

II МЕЖДУНАРОДНЫЙ НАУЧНЫЙ ФОРУМ ДОНЕЦКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ

II МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ "ИННОВАЦИОННЫЕ ПЕРСПЕКТИВЫ ДОНБАССА"



XVI Международная научно-практическая конференция
Автоматизация
технологических объектов
и процессов. Поиск молодых



VII Международная научно-техническая конференция
Информатика,
управляющие системы,
математическое и компьютерное
моделирование



II Международная научно-практическая конференция
Металлургия XXI века глазами молодых

Том 3. Инновационные технологии изготовления и эксплуатации промышленных машин и агрегатов

г. Донецк 2016

УДК 621.928.2

ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ВИБРАЦИОННЫХ ГРОХОТОВ ДЛЯ КЛАССИФИКАЦИИ ТРУДНОГРОХОТИМЫХ МАТЕРИАЛОВ ПО КРУПНОСТИ

С.Л. Букин, В.П. Кондрахин
ДонНТУ

В статье рассмотрены условия разделения трудногрохотимых материалов на классы крупности. Для грохотов с высоким уровнем динамического режима целесообразно применение в качестве базовой структурной схемы динамического гасителя колебаний с возбуждением полигармонических вибраций рабочего органа.

Грохочение – процесс разделения материалов на фракции по крупности частиц путём просеивания на ситах грохотов. Операция грохочения является неотъемлемой частью практически всех технологических процессов переработки полезных ископаемых, подготовки сырья для пищевой, химической промышленности, утилизации бытовых и производственных отходов. В комплексе обогащения полезных ископаемых операция грохочения относится к подготовительным процессам. Однако качество разделения на классы крупности во многом определяет конечные результаты процессов обогащения. Грохочение, осуществляемое сухим или мокрым методами, подразделяется на крупное (отверстия сит $300 \div 100$ мм), среднее ($100 \div 25$ мм), мелкое ($25 \div 5$ мм), тонкое ($5 \div 0,05$ мм) и особо тонкое или сверхтонкое (менее 0,05 мм). В настоящее время вибрационные грохоты с просеивающими поверхностями (ситами) практически полностью вытеснили грохоты с иными принципами работы. Вибрационные грохоты классифицируются:

- по назначению – для классификации, дешламации, обезвоживания, отмывки утяжелителя;
- по числу колеблющихся масс – одномассовые, многомассовые (двухмассовые, трёхмассовые и т.д.);
- по закону движения рабочего органа – с гармоническими и полигармоническими (включая бигармоническими) колебаниями;
- по режиму работы – дорезонансные, резонансные, зарезонансные, межрезонансные (включая антирезонансные);
- по виду траекторий движения рабочего органа – с простыми (направленными, круговыми, эллиптическими) и сложными;

- по типу поля колебаний - с однородным и неоднородным;
- по типу вибропривода – с кинематическим и динамическим.

Сейчас рынок вибрационных грохотов представлен в основном одномассовыми инерционными грохотами с гармоническим далекоза-резонансным режимом работы и направленными, круговыми или эллиптическими однородными колебаниями рабочего органа. Грохоты с круговыми траекториями используются для сухой классификации по крупности сыпучих материалов различной насыпной плотности, а виброгрохоты с линейными траекториями имеют универсальную область применения - мокрая классификация, обесшламливание, обезвоживание, отмывка утяжелителя и т.д.

Длительный опыт эксплуатации вибрационных машин позволил установить, что наибольшие трудности возникают при сухом разделении по крупности мелкозернистых материалов естественной и повышенной влажности. Добытые полезные ископаемые представляют собой многокомпонентные смеси зерен концентрата и отходов различной крупности и плотности. Кроме того, большинство видов сырья обогатительных фабрик и комбинатов характеризуются высоким содержанием примесей в виде глинистых минералов, существенно ухудшающих условия разделения. Указанные факторы создают значительные трудности при получении заданных классов крупности требуемого качества. Объясняется это следующим. Внешняя влага исходного материала вызывает усиление аутогезионной и адгезионной способности тонкодисперсных частиц за счет граничных слоев влаги на их поверхности, усиливает тенденции их налипания на крупных зернах материала и залипания ячеек просеивающих поверхностей. В результате уменьшается подвижность зёрен и ухудшается сыпучесть материала, что служит причиной резкого снижения эффективности грохочения влажных полидисперсных материалов. В конечном счете это приводит к нарушению последующего технологического процесса и выпуску товарных продуктов, не отвечающих требованиям нормативных документов.

Исследования процесса сухого грохочения сыпучих материалов показали, что для повышения качественных показателей процесса грохочения необходимо обеспечить оптимальные условия как зернистой, так и тонкодисперсной фазы исходного материала. В первом случае это достигается за счет снижения связности частиц и разрыва капиллярных связей между ними, во-втором – агрегацией тонкодисперсных частиц в условиях высокочастотных колебаний [1]. Таким образом, совершенствование техники и технологии сухого грохочения влажных полидисперсных материалов должно быть направлено на

снижение прочности структуры материала на просеивающей поверхности грохота за счет подбора оптимальных условий грохочения для частиц различной крупности.

Ещё одной существенной проблемой, обусловленной трудными условиями грохочения является мокрое разделение материалов на тонкие и сверхтонкие классы крупности. Мокрое тонкое и сверхтонкое грохочение углей с повышенным содержанием тонкодисперсных частиц крупностью менее 100 мкм по граничной крупности 100-200 мкм требует существенного усиления динамического вибрационного режима, так как в противном случае высока вероятность образования коагуляционных структур, препятствующих переходу тонкодисперсных частиц в подрешетный продукт грохота [2]. Установлено, что при коэффициенте динамичности режима виброгрохота более 10 единиц возможно разрушение связи между угольными частицами. В противном случае наблюдается необратимая коагуляция угольных частиц.

Исследованиями, проведенными во второй половине XX века, установлены основные направления повышения качества разделения трудногрохотимых минералов, одним из которых является повышение уровня динамического воздействия на обрабатываемый материал. Однако увеличение интенсивности динамического режима грохотов традиционных одномассовых схем во многом ограничено прочностью их конструкции. Поэтому к наиболее совершенным машинам можно отнести такие грохоты, в которых высокий уровень виброускорений просеивающей поверхности сочетается с низкими инерционными нагрузками на металлоконструкцию корпуса и другие элементы грохота. Наиболее полно отвечают такой концепции грохоты:

- с непосредственным возбуждением сита;
- с активными просеивающими поверхностями;
- с “волновым” движением сит.

В идеале амплитуда колебаний металлоконструкции грохота с закрепленным на ней вибровозбудителем должна быть равна нулю, а колебания должны совершать только сито. В наибольшей степени к такому грохоту приближаются многомассовые вибромашины с инерционным вибровозбуждением колебаний одного или нескольких рабочих органов, построенные по схеме динамического гасителя колебаний (ДГК). В таких машинах масса корпуса с закреплённым на нём ситом может составлять всего 20÷30 % от массы всей машины. Исследования новых вибро машин, в основу которых положена схема ДГК, были начаты в ДПИ (ДонНТУ) в 70-х годах прошлого века. Структурная схема такой машины: на виброизолированной раме машины уста-

новлен центробежный возбудитель колебаний, а рабочий орган (один или несколько) соединён с рамой при помощи упругих элементов основной связи подвижных масс. Основной особенностью многомассовых вибромашин по схеме ДГК являются антирезонансы в межрезонансных областях. Работа в антирезонансном режиме характеризуется минимальной (близкой к нулю) амплитудой колебаний рамы. Амплитуда колебаний рабочего органа в этом режиме пропорциональна статическому моменту массы центробежного вибровозбудителя.

Анализ динамики многомассовых инерционных виброгрохотов по схеме ДГК позволил установить, что они обладают существенными преимуществами по сравнению с традиционными одномассовыми вибрационными машинами [4, 5]:

- низкая виброактивность, которая характеризуется малой величиной динамических нагрузок, передаваемых на несущие элементы здания;
- небольшое потребление электроэнергии, так как в колебательном процессе участвует только рабочий орган вибромашины с небольшой массой;
- повышенная долговечность подшипников и других основных элементов вибропривода, вследствие генерирования колебаний рабочего органа небольшой по модулю возбуждающей силой;
- повышенная долговечность металлоконструкций рамы и рабочего органа грохота за счёт равномерного распределения возбуждающей силы по длине (площади) рабочего органа.

По этим причинам появилась возможность увеличения интенсивности динамического воздействия на обрабатываемый материал.

Однако, несмотря на очевидные достоинства вибромашин по схеме ДГК, они имеют существенные недостатки:

- конструкции многомассовых машин значительно сложнее широко распространённых одномассовых, что предопределяет более высокую стоимость изготовления, а также увеличение затрат на эксплуатацию;
- отсутствие широкой номенклатуры серийно выпускаемых упругих элементов основной связи подвижных масс ограничивает распространение многомассовых вибромашин разнообразных типов и типоразмеров.

Сложность создания упругих элементов основной связи многомассовых вибромашин объясняется достаточно противоречивыми требованиями, которые они должны обеспечить:

- стабильность заданной жёсткостной характеристики в течение длительного периода времени;

- высокий коэффициент жёсткости при допустимом уровне напряжений в упругом слое;

- высокую надёжность и длительную работоспособность.

В ДонНТУ предприняты попытки решения этих проблем - разработана принципиально новая конструкция резинометаллического упругого элемента с бинарным резиновым слоем [6], имеющая более высокие показатели надежности, чем однослойный элемент, а также ряд конструкций резино-магнитных упругих элементов нового типа [7], ориентированных на применение в многомассовых высокочастотных вибромашинах. Естественно, что освоение производства таких ответственных узлов машин вибрационного типа, как упругая связь подвижных масс, а также организация производства перспективных многомассовых вибромашин требует больших инвестиционных вложений. К сожалению, в настоящее время нерешённые вопросы инвестирования таких проектов являются основной причиной практически полного отсутствия развития новых направлений эффективной отечественной вибрационной техники.

Одним из резервов повышения эффективности вибромашин разного технологического назначения при переработке трудноразделяемых материалов является использование полигармонических колебаний [3]. Так, применение приводов с негармоническими колебаниями позволяет уменьшить забивку и залипание сит виброгрохотов, увеличить их производительность.

Кроме положительных технологических результатов применения полигармонических колебаний установлены преимущества таких законов движения рабочего органа на показатели долговечности и надёжности. Анализ усталостного изнашивания основных элементов конструкций виброгрохотов под воздействием циклических нагрузок показывает, что при организации колебаний рабочего органа вибромашин по бигармоническому закону срок службы его элементов больше, чем у вибромашин с гармоническим режимом (при одинаковом уровне ускорений). Значит, при равном сроке службы сравниваемых машин полигармонический режим обладает возможностью существенного повышения амплитуды виброускорения рабочего органа.

Возбуждение полигармонических колебаний вибрационных машин инерционного типа может осуществляться [8-11]:

- применением нескольких (чаще всего двух) дебалансных вибровозбудителей, вращающихся с разной частотой;
- использованием специальных вибровозбудителей;
- реализацией условий возбуждения суб- и супергармонических колебаний.

Большие перспективы имеют нелинейные многомассовые колебательные системы, обеспечивающие возможность безредукторного деления частоты возбуждения путем ввода системы в субгармонический резонанс. Исследования двухмассовой инерционной вибромашины по схеме ДГК показали, что применение нелинейной упругой связи подвижных масс позволяет возбуждать колебания с выраженным полигармоническим спектром колебаний рабочей массы в антирезонансной области за счет ввода вибромашины в супергармонический резонанс порядка 2:1 [12,13]. Вместе с тем следует отметить, что рама также вовлекается в эти колебания и виброизоляция машины в целом ухудшается.

Подводя итог, можно утверждать, что грохоты с высоким уровнем динамического воздействия на обрабатываемый трудноглотимый материал, в качестве базовой структурной схемы которых принята схема динамического гасителя колебаний с возможностью возбуждения полигармонических вибраций рабочего органа, обладают несомненными преимуществами перед машинами других конструктивных схем и могут быть рекомендованы для широкомасштабного внедрения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Сергеев П.В., Букин С.Л., Соломичев Н.Н. Закономерности грохочения влажных зернистых материалов // Труды VI межд. конф. "Теория и практика процессов измельчения, разделения, смешения и уплотнения". Т. 2. – Одесса, 1998. – С. 53-57.
2. Сергеев П.В., Букин С.Л., Маслов С.Г. Закономерности коагуляции тонкодисперсных частиц при мокром грохочении углей // Збагачення корисних копалин: Наук.-техн. зб. – 2011. – Вип. 46 (87). – С. 54-62.
3. Букин С.Л., Маслов С.Г., Лютый А.П. и др. Интенсификация технологических процессов вибромашин путем реализации бигармонических режимов работы // Збагачення корисних копалин: Наук.-техн. зб. – 2009. – Вип. 36 (77) - 37 (78). – С. 81-89.
4. Букин С.Л. Сравнение динамических свойств одно- и двухмассовых инерционных вибромашин // Сб. "Обогащение полезных ископаемых".- Днепропетровск: Вып. 2(43).- 1998.- С. 57-62.
5. Букин С.Л. Обоснование рабочих параметров двумассовой инерционной бигармонической вибромашины // «Прогресивні технології і системи машинобудування: Міжн. зб. наукових праць». - Донецьк: ДонНТУ, 2012. Вип. 1, 2 (44). - С.30-35.
6. Букин С.Л., Жислин А.Я., Маслов С.Г. Теоретические предпосылки совершенствования цилиндрических упругих элементов инерционных

- вибростанов // В сб.: Наукові праці ДонНТУ. Випуск 15 (131), серія гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонНТУ, 2008. – С. 78-85.
7. Букин С.Л., Чашко М.В. О возможности использования постоянных магнитов в упругих элементах основной связи подвижных масс многомассовых вибростанов с направленными колебаниями // «Прогресивні технології і системи машинобудування: Міжн. зб. наукових праць». - Донецьк: ДонНТУ, 2013. Вип. 1, 2 (46). - С.30-36.
8. Букин С.Л., Кондрахин В.П. Инновационные проекты вибрационных транспортно-технологических машин с полигармоническим режимом работы // Инновационные перспективы Донбасса: инфраструктурное и социально-экономическое развитие: Избранные материалы Международ. науч. форума ДНР, г. Донецк, 20-22 мая 2015 / Под общ. ред. А.Я. Аноприенко, К.Н. Маренича, А.Л. Сотникова. – Донецк: Изво «Донецкая политехника», 2015. – 328 с. – С. 103-109.
9. Букин С.Л., Маслов С.Г., Шолда Р.А. Исследования четырехвибраторной инерционной одномассовой вибростановы в стационарном режиме // «Прогресивні технології і системи машинобудування: Міжн. зб. наукових праць». - Донецьк: ДонНТУ, 2014. Вип. 1 (47). - С.49-60.
10. Букин С.Л., Кондрахин В.П., Беловодский В.Н. и др. Возбуждение полигармонических колебаний в одномассовой инерционной вибростанове с дебалансным вибровозбудителем и упругой муфтой // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых, №1, 2014. – С. 103-110.
11. Bukin S., Kondrakhin V., Belovodsky V., Khomenko V. Excitation of Polyharmonic Vibrations in Single-Body Vibration Machine with Inertia Drive and Elastic Clutch // Journal of Mining Sciences, 2014, Vol. 50, No. 1. –pp. 101-107.
12. Belovodskiy V.N., Bukin S.L., Sukhorukov M.Y., Babakina A.A. 2:1 Superharmonic Resonances in Two-Masses Vibrating Machines // 11th International Conference on Vibration Problems. Lisbon, Portugal, 9-12 September 2013.
13. Беловодский В.Н., Букин С.Л. Возбуждение полигармонических колебаний в вибростанове с нелинейной упругой связью подвижных масс нового типа // «Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Междунар. сб. научных трудов». - Донецк: ДонНТУ, 2015. Вип. 1 (51). - С.32-41.

