

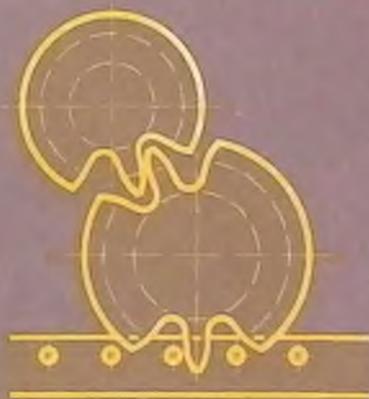
622.232

Б - 53

---

# Бесцепные системы подачи очистных комбайнов

---



622.232 46450

Б-53

Бессуточные системы

подъем очистных

комбайнов

1988

0-55

Книга должна быть возвращена не  
позже указанного здесь срока

Количество предыдущих выдоч \_\_\_\_\_

--	--

000.000  
Б-53

2004

# Бесщепные системы подачи очистных комбайнов

ТЕХНИЧЕСКАЯ  
БИБЛИОТЕКА  
Изд. № 46450

1



МОСКВА «НЕДРА» 1988

ББК 33.31

Б53

УДК 622.232.72-589

Авторы: Ю.Н. СЕМЕНОВ, канд. техн. наук, В.Г. ЛУКИЕНКО, канд. техн. наук, Б.М. ГЕЛЛЕР, канд. техн. наук, С.Н. СМИРНОВ, канд. техн. наук, Л.М. ГЕЛЬФАНД, канд. техн. наук, А.Р. АГРАНАТ, канд. техн. наук.

Рецензент: А.Д. Лебедев, Семенов Ю.Н. и др.

Семенов Ю.Н. и др.

Б53       Бесцепные системы подачи очистных комбайнов /Ю.Н. Семенов, В.Г. Лукиенко, Б.М. Геллер и др. — М.: Недра, 1988. — 152 с.: ил.

ISBN 5-247-00070-6

Описаны отечественные и зарубежные конструкции бесцепных систем подачи — БСП (речно-цепных, цевочно-речных, зубчато-речных и домкратных) и их двигатели. Отражено влияние жесткости тягового звена на работу очистных комбайнов. Обоснован выбор наиболее перспективных конструкций БСП. Изложены принципы проектирования БСП. Наибольшее внимание уделено конструктивным решениям современных отечественных комбайнов с БСП, вопросам охраны труда, опыту эксплуатации в различных горно-геологических условиях угольных бассейнов страны и перспективам совершенствования. Обоснованы экономическая эффективность и социальная важность применения бесцепных систем подачи.

Для инженерно-технических работников угольной промышленности.

2501020000 — 158

Б  $\frac{2501020000 - 158}{043(01) - 88}$  204-88

ББК 33.31

ISBN 5-247-00070-6

©Издательство "Недра", 1988

## ВВЕДЕНИЕ

Основные направления экономического и социального развития СССР на 1986—1990 годы и на период до 2000 года предусматривают ускорить разработку и постановку на производство новых поколений высокоэффективной техники.

Для угольной промышленности это означает оснащение угольных шахт техникой нового технического уровня, отвечающего последним достижениям мировой науки и техники.

Одним из направлений реализации поставленной задачи является разработка научных основ, создание и внедрение на шахтах бесцепной системы подачи (БСП) очистных угольных комбайнов.

Применение БСП вместо традиционной тяговой цепи сделало труд шахтеров более безопасным, улучшило технико-экономические показатели работы.

Рабочие очистного забоя получили возможность вести технологические работы по всему фронту, одновременно устраняя возникающие неполадки без остановки комбайна. Бесцепная система подачи допускает выход комбайна на концевые головки конвейера в связи с отсутствием элементов крепления цепи по концам лавы, исключает трудоемкую операцию подготовки ниш, повышает производительность труда. Наличие в лаве БСП снизило шумовую нагрузку на обслуживающий персонал, так как дополнительный шум возникал от контакта холостой ветви тяговой цепи комбайна, свободно лежащей на движущихся скребках забойного конвейера. Кроме того, в этом случае исчез и один из источников пылеобразования.

Плавное перемещение комбайна уменьшает износ механизма подачи, резцов, шнеков, сокращает эксплуатационные расходы и потери производственного времени.

БСП снижает повреждения крепи и кабелеукладчика, вызываемые ударами тяговой цепи, особенно при резком изменении гипсометрии пласта вдоль лавы и волновой передвигке конвейера.

Работы по созданию и внедрению БСП ведутся в угольной промышленности Советского Союза с 60-х годов. В настоящее время бесцепные системы подачи приняты к серийному производству, получили распространение в Кузнецком, Подмосковном, Печорском, Донецком и Карагандинском угольных бассейнах страны.

