформации от глубины внедрения ролика

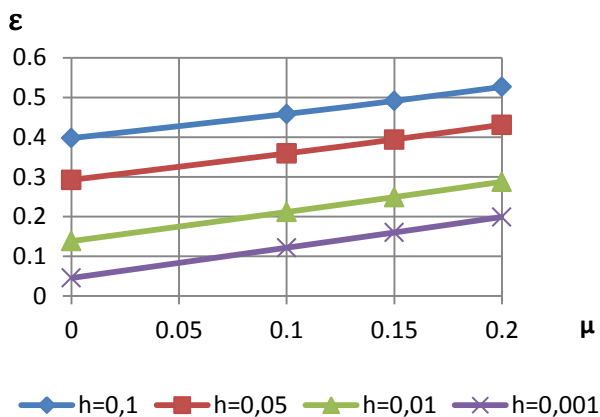


Рис. 6. График зависимости степени деформации от коэффициента трения

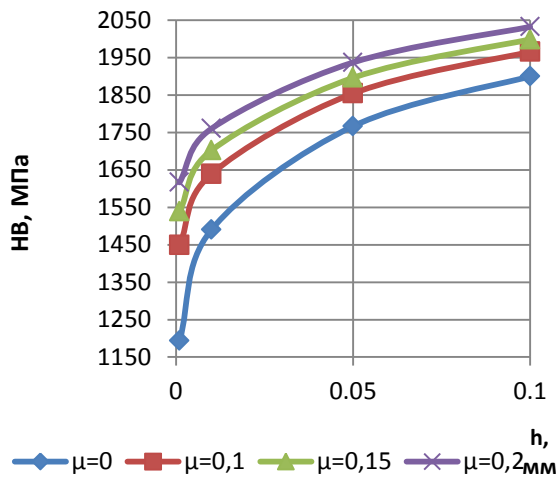


Рис. 7. График зависимости твердости обкатанной поверхности от глубины внедрения ролика

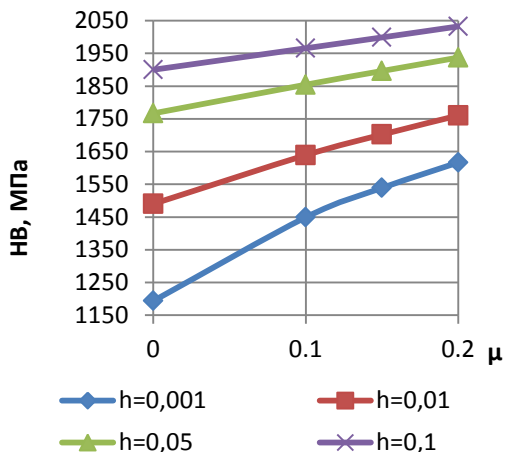


Рис. 8. График зависимости твердости обкатанной поверхности от коэффициента трения

Полученные результаты рекомендуется использовать при проектировании технологического процесса обкатки детали роликом.

Список литературы

1. Джонсон У., Меллор П. Теория пластичности для инженеров. М.: Машиностроение, 1979. 567 с.
2. Кроха В.А. Кривые упрочнения металлов при холодной деформации. М.: Машиностроение, 1968.

УДК 621.771

А.Е. Гулин, Д.Г. Емалеева, М.А. Полякова

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова»

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА ДЕФОРМАЦИОННОГО НАНОСТРУКТУРИРОВАНИЯ ПРОВОЛОКИ

На кафедре машиностроительных и металлургических технологий разработан процесс непрерывного деформационного наноструктурирования проволоки, в результате которого в прово-

локе формируется ультрамелкозернистая структура с характерным уровнем прочностных и пластических свойств. Процесс включает в себя комбинирование различных схем деформации: растяжение, знакопеременный изгиб и знакопеременное скручивание, осуществляемые одновременно. Деформация растяжением осуществляется в ходе волочения как до кручения, так и после. Сконструирована установка, реализующая это комбинирование. На данный способ подана заявка на изобретение, получена приоритетная справка.

Для изучения факторов, оказывающих влияние на процесс «кручения-волочения», были проведены предварительные испытания проволоки [1] и трехфакторное планирование эксперимента [2]. В качестве значимых факторов выбраны количество оборотов скручивания проволоки (Z_1), единичное обжатие в первой по ходу движения проволоки волоке (Z_2), единичное обжатие во второй по ходу движения проволоки волоке (Z_3). Изучалось влияние этих факторов на прочностные (предел прочности σ_B), пластические (относительное удлинение после разрыва δ) свойства, параметры микроструктуры (межпластинчатое расстояние, толщина цементитных пластин) на поверхности и в центральной области высокоуглеродистой проволоки, а также нагрузку на двигатель скручивающей проволоку установки U. Матрица планирования эксперимента представлена в табл. 1.

Таблица 1

Матрица планирования эксперимента

Номер опыта	Z_1	Z_2	Z_3	X_0	X_1	X_2	X_3	X_1X_2	X_2X_3	X_1X_3	$X_1X_2X_3$
1	75	18,7	19,67	+	+	+	+	+	+	+	+
2	30	18,7	19,67	+	-	+	+	-	+	-	-
3	75	0	19,67	+	+	-	+	-	-	+	-
4	30	0	19,67	+	-	-	+	+	-	-	+
5	75	18,7	12,35	+	+	+	-	+	-	-	-
6	30	18,7	12,35	+	-	+	-	-	-	+	+
7	75	0	12,35	+	+	-	-	-	+	-	+
8	30	0	12,35	+	-	-	-	+	+	+	-

После проведения 8 опытов в соответствии с матрицей планирования эксперимента получили значения всех изучаемых параметров. В результате математической обработки результатов получены уравнения регрессии (табл. 2), которые прошли проверку на соответствие экспериментальным данным по критерию Фишера. Оценку значимости коэффициентов уравнений регрессии проводили по критерию Стьюдента.