УДК 621.527.4/5

СПОСОБЫ СНИЖЕНИЯ ПОТЕРЬ В ГАЗОСТРУЙНОМ АППАРАТЕ

А.П. Кононенко, д.т.н., проф.

Донецкий национальный технический университет, г. Донецк

В.А. Панов

Донецкий национальный технический университет, г. Донецк

В статье представлены описание основных видов потерь в струйном аппарате и способы их снижения.

Струйный аппарат (СА) – устройство для нагнетания или выкачивания веществ разной консистенции. Его работа в стационарном режиме основана на обмене механической энергией двух потоков сред в процессе их смешения, происходящем вследствие наличия поперечных пульсационных компонент скорости, свойственных турбулентному движению, и взаимодействия частиц газов с разным энергосодержанием. Параметры смешивающихся потоков при этом выравниваются.

Процесс смешения и выравнивания скоростей потоков по сечению камеры смешения и диффузора сопровождается потерями. Кроме гидравлических потерь, во всех элементах СА рабочему процессу сопутствуют специфические потери, связанные с самим существом процесса смешения.

Таковыми потерями являются диффузия и потери кинетической энергии.

Снижение потерь в элементах СА является источником существенного повышения его эффективности.

Существует несколько видов усовершенствования струйных аппаратов.

Для получения больших степеней сжатия в газо- и пароструйных компрессорах применяются многоступенчатые конструкции. Их преимущество перед одноступенчатыми вытекает из непрерывного повышения вдоль камеры смешения статического давления низконапорного газа и смеси, что приводит к снижению скорости высоконапорного газа в последующих ступенях. При этом в компрессоре одновременно снижаются и потери на смешение струй (удар), и потери в скачках уплотнения в проточной части.

Оптимальным режимом работы стационарного СА при больших отношениях давлений смешиваемых газов и малых коэффициентах

инжекции является критический режим.

Развитие конструкций струйной техники происходит и путём создания регулируемых устройств.

Необходимо учитывать, что одним из основных геометрических критериев подобия, используемых при определении типа СА и вида его гидравлических характеристик, является отношение площади выходного сечения сопла к площади входного сечения камеры смешения. Но так как отношение площади сечения на срезе сопла к площади поперечного сечения камеры смешения является основным критерием геометрического подобия СА, то все остальные линейные размеры аппарата должны быть функцией от этого отношения. Поэтому изменение одного только этого параметра не обеспечивает оптимальной работы аппарата при замене сопла.

Аналогичное положение возникает и при попытках изменить только площадь поперечного сечения камеры смешения. Поэтому предпринимаются попытки создать аппараты, в которых можно заменить всю проточную часть. Такие конструкции, несомненно, будут проигрывать в массогабаритных показателях по сравнению с классическими струйными аппаратами.

Наряду с этим, исследования, проведенные рядом авторов [1, 2, 3, 4], показывают, что одним из наиболее эффективных путей повышения производительности СА и его КПД является создание инжекторов с прерывистой подачей активного потока. Это объясняется тем, что присоединение дополнительной массы в таких аппаратах возможно не столько за счет сил турбулентного трения, сколько за счет давления, возникающего при движении порции высоконапорной струи как поршня. Инжектирование же посредством сил давления может быть обеспечено при меньших потерях энергии. Очевидно, что в наиболее чистом виде инжектирование силами давления можно получить в аппарате с прерывистой струей, если сблизить диаметры сопла и камеры смешения.

Известные СА с импульсной подачей активной среды снабжены, как правило, специальными механическими прерывателями в сопле, вращающимися диска, клапанами. Вследствие этого они утрачивают главное достоинство СА – высокую надёжность, поскольку в обычных инжекторах отсутствуют механические движущиеся детали и узлы.

В заключение необходимо отметить следующую особенность. Были рассмотрены два основных направления развития струйной техники, а именно создание регулируемых аппаратов и разработка аппаратов с прерывистой подачей активного потока. Оба метода не могут

быть в полной мере реализованы без учета нестационарных процессов, возникающих в струйной технике в течение практически всего периода ее работы. Вследствие чего в настоящее время стоит острая необходимость создания корректных динамических физико-математических моделей инжекторов.

1. Антонов, В. П. Исследование низконапорного газоздушного эжектора при прерывисто пульсирующем истечении активного потока: автореф. дис.канд. тех. наук: Антонов В. П. – Владивосток, 1972. – 21 с.
2. Жлобич, А. В. Некоторые особенности работы эжектора на пульсирующем потоке газа / А. В. Жлобич // Труды ТЭМИИТ / ТЭМИИТ – 1960. – вып. 29. – С. 214-225.
3. Кудрин, О. И. Пульсирующее реактивное сопло с присоединением дополнительной массы / О. И. Кудрин // Труды МАИ. – 1958. – вып. 97. – С. 98-180.
4. Темнов, В. К. Об эжекции прерывистой струей / В. К. Темнов, Е. К. Спиридонов // Изв. вузов СССР. Сер. Энергетика. – 1976. – № 9. – С. 94-98.

УДК 622.625.6

**НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПОДВЕСКИ
ШАХТНЫХ МОНОРЕЛЬСОВЫХ ДОРОГ**

В.О. Гутаревич, В.П. Кондрахин

Донецкий национальный технический университет

Приведены конструкции подвесных устройств для шахтных подвесных монорельсовых дорог, позволяющих уменьшить возникающие во время движения динамические нагрузки, действующие на крепь горных выработок. Предлагаемые технические решения направлены на повышение эффективности работы и безопасности эксплуатации монорельсового транспорта на горных предприятиях.

Подвесные монорельсовые дороги получают все большее распространение в угольных шахтах в качестве вспомогательного транспорта [1, 2]. При этом подвеску монорельсовой дороги производят в горных выработках, закрепленных арочной или анкерной крепью [3-4]. Возникающие во время транспортирования нагрузки от подвижного состава приводят к динамическим процессам – периодическим колебаниям и ударным воздействиям, которые дополнительно нагружают крепь горной выработки [5-7]. Поэтому создание подвески шахтных подвесных монорельсовых дорог, позволяющих снизить влияние динамических процессов на крепь горной выработки, является актуальной задачей.

В рамках выполнения НИР «Теоретические и экспериментальные основы создания шахтных подвесных монорельсовых дорог» на кафедре горнозаводского транспорта и логистики ДонНТУ разработаны новые конструкции подвесок монорельсового пути с улучшенными динамическими характеристиками.

Монорельсовый путь для тяжелых шахтных подвесных дорог (патент UA79713U от 25.04.2013 г.) показан на рис. 1.

Такой путь имеет стыки отрезков монорельса в виде двутавра с верхней и нижней полками, шарнирное соединение отрезков монорельса, устройство для подвешивания с проушинами и цепями. Каждый стык снабжен упругим отбойником и направляющим пальцем, закрепленным в выемках нижней полки соседнего стыкуемого отрезка монорельса. Кроме того устройство имеет эластичные и металлические втулки, которые установлены в отверстиях проушин и соединены с цепями для подвешивания монорельсовой дороги в верхней части

горной выработки.

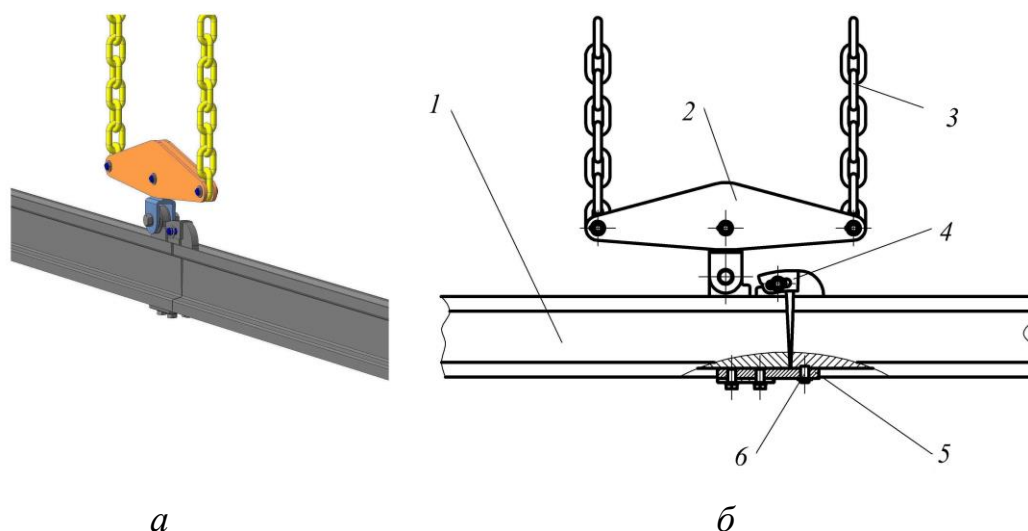


Рис. 1. Монорельсовый путь для тяжелых шахтных подвесных дорог: *а* – общий вид; *б* – принципиальная схема, где 1 – отрезок монорельса; 2 – подвес; 3 – цепь; 4 – проушина; 5 – упругий отбойник; 6 – направляющий палец

Удары, возникающие во время движения по стыкам монорельсового пути, воспринимают упругие отбойники и эластичные элементы, что позволяет снизить динамические нагрузки на подвеску и крепь горной выработки.

Кроме того предложено шарнирное соединение отрезков монорельса для горных выработок, искривленных в плане и профиле (патент UA94675U от 25.11.2014 г.). Указанное устройство (рис. 2) позволяет стыковать отрезки монорельса в виде двутавра, на верхней полке которого закрепляются опорные накладки. Каждый стык отрезка монорельса под нижней полкой имеет штифт, который опирается на подпятник промежуточной опоры. Указанную опору располагают между стыкуемыми отрезками монорельса и подвешивают к крепи горной выработки с помощью цепи.

Применение указанного устройства дает возможность выравнивать жесткость монорельсового пути вдоль его длины и практически исключает деформацию краев стыкуемых отрезков. Кроме того позволяет в 2 раза уменьшить углы перекоса между стыкуемыми отрезками, как в профиле, так и в плане монорельсового пути, что улучшает динамику колебательных процессов подвесной монорельсовой дороги, работающей в искривленных горных выработках.

Устройство, приведенное на рис. 3, позволяет реализовать способ

подвешивания монорельсового пути в горной выработке (патент UA110136C2 от 25.11.2015 г.).

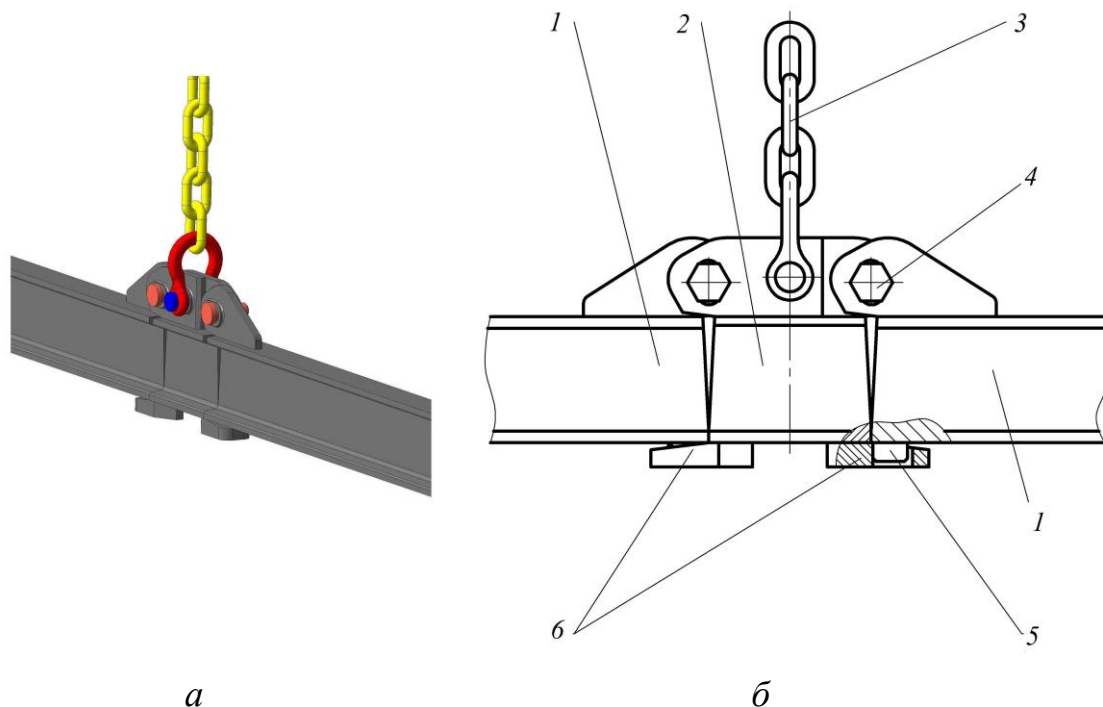


Рис. 2. Шарнирное соединение отрезков монорельса для горных выработок: *а* – общий вид; *б* – принципиальная схема, где *1* – отрезок монорельса; *2* – промежуточная опора; *3* – цепь; *4* – болтовое соединение; *5* – штифт; *6* – подпятник

Разработанный способ включает крепление опор к кровле горной выработки, подвешивание отрезков монорельса к опорам и стыковки концов отрезков монорельса торцами, при этом крепление опор к кровле горной выработки ведут с установкой элементов опор с возможностью вертикального перемещения их контактирующих поверхностей относительно друг к другу, отрезки монорельса к опорам подвешивают с выполненным на каждом конце сквозным проемом, образованным сопряженными щелью и отверстием, оси которых взаимно перпендикулярны в горизонтальной плоскости, проходящей через продольную ось монорельса, при этом отверстие удалено от торца отрезка монорельса на расстоянии l_n , которое определяется зависимостью:

$$l_n = \sqrt[3]{\frac{3EJ_n f_n}{Q_v}},$$

где E – модуль упругости материала, из которого изготовлен моно-
рельс; J_n – момент инерции части поперечного сечения монорельса,
расположенной под проемом; f_n – высота превышений между по-
верхностями качения нижних полок стыкуемых концов отрезков мо-
норельса; Q_v – вертикальная сила, действующая в зоне стыка моно-
рельса.