Приняты к серийному производству комбайны КШ1КГ, 2ГШ68Б, 2КШЗ, 1КШЭ, РКУ10 и РКУ13, прошли приемочные испытания комбайны унифицированного ряда РКУ16—РКУ25 и К10 более высокого технического уровня, серийно изготавливаются очистные механизированные комплексы МК75Б, 2УКП, 4КМ130, 4ОКП70Б, КМ130, 3ОКП70Б, 2КМТ и прошли испытания комплексы 2ОКП70Б, 1ОКП70Б, КМ138, 1УКП, 2ОКП70К, МК85Б с бесцепной системой подачи.

Практически все современные отечественные и зарубежные очистные механизированные комплексы оснащаются комбайнами с БСП.

## 1. БЕСЦЕПНЫЕ СИСТЕМЫ ПОДАЧИ СОВРЕМЕННЫХ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ

В настоящее время значительную часть всей добычи из очистных забоев обеспечивают лавы, оборудованные высокопроизводительными узкозахватными комплексами. Переход на узкозахватную выемку заставил отказаться от широко применявшихся тяговых канатов и перейти на круглозвенные калиброванные цепи (ЦСП), имеющие значительно большее разрывное усилие. За последние 10–15 лет произошел резкий рост энерговооруженности узкозахватных очистных комбайнов, вызванный необходимостью интенсификации добычи угля. Это обусловило значительное увеличение тягового усилия, что привело к переходу на цепи больших калибров. Однако у современных комбайнов с цепной системой подачи до 10 % отказов приходится на простои, связанные с тяговой цепью. Несмотря на большое количество работ, направленных на повышение надежности цепного тягового органа (увеличение калибра применяемых цепей, совершенствование технологии их изготовления, разработка усовершенствованных методов их контроля и т.д.), ЦСП обладают органическими недостатками, основные из которых следующие:

цепь является потенциальным источником травматизма в лаве. Поперечные колебания ее и особенно обрывы приводят к весьма серьезным травмам. Установлено, что тяговая цепь (независимо от ее калибра) имеет три периода службы: первый — выбраковка скрытых дефектов изготовления, когда цепь рвется из-за наличия не обнаруженных при контроле трещин, раковин и т.д.; второй — стабильной работы; третий — обрывы из-за накопления в звеньях усталостных напряжений, так как нагрузка в тяговой цепи из-за неравномерного движения комбайна (связанного с малой жесткостью тяговой цепи) колеблется в весьма широких пределах;

при работе комбайна с ЦСП производительность лавы существенно зависит от простоев, вызванных повреждениями и обрывами тяговых цепей, а также заклиниваниями их в механизмах подачи. Кроме того, применение цепи делает невозможным совмещение выемки комбайном с другими технологическими операциями;

тяговая цепь обуславливает неравномерность движения комбайна, приводящего к значительным изменениям низкочастотной составляющей нагрузки на исполнительном органе. При таком режиме работы уровень средней нагрузки электродвигателя приходится снижать во избежание его опрокидывания, установленная мощность недоиспользуется на 25–30 %;

автоколебательные процессы, возникающие в ЦСП, усложняют работу авторегуляторов комбайнов из-за постоянных значительных колебаний нагрузок режущей части;

процессы самозарубки комбайна с ЦСП сопровождаются потерей времени на выборку холостой ветви цепи;

вопросы безопасности, связанные с удержанием комбайна от сползания при отключении электроэнергии, остановках и обрывах тяговой цепи, решаются сложно, без обеспечения достаточной надежности. Удерживающие лебедки усложняют эксплуатацию оборудования, сдерживают производительность комбайнов, загромождают рабочее пространство штреков и лав, а канаты являются дополнительными источниками травматизма.

Указанные недостатки ЦСП, особенно остро проявившиеся в современных комбайнах с высокой энерговооруженностью, предопределили развертывание работ по созданию БСП во многих угледобывающих странах. Работы эти ведутся в различных направлениях, причем принципиальные отличия создаваемых БСП заключаются в применении разных типов движителей — устройств, осуществляющих перемещение комбайна вдоль лавы.

По главному признаку — характер движения комбайна, обеспечиваемого принятым типом движителя, они делятся на две большие группы — циклического и непрерывного действия.

В современных конструкциях движителей циклического действия используют специальный тяговый элемент, опираясь на который с помощью захватов два домкрата, шарнирно связанные с комбайном, поочередно перемещают его вдоль лавы. В качестве тягового элемента используют перфорированную или гладкую направляющую.