Таблица 2

Сводная таблица уравнений регрессии

Параметр и уравнение регрессии	R, %
Предел прочности σ_v , МПа $\hat{y} = 1059 + 45,5 \cdot X_2 + 34,25 \cdot X_3 + 16,25 \cdot X_{23}$	95
Относительное удлинение после разрыва δ , % $\hat{y} = 2,295 + 0,153 \cdot X_1 - 0,305 \cdot X_2 - 0,230 \cdot X_3$	90
Нагрузка на двигатель скручивающего устройства U, В $\hat{y} = 49 + 16 \cdot X_1 - 13,5 \cdot X_2 - 1,5 \cdot X_3 - 1,5 \cdot X_{12} + 1,5 \cdot X_{13}$	95
Межпластиночное расстояние на поверхности образца s_n , мкм $\hat{y} = 0,410 - 0,014 \cdot X_2 - 0,013 \cdot X_{23}$	90
Межпластиночное расстояние в центре образца $s_{ц}$, мкм $\hat{y} = 0,409 - 0,025 \cdot X_1 + 0,014 \cdot X_2 - 0,060 \cdot X_3 - 0,024 \cdot X_{23}$	95
Толщина ферритных пластин на поверхности образца $h_{фп}$, мкм $\hat{y} = 0,233 - 0,029 \cdot X_2 - 0,011 \cdot X_3 + 0,01 \cdot X_{23} - 0,014 \cdot X_{13} + 0,009 \cdot X_{123}$	95
Толщина ферритных пластин в центре образца $h_{фц}$, мкм $\hat{y} = 0,199 - 0,009 \cdot X_1 - 0,025 \cdot X_3 - 0,005 \cdot X_{12}$	90
Толщина цементитных пластин на поверхности образца $h_{цп}$, мкм $\hat{y} = 0,208 - 0,011 \cdot X_2$	95
Толщина цементитных пластин в центре образца $h_{цц}$, мкм $\hat{y} = 0,2 - 0,008 \cdot X_1 - 0,025 \cdot X_3 - 0,009 \cdot X_{23}$	90
Микротвердость поверхности образца, МПа $\hat{y} = 2901,594 + 58,615 \cdot X_2$	95
Микротвердость центра образца, МПа $\hat{y} = 2966,454 + 103,704 \cdot X_1 + 51,921 \cdot X_2 + 53,308 \cdot X_3 - 46,829 \cdot X_{12}$	95

На следующем этапе исследования изучали влияние каждого из значимых факторов на механические свойства и параметры микроструктуры высокоуглеродистой проволоки диаметром 3,05 мм в соответствии с полученными уравнениями регрессии.

Регрессионное уравнение предела прочности образцов показывает, что основное влияние на упрочнение проволоки при реализации процесса «кручение-волочение» оказывают единичные обжатия в обоих волокнах. Количество оборотов скручивающего устройства оказывает незначительное влияние на упрочнение в пределах 2%.

В соответствии с полученным регрессионным уравнением относительное удлинение после разрыва в значительной степени зависит от количества оборотов скручивающего устройства (рис. 1).

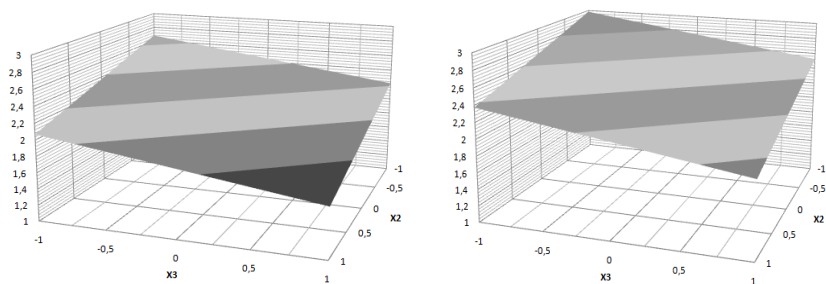


Рис. 1. Зависимость относительного удлинения по уравнению регрессии от параметров X_2 и X_3 при фиксированных значениях X_1 : а – $X_1 = -1$; б – $X_1 = 1$

На параметры микроструктуры на поверхности образца основное влияние оказывает единичное обжатие в первой волоке по ходу движения проволоки, а в центре проволоки – количество оборотов скручивающего устройства и суммарная степень обжатия (рис. 2). Все параметры микроструктуры в центре образца чувствительны к изменению степени деформации кручением. При наложении кручения происходит образование полос сброса и дробление цементитных пластин.

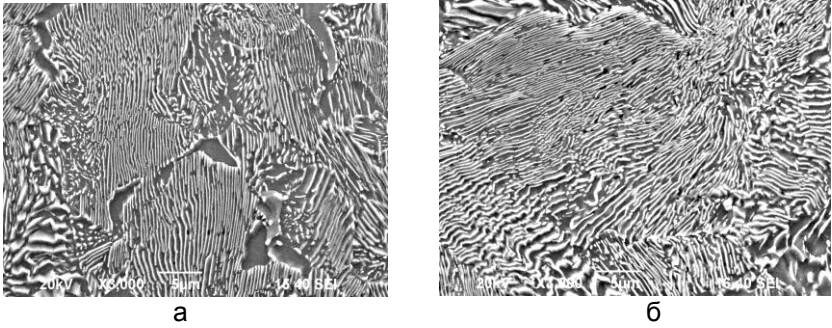


Рис. 2. Микроструктура высокоуглеродистой проволоки диаметром 3,05 мм до (а) и после (б) деформационного наноструктурирования

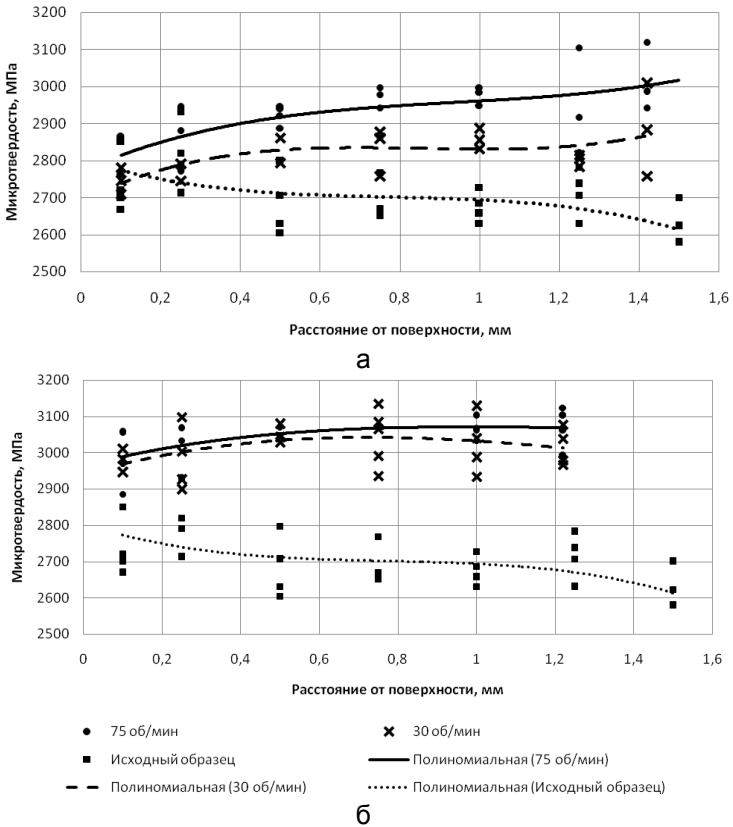


Рис. 3. Изменение микротвердости проволоки при различной степени суммарного обжатия: а - $\Sigma \epsilon = 12,7\%$; б - $\Sigma \epsilon = 35,47\%$

Микротвердость на поверхности образца в большей степени зависит от единичного обжатия в первой волоке. Сравнивая образцы разных конечных диаметров, можно сделать вывод, что изменение скорости вращения скручивающего устройства от 30 до 75 об/мин приводит к повышению микротвердости поверхности на 50–100 МПа в зависимости от степени суммарного обжатия $\Sigma\epsilon$ (рис. 3). Причем, чем меньше значение $\Sigma\epsilon$, тем больше разность значений микротвердости на поверхности и в центре образцов. Аппроксимации полей точек полиномами 3-го порядка получены в программном комплексе Microsoft Excel.