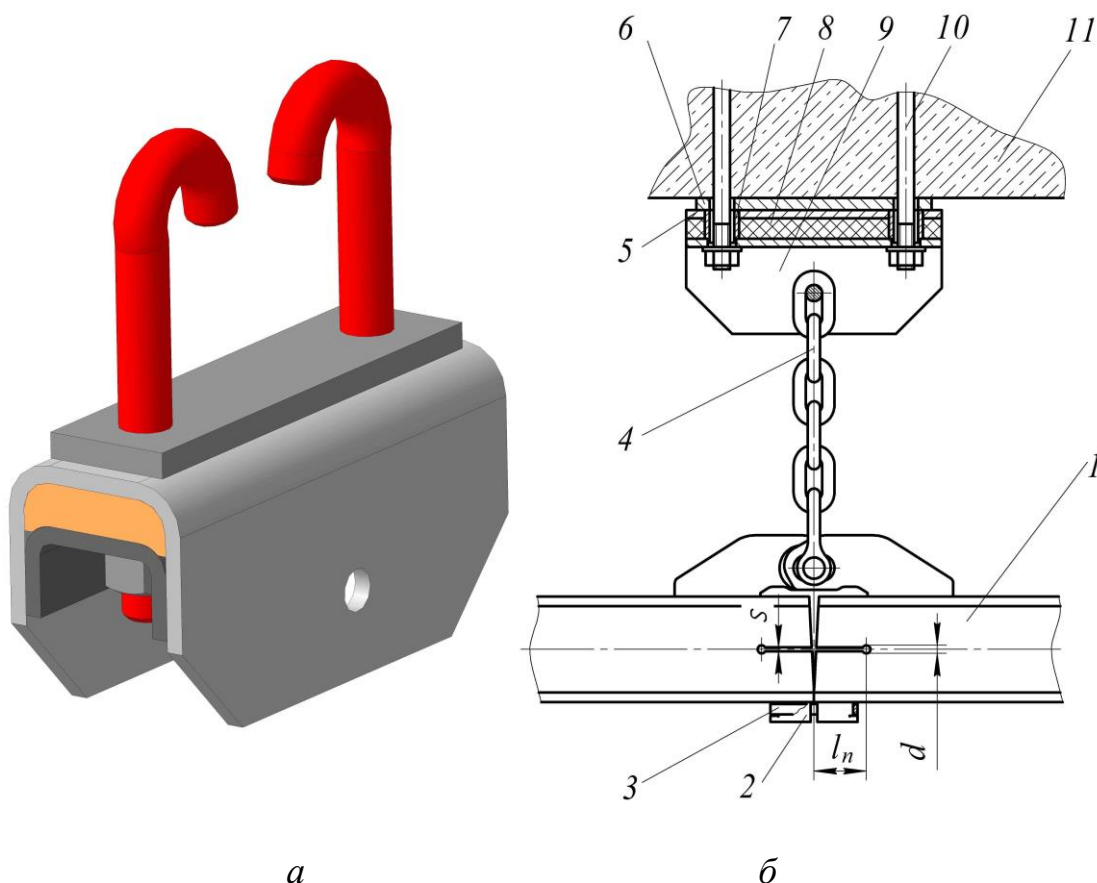


Рис. 3. Устройство для амортизации стыков монорельса: *а* – об-
щий вид подвеса; *б* – принципиальная схема, где 1 – отрезок моно-
рельса; 2 – штифт с выступом; 3 – упругое кольцо; 4 – цепь; 5 – кор-
пус опоры; 6 – пластина; 7 – втулка; 8 – упругий элемент; 9 – скоба
опоры; 10 – анкерный болт; 11 – кровля горной выработки

Использование рассмотренного способа обеспечивает снижение
динамических нагрузок при движении подвижного состава по моно-
рельсу, что приводит к повышению устойчивости кровли горной вы-
работки.

На рис. 4 показано устройство, которое реализовано в конструк-
ции шахтной подвесной монорельсовой дороги (заявка на изобретение

РФ №2015145934 от 26.10.2015 г.).

Шахтная монорельсовая дорога, содержит монорельс, состоящий из отрезков, прикрепленный к крепи горной выработки подвесами, каждый из которых имеет плиту с отверстиями и установленными в них болтами, сверху взаимосвязанную с крепью горной выработки посредством вставки из податливого материала, а снизу соединенную с отрезком монорельса.

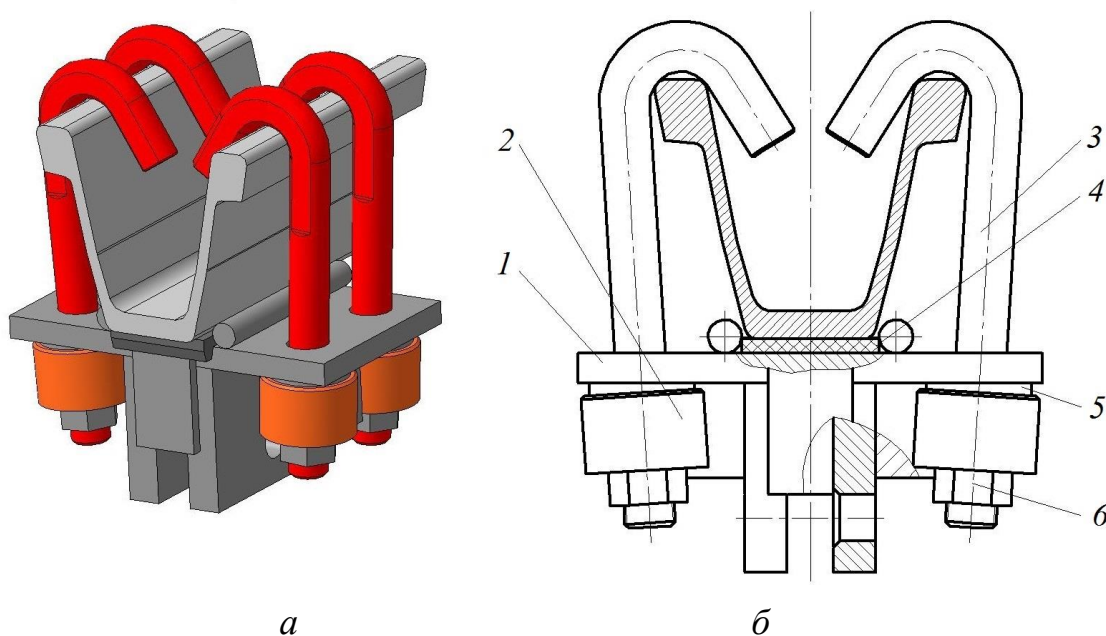


Рис. 4. Подвес монорельсового пути для крепления к арочной крепи: *а* – общий вид; *б* – принципиальная схема, где 1 – корпус; 2 – вязко-упругое устройство; 3 – арочный болт; 4 – эластичная прокладка; 5 – косая шайба; 6 – гайка

Подвес снабжен металлической пластиной, размещенной со стороны крепи на поверхности вставки, снабженной ограничителем сжатия вставки по толщине, размещенной между металлической пластиной и плитой, а на части каждого болта, расположенной под плитой, установлена, по меньшей мере, одна пара тарельчатых пружин, размещенных внутри втулки с контактом с ее внутренней поверхностью, причем тарельчатые пружины установлены с коэффициентом жесткости, определяемым следующей зависимостью:

$$c = EF \frac{\delta}{4(t-h)(h+\delta)},$$

где E – модуль упругости податливого материала, из которого вы-

полнена вставка; F – площадь поперечного сечения вставки; δ – ход сжатия тарельчатых пружин; t – толщина вставки, значение которой составляет $t \geq 2\delta$; h – высота ограничителя сжатия вставки по толщине, равная 0,45–0,55 толщины вставки.

Таким образом, за счет создания упруго-фрикционных свойств в системе монорельс-крепь обеспечивается поглощение энергии удара и рассеивание механической энергии периодических колебаний, что уменьшает воздействие силовых, кинематических и параметрических возмущений, возникающих во время движения подвижного состава по монорельсу, снижает динамические нагрузки на крепь горной выработки более чем в 1,45 раза.

Разработанные в ДонНТУ подвесы монорельсового пути позволяют улучшить условия эксплуатации шахтных подвесных монорельсовых дорог. Предложенные технические решения могут быть использованы для модернизации существующих конструкций монорельсового пути ДП155, ПМП-155М и I-155, а также M200 и U200.

Библиографический список

1. Галкин, В.И. Проблемы совершенствования транспортных систем в горной промышленности [Текст] / В.И. Галкин, Е.Е. Шешко // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал): Труды научного симпозиума «Неделя горняка-2011». Отдельный выпуск №1. – М.: Горная книга, 2011. – С. 458–507.
2. Ногих, В.Р. Методика и алгоритм расчета параметров анкерной подвески шахтной монорельсовой подвесной дороги [Текст] / В.Р. Ногих // Уголь. – 2011. – №5. – С. 84–85.
3. Еременко, В.А. Современные технологии анкерного крепления [Текст] / В.А. Еременко, Е.А. Разумов, Д.Ф. Зяятдинов // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – М.: Горная книга. – 2012. – №12. – С. 38–45.
4. Хлусов, А.Е. К расчету параметров анкеров, служащих для подвешивания монорельсовой дороги к кровле горной выработки [Текст] / А.Е. Хлусов // Сб. науч. тр. ВНИМИ / под ред. Д.В. Яковлева. – СПб.: ВНИМИ, 2012. – С. 317–322.
5. Гутаревич, В.О. Динамика шахтных подвесных монорельсовых дорог: монография / В.О. Гутаревич; Гос. высш. учеб. заведение "Донецк. нац. техн. ун-т". – Донецк: ЛАНДОН-XXI, 2014. – 206 с.
6. Gutarevych V. Dynamic model of movement of mine suspended monorail / V. Gutarevych // Transport Problems. – 2014. – Vol. 9. – Iss. 1. – P. 13-19.
7. Gutarevych V. Research of regularities of suspended mine monorail motion / V. Gutarevych // Mechanical Testing and Diagnosis. – 2014. Vol.1(IV). – P. 12-17.

УДК 669-147

**ИМПОРТОЗАМЕЩАЮЩЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ
РЕАЛИЗАЦИИ ЭФФЕКТИВНОЙ ТЕХНОЛОГИИ НЕПРЕРЫВНОЙ
РАЗЛИВКИ СТАЛИ**

С.П. Еронько, М.Ю. Ткачев, М.В. Ющенко, С.В. Мечик

ГВУЗ «Донецкий национальный технический университет»

Приведены конструктивные особенности перспективных образцов оборудования, разработанных специалистами ДонНТУ для реализации программы импортозамещения на отечественных металлургических предприятиях.

В условиях действия экономических санкций со стороны зарубежных поставщиков технологического оборудования металлургических предприятий задача импортозамещения требует безотлагательного решения, в связи с чем необходима активизация работ, связанных с созданием коенкурентноспособных отечественных образцов машин и механизмов, обеспечивающих повышение производительности труда в отрасли и улучшение качества выпускаемой металлопродукции. В первую очередь это относится к оборудованию, имеющему сравнительно небольшой технический ресурс и требующему с определенной периодичностью полного обновления или замены части узлов и деталей, работающих в экстремальных условиях и подверженных интенсивному износу. Речь идет о разливочных системах основных и промежуточных ковшей машин непрерывного литья заготовок и дозированной подачи в их кристаллизаторы шлакообразующих смесей.

На кафедре механического оборудования заводов черной металлургии Донецкого национального технического университета в соответствии с принятой концепцией проектирования устройств и механизмов, функционирующих в составе комплекса оборудования сортовых, блюмовых и слябовых МНЛЗ, при их разработке ставилась задача обеспечения высокой надежности, приемлемой стоимости, простоты обслуживания и минимизации эксплуатационных затрат.

Известно, что технико-экономическая эффективность реализации процессов внепечной обработки и последующей непрерывной разливки стали в значительной мере зависит от эксплуатационных характеристик затворов, которыми оборудованы разливочные ковши. Приобретенные у иностранных фирм дорогостоящие шибберные системы, как показала практика, привели к существенному росту

эксплуатационных затрат, что в конечном счете вызвало повышение себестоимости производимой стали. Указанные издержки обусловлены конструктивными особенностями импортируемых разливочных устройств. Равномерность приложения силы при поджатии подвижной огнеупорной плиты к неподвижной в затворах современного типа, разработанных зарубежными фирмами “Sanac”, “Interstop”, “Uberzette” и др., обеспечивается за счет применения жестких, массивных корпусов, изготовленных из жаропрочных сталей; высококачественных огнеупорных изделий с минимально возможными допусками на размеры; а также специальных упругих элементов (витых или тарельчатых пружин), требующих интенсивного охлаждения во время разливки металла. По этой причине указанные затворы имеют высокую стоимость (24 – 28 тыс. долларов США).

Поэтому при создании отечественных кассетных затворов нового поколения (рис. 1) выбран концептуальный подход, основанный на реализации принципа рациональности проектируемой механической системы, предполагающий уменьшение до минимума в кинематической схеме разливочного устройства избыточных

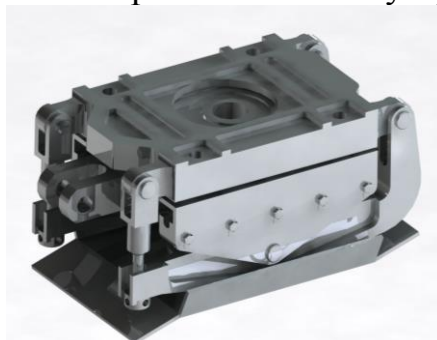


Рисунок 1 – Кассетный затвор балансирного типа

(пассивных) связей. Этого достигли благодаря применению балансирных и шарнирных систем прижатия подвижной обоймы и размещению ее на два линейных подшипника качения, что обеспечило самоустановку нижней огнеупорной плиты относительно верхней и снижение нагрузки на привод. Ослабления негативного влияния теплового воздействия на работоспособность механической системы ковшового затвора добились посредством применения полужесткого режима прижатия огнеупорных плит с помощью двух винтов и специальных рычагов, допускающих значительные упругие деформации [1].

Наибольшая эффективность непрерывной разливки длинными сериями может быть достигнута в том случае, когда система

дозированного перелива стали в кристаллизаторы из промежуточного ковша устойчиво функционирует в течение всего срока службы его футеровки. Поэтому разливка стали на сортовых МНЛЗ через стаканы-дозаторы, предполагает постоянство диаметра выпускного канала промежуточного ковша для каждого ручья машины, которое гарантирует расчетный стабильный расход жидкого металла, перетекающего в кристаллизатор. Однако по ряду причин геометрия канала стакана-дозатора может существенно изменяться, что оказывает отрицательное влияние на условия формирования струи и вызывает дестабилизацию скоростного режима непрерывной разливки стали. В настоящее время для устранения негативных последствий затягивания или размывания разливочного канала промежуточные ковши оборудуют специальными устройствами шиберного типа, обеспечивающими замену пришедшего в негодность дозирующего элемента новым в течение 0,3 – 0,5 с, т.е. практически без прерывания процесса истечения жидкой стали в кристаллизатор. Среди поставщиков таких дозирующих систем лидирующее положение занимают фирмы Interstop, Vesuvius, Flogates, Danieli.

Не умаляя достоинств импортных разливочных устройств, следует отметить, что использованные в них схемы узла прижатия подвижного огнеупорного элемента требуют тщательного подбора всех устанавливаемых пружин для обеспечения постоянства их упругих характеристик, которые необходимо регулярно контролировать на специальных стендах, предварительно выполняя при этом полную разборку разливочного устройства.

Благодаря внесенным усовершенствованиям в опорный узел отечественной системы быстрой смены стаканов-дозаторов, показанной на рис.2, удалось не только исключить необходимость ее

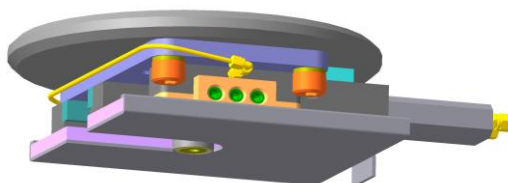


Рисунок 2 – Система быстрой смены стаканов-дозаторов промежуточных ковшей сортовых МНЛЗ

полной разборки при контроле силы, развиваемой каждой из пружин, или в случае их замены, но и расширить допустимые пределы отклонения жесткости упругих элементов от заданного значения, так как предлагаемая конструкция позволяет выполнять индивидуальное

регулирование силы воздействия пружины на дозирующий стакан, не снимая разливочное устройство с ковша [1].

Аналогичным образом была усовершенствована конструктивная схема узла прижатия огнеупорных элементов в системах быстрой смены погружных стаканов (рис. 3), разработанных для применения на промежуточных ковшах слябовых МНЛЗ, дозированный перелив стали из которых может осуществляться с помощью скользящих затворов или стопорных устройств [2].



Рисунок 3 – Системы быстрой смены погружных стаканов для промежуточных ковшей слябовых МНЛЗ, оборудованных шиберными затворами (а) и стопорными устройствами (б)

Для реализации непрерывной дозированной подачи ШОС в кристаллизаторы слябовых МНЛЗ разработаны два типа устройств, предназначенных для применения на слябовых МНЛЗ. Первый вариант устройства (рис. 4 а) рекомендуется использовать на машинах непрерывного литья заготовок для производства слябов шириной до 1800 мм и толщиной до 250 мм. В состав устройства входит рама, на которой смонтирована тележка, имеющая возможность продольного перемещения относительно кристаллизатора МНЛЗ с помощью специального привода и несущая расходный бункер, снабженный шнековым питателем. При необходимости уменьшения ширины отливаемого сляба ход тележки соответственно сокращают путем изменения расположения концевых выключателей. Дистанционное управление работой дозирующей системы можно осуществлять как в ручном, так и в автоматическом режимах [3]. Для ввода ШОС в кристаллизатор при отливке слябов сверхкрупного поперечного сечения предназначено устройство, показанное на рис. 4 б. В этом устройстве применены два шнековых дозатора, совершающие движение одновременно в двух направлениях – вдоль и поперек металлоприемника. Благодаря этому смесь равномерно



а



б

Рисунок 4 - Устройства для дозированной подачи шлакообразующих смесей в кристаллизаторы слябовых МНЛЗ при получении заготовки шириной до 2000 мм (а) и сверхкрупного сечения (б)

распределяется на зеркале металла в каждой из двух половин кристаллизатора по ширине и длине между его узкими гранями и погружным стаканом, находящемся в центре поперечного сечения отливаемого сляба. При этом кинематическая схема механической системы обеспечивает реализацию поперечного перемещения дозатора и вращения его шнека с помощью одного комбинированного привода, что позволило достичь требуемой компактности всей конструкции в целом [4].

Выводы. Промышленное использование разработанных отечественных образцов устройств для реализации эффективной технологии непрерывного литья заготовок позволит не только избежать негативных последствий, обусловленных действием экономических санкций со стороны зарубежных поставщиков технологического оборудования, но и снизить затраты на его приобретение, обслуживание и ремонт.

Список литературы

1. Опыт разработки шибберных устройств для технологических переливов стали / С.П. Еронько, А.Ю. Цупрун, С.А. Бедарев и др. // Черная металлургия: Бюл. ин-та «Черметинформация». - 2008. - № 8. - С. 28 – 36.
2. Еронько С.П., Ткачев М.Ю. Разработка и исследование импортозамещающих разливочных систем промежуточных ковшей слябовых МНЛЗ // Черная металлургия: Бюл. ин-та «Черметинформация». - 2016. - № 3. - С. 62 – 69.
3. Разработка устройства для непрерывной подачи шлакообразующей смеси в кристаллизатор слябовой МНЛЗ / С.П. Еронько, С.В. Шлемко, В.В. Акулов и др. // Черная металлургия: Бюл. ин-та «Черметинформация». - 2009. - № 4. - С. 36 – 38.
4. Еронько С.П., Ющенко М.В., Шлемко С.В. Расчет и конструирование системы дозированной подачи шлакообразующей смеси в кристаллизатор МНЛЗ при производстве слябов сверхкрупного сечения // Металлургические процессы и оборудование. - 2011. - № 1. - С. 10 – 17.

УДК 669.184

**ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МИНИ-АГРЕГАТОВ
ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ НЕКАЧЕСТВЕННОГО ЛОМА И
МЕТАЛЛСОДЕРЖАЩИХ ОТХОДОВ**

С.П. Еронько, Н.А. Климович

ГВУЗ «Донецкий национальный технический университет»

Приведены конструктивные особенности усовершенствованного мини-конвертера, предназначенного для получения стали из металлосодержащих отходов с повышенным содержанием вредных примесей.

Заметное увеличение доли амортизационного лома с повышенным содержанием нежелательных примесей, получаемого при утилизации автомобилей и бытовой техники, а также насущная необходимость в переработке накопившихся отходов, включающих черные и цветные металлы и наносящих вред природной среде, явились мотивацией для начала исследований по созданию плавильных агрегатов, обеспечивающих получение различных товаров из побочных металлургических продуктов. Благодаря этому можно не только экономить энергетические и сырьевые ресурсы, но и снизить количество образовавшихся свалок и отвалов, отрицательно влияющих на экологию.

Реализация прогрессивных технологий утилизации и переработки промышленных и бытовых отходов, в состав которых входят черные и цветные металлы, требует наличия специальных плавильных агрегатов, функционирующих в структуре мини- и микро-заводов, в наибольшей мере соответствующих конъюнктурным требованиям ведущих экономик. В настоящее время в Японии, Германии и Китае уже разработаны и успешно эксплуатируются подобные агрегаты. Например, консорциумом, возглавляемым фирмой Thyssenkrupp Steel, сконструирована кислородная вагранка, позволившая выплавлять из отходов 15 т передельного чугуна в час [1].

На экспериментальном заводе ООО «ЭНЕРГОКАПИТАЛ» (г. Макеевка Донецкой области) внедрена приобретенная в КНР технология, предполагающая переработку в мини-доменной печи объемом 128 куб. м. окатышей из угольного и металлургического шламов в качественный чугун. При этом получаемые попутные продукты – гранулированный шлак и доменный газ – в дальнейшем

используют в качестве строительного материала и топлива в установках, генерирующих электроэнергию [2].

Положительный опыт применения мини-вагранок и мини-доменных печей для получения передельного и товарного чугуна свидетельствует о целесообразности поиска вариантов использования мини-агрегатов, позволяющих перерабатывать некачественный металлический лом и отходы с повышенным содержанием вредных примесей.

Успешное решение поставленной задачи предполагает разработку технологического агрегата, отвечающего комплексу требований: обеспечение интенсивного перемешивания ванны, возможность регулируемой подачи в расплав порошкообразных реагентов, предотвращение попадания конечного шлака в приемную емкость во время выпуска плавки. Следует отметить, что опыт промышленного применения подобных агрегатов был получен в Западной Европе еще в 50-х годах минувшего века. Речь идет о Калдо-процессе, в котором высокую степень дефосфорации достигали ускоренным шлакообразованием за счет интенсификации перемешивания ванны путем вращения корпуса конвертера с частотой 30 мин^{-1} относительно его продольной оси симметрии, составляющей с горизонтальной плоскостью $16-20^\circ$, и одновременной подачи в струе кислорода измельченной извести через фурму, введенную в полость агрегата и совершающую колебательное движение. Всего в мире было пущено в строй около 2-х десятков Калдо-конвертеров вместимостью 30-60 тонн с общей годовой производительностью 5 млн. т. стали. К достоинствам выплавки стали в таком конвертере следует отнести: возможности дожигания монооксида углерода, повышение расхода лома до 40-50% и переработки чугунов любого состава, а также получение стали с низким содержанием вредных примесей [5]. Вместе с тем данный процесс не получил широкого распространения по целому ряду причин. Так из-за размещения привода механизма вращения на корпусе самого сталеплавильного агрегата возникли значительные трудности при выполнении ремонтных работ, увеличилась общая масса подвижной системы, что потребовало применения более мощного привода механизма наклона конвертера.

Таким образом, при создании мини-плавильного агрегата для переработки некачественной шихты Калдо-конвертер может служить прототипом, однако в его конструктивную схему необходимо внести

существенные изменения и дополнения, направленные на устранения выявленных ранее у него недостатков.

Сотрудниками кафедры механического оборудования заводов черной металлургии Донецкого национально технического университета на основании результатов исследований, выполненных с использованием компьютерного и физического моделирования, была предложена и запатентована система 10-тонного конвертера (рис. 1), в конструкцию которого заложены новые технические решения, позволяющие повысить перспективы его промышленного применения. В конвертере применен классический вариант стационарного одностороннего привода механизма поворота корпуса,

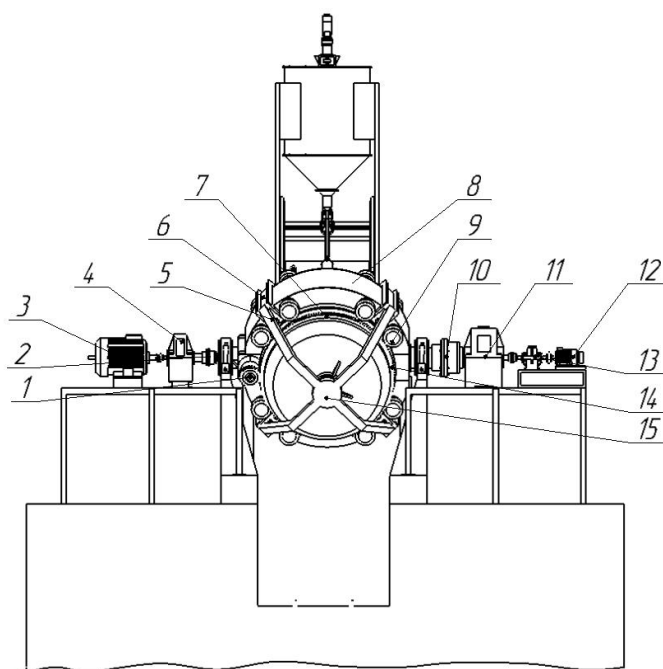


Рисунок 1 - Схема компоновки механизмов наклона и поворота 10-тонного кислородного конвертера конструкции ДонНТУ

включающего электродвигатель 12, быстроходный 13 и тихоходный 11 редукторы. Связь вала тихоходного редуктора с приводной цапфой осуществляется посредством зубчатой муфты 10, обеспечивающей передачу больших крутящих моментов и компенсацию перекосов соединяемых хвостовиков. Корпус конвертера выполнен глухондным, сварной конструкции. Его фиксация относительно опорного кольца 8 осуществлена шестнадцатью центрирующими роликами 9, имеющими две реборды. Ролики разбиты на две группы и попарно на осях установлены на нижней и верхней торцевых

поверхностях опорного кольца. На наружной цилиндрической поверхности кольца жестко закреплены усиленные ребрами жесткости четыре накладки 6, нижние части которых посредством шарниров связаны с изогнутыми профильными балками 5, удерживающими подшипниковую опору 15 цапфы днища конвертера. Данная опора является центрирующей и воспринимает одновременно радиальную и осевую нагрузку, поэтому она включает два подшипника, один из них радиальный, а другой упорный.

Наружную цилиндрическую поверхность корпуса конвертера охватывают два бандаж 7, которыми он опирается на ролики 9 и благодаря их ребордам фиксируется в осевом направлении относительно опорного кольца.

Непосредственно под нижним бандажом на корпусе конвертера размещен зубчатый венец 14, находящийся в зацеплении с шестерней 1. Вращение этой шестерни обеспечивается стационарно размещенным на рабочей площадке приводом, в состав которого входит электродвигатель 3, редуктор 4 и соединительная муфта 2.

Механизм вращения корпуса конвертера (рис. 2) включает конический вал-шестерню 3, посредством муфты связанный с редуктором привода и установленный в подшипниковых опорах внутри цилиндрического канала, выполненного в теле цапфы 2.

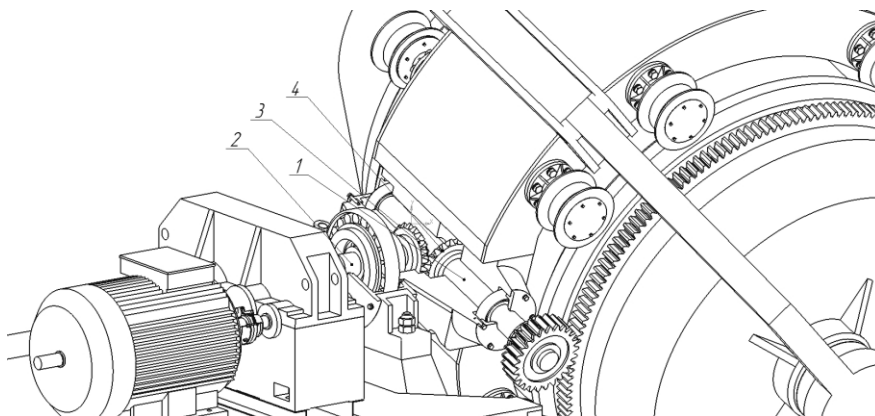


Рисунок 2 - Предложенная конструкция механизма вращения корпуса
кислородного конвертера

Пустотелая цапфа изготовлена за одно целое с крышкой, соединенной с обоймой в полости которой на подшипниках качения размещен вал 1, с посаженными на него коническим зубчатым колесом 4, находящимся в зацеплении с валом-шестерней 3. На заднем конце вала закреплена прямозубая шестерней,

зацепляющейся с зубчатым венцом корпуса конвертера. Обойма закреплена между разъемными частями опорного кольца. Такое конструктивное исполнение механизма вращения корпуса конвертера позволило разместить его привод на раме, установленной на металлоконструкции возле соответствующей цапфы опорного кольца сталеплавильного агрегата. Во время поворота корпуса конвертера относительно оси цапф коническое зубчатое колесо 4 обкатывается по шестерне 3, благодаря чему обеспечивается одновременная независимое функционирование обоих механизмов, т.е. при изменении угла наклона сталеплавильного агрегата относительно горизонтальной плоскости его вращение можно не останавливать, что упрощает управление работой всей системы в целом. Кроме того, стационарно размещенный на рабочей площадке привод механизма вращения значительно легче обслуживать и ремонтировать, а также упрощается подвод к нему электропитания [4, 5].

Для оценки правильности технических решений, принятых при разработке усовершенствованной конструкции мини-конвертера, изготовили в масштабе 1:10 его действующую модель, с использованием которой симулировали работу всех механизмов плавильного агрегата, обеспечивающих выполнение необходимого комплекса технологических операций. Результаты физического моделирования, подтвердившие работоспособность предложенных кинематических схем всех механизмов, использованы при разработке методов расчета их энергосиловых параметров. В настоящее время ведется подготовка конструкторской документации, необходимой для изготовления опытного образца усовершенствованного мини-плавильного агрегата.

Выводы. Предложенная конструкция мини-плавильного агрегата может быть использована для переработки побочных продуктов металлургического производства и металлосодержащих отходов с повышенным содержанием вредных примесей.

Список литературы

1. Металлургические мини-заводы / А.Н. Смирнов, В.М. Сафонов, Л.В. Дорохова и др. – Донецк: ООО «Норд-Пресс», 2005.- 469 с.
2. [Http: // biz. liga. net/all/industriya/novosti/2507657-makeevski-zavod](http://biz.liga.net/all/industriya/novosti/2507657-makeevski-zavod).
3. Бойченко Б.М., Охотский В.Б., Харлашин П.С. Конвертерное производство стали: Теория, технология, качество стали, конструкции агрегатов, рециркуляция материалов и экология / Б.М. Бойченко,

В.Б.Охотский, П.С.Харлашин.– Днепропетровск: РВА «ДНЕПРО – ВАЛ», 2006.- 454 с.

4. Мини-конвертер для переработки высокофосфористого чугуна / С.П. Еронько, Д.И. Федяев, О.В. Афаунова и др. // Металлургические процессы и оборудование.2010. № 3. С. 40 – 46.
5. Патент на полезную модель UA 71568. МПК С 21С 5/28. Кислородный конвертер. Оpubл.2012. Бюл. № 14.

УДК 622.647.2

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ШТАБЕЛЕОБРАЗОВАТЕЛЯ
ДЛЯ СКЛАДОВ НАСЫПНЫХ ГРУЗОВ

А.Я. Грудачев, Е.Л. Игнаткина

ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет»

Приведены результаты сравнительного анализа тяговых параметров штабелеобразователя с головным и хвостовым приводом, совмещенным с натяжной станцией. Разработаны рекомендации по выбору мощности привода, его расположения и установлению параметров штабелеобразователя.

От правильности выбора параметров транспортных машин во многом зависит эффективность их применения [1, 2]. Особенно это важно для привода мощных ленточных конвейеров и штабелеобразователей, обеспечивающих высокую производительность, однако потребляющих значительное количество электроэнергии [3-4].

Цель работы заключается в разработке рекомендаций по снижению энергопотребления штабелеобразователя для складов за счет установления выгодного сочетания параметров его привода.

Для достижения указанной цели в работе решены следующие задачи: составлена расчетная схема тягового контура штабелеобразователя для двух вариантов его исполнения; определены натяжения в характерных точках тягового контура, требуемые значения мощности привода и коэффициенты запаса прочности ленты; проведен сравнительный анализ тяговых параметров штабелеобразователя с головным и хвостовым приводом, совмещенным с натяжной станцией. При этом применены методики тяговых расчетов [5-7], разработанные на кафедре горнозаводского транспорта и логистики ДонНТУ, с использованием специальных компьютерных программ.