Тангенс угла наклона линейной линии тренда зависимости микротвердости центра образца от суммарного обжатия при 30 об/мин имеет значение 13,94, а при 75 об/мин – 1,38 (рис. 4). Следовательно, микротвердость центра образца повышается с увеличением обжатия более интенсивно при малых степенях деформации кручением. В то же время микротвердость поверхности проволоки изменяется одинаково интенсивно.

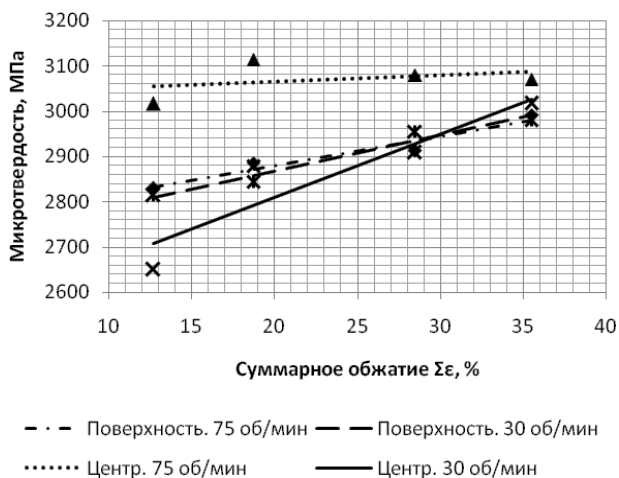


Рис. 4. Линейная аппроксимация зависимости микротвердости от величины суммарного обжатия

Исходя из полученных результатов, следующим этапом исследования является решение задачи оптимизации по двум параметрам. С одной стороны, для достижения максимальной прочности проволоки необходимо обеспечить максимальные суммарные обжатия при деформации растяжением. С другой стороны, для

обеспечения технологичности обработки проволоки необходимо получение максимальных значений пластических свойств за счет наложения деформации кручением, которая эффективна при небольших степенях суммарного обжатия в волоках.

Список литературы

1. Полякова М.А., Гулин А.Е. Разработка непрерывного метода интенсивной пластической деформации // Моделирование и развитие процессов обработки металлов давлением: межрегион. сб. науч. тр. / под ред. В.М. Салганика. Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова, 2011. С. 138–145.
2. Гулин А.Е., Полякова М.А. Анализ эффективности метода деформационного наноструктурирования с использованием математического планирования эксперимента // Современные методы конструирования и технологии металлургического машиностроения: Междунар. сб. науч. тр. / под ред. Н.Н. Огаркова. Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова, 2011. С. 99–105.

УДК 621.771

А.Н. Емелюшин, С.В. Михайлицын, М.А. Шекшеев

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ МНОГОСЛОЙНЫХ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

При производстве и монтаже металлоконструкций широкое применение нашли способы дуговой сварки. В большинстве случаев сварку стыковых соединений выполняют в разделку за несколько проходов. Форма разделки и количество проходов зависят от типа свариваемой конструкции, способа и режимов сварки или нормативных требований. Формирование структуры сварного соединения, которая определяет его механические свойства, идет при сложных термических условиях.

Целью работы является исследование температурного состояния сварного соединения во время процесса сварки.

Производили сварку образцов размерами 200×400×12мм с V-образной разделкой (рис. 1) из кремнемарганцевой стали класса прочности К56.

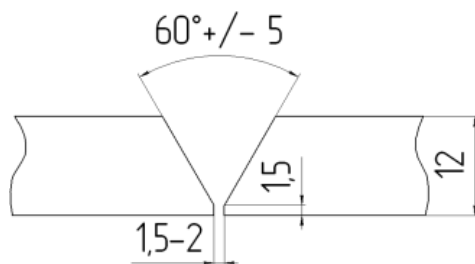


Рис. 1. Разделка стыка под сварку

Сварку соединений выполняли в четыре прохода двумя способами: ручной дуговой сваркой (РД) и механизированной сваркой плавящимся электродом в среде защитных газов (МП). Для РД использовали электроды Э50А УОНИ – 13/55 с основным покрытием, для МП – сварочную проволоку Св – 08Г2С, в качестве защитного газа применяли смесь Ar (82%) + CO₂ (18%). Режимы, на которых проходила сварка, представлены в табл. 1.

Распределение температуры при сварке образцов фиксировали тепловизионной камерой SDS HOTFIND DXT. Условия, на которых происходила съемка, представлены в табл. 2. Фиксировали температуру поверхности обратной стороны свариваемых образцов в интервале 200–1000°С в момент сварки и после ее окончания. Полученные термограммы обрабатывали с помощью программного приложения SatReport.

Температура в свариваемых образцах изменяется в широких пределах и распределяется в виде изотерм, симметричных относительно оси сварного соединения. При наложении корневого слоя, на момент окончания сварки (3–5 с после обрыва дуги), при РД максимальная зафиксированная температура T_{\max} составляет 800–840°С (рис. 2), а при МП $T_{\max} = 400–416^{\circ}\text{C}$ (рис. 3). Подобная разница в температурах связана с количеством вводимой энергией при сварке, с теплоизолирующими свойствами защитного шлака, покрывающего сварной шов, выполненный способом РД, а также более эффективным тепловложением [1] при РД ($\eta = 0,7–0,85$), чем при МП ($\eta = 0,65$). Изотермы при МП в сравнении с РД имеют более вытянутый вид.