Штабелеобразователь представляет собой магистральный ленточный конвейер с разгрузочной станцией, оснащенной петлевым перегружателем с барабанами E и D (рис.1), который перемещается вдоль става конвейера и перегружает транспортируемый груз на наклонный конвейер, расположенный перпендикулярно к основному конвейеру, движущийся вместе с разгрузочной станцией и формирующий штабель.

Два варианта расчетных схем тягового контура штабелеобразователя показаны на рис. 1. Из приведенного рисунка видно, что вариант a относится к случаю, когда приводной барабан располагается в

точке *A*, отклоняющие барабаны – в точках *B* и *E*, хвостовой натяжной барабан – в точке *C*, выносной – в точке *D*, а другой – к случаю, когда в точке *C* вместо хвостового барабана располагается приводной. В варианте *б* имеем штабелеобразователь с головным и хвостовым приводом, совмещенным с натяжной станцией.

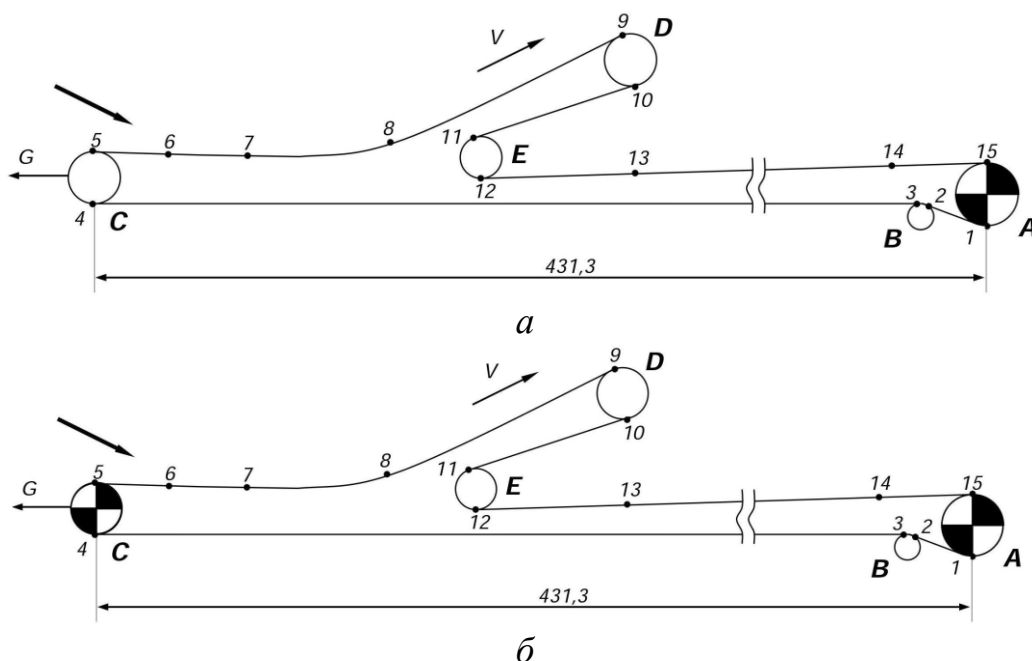


Рис. 1. Расчетная схема штабелеобразователя для угольных складов: *а* – с головным приводом; *б* – головным и хвостовым приводом, где *A*, *B*, *C*, *D* и *E* – точки расположения барабанов; 1, 2, 3, ...15 – характерные точки тягового контура

Характерные точки, указанные на рис. 1, относятся к точкам сбегания и набегания тягового контура с барабанов. Кроме этого характерными точками являлись точки начала и конца участков перегиба. Именно в этих характерных точках производился анализ тяговых параметров штабелеобразователя.

Расчеты проводились для следующих исходных данных: длина по осям барабанов штабелеобразователя – 431,3 м; производительность – 1000 т/ч; скорость ленты – 2,5 м/с; ширина ленты – 1200 мм; коэффициент сопротивления движению ленты – 0,010...0,035; коэффициент сцепления ленты с барабаном – 0,25. Так же для расчетов использовались технические характеристики конвейерной ленты каркасного типа шириной 1200 мм с прокладками из синтетической ткани EP 200 с 4 и 5 слоями, прочностью на разрыв 800 и 1000 Н/мм ширины ленты соответственно. Кроме того учитывалось, что в режиме начала форми-

рования штабеля, его длина составляет 2 м, и в режиме окончания – 373 м. В результате установлено, что для штабелеобразователя с одним приводом в режиме начала формирования штабеля требуется мощность не менее 150 кВт, а в режиме окончания – не менее 210 кВт (рис. 2). Максимальное усилие на подшипники натяжного барабана составляет 88,3 кН и 119,3 кН соответственно.

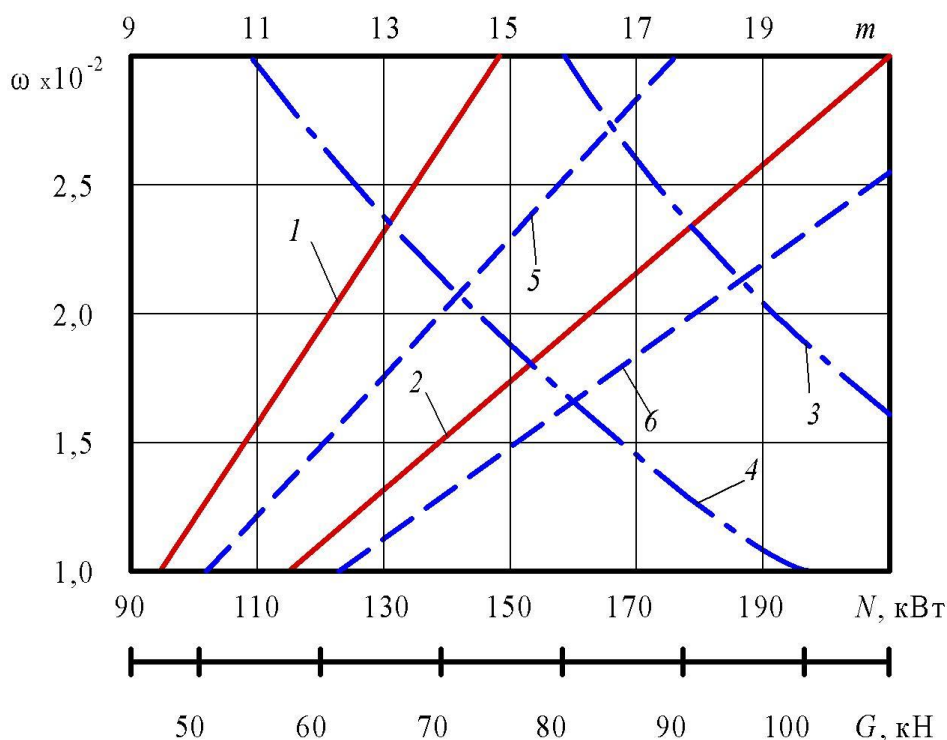


Рис. 2. Зависимости тяговых показателей штабелеобразователя для разных значений коэффициента сопротивления движению ленты: 1, 2 – $\omega = f(N)$; 3, 4 – $\omega = f(m)$; 5, 6 – $\omega = f(G)$, где зависимости, указанные четными цифрами относятся к режиму начала формирования штабеля, а нечетные – окончанию

Графические зависимости коэффициента сопротивления движению ленты ω от требуемой мощности N , запаса прочности ленты m и усилия на натяжном устройстве штабелеобразователя G показаны на рис. 2. Из этого рисунка следует, что при увеличении коэффициента сопротивления движению ленты от 0,010 до 0,030 прямолинейно увеличиваются такие показатели как мощность (в 1,6 раз – в начале и в 1,8 – при окончании формирования штабеля) и усилие на натяжном устройстве штабелеобразователя (на 60% – в начале, на 89% – при окончании). При этом запас прочности ленты уменьшается более чем в 1,6 раз.

ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ПРОМЫШЛЕННЫХ МАШИН И АГРЕГАТОВ

Расчет штабелеобразователя с головным и хвостовым приводом выполнен для тех же исходных данных, что и для ранее рассмотренного случая. При этом принималась мощность хвостового привода от 45 до 75 кВт. Результаты расчета тяговых параметров штабелеобразователя с головным и хвостовым приводом сведены в таблице.

Таблица. Результаты тягового расчета штабелеобразователя с головным и хвостовым приводом

Головной привод				Хвостовой привод				Коэффициент запаса прочности ленты при количестве прокладок		Максимальное натяжение ленты	Потребное усилие натяжной станции
Коэффициент распределения тягового усилия	Мощность двигателя	Коэффициент запаса сил трения	Момент редуктора на тихоходном валу	Коэффициент распределения тягового усилия	Мощность двигателя	Коэффициент запаса сил трения	Момент редуктора на тихоходном валу	5	4		
1	220,2	1,3	24,6	0	0	∞	0	10,6	8,5	113,6	125,7
0,9	182,4	1,3	20,4	0,1	22,6	6,11	2,3	12,8	10,2	94,1	98,1
0,8	156,9	1,3	17,5	0,2	43,8	2,3	4,5	14,8	11,8	80,8	79,6
0,7	134,6	1,4	15	0,3	62,9	1,3	6,4	16,4	13,1	73,4	70,4
0,6	118,7	2,1	13,3	0,4	83,2	1,3	8,5	14,7	11,8	81,4	91,8
0,5	107,9	3,4	11	0,5	107,9	1,3	11	12,9	10,3	92,7	119,1
0,4	87,7	5,2	8,9	0,6	130,3	1,3	13,3	11,6	9,3	103,1	143,8
0,3	66,7	8,1	6,8	0,7	153,5	1,3	15,6	10,6	8,5	113,6	169,5
0,2	45,4	13,9	4,6	0,8	177,1	1,3	18	9,7	7,8	124,2	195,5
0,1	23,6	30,6	2,4	0,9	201,2	1,3	20,5	8,9	7,1	135,1	222,1

Из результатов расчетов приведенных в таблице следует, что ленты как с 5-ю, так и с 4-мя прокладками ЕР 200 обеспечивают наибольший коэффициент запаса прочности равный 16,4 и 13,1 соответственно. Таким образом, с точки зрения обеспечения прочности ленты, целесообразно обеспечивать головным приводом 70% от общего потребного тягового усилия, а хвостовым – 30%.

Анализ приведенных результатов показывает, что применение хвостового привода мощностью от 45 до 75 кВт позволит снизить суммарную потребную мощность, а значит уменьшить расход элек-

троэнергии, примерно на 10%. При этом возможно снизить необходимое усилие натяжной станции до 40% и применить ленту EP 200 с 4-мя прокладками вместо 5-ти, что позволяет дополнительно уменьшить стоимость штабелеобразователя.

Выводы и направления дальнейших исследований.

На основании проведенных исследований следует, что использование хвостового привода мощностью от 45 до 75 кВт дает возможность снизить расход электроэнергии, примерно на 10% и уменьшить необходимое усилие натяжной станции до 40%. При этом целесообразно применить ленту EP 200 с 4-мя прокладками вместо 5-ти, что позволит дополнительно снизить стоимость штабелеобразователя.

В дальнейшем планируется исследование тяговых параметров штабелеобразователя при регулировании усилия натяжного устройства по мере перемещения петлевого перегружателя вдоль конвейера.

Библиографический список

1. Галкин, В.И. Проблемы совершенствования транспортных систем в горной промышленности / В.И. Галкин, Е.Е. Шешко // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал): Труды научного симпозиума «Неделя горняка-2011». Отдельный выпуск №1. – М.: Горная книга, 2011. – С. 458–507.
2. Техника и технология погрузки, разгрузки, транспортирования и складирования в энергоемких производствах / В.А. Будишевский, В.О. Гутаревич, В.Н. Маценко, А.А. Сулима; ред. В.А. Будишевский, А.А. Сулима. – Донецк: ДонГТУ, 2000. – 350 с.
3. Грудачев А.Я. Практика рационального выбора конвейерных лент для предприятий угольной промышленности / А.Я. Грудачев А.Я., Ю.А. Беломестнов, Н.В. Хиценко // Сб. "Горная техника" – СПб: ООО "Славутич", 2010. – С. 108-113.
4. Грудачев А.Я. Выбор рациональных параметров ленточных конвейеров, обеспечивающих снижение энергопотребления / А.Я. Грудачев, А.А. Кремешная, А.И. Максецкий // Энергосбережение. – 2004. – №4. – С. 21-23.
5. Проектування транспортних систем енергоємних виробництв [навч. посібник] / В.О. Будішевський, В.О. Гутаревич, О.О. Пуханов та ін.; ред. В.О. Будішевський, А.О. Суліма. –Донецьк: Друк-Інфо, 2008. – 454 с.
6. Проектування та конструювання транспортних машин та комплексів / В.О. Будішевський, В.М. Маценко, В.І. Дворников та ін.; ред. В.О. Будішевський. –Донецьк: Норд-Пресс, 2009, – 599 с.
7. Gutarevych V. Service Areas of Transformation Centers / V. Gutarevich, A. Ovcharenko, V. Zhuchenko // Transport Problems. – 2009. – Vol. 4. – Iss.3. – P. 53-57.

УДК 621.431

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСПАДА СТРУЙ, ФОРМИРУЕМЫХ ФОРСУНКАМИ БЕНЗИНОВЫХ ДВС С НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ ВПРЫСКОМ.

Д.А. Масленников

Донецкий национальный технический университет, Донецк

Аннотация: в работе рассмотрены вопросы применимости CFD моделирования для исследования распыления топлива в системах бензиновых двигателей с непосредственным впрыском топлива. Представлены результаты CFD моделирования и произведено сравнение с экспериментальными данными.

Концепция формирования рабочей смеси в двигателях с искровым зажиганием и системой непосредственного впрыска очень сильно зависит от качества распыления топлива. Чем меньше диаметр капли, тем быстрее она испаряется. В то же время, необходимо обеспечить достаточное количество топлива в камере сгорания, смешивание топлива со свежим зарядом воздуха и испарение топлива, эти процессы оказывают решающее влияние на горение рабочей смеси в бензиновых двигателях. На практике процесс распыления топлива оказывает существенное влияние на протекание процесса сгорания что в последствии влияет на состав выхлопных газов.

Методы компьютерного моделирования процессов сгорания и смесеобразования в ДВС, являются важным инструментом, предопределяющим развитие этой отрасли техники. Их использование позволяет в значительной степени сократить и оптимизировать процесс исследования. Пакеты программного обеспечения CFD моделирования (Computational fluid dynamics), которые позволяют моделировать физические процессы в двигателях внутреннего сгорания [2].

Процесс распада топливной струи на капли начинается в соплах форсунки [1, 4] или непосредственно после истечения из них [5]. Впрыск и распыление топлива можно разделить на две различные зоны. Зона, в которой струя топлива находится в двух фазах жидкая фаза и фаза начального распада на капли, обозначается как зона первичного распада топливной струи. Во второй зоне (в отдалении от отверстия форсунки) осуществляется распад крупных капель на более мелкие, струя топлива разделяется на капли. Отдельные зоны показаны на рисунке 1.

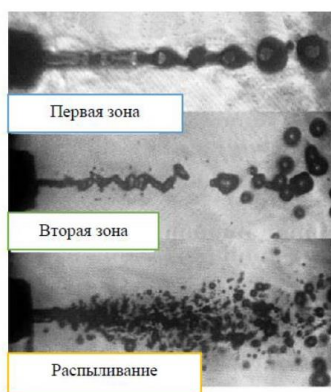


Рис. 1. Зоны распада струи топлива

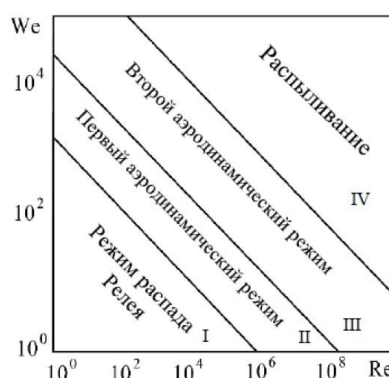


Рис. 2. Режимы распада струи топлива

В зависимости от значения величины Re и We принято выделять четыре режима распада струи топлива рисунок 2.