Таблица 1

Способы и режимы сварки стыковых соединений

Номер слоя	Диаметр электрода dэ, мм	Сила тока I, А	Скорость V, м/ч	Напряжение U, В
РД				
1 (корень шва)	3	80	11,2	18–20
2 (заполнение)	4	80	11,6	18–20
3 (заполнение)	4	100	13,1	20–23
4 (облицовка)	4	80	12,2	18–20
МП				
1 (корень шва)	1,2	123	13,3	18
2 (заполнение)	1,2	123	12,4	18
3 (заполнение)	1,2	135	14,6	20
4 (облицовка)	1,2	127	12,7	18

Таблица 2

Условия съемки тепловизером

Расстояние до объекта, м	Излучательная способность те- ла	Влажность окружающей среды, %	Температура окружающей среды, °С
1	0,75	80	20

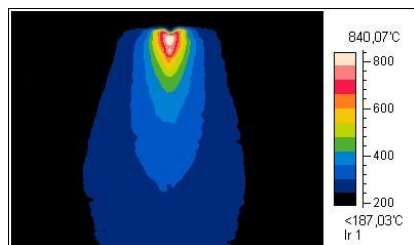


Рис. 2. Термограмма при РД,
1 слой

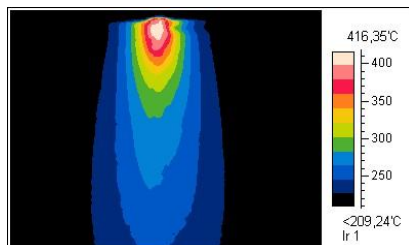


Рис. 3. Термограмма при МП,
1 слой

При наложении слоя также происходит предварительный подогрев свариваемых образцов. Начальная температура при наложении второго слоя в обоих случаях составляет порядка 180–220°C.

При наложении второго слоя, во время процесса сварки, распределение температур на оборотной поверхности образцов выглядит следующим образом (рис. 4, 5): при РД T_{\max} составляет порядка 1000–1023°C, при МП $T_{\max} = 800$ –876°C.

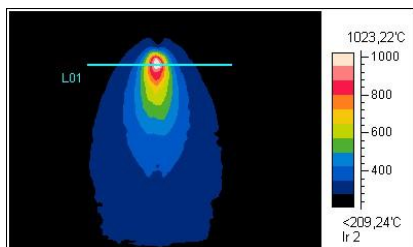


Рис. 4. Термограмма при РД,
2 слой

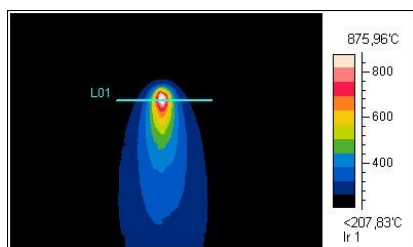


Рис. 5. Термограмма при МП, .
2 слой

Температура предварительного подогрева образцов к моменту наложения третьего слоя составила 200–250°C. Распределение температур при наложении третьего слоя, во время процесса сварки, представлено на рис. 6 и 7.

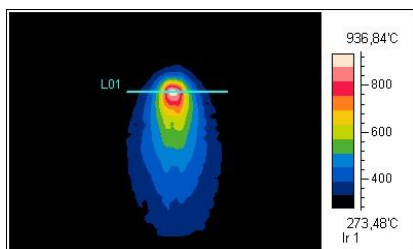


Рис. 6. Термограмма при РД,
3 слой

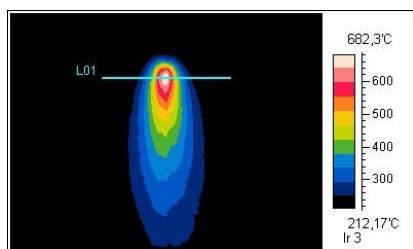


Рис. 7. Термограмма при МП,
3 слой

Максимальная температура оборотной стороны свариваемых образцов при РД составила 900–937°C, при МП $T_{\max} = 650$ –682°C.

Температура предварительного подогрева образцов к моменту наложения четвертого слоя составляла порядка 270–290°C. Распределение температур при наложении четвертого слоя, во время процесса сварки, представлено на рис. 8 и 9.

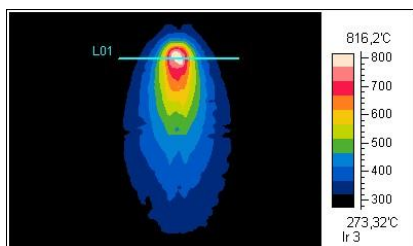


Рис. 8. Термограмма при РД, 4 слой

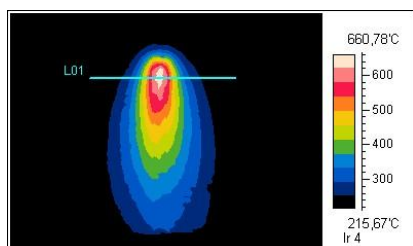


Рис. 9. Термограмма при МП, 4 слой

Максимальная температура оборотной стороны свариваемых образцов при РД составила 760–816°C при МП $T_{\max} = 600\text{--}660^\circ\text{C}$.

С помощью анализа изображений были получены графики распределения температур во время сварки, на поверхности свариваемых пластин с оборотной стороны, в поперечном сечении (рис. 10, 11).

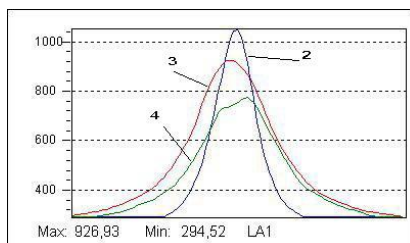


Рис. 10. Распределение температур при РД: 2 – при наложении второго слоя; 3 – при наложении третьего слоя; 4 – при наложении четвертого слоя

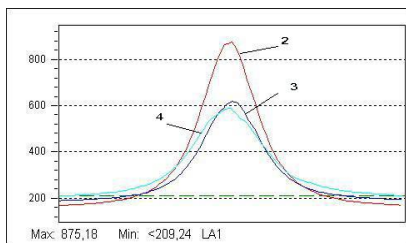


Рис. 11. Распределение температур при МП: 2 – при наложении второго слоя; 3 – при наложении третьего слоя; 4 – при наложении четвертого слоя

Металлографические исследования сварных соединений показали, что структура шва и зоны термического влияния (ЗТВ)

имеет различия в зависимости от рассматриваемой глубины. Так, в верхней части соединения, выполненного ручной сваркой, наблюдается ячеистая структура, представляющая собой кристаллы перлита, окруженные ферритной оторочкой, выделившейся по границам первичных зерен (рис. 12). Нижняя часть шва характеризуется нормализованной структурой в виде зерен феррита и перлита (рис. 13). ЗТВ верхней части соединения представлена видманштеттовой структурой (рис. 14), а нижняя часть характеризуется ферритно-перлитной структурой (рис. 15).