Первый режим (распада Релея) выражен капиллярным распадом струи топлива (область I). Слабое аэродинамическое воздействие газа на струю топлива наблюдается при втором режиме распада струи (область II). Струя распадается вследствие быстрого развития односторонних волнообразных колебаний. Третий режим характеризуется сильным аэродинамическим воздействием газа на струю топлива, что приводит к уменьшению размера капель (область III). Распыливание топлива наблюдается при большой скорости струи, при больших разностях давления впрыска и противодавления, когда величина Re и We принимают высокие значения (область IV) - струя распадается уже на выходе из отверстий форсунки, и при этом образуются капли значительно меньше, чем диаметр сопла (рис. 2).

Помимо вторичного распада капель топлива, наблюдается соударение их в струе что также имеет значительное влияние на процесс смесеобразования в цилиндре двигателя. Изменение диаметра капли влияет на число Вебера, также могут меняться механизмы столкновения. Различные механизмы столкновения показаны графически на рис. 3. Столкновение капель топлива приводит к коагуляции или коалесценции при значении числа Вебера выше критического ($We =$ от 10 до 12 для бензина).

Увеличение диаметра капель увеличивает число Вебера. В зависимости от диаметра, более крупные капли могут снова распадаться на более мелкие или распадаются взрываясь [7]. Таким образом, решение этого вопроса теоретическим путем встречает огромные трудности при описании этого процесса и вычислении размера капель в потоке топлива, так как они могут изменяться во время этого процесса.

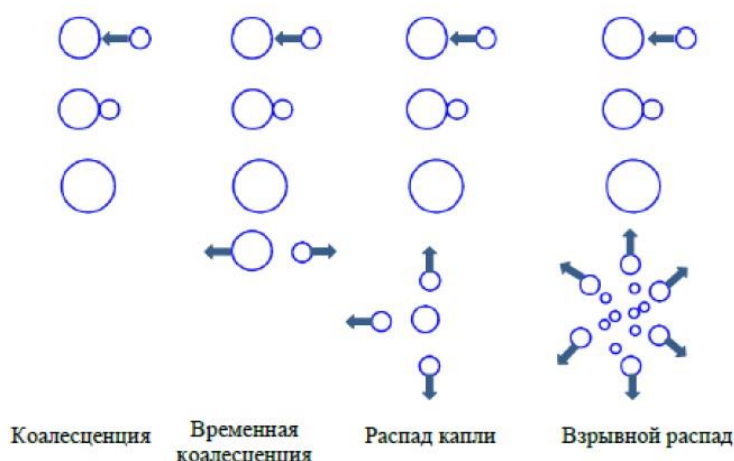


Рис. 3. Механизм взаимодействия капель в потоке топлива

Таким образом, CFD модель впрыска топлива должна учитывать движение и распад капель топлива, влияние на этот процесс внешних сил. Исследования распыления топлива охватывают многофазовые явления и требуют одновременного решения уравнений для жидкой и газовой фазы. Модель процесса распыления топлива основана на подмоделях, которые в значительной степени влияют на качество моделирования процесса впрыска топлива

Из анализа литературы [3, 8] можно выделить следующие подмодели распада струи топлива:

- турбулентная модель распада капель топлива - стохастическая модель,
- модель испарения топлива - модель Дуковича,
- модель распада капель – KHRT (модель поверхностных волн Кельвина-Гельмгольца (КН) и распределение Рэлея-Тейлора (RT)).

Таким образом, модель распыления топлива учитывает движение и распад капель топлива, влияние на этот процесс внешних сил. При использовании модели KHRT, предполагается, что инжектор образует коническую струю.

Компьютерная модель позволяют прогнозировать процессы, происходящие в тестовой системе (реальной или проектируемой) при некоторых допущениях. Проведенные исследования позволили оценить соответствие компьютерной модели и реального процесса: Результаты для сравнительного анализа сведены в таблицу 1.

Соответствие компьютерной модели распыления топлива экспериментальным исследованиям проведена с целью выявления расхождений между результатами экспериментальных исследований и моделирования.

Таблица 1

Сравнение результатов эксперимента и компьютерной модели

	Давление топлива $P_{впр} = 20 \text{ МПа}$, противодавление $P_{цпл} = 1,5 \text{ МПа}$					
	Время [мс]					
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
Эксперимент						
Моделирование (капли топлива)						
Трехмерная поверхность						

Оценка достоверности компьютерной модели основана на сравнении соответствия (с точки зрения принятого критерия) конкретных характеристик, полученных на основании результатов экспериментальных исследований и моделирования (в ходе экспериментов, проведенных с теми же параметрами) [6] и сведены на графике (рис. 4).

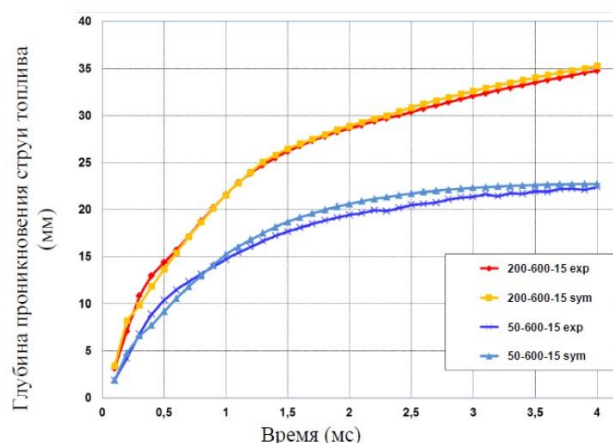


Рис. 4. Оценка достоверности компьютерной модели

Выводы:

Возможности CFD моделирования (Computational fluid dynamics) позволяют решать задачи, связанные с распадом струи топлива. Результаты моделирования хорошо согласуются с экспериментами и теорией. Моделирование процесса распыления топлива позволяет определить параметры струи распылённого топлива при условии, что должным образом отражены входные параметры и геометрия распы-

лителя форсунки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Arcoumanis C.: Gavaises M.; French B.: Effect of Fuel Injection Process on the Structure of Diesel Sprays. SAE Technical Paper 970799, 1997.
2. AVL FIRE ver. 2009, ICE Physics&Chemistry. AVL Graz 2009.
3. AVL FIRE – руководство пользователя, <https://www.avl.com/-/avl-fire-1>
4. Bayvel L.; Orzechowski Z.: Liquid Atomization. Taylor & Francis, 1993.
5. Lohfink C., Baecker H., Tichy M.: Experimental Investigation on Catalyst-Heating Strategies and Potential of GDI Combustion Systems. SAE Technical Paper 2008-01-2517, 2008.
6. Maslennikov D.: Badawcza identyfikacja właściwości systemu spalania z bezpośrednim wtryskiem paliwa i zapłonem iskrowym. 149 s. Rozprawa doktorska. Politechnika.
7. Ohnesorge, W.: Formation of drops by nozzles and the breakup of liquid jets. W: Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik, Band 16, 1996.
8. Rawski F., Szpica D.: Symulacyjne metody badań układów dolotowych tłokowych silników spalinowych. PM 2005 zeszyt 2/2005.

УДК 621.74.047.06:001

**РАЗВИТИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ОСНОВ ОБЕСПЕЧЕНИЯ
ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ
МАШИН НЕПРЕРЫВНОГО ЛИТЬЯ ЗАГОТОВОК**

А.Л. Сотников

ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет»

Представлена комплексная методология обеспечения безотказности технологического оборудования и заданной производительности сортовых машин непрерывного литья заготовок на всех этапах их жизненного цикла, в основу которой положена параметрическая точность данного типа машин.

Условия формирования непрерывнолитого слитка (НЛС) в процессе разливки стали на машине непрерывного литья заготовок (МНЛЗ) и скорость его вытягивания из кристаллизатора во многом обуславливаются геометрической и кинематической точностью оборудования машины, а стабильность и безопасность процессов непрерывной разливки стали – безотказностью и долговечностью оборудования машины.

Для предупреждения нарушения геометрической и кинематической точностью оборудования МНЛЗ в процесс эксплуатации принимается комплекс мер. Осуществляется контроль, мониторинг и диагностирование, как режимов работы и технического состояния оборудования, так и условий формирования НЛС. Во время плановых и внеплановых остановок осуществляется замена деталей, узлов и механизмов МНЛЗ с предельным сроком службы, выполняется ремонт и восстановление оборудования, регулировка режимов его работы, выставка относительного положения оборудования машины и т.д.

Анализ состояния вопроса показал, что, несмотря на принимаемые меры, их результатом является накопление со временем отклонений параметрической (геометрической и кинематической) точности МНЛЗ [1-3]. Причиной этого являются несовершенство применяемых методов и средств контроля и диагностирования, сборки, регулировки и выставки оборудования, а также соответствующих руководящих положений [2,4].

Исходя из этого, развитие теоретических основ и совершенствование методов обеспечения параметрической точности МНЛЗ на этапах проектирования, монтажа и строительства, реконструкции, эксплуатации и обслуживания является актуальной проблемой, которая

имеет важное научно-техническое и практическое значение. Решение данной проблемы позволит продлить срок службы, увеличить производительность и коэффициент использования существующих и новых МНЛЗ, повысить качество получаемых заготовок, и тем самым обеспечить значительный экономический эффект.

Выполненный анализ позволил сформулировать цель работы, как [1-5]: решение комплексной проблемы обеспечения параметрической точности МНЛЗ, характеризующей точное соответствие параметров технологического оборудования машины проектным (заданным) значениям.

Проведенные исследования позволили сформулировать определение параметрической точности МНЛЗ, как показателя работоспособности МНЛЗ при поддержании технических характеристик в заданных (установленных) пределах и характеризующий выходные показатели машин: производительность, стабильность и безопасность процессов разливки стали, безотказность оборудования.

Параметрическая точность МНЛЗ положена в основу комплексной методологии обеспечения безотказности технологического оборудования и заданной производительности на всех этапах жизненного цикла МНЛЗ.

На этапе проектирования оборудования МНЛЗ решаются задачи синтеза геометрических и кинематических параметров основных механизмов. В плане обеспечения параметрической точности МНЛЗ к таким механизмам относятся: манипуляторы для установки и замены погружных стаканов промежуточного ковша; механизмы качания кристаллизаторов (МКК); роликовые проводки зоны вторичного охлаждения и тянуще-правильного устройства.

В частности, работоспособность и безотказность МКК, т.е. способность обеспечивать заданные параметры колебательного движения кристаллизатора МНЛЗ в течение требуемого периода времени, напрямую зависят от прочности и долговечности конструкций его узлов и деталей. В процессе эксплуатации возникают отказы и неисправности МКК, связанные с условиями эксплуатации и режимами его работы, обуславливающими повышенные статические и динамические нагрузки на звенья механизма. В связи с чем, актуальной является задача определения напряженно-деформированного состояния МКК с оценкой прочности и долговечности его отдельных звеньев под действием рабочих нагрузок на разных режимах работы МКК.

Для решения поставленной задачи, были разработаны конечно-элементные модели звеньев МКК и проведены исследования их

напряженно-деформированного состояния, а также рассчитана их долговечность при увеличении частоты колебательного движения кристаллизатора МНЛЗ (рис. 1).

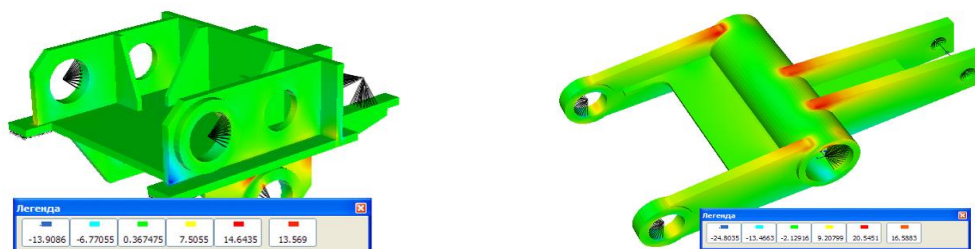


Рис. 1. Конечно-элементные модели основания (слева)
и нижнего коромысла (справа) МКК

Результаты исследования показали, что максимальные напряжения в звеньях МКК значительно возрастают при увеличении частоты качания кристаллизатора с 200 до 400 кач./мин, однако при любых рассмотренных частотах остаются значительно ниже допускаемых напряжений по критерию статической прочности. Исходя из критериев прочности, масса звеньев МКК может быть существенно снижена, например, за счет уменьшения толщины листов металлоконструкций звеньев. Это может благоприятно сказаться на работе МКК за счет снижения инерционных нагрузок, однако, при этом необходимо учитывать влияние уменьшения жесткости на кинематические характеристики и резонансные явления МКК, возникающие при его работе.

В процессе изготовления и восстановления, сборки и монтажа МНЛЗ, особенно в условиях металлургического предприятия, возможны отклонения, как геометрических размеров его деталей, так относительного положения его узлов и механизмов.

Например, такая ситуация возникает при восстановлении посадочных мест подшипников неподвижных шарниров в основании МКК, "разбивающиеся" в процессе эксплуатации. В зависимости от применяемых средств и инструментов контроля точности восстановления геометрических размеров и формы изношенных посадочных мест в основании МКК под неподвижные шарниры (как в принципе и при изготовлении нового основания), фактическое их положение может не соответствовать заданному проектно-конструкторской документацией. В связи с этим, актуальной проблемой является установление допустимых пределов отклонения расположения неподвижных шарниров из условия влияния на геометрическую и кинематическую точность колебательного движения кристаллизатора.

Для решения поставленной задачи выполнен полнофакторный эксперимент первого порядка. Были сформирована матрица планирования эксперимента, определены параметры отклика и рассчитаны коэффициенты уравнений регрессии.

В результате исследования установлена зависимость между отклонениями положения неподвижных шарниров основания МКК и отклонением оси гильзы кристаллизатора от технологической оси ручки. Установленная зависимость позволила определить допустимое значение отклонения положения шарниров 0,79 мм, которому будет соответствовать допустимое отклонение технологической оси 0,4 мм.

В процессе эксплуатации оборудования МНЛЗ происходит возникновение и развитие различных неисправностей, которые, если вовремя их не предупредить, могут привести к аварийным ситуациям.

Для предупреждения отклонений положения оборудования МНЛЗ необходимы тщательная ее подготовка к разливке стали, контроль планово-высотного положения, выставка и регулировка относительного положения оборудования в процессе эксплуатации.

В данном случае, актуальной является задача разработки методов, позволяющих с высокой точностью проводить контроль положения и выставку оборудования МНЛЗ в соответствии с требованиями проектно-конструкторской документации.

Для решения поставленной задачи была разработана технология контроля положения МНЛЗ, которая заключается в проведении измерений электронным тахеометром положения контрольных точек в системе координат привязанной к центральным осям машины [4-7].

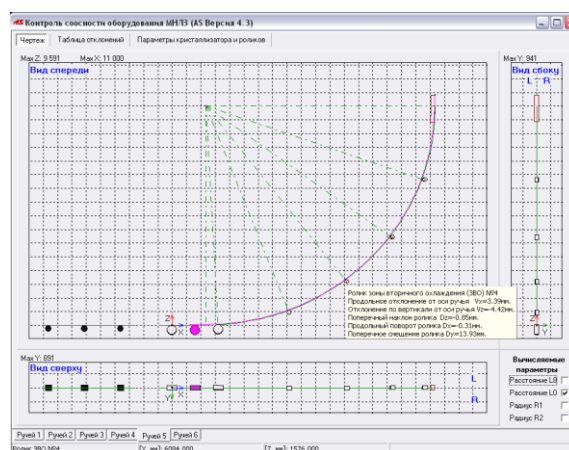


Рис. 2. Разработанная программа анализа отклонений соосности оборудования с технологической осью МНЛЗ

Работы по контролю положения оборудования МНЛЗ начинаются с создания опорной геодезической сети в цехе, где располагается

машина. Для этого на неподвижных металлоконструкциях цеха закрепляются опорные точки в виде шариков из нержавеющей стали диаметром 30 мм. Относительно данной сети далее можно выполнять высокоточные измерения положения оборудования МНЛЗ.