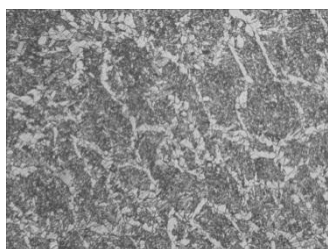


Рис.12. РД: Шов (верхняя часть),
×100

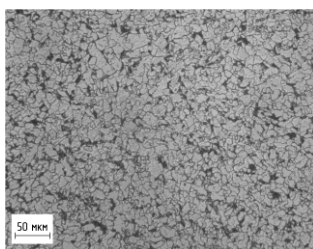


Рис.13. РД: Шов (нижняя часть),
×200

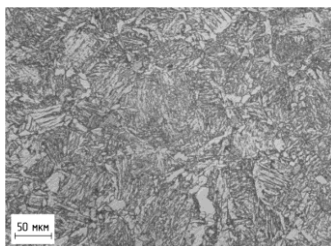


Рис. 14. РД: ЗТВ (верхняя часть),
×200

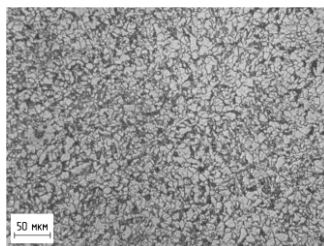


Рис. 15. РД: ЗТВ (нижняя часть),
×200

Структура сварного соединения, выполненного механизированной сваркой, в верхней его части представлена перлитными кристаллами столбчатого строения, окруженными ферритом, а также характерными игольчатыми включениями феррита, расположенными внутри перлитных кристаллов (рис. 16). Нижняя часть шва характеризуется ферритной структурой (рис. 17).

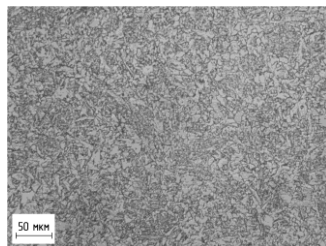
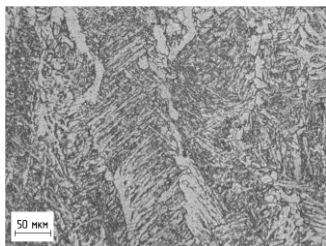


Рис.16 МП: Шов (верхняя часть), Рис.17 МП: Шов (нижняя часть),
×200 ×200

В ЗТВ верхней части соединения, на участке перегрева, образовалась видманштеттова структура (рис.18), нижняя часть представлена также видманштеттовой структурой (рис.19), но менее грубой в сравнении с верхней частью.

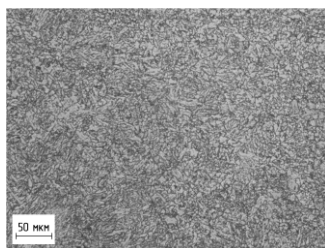
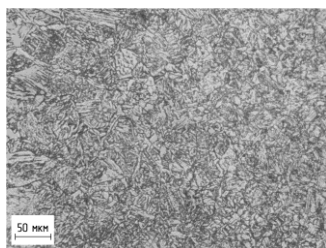


Рис. 18. МП: ЗТВ (верхняя часть), Рис.19. МП: ЗТВ (нижняя часть),
×200 ×200

Подобная разница в структуре многослойных сварных соединений связана с эффектом автотермообработки [2], когда каждый накладываемый слой термообрабатывает предыдущие слои. На рис. 10 и 11 хорошо видно распределение температур в корневом слое сварного шва и ЗТВ во время заполнения и облицовки разделки стыка. Вследствие чего в нижней части соединения происходит нормализация металла и образуется зернистая структура, в то время как верхняя часть характеризуется наличием столбчатых кристаллов и видманштеттовой структуры.

Список литературы

1. ГОСТ 13585-68. Метод валиковой пробы для определения допускаемых режимов дуговой сварки и наплавки.
2. Чиханов Д.А. Влияние режимов сварки плавлением на структуру и свойства соединений из легированных сталей: монография / Национальный исследовательский Томский политехнический университет. Томск: Изд-во Томск. политехн. ун-та, 2010. 114 с.

УДК 621.746.047:621.86

Вас. В. Точилкин, А.В. Шадрин

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ГИДРОСИСТЕМЫ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОВША СОРТОВОЙ МНЛЗ

Машины непрерывного литья заготовок (МНЛЗ) играют огромную роль в развитии металлургического машиностроения.

В настоящее время в ОАО «Уральская сталь» и ОАО «ММК» функционируют сортовые МНЛЗ, но их производительность резко снижают непредвиденные простои. В частности, они вызваны неполадками в гидросистеме механизма подъема промежуточного ковша (ПК). Опрокидывание ковша, а следовательно, и разлив жидкого металла, безусловно, является самым опасным случаем, что влечет за собой угрозу человеческой жизни, а также материальные затраты. Наиболее ответственный участок этой конструкции – колонны, на которые опирается промковш. Для того чтобы сделать их надежнее, в данном проекте предлагается применить гидросинхронизаторы.

На рис. 1 представлен промежуточный ковш МНЛЗ [1, 2].

Данные машины непрерывного литья заготовок находятся в электросталеплавильных цехах (ЭСПЦ) ОАО «Уральская сталь» и ОАО «ММК». В связи с тем, что модернизация, предлагаемая в данной работе, касается не всей машины, а лишь ее отдельно взятой части, то приводить план всего цеха и машины не требуется. Рассмотрим конструкцию тележки промежуточного ковша. На рис. 1 показан механизм перемещения ПК и его тележки.

Тележка промежуточного ковша, представляющая собой четырехугольную раму, опирается на четыре колеса, находящиеся

на рельсах. Из четырех колес тележки два являются приводными. На этой раме находятся четыре колонны, внутри которых находятся гидроцилиндры подъема ПК [2]. На колоннах имеются, по два на каждой, подшипники, на которые опирается и перемещается по ним рама ПК. Также на двух колоннах подъема имеются гидроцилиндры, предназначенные для поперечного перемещения ПК. Необходимость применения промежуточного ковша очевидна: это обеспечение непрерывности процесса разливки стали. Для заполнения ПК расплавом его предварительно разогревают, в противном случае выходит из строя его футеровка, затем ковш перемещают под сталеразливочный ковш и заполняют жидким металлом. После этого тележку размещают над кристаллизатором и выполняют операцию центрирования. После чего можно приступать непосредственно к процессу разливки стали.

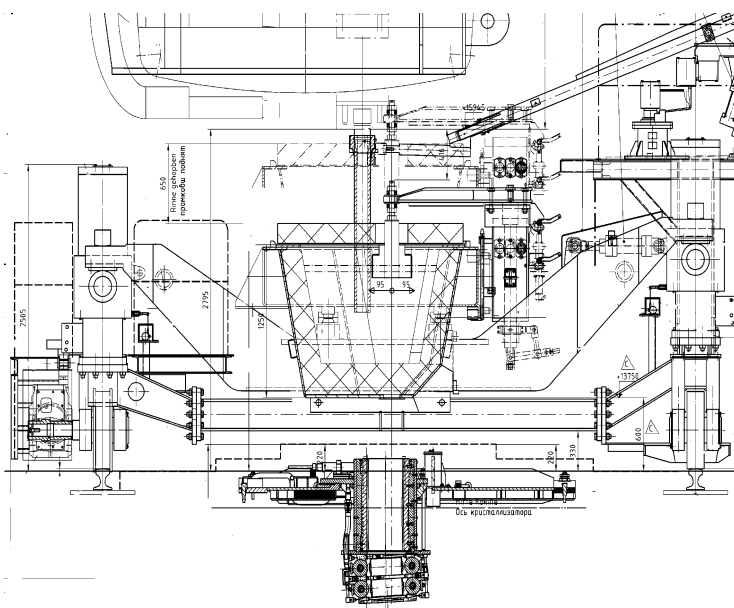


Рис. 1. Компонка промежуточного ковша МНЛЗ

Механизм перемещения необходим для выполнения нескольких технологических операций. Это передвижение ПК от сталеразливочного ковша к кристаллизатору. А в свою очередь, для обеспечения этой операции необходимо поднимать и опускать ПК. Для этого имеются четыре гидроцилиндра, которые и его подни-

мают. Также в процессе работы машины необходимо выполнить центрирование всех технологических отверстий, для этого предусмотрена система поперечного перемещения.

Рассмотрим работу отдельных частей механизма во время работы машины.

Допустим, что после окончания процесса разливки стали ПК остался над кристаллизатором. Далее ПК поднимают четыре гидrocиллиндра. Ковш отводят от кристаллизатора и приступают к подогреву. После чего ПК располагают под сталеразливочным ковшом. Наполняют ПК жидкой сталью, поднимают и переводят всю тележку к кристаллизатору. Затем следует операция центрирования при помощи гидроцилиндров механизма поперечного перемещения ПК [2]. После этого его опускают и переходят непосредственно к разливке стали.

Разработана система гидравлического привода для ПК с делителями потока. Схема представлена на рис. 2. Разработанная схема на базе специальных делителей потока обеспечивает четкое перемещение ковша в процессе работы на МНЛЗ.

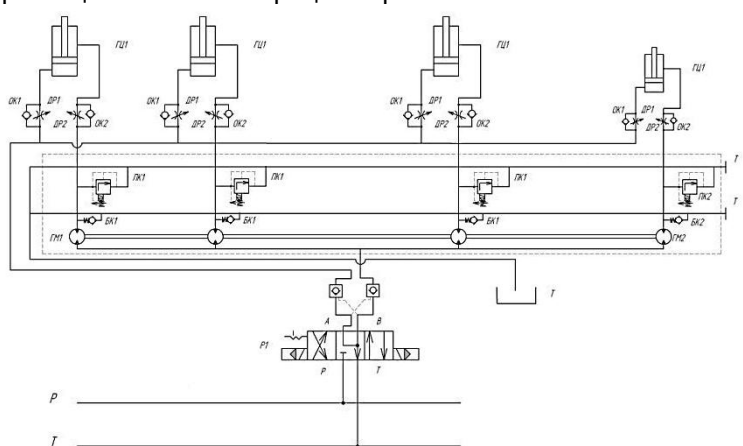


Рис. 2. Гидравлическая схема промежуточного ковша МНЛЗ

Вывод. При дальнейшем совершенствовании и разработке процессов непрерывной разливки стали одним из вариантов конструкции более совершенного ПК является создание новых компоновок систем гидравлического привода. Это обеспечит стабильность разливки и повышение качества разливаемого металла благодаря уменьшению количества немаetalлических включений, попадающих из ПК в кристаллизатор.

Список литературы

1. Вдовин К.Н., Семенов М.В., Точилкин В.В. Рафинирование металла в промежуточном ковше МНЛЗ: монография. Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ им. Г.И.Носова», 2006. 118 с.
2. Пат. 36784 РФ, МПК⁷ B22D 11/10. Промежуточный ковш для непрерывной разливки металла / В.Ф. Рашников, К.Н. Вдовин, В.М. Корнеев и др. (РФ). Оpubл. 27.03.2004, Бюл. № 9. 2 с.

УДК 621.74.04

А.С. Савинов, Д.Я. Дьяченко, К.А. Фролушкина

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»

РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ ПЛАСТИНЫ

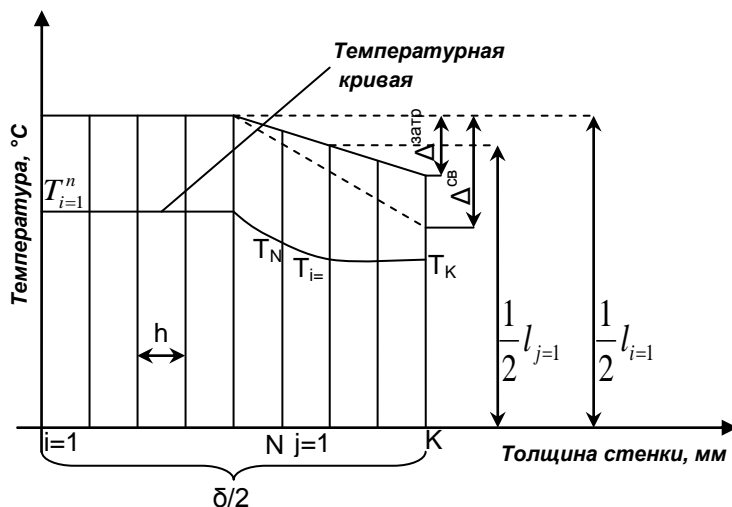
Теоретический расчет критических деформаций при сопоставлении их с допускаемыми направлен на прогнозирование и предотвращение еще на стадии проектирования технологического цикла изготовления изделия, возможных дефектов в стенке детали.

Рассмотрим температурные деформации, возникающие в сплошной пластине при ее охлаждении (см. рисунок). Для чего разобьем пластину на ряд слоев толщиной h и обозначим границы полученных слоев как $i=1, \dots, i=N$; $j=1, \dots, j=K$. В процессе решения поставленной задачи будем определять деформацию границы $j=1$. Температуру на каждой границе T_i, T_j удобно определять методом конечных разностей, являющимся численным решением задачи теплопроводности [1, 2]. Считаем, что температуры T_i, T_j в исследуемый момент времени известны.

Рассмотрим температурные деформации, возникающие в сплошной пластине толщиной δ . Деформация свободной усадки Δ_j^{ce} границы $j=1$ без учета влияния соседних слоев будет выражена следующей формулой [2]:

$$\Delta_j^{ce} = \frac{1}{2} l_{i=1} \Delta T \alpha, \quad (1)$$

где $\Delta T = T_{i=1} - T_{j=1}$ – разность между температурами центра и исследуемой границы слоя $j=1$;
 α – коэффициент линейного расширения.