При сопоставлении полученной трехмерной модели планово-высотного положения оборудования с теоретической моделью соответствующей проектно-конструкторской документации вычисляются абсолютные отклонения значений контролируемых координат по всему участку формирования НЛС и вплоть до упаковочного рольганга МНЛЗ (рис. 2). На основании полученных данных даются рекомендации по выставке, настройке или регулировке относительного положения оборудования, оказывающих значительное влияние на отклонение направления и положения технологической оси МНЛЗ.

Выводы

Решена актуальная научно-техническая проблема развития научных основ обеспечения точности конструктивных и технологических параметров МНЛЗ, увеличения на этой базе производительности и коэффициента использования существующих и новых МНЛЗ, обеспечения безопасности и стабильности процессов непрерывной разливки стали, а также повышения качества заготовок.

1. Состояние непрерывной разливки стали на сортовых МНЛЗ в Украине и Молдове / А.Л. Сотников, В.Н. Киреев, А.Ю. Оробцев и др. // Сталь. – 2013. – №12. – С. 8-13.
2. Сотников А.Л. Задачи и методы контроля и диагностирования технологического оборудования МНЛЗ / Metallургические процессы и оборудование. – 2014. – №3. – С. 33-44.
3. Проблемы совершенствования оборудования машин непрерывного литья заготовок / Е.Н. Смирнов, А.Л. Сотников, Н.А. Родионов, А. Стефаник // Metallurgy 2012, New Technologies and Achievements, Seria: Monografie No.25, Czestochowa, 2012. – Р. 69-76.
4. Сотников А.Л. Отклонения роликов зоны вторичного охлаждения от технологической оси МНЛЗ / Metallургические процессы и оборудование. – 2006. – №2. – С. 43-48.
5. Могильный С.Г., Шоломицкий А.А., Сотников А.Л. Геодезические работы при проверке соосности оборудования машины непрерывного литья заготовок / Metallургические процессы и оборудование. – 2009. – №2. – С. 19-27.
6. Шоломицкий А.А., Сотников А.Л., Адаменко В.И. Контроль геометрических параметров машины непрерывного литья заготовок / Metallургические процессы и оборудование. – 2007. – №3. – С. 27-30.
7. Совершенствование технологий контроля положения и выставки оборудования МНЛЗ / С.Г. Могильный, А.А. Шоломицкий, А.А. Лунев и др. // Metallургические процессы и оборудование. – 2012. – №3. – С. 12-25.

УДК 681.32

**МИКРОКОМПЬЮТЕРЫ – ОЧЕРЕДНОЙ ЭТАП РАЗВИТИЯ
МИКРОЭЛЕКТРОНИКИ**

И.Л. Щербов, К.И. Бескровный

Донецкий национальный технический университет
Институт гражданской защиты Донбасса

В данной статье рассматриваются преимущества микрокомпьютеров перед микроконтроллерами; приведены характеристики популярных микрокомпьютеров; описаны особенности микрокомпьютеров; рассмотрен вопрос использования микрокомпьютеров.

Начало XXI в. характеризуется огромным скачком в области проектирования ЭВМ. В конце XX в. ЭВМ имели достаточно большие размеры и большое энергопотребление, а для проектирования различных систем были широко востребованы микроконтроллеры. В настоящее время уже существуют компьютеры размером с SD-карту, которые по функционалу и производительности заметно превосходят микроконтроллеры, при этом обладают малым энергопотреблением. Среди актуальных задач – возможность внедрения микрокомпьютеров во многие области и сферы деятельности человека.

За время существования термина «компьютер» он сменил несколько значений:

- 100 лет назад: компьютер – механическая вычислительная машина;

- 50 лет назад: компьютер – электронная вычислительная машина (ЭВМ), занимающая целые помещения;

- сегодня: компьютер – системный блок или ноутбук, превосходящий по мощности суперкомпьютеры 50-летней давности, при этом недорогой для того, чтобы быть практически у каждого [1].

Во времена огромных ЭВМ, размером с несколько шкафов, существовал термин «микрокомпьютер». Тогда так называли ЭВМ, которые имели размеры современного системного блока. Постепенно ЭВМ уменьшались и этот термин вышел из употребления, однако со временем термин стал возвращаться. Сначала это были встраиваемые системы управления бытовой техникой, автомобилями и т.д. Сейчас микрокомпьютеры стали намного меньше, тише и производительнее. Первым массовым из них стал Raspberry Pi – одноплатный компьютер с малой стоимостью и размером с кредитную карту (модели А, А+, В,

В+, 2В, 3) и даже меньше (модель Zero). Когда только анонсировали данную плату люди очень скептически отнеслись к недорогому компьютеру размером с кредитную карту. Но именно поэтому после поступления в продажу она произвела такой ажиотаж. Сравнительные характеристики представлены в табл. 1 [2].

После выхода Raspberry Pi появилось множество клонов с меньшей ценой и большей производительностью, но без должной поддержки от разработчика. Без поддержки не получалось реализовать потенциал этих устройств, и пользователи теряли к ним интерес переходя на Raspberry Pi. В итоге за три года было продано более 4.5 миллионов устройств. Применять их можно для использования как медиа-, файл-, веб-серверы, рабочие станции, обучающие компьютеры, маршрутизаторы, контроллеры встраиваемых систем, контроллеры систем безопасности и вообще для всех задач, когда микроконтроллеров уже не хватает, а размеры и потребление энергии все еще критичны. Все зависит только от потребностей и фантазии разработчика.

Таблица 1

Технические характеристики Raspberry Pi 2, Raspberry Pi Zero

Модель	Процессор	Память	Графический процессор	Интерфейсы	Питание	Операционная система	Размеры
Raspberry Pi 2	Broadcom BCM2836, ARMv7 Cortex-A7 900МГц, 4 ядра	1 Гигабайт ОЗУ	Broadcom VideoCore IV 250 МГц	40 GPIO Pins, I2C, SPI, ARM JTAG, 4 x USB Ports, 4 Pole Stereo Output, HDMI Port, 10/100 Ethernet, Micro SD Card Slot, Camera Serial Interface (CSI-2), Display Serial Interface (DSI)	5V 1A	Linux-based ОС, Raspbian, Windows 10 IoT и др.	85 x 56 x 17 мм
Raspberry Pi Zero	Broadcom BCM2835, ARMv6 ARM11 1 ГГц, 1 ядро	512 Мегабайт ОЗУ	Broadcom VideoCore IV 250 МГц	40 GPIO Pins, I2C, SPI, ARM JTAG, 1 x USB OTG Port, HDMI Port, Micro SD Card Slot	5V 0.7A	Linux-based ОС, Raspbian и др.	65 x 56 x 12 мм

В последнее время на рынке представлено достаточно большое количество микрокомпьютеров для решения различных задач. Описанный выше Raspberry Pi подходит для большинства возможных задач, но у него достаточно большие размеры и заменить им микроконтроллер не всегда получается. Для этого существуют такие микрокомпьютеры, как VoCore, BlackSwift и их аналоги. Сравнительные технические характеристики представлены в табл. 2.

Таблица 2

Технические характеристики VoCore, BlackSwift

Модель	Процессор	Память	Интерфейсы	Питание	Операционная система	Размеры
VoCore	SoC Ralink RT5350 360MHz MIPS	32 Мб ОЗУ (32MB SDRAM), 8Мб SPI Flash	WiFi, USB, UART, I2C, I2S, PCM, JTAG, >20 GPIO;	3.1V – 6V, max I 600mA	Linux-based OpenWrt	25 x 25 x 4 мм
BlackSwift	SoC Atheros AR9331 400МГц	64 Мб ОЗУ (64MB DDR2), 16 Мб NOR Flash	WiFi, USB Host, UART, I2C, I2S, SPI, 25 GPIO;	5V, max I 300mA, min I 60mA	Linux-based OpenWrt	25 x 35 x 4 мм

Данные микрокомпьютеры разработаны из соображений замены микроконтроллеров, имеют встроенный беспроводной интерфейс WiFi, что дает возможность использования без необходимости покупать и устанавливать дополнительный модуль, увеличивающий размеры. Также встроены стабилизаторы питания, благодаря чему можно не опасаться небольших скачков напряжения, устройство продолжит выполнять свои функции. Из-за малых размеров появляются большие возможности для встраивания в уже готовые устройства, в которых внутреннее пространство сильно ограничено. Оба устройства имеют общедоступную принципиальную схему, поэтому есть возможность переделать или улучшить устройство под свои потребности.

Отдельно стоит упомянуть Intel Edison. Этот микрокомпьютер кардинально отличается от всех, что были описаны выше него. В Intel Edison установлен процессор x86 с CISC (*Complex Instruction Set Computer*) архитектурой, а в обозначенных ранее с ARM – Acorn RISC (*Reduced Instruction Set Computer*) Machine. Т.о. процессор Intel Edison имеет полный набор команд, а другие упрощенный набор команд [5].

Особенности CISC процессоров: нефиксированное значение длины команды; арифметические действия кодируются в одной команде; небольшое число регистров.

Особенности RISC процессоров:

- фиксированная длина машинных инструкций (например, 32 бита) и простой формат команды;

- специализированные команды для операций с памятью — чтения или записи. Операции вида «прочитать-изменить-записать» отсутствуют. Любые операции «изменить» выполняются только над содержимым регистров;

- большое количество регистров общего назначения (32 и более);

- отсутствие поддержки операций вида «изменить» над укороченными типами данных – байт, 16-битное слово;

- отсутствие микропрограмм внутри самого процессора. То, что в CISC процессоре выполняется микропрограммами, в RISC процессоре выполняется как обыкновенный машинный код, не отличающийся принципиально от кода ядра ОС и приложений.

Современные x86 процессоры являются CISC-процессорами с RISC-ядрами: встроенный в микросхему аппаратный транслятор декодирует сложные CISC-инструкции в набор простых RISC-команд. Даже несмотря на то, что каждая CISC-инструкция может «разбиваться» на несколько RISC-команд, скорость выполнения последних обеспечивает прирост производительности [3].

В этот микрокомпьютер, помимо процессора, установлен микроконтроллер Intel Quark, работающий на частоте 100 МГц. Технические характеристики Intel Edison (табл. 3) позволяют выполнять операции, которые не могут выполнить микроконтроллеры, при этом имея довольно малые размеры. На плате устройства расположено всего 2 разъема: один для внешней антенны, а другой содержит всю остальную периферию, что очень удобно для встраивания в системы и в случае поломки можно просто заменить модуль [5].

Таблица 3

Технические характеристики Intel Edison

Модель:	Intel Edison
Процессор:	Intel Atom 500 МГц, x86 2 ядра, Intel Quark 100 МГц
Память:	1Гб LPDDR3 ОЗУ, 4Гб (eMMC)
Интерфейсы:	WiFi, Bluetooth, USB OTG, UART, I2C, I2S, SPI, SD Card, RTC 32 КГц и 19 МГц, 12 GPIO;
Питание:	5V
Операционная система:	Yocto-Linux
Размеры:	35.4 x 25.0 x 3.9 мм

Для использования в качестве домашнего ПК отлично подходит Intel Compute Stick и его более дешевые аналоги с такими же характеристиками.

Он обладает высокой производительностью при малых размерах, что позволяет использовать его в качестве рабочей станции, но он не подходит для встраиваемых систем, т.к. имеет высокое энергопотребление и большое количество выделяемого тепла. Однако он может заменить большинство ПК, используемых дома и в учебных заведениях. Главным минусом этого устройства и микрокомпьютеров в целом является то, что при недостатке производительности не будет возможности заменить какой-либо компонент на более производительный, придется менять устройство целиком, что не всегда удобно и экономически целесообразно.

Таким образом, микрокомпьютеры являются очень перспективным направлением развития микроэлектроники, но на данный момент они являются заменой для микроконтроллеров и лишь немногие могут заменить ПК. Проблема развития данного сегмента заключается в попытке заработать на старых технологиях, а не разрабатывать что-то новое. Повсеместное внедрение микрокомпьютеров охватит все сферы жизни человека. В нашу жизнь войдут управляемая голосом бытовая техника, автомобили с автопилотом, биометрическая идентификация человека при открывании двери или при совершении банковских операций.

Список литературы:

1. Белозеров, О.И. Информатика: Учебное пособие / О.И. Белозеров. – Хабаровск: РИЦ ХГАЭП, 2008. – 131 с.
2. Ричардсон, М. Заводим Raspberry Pi / пер. с англ./ М. Ричардсон М., Ш. Уоллес. – Амперка, 2013. – 230 с.
3. Таненбаум, Э. Архитектура компьютера / Э. Таненбаум. – СПб.: Питер, 2007. – 844 с.: ил.
4. Блог компании BlackSwift / Хабрахабр. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://habrahabr.ru/company/blackswift/blog/246673/> (дата обращения: 02.05.16).
5. Блог компании Intel / Хабрахабр. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://habrahabr.ru/company/intel/blog/249845/> (дата обращения: 02.05.16).
6. Блог компании MakeItLab / Хабрахабр. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://habrahabr.ru/company/makeitlab/blog/238897/> (дата обращения: 02.05.16).
7. Характеристики – Black Swift [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.black-swift.ru/?id=12> (дата обращения: 02.05.16).

УДК 621.01(06)

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МНОГОНОМЕНКЛАТУРНЫХ РОТОРНЫХ МАШИН

Е. А. Буленков

ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет»

В статье рассмотрена последовательность проектирования новых многономенклатурных роторных машин с групповыми инструментальными блоками. Данные машины позволяют объединить группу серийных производств в многономенклатурное массовое. Рассмотрена методика структурного и параметрического синтеза многономенклатурных роторных машин.

Одним из основных путей комплексной автоматизации производства является создание многономенклатурных автоматических роторных линий [1]. Известные методы проектирования данных систем позволяют создавать линии и машины для изготовления только нескольких очень близких по форме и размерам изделий [1, 2]. В условиях жесткой конкурентной борьбы низкая гибкость данных машин и линий сдерживает их развитие и распространение. Поэтому разработка новой методики проектирования многономенклатурных роторных машин и линий, дающих возможность объединить группу различных изделий с небольшой программой выпуска для изготовления их на одной многономенклатурной автоматической роторной линии, является актуальной задачей.

Целью выполнения данной работы является разработка методики проектирования многономенклатурных роторных машин, обеспечивающей создание рациональной структуры машин за счет учета их структурно-функциональных особенностей.

Методику проектирования многономенклатурных роторных машин будем рассматривать на примере изготовления стержневых крепежных изделий.

Технологический процесс изготовления этих изделий включает в себя операции по отрезке, формированию головки, получению поверхности под резьбу, накатыванию резьбы. При этом на каждой многономенклатурной роторной машине выполняется по сути одна операция, но над большим количеством различных по форме и размерам изделий.

На рисунке 1 представлена последовательность проектирования многономенклатурных роторных машин.