Расчетная схема к задаче о температурных деформациях в плоской симметричной пластине

Тогда деформация при затруднении Δ_j^{zamp} будет складываться из соотношения жесткостей слоев, растягивающих границу ϵ_i и сжимающих ее ϵ_j , и выражаться следующей формулой:

$$\Delta_j^{zamp} = \frac{1}{2} l_{i=1} \Delta T \alpha \left(\frac{\epsilon_j}{\epsilon_i + \epsilon_j} \right) \quad (2)$$

при $\epsilon_i = E_i A_i$ [4], (3)

$\epsilon_j = E_j A_j$, (4)

где E_i, E_j – модули продольной упругости границ слоев;
 $A_{i,j}$ – площади соответствующих слоев.

Откуда величина растягивающей деформации равна (см. рисунок):

$$\Delta_j^{расм} = \Delta_j^{св} - \Delta_j^{затр}, \quad (5)$$

или, подставив выражения (1); (2) в выражение (5), получим:

$$\Delta_j^{расм} = \frac{1}{2} l_{i=1} \Delta T \alpha - \frac{1}{2} l_{i=1} \Delta T \alpha \left(\frac{\varepsilon_j}{\varepsilon_i + \varepsilon_j} \right).$$

Откуда

$$\Delta_j^{расм} = \frac{1}{2} l_{i=1} \Delta T \alpha \left(1 - \frac{\varepsilon_j}{\varepsilon_i + \varepsilon_j} \right). \quad (6)$$

Учитывая, что по сечению стенки пластины распределение температур неравномерно, и чем выше температурный градиент, тем сильнее растягивается рассматриваемая граница, перепишем формулы (3) и (4):

$$\varepsilon_i = \sum_{i=1}^n E_i A_i \frac{T_i}{T_{i=1}}, \quad (7)$$

$$\varepsilon_j = \sum_{j=1}^k E_j A_j \frac{T_{i=1}}{T_j}. \quad (8)$$

Тогда при равной величине слоев $h_1=h_j$ площади их также равны $A_1=A_j=const$, откуда

$$\left(\frac{\varepsilon_j}{\varepsilon_i + \varepsilon_j} \right) = \frac{\sum_{j=1}^k E_j \frac{T_{i=1}}{T_j}}{\sum_{i=1}^n E_i \frac{T_i}{T_{i=1}} + \sum_{j=1}^k E_j \frac{T_{i=1}}{T_j}}. \quad (9)$$

Подставив выражение (9) в выражение (6), получим абсолютную деформацию рассматриваемого слоя $j=1$:

$$\Delta_j^{расм} = \frac{1}{2} l_{i=1} \Delta T \alpha \left(1 - \frac{\sum_{j=1}^k E_j \frac{T_{i=1}}{T_j}}{\sum_{i=1}^n E_i \frac{T_i}{T_{i=1}} + \sum_{j=1}^k E_j \frac{T_{i=1}}{T_j}} \right). \quad (10)$$

Разделив обе части уравнения на $\frac{1}{2} l_{i=1}$ и сравнив его с допускаемым относительным удлинением, получим условие наибольшей относительной деформации

$$\varepsilon_j = \frac{2\Delta_j^{расм}}{l_{i=1}} = \alpha \Delta T \left(1 - \frac{\sum_{j=1}^k E_j \frac{T_{i=1}}{T_j}}{\sum_{i=1}^n E_i \frac{T_i}{T_{i=1}} + \sum_{j=1}^k E_j \frac{T_{i=1}}{T_j}} \right) \leq [\varepsilon], \quad (11)$$

где $[\varepsilon]$ – допускаемое относительное удлинение.

Данное выражение позволяет спрогнозировать критические деформации при анализе охлаждения плоских деталей.

Список литературы

1. Арутюнов В.А., Бухмиров В.В., Крупенников С.А. Математическое моделирование тепловой работы промышленных печей: учебник для вузов. М.: Металлургия, 1990. 239 с.
2. Кузнецов Г.В., Шеремет М.А. Разностные методы решения задач теплопроводности. Томск: Изд-во ТПУ, 2007. 172 с.
3. Савельев И. В. Курс общей физики. М.: Астрель, 2001. 208 с.
4. Дарков А.В., Шпиро Г.С. Сопротивление материалов. М.: Высш. шк., 1975. 653 с.

Именной указатель

Амиров Р.Н.	120	Кадошников В.И.	128
Андреева О.М.	95	Касьянов А.В.	113
Анцупов А.В.	28, 44, 67	Киров А.Н.	22
Анцупов А.В. (мл.)	28, 44, 67	Киселев А.Л.	12
Анцупов В.П.	28, 44, 67	Коновалов М.В.	79
Бабенцева В.Ю.	62	Корчунов А.Г.	4, 62
Белан А.К.	104, 144	Косягин А.В.	135
Белан О.А.	104, 144	Красильников С.С.	79
Беспалов В.Н.	12	Куликова Е.В.	128
Бородина М.Б.	16, 83	Логунова О.С.	123
Бричко А.Г.	56	Лукьянов С.И.	73, 79
Вдовин К.Н.	113	Марков Д.С.	95
Веселовский А.А.	88	Марочкин О.А.	141
Вечеркин М.В.	135	Мартынова У.Д.	120
Герасимов В.Я.	92	Мельничук Е.А.	113
Гулин А.Е.	161	Мироненко С.В.	16
Гусева Е.Н.	109	Мироненков Е.И.	39
Дема Р.Р.	120	Михайлицын С.В.	167
Дзюба В.П.	148	Нефедьев С.П.	109
Довженко Н.Н.	12	Овсов А.М.	28
Дьяченко Д.Я.	177	Огарков Н.Н.	154
Емалеева Д.Г.	161	Оншин Н.В.	34
Емелюшин А.Н.	109, 167	Павлов В.В.	123
Ермекеев Д.О.	95	Павлов И.В.	123
Жиркин Ю.В.	4, 39	Парышев Д.Н.	92
Иванов С.А.	128	Пилипенко С.С.	95

Пишнограев Р.С.	73	Трофимова А.Л.	34
Полякова М.А.	161	Тубольцева А.С.	148
Платов С.И.	120	Тутарова В.Д.	113
Потапенков А.П.	95	Тютеряков Н.Ш.	34, 39
Русанов В.А.	44, 67	Ульянов А.Г.	62
Савельева Р.Н.	44, 52	Фролушкин К.А.	177
Савинов А.С.	148, 177	Хамитова Д.З.	154
Семенова И.М.	144	Хоменко Н.Н.	148
Сергеев Г.С.	123	Чекалин И.Ю.	68
Серебренников Ю.Г.	95	Чернов К.В.	52
Сидельников С.Б.	12	Шадрин А.В.	174
Славин В.С.	56	Швидченко Д.В.	73
Слободянский М.Г.	28	Швидченко Н.В.	73
Солдатов С.В.	12	Шевченко Б.А.	16, 83
Султанов Н.Л.	39	Шекшеев М.А.	167
Суспицын Е.С.	79	Шеметова Д.А.	62
Суханцев С.С.	22	Шленкина М.А.	39
Точилкин В.В.	113	Шогин С.И.	104
Точилкин Вас. В.	174	Юсупов Р.Р.	39
Трифоненков Л.П.	12	Ярославцев А.В.	120