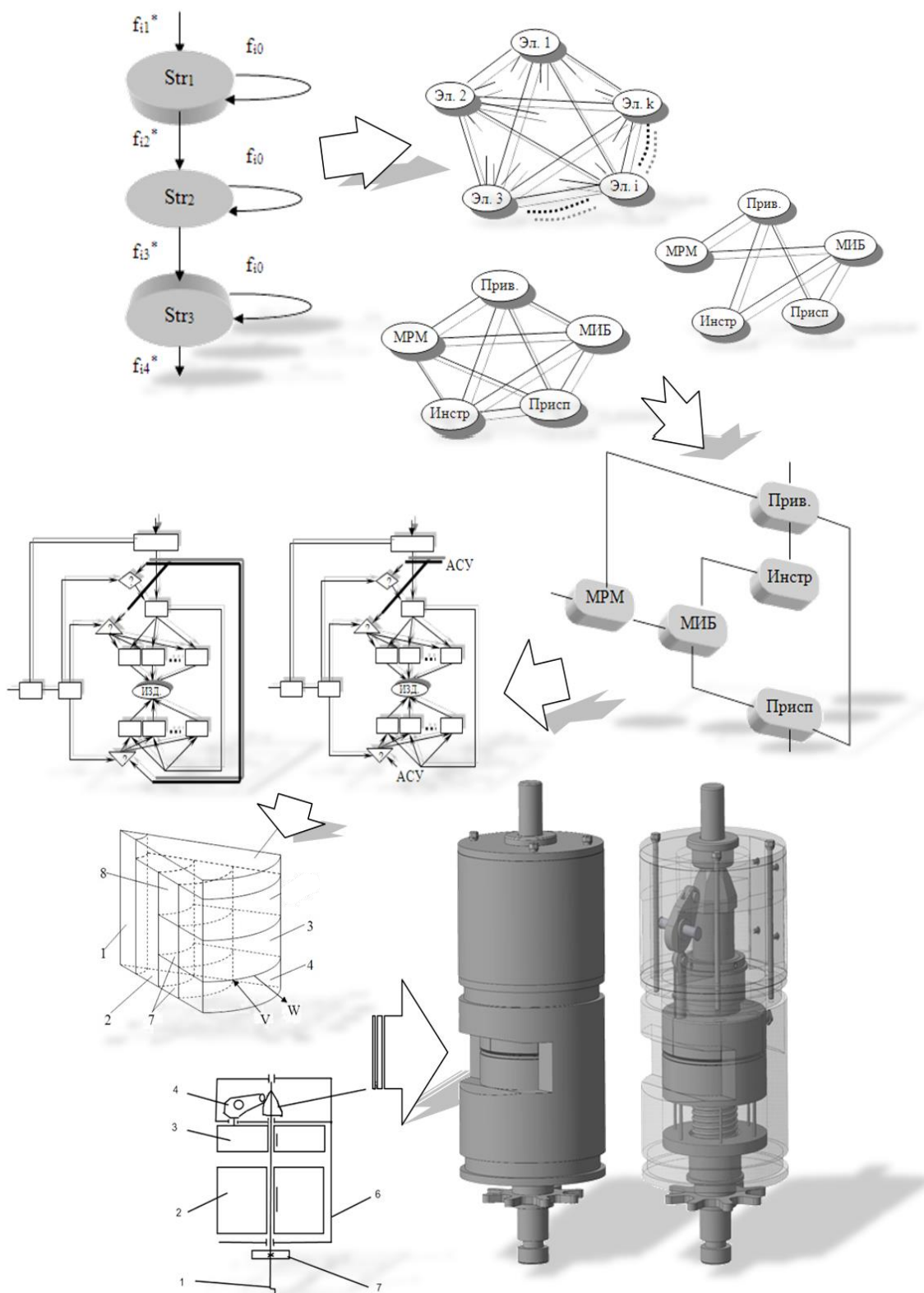


Рисунок 1. - Последовательность проектирования многономен-
клатурных роторных машин.

В соответствии с предложенной методикой проектирования (рис.

1), создание новых многономенклатурных роторных машин начинается с генерирования структурных схем отдельных рабочих позиций [3]. В ходе анализа и синтеза структурных схем, их поэтапного усложнения для реализации материальных, энергетических и информационных воздействий на обрабатываемую деталь, осуществляется структурный синтез групповых инструментальных блоков. В ходе параметрического синтеза формируется пространственная компоновка элементов группового инструментального блока и осуществляется его непосредственное конструирование. Разработанная методика позволяет создавать групповые инструментальные блоки для обработки изделий нескольких типоразмеров. Спроектированные блоки могут быть установлены в известные однономенклатурные роторные машины [1], так как они содержат все необходимые элементы для реализации различных законов движения инструментов.

Предложенный метод построения структурных схем многономенклатурных рабочих позиций позволяет учесть как функционально-структурные особенности многономенклатурных роторных систем, так и их функциональное строение. Структурные схемы разрабатываются с учетом многономенклатурных технологических процессов изготовления изделий на основании схемных решений и выявленного функционального строения и отражают структуру многономенклатурных рабочих позиций. Разработанная методика проектирования позволяет генерировать большое число структурных схем многономенклатурных роторных машин. На основании разработанных схем при помощи морфологического синтеза осуществляется параметрическое проектирование многономенклатурных роторных машин. Таким образом, разработанная методика проектирования позволяет осуществлять проектирование новых многономенклатурных роторных машин.

1. Клусов И. А. Развитие роторных технологий. // Вестник машиностроения.- 2003.- №4.- с. 46-50.

2. Кошкин Л. Н. Комплексная автоматизация производства на базе роторных линий. Изд. 2-е, переработ. и доп. – М: Машиностроение, 1972.- 351 с.

3. Буленков Е. А., Михайлов А. Н. Структурный синтез многономенклатурных роторных машин // Прогресивні технології і системи машинобудування: Міжнародний зб. наукових праць.– Донецьк: Дон-НТУ, 2009. Вип. 37.–294с. ISSN 2073-3216. С. 32-40.

УДК 621.9

РАЗРАБОТКА И СОЗДАНИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УЧЕБНОГО КОМПЛЕКСА МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

С.С. Назаров, В.В. Гусев, А.Д. Молчанов

Донецкий национальный технический университет, г. Донецк

Разработанный автоматизированный учебный комплекс с компьютерной системой управления, позволяет реализовать различные виды механической обработки в автоматическом либо полуавтоматическом режимах.

Введение

В лабораториях учебных заведений СНГ в подавляющем большинстве использовалось оборудование (в том числе, с ЧПУ) производственного назначения, занимающее большие площади и затрат на обслуживание, не отвечающее дидактическим требованиям современных обучающих технологий и не обеспечивающее должного уровня решения учебно-методических задач.

Эффективным средством решения возникших проблем являются настольные учебные станки с компьютерными системами ЧПУ, требующие малых затрат энергии, гибко реализующие все требующиеся функции устройств ЧПУ, позволяющие значительно повысить эффективность управления и учебного процесса. Станки содержат механическую часть, электрооборудование и электронику, систему управления следящими приводами.

Применение комплексов позволяет: получать представления о возможностях станков и режущих инструментов; изучать схемы и физику процессов резания различных материалов; получать представления о технологии обработки конструкционных материалов; изучить работу резцов, осевых инструментов и фрез; научиться программировать обработку деталей на станках с ЧПУ и др.

Основное содержание работы

Описание конструкции и работы автоматизированной станочной системы

РТК представляет собой комплекс оборудования, объединенного единой системой управления. Пример варианта РТК представлен на рисунке 1.

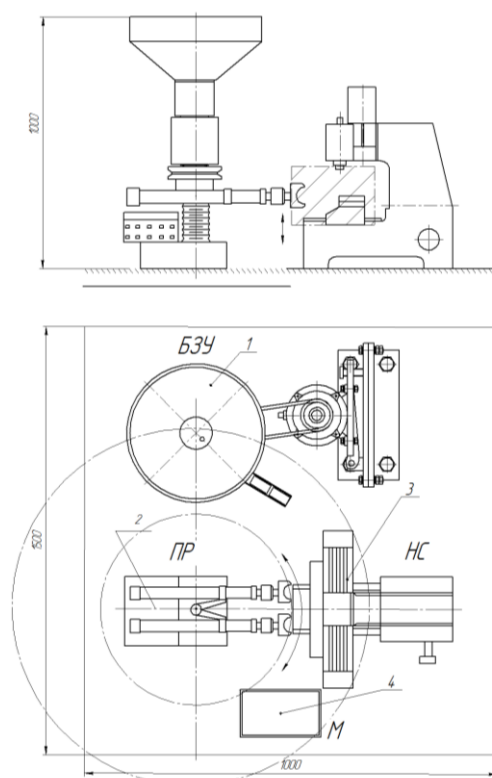


Рисунок 1 – Вариант компоновки РТК (планировка). Структура РТК: ПУ – пульт управления; ПР – промышленный робот; НС – настольно сверлильно-фрезерный станок; М – магазин деталей ;БЗУ – бункерно-загрузочное устройство.

Спроектированная гибкая производственная система состоит из настольно-сверлильно-фрезерного станка с ЧПУ, магазина деталей, бункерно-загрузочного устройства и промышленного робота «РФ 202М».

Работа роботизированного технологического комплекса начинается с захвата руки робота «РФ 202М» (2) заготовки с бункерно-загрузочного устройства. Рука робота перемещается к сверлильно-фрезерному станку (3) в зону закрепления и разгрузки заготовки. После того как станок закончил обработку, робот забирает свободной рукой готовую деталь и кладет на ее место заготовку. После этого робот перемещает готовую деталь к магазину деталей (4) и разжимает схват. Затем рука робота перемещается к бункерно-загрузочному (1) устройству, где начинается новый цикл обработки детали.

Станок оснащен: зажимным приспособлением с приводом для закрепления заготовки на столе станке. Зажимное приспособление

оборудовано датчиками обратной связи, сигнализирующими о срабатывании соответственно патрона и приспособления.

Разработка настольно-сверлильно-фрезерного станка

За основу самого корпуса станка был избран инструментальный микроскоп, общий вид которого представлен на рисунке 3. Настольный вертикальный сверлильно-фрезерный станок имеет 3 подвижные оси, каждая из осей имеет свой привод. В качестве привода были выбраны шаговые двигатели, т.к. они обладают рядом преимуществ. Управление этими двигателями осуществляется через блок управления CNC приводами (в нашем случае ТВ6560HQT), который питается от источника постоянного тока. Блок управления приводами имеет 3 канала управления и соответственно предназначены для управления 3-мя шаговыми двигателями, а также может обеспечивать управление, как в режиме полного шага, так и в режиме дробления шага 1/2, 1/8, 1/16 шага. В полношаговом режиме один импульс шагового двигателя проворачивает ротор 0.72° , что соответствует перемещению стола на 0,02мм. Собранный станок, предназначен для выполнения разнообразных фрезерных и сверлильных работ. Может применяться в небольших мастерских и в учебных лабораториях.



Рисунок 3 – Общий вид настольного вертикального сверлильно-фрезерного станка с системой управления Mach3

Виртуальный пульт управления системой ЧПУ Mach3, который изображен на рисунке 4, представляет собой САМ-систему, включающий модуль автоматизированного задания технологических

параметров обработки (CAM-модулей) и модуль управлением станком (CNC-модуль).

CNC-модуль предназначен для составления и редактирования текста управляющей программы в международном коде программирования станков с ЧПУ (CNC-коде). Для ручного управления исполнительными органами станка, а также для запуска управляющей программы и отслеживания технологических параметров процесса обработки в CNC-модуль включен виртуальный пульт управления станком.

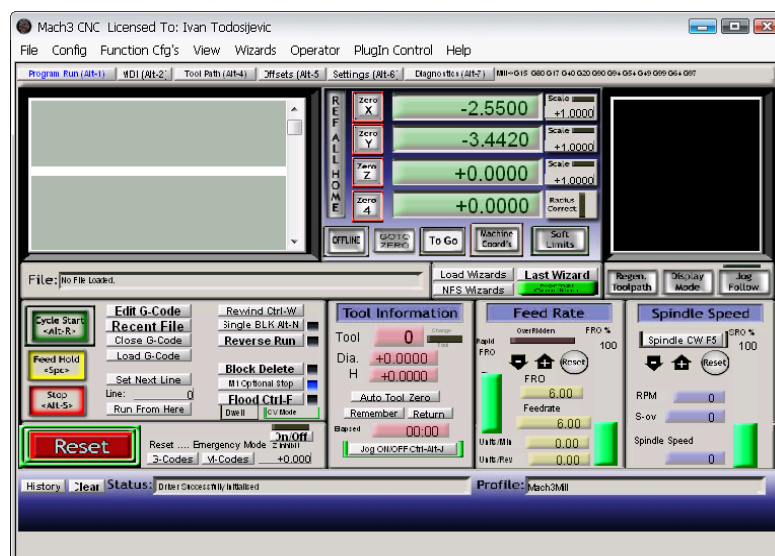


Рисунок 4 – Виртуальный пульт управления системой ЧПУ Mach3

Описание трубчатого бункерного загрузочного устройства

На рисунке 5 изображено бункерно-загрузочное устройство с вращающейся трубкой. Бункер 1, изготавливаемый из листовой стали, устанавливается на коническую насадку 3, которая в свою очередь прикреплена к трубке 4. Трубка 4 жестко прикрепленная к основанию 10 через болтовое соединение, а также бункер 1, который прикреплен к основанию 10 с помощью стойки 11. Коническая насадка 3, которая оснащена ворошителем 2, выполняет функции захватно-ориентирующего элемента конструкции. Ориентации происходит за счет вращения насадки 3. Вращение осуществляет мотор-редуктор через клиноременную передачу на трубку 4. Ориентированная заготовка скользит по конической поверхности насадки 3 и попадает в трубку 4. Затем в ориентированном виде за счет сил тяжести заготовка попадает в витую трубку 7, которая прикреплена к трубке 4 с помощью байонетного замка 6. По витой трубке заготовка скользит к

магазину лотка 8, где заготовки накапливаются в ориентированном виде.

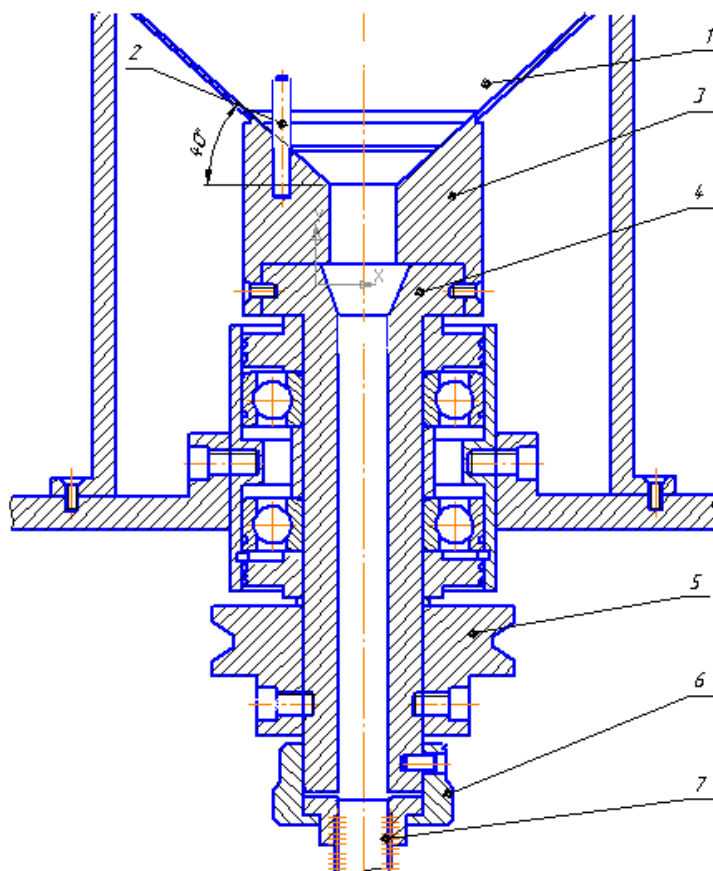


Рисунок 5 - Трубчатый бункер с подвижной трубой

Выводы.

Разработанный автоматизированный учебный комплекс с компьютерной системой управления, позволяет реализовать различные виды механической обработки в автоматическом либо полуавтоматическом режимах. На данном учебном комплексе можно реализовать как полноценный процесс механической обработки, так и его моделирование.

Список литературы:

- 1.Сверлильно-фрезерный станок с компьютерной СЧПУ/ П.Г. Мазеин, В.С. Столяров, С.В. Шереметьев и др. – Челябинск: ЮУрГУ,2001. – 80 с.
- 2.Балакшин Б.С. Необходимость оборудования программных станков системами адаптивного управления / Б.С.Балакшин // Станки и инструмент.-1973.-№3.-С. 4-6.