СОДЕРЖАНИЕ

КАФЕДРУ МОМЗ – С ЮБИЛЕЕМ!	3
А.Г. Корчунов, Ю.В. Жиркин Кафедра механического оборудования металлургических заводов: становление и развитие, направления деятельности	4
Н.Н. Довженко, С.Б. Сидельников, С.В. Солдатов, Л.П. Трифоненков, В.Н. Беспалов, А.Л. Киселев Проектирование модельной установки совмещенной обработки алюминиевых сплавов	12
М.Б. Бородина, Б.А. Шевченко, С.В. Мироненко Защита привода от динамических нагрузок гидромеханической муфтой нового типа	16
С.С. Суханцев, А.Н. Киров Эффективность автоматизации планирования ТОиР на металлургическом предприятии	22
А.В. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.), В.П. Анцупов, М.Г. Слободянский, А.М. Овсов Методология вероятностной оценки надежности элементов машин по различным критериям	28
Н.В. Оншин, Н.Ш. Тютяряков, А.Л. Трофимова Методика оценки ресурса роликов валковой арматуры	34
Ю.В. Жиркин, Е.И. Мироненков, Н.Ш. Тютяряков, Р.Р. Юсупов, Н.Л. Султанов, М.А. Шленкина Разработка параметров механической модели для измерения момента сопротивления в подшипниках качения с использованием теории подобия	39
А.В. Анцупов, В.А. Русанов, В.П. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.), Р.Н. Савельева Оценка долговечности и повышение срока службы золотниковых распределителей.....	44

Р.Н. Савельева, К.В. Чернов Совершенствование конструкции насосов сжиженных газов кислородного цеха ОАО «ММК»	52
В.С. Славин, А.Г. Бричко Методика описания геометрии калибра при волочении арматурной проволоки в волоке со смещенными парами роликов	56
А.Г. Корчунов, Д.А. Шеметова, В.Ю. Бабенцева, А.Г. Ульянов Моделирование упругой деформации волоки с использованием САЕ системы DEFORM-3D	62
А.В. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.), В.А. Русанов, И.Ю. Чекалин, В.П. Анцупов Обобщение моделей концептуального подхода для оценки показателей износостойкости трибосистем	67
С.И. Лукьянов, Н.В. Швидченко, Р.С. Пишнограев, Д.В. Швидченко Снижение интенсивности износа бочек роликов отводящего роляганга средствами электропривода	73
С.И. Лукьянов, Е.С. Суспицын, М.В. Коновалов, С.С. Красильников Система контроля технического состояния механического оборудования электропривода тянущих роликов МНЛЗ.....	79
Б.А. Шевченко, М.Б.Бородина Кинематическая пара нового типа	83
А.А. Веселовский Повышение срока службы чугунных зубчатых колес конструктивными и технологическими методами	88
Д.Н. Парышев, В.Я. Герасимов Сравнительная оценка физических и механических свойств углеродистых сталей	92
С.С. Пилипенко, А.П. Потапенков, Ю.Г. Серебренников, Д.С. Марков, Д.О. Ермакеев, О.М. Андреева Исследование и расчет предельных углов захвата при прокатке клиновидных заготовок.....	95

А.К. Белан, О.А. Белан, С.И. Шогин Механика саморегулирования процесса непрерывной прокатки в блоках клетей с групповым приводом.....	104
А.Н. Емелюшин, С.П. Нефедьев, Е.Н. Гусева Повышение эксплуатационной стойкости деталей подшипниковых узлов клетей прокатных станов	109
К.Н. Вдовин, В.Д. Тутарова, Е.А. Мельничук, А.В. Касьянов, В.В. Точилкин Течение расплава в кристаллизаторе слябовой МНЛЗ при различных конструкциях погружного стакана.....	113
Р.Н. Амиров, С.И. Платов, Р.Р. Дема, А.В. Ярославцев, У.Д. Мартынова Оценка изменения профиля продольного сечения рабочих валков в зависимости от их температурного состояния	120
И.В. Павлов, Г.С. Сергеев, О.С. Логунова, В.В. Павлов Стохастическая модель загрузки крупногабаритного лома в электродуговую сталеплавильную печь	123
В.И. Кадошников, С.А. Иванов, Е.В. Куликова Оптимизация способа наплавки гребней колесных пар с целью повышения их ресурса.....	128
А.В. Косягин, М.В. Вечеркин Классификация и перспективы развития станков с числовым программным управлением.....	135
О.А. Марочкин Современные способы определения температуры жидкой стали в процессе непрерывной разливки стали	141
А.К. Белан, О.А. Белан, И.М. Семенова Повышение качества высокопрочного крепежа на основе рационализации механики сборки металлоконструкции	144
А.С. Савинов, А.С. Тубольцева, Н.Н. Хоменко, В.П. Дзюба Расчет деформации литейных систем при затрудненной усадке с цилиндрическим элементом внедрения	148

Н.Н. Огарков, Д.З. Хамитова Расчет сил, глубины и степени упрочнения при пластической деформации поверхности деталей роликом с использованием метода верхней оценки	154
А.Е. Гулин, Д.Г. Емалеева, М.А. Полякова Аналитическое исследование параметров процесса деформационного наноструктурирования проволоки	161
А.Н. Емельюшин, С.В. Михайлицын, М.А. Шекшеев Исследование температурного состояния многослойных сварных соединений	167
Вас. В. Точилкин, А.В. Шадрин Совершенствование гидросистемы механизма подъема промежуточного ковша сортовой МНЛЗ	174
А.С. Савинов, Д.Я. Дьяченко, К.А. Фролушкина Расчет температурных деформаций при охлаждении пластины.	177
Именной указатель	181

Научное издание

Механическое оборудование металлургических заводов

Межрегиональный сборник научных трудов

Под редакцией А.Г. Корчунова

Редактор Н.В. Кутекина

Оператор компьютерной правки Е.А. Назарова

Подписано в печать 07.12.2012. Рег. № 143-12. Формат 60x84/16. Бумага тип. № 1.
Плоская печать. Усл.печ.л. 11,75. Тираж 100 экз. Заказ 754.



Издательский центр ФГБОУ ВПО «МГТУ»
455000, Магнитогорск, пр. Ленина, 38
Полиграфический участок ФГБОУ ВПО «МГТУ»