### ДОМКРАТНЫЕ СИСТЕМЫ

Институтом Мосбассгипрогормаш была создана домкратная система — ГПЧД для перемещения комбайнов типа КШ1 (рис. 1). ГПЧД состоит из двух домкратов 1, закрепленных шарнирно на кронштейнах комбайна, двух башмаков 2, установленных на штоках гидроцилиндров и перемещающихся по направляющей 3 с пазами. Система располо-

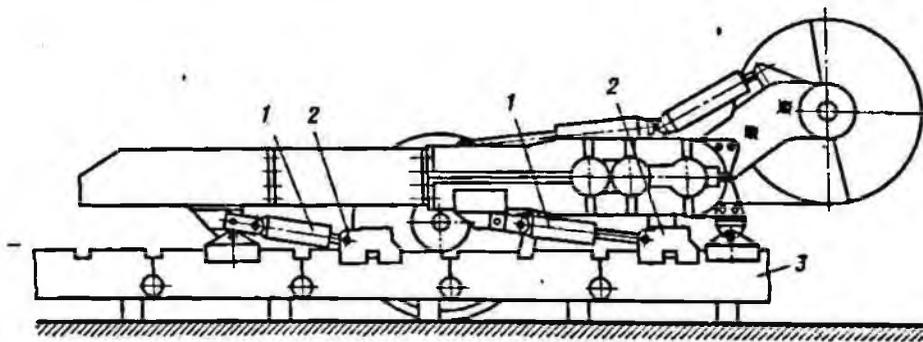


Рис. 1. Домкратная система подачи

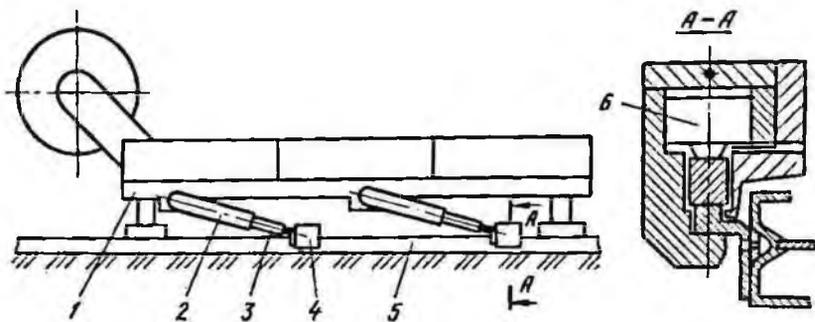


Рис. 2. Система подачи "Сершар"

жена с завальной стороны конвейера. Работа ее осуществляется следующим образом. Рабочая жидкость от насоса через соответствующую гидроаппаратуру поступает в одну из полостей домкрата. Усилие со штока передается на башмак, закрепленный на направляющей, благодаря чему и осуществляется перемещение комбайна. В это же время происходит раздвижка второго домкрата до тех пор, когда палец его башмака попадает в паз направляющей. С этого момента холостой ход домкрата переключается на рабочий, а рабочий ход другого домкрата переключается на холостой. Затем указанные циклы повторяются вновь.

Гидродомкратная система подачи "Мэн пинсант" ("Сершар") разработана Угольным научным объединением Франции [18]. Основной принцип ее работы — перемещение комбайна с помощью гидродомкратов 2 (рис. 2), штоки которых раскреплены захватом на балке. Система состоит из двух гидродомкратов 2 двустороннего действия, установленных с забойной или с завальной стороны конвейера. Гидроцилиндры домкратов шарнирно связаны с корпусом 1 комбайна, а их штоки 3 — с гидрозахватами 4, скользящими по балке 5 прямоугольной формы с развитой направляющей поверхностью. Гидрозахваты системы опираются на балку, образуя упорную базу, которая используется для перемещения машины с помощью гидродомкратов. Последние работают попеременно. Один из рабочих домкратов осуществляет подачу машины, отталкиваясь или подтягиваясь к раскрепленному захвату, заставляя второй захват двигаться вперед в том же направлении, что и машина, но в два раза быстрее. В конце окончания хода передвигки машины первым домкратом включают в гидросистему захват второго домкрата, и комбайн вновь перемещается. Захват балки осуществляется гидравлическим механизмом посредством плунжеров 6. Рабочее давление в гидравлических захватах и рабочих полостях домкратов создается гидросиловой установкой, размещенной на комбайне вместо обычного механизма подачи. Система подачи используется как на одношнековых, так и на двухшнековых комбайнах, эксплуатируемых на шахтах Франции.

Наличие безредукторной схемы, отсутствие гидромотора в значительной степени упрощают привод. Система легко вписывается в ком-

байны для тонких пластов. Длина комбайна при такой компоновке может быть значительно сокращена. Гидродомкраты без затруднений могут быть размещены в любом месте комбайна с забойной стороны. Такая система мало чувствительна к изменению шага работы домкратов и практически нечувствительна к изменению положения корпуса комбайна относительно конвейера (подъем и наклон).

Домкратная система требует применения усиленных става конвейера и специальной направляющей. В гидросистеме возникали трудности, связанные с синхронизацией работы гидродомкратов, а также с управлением при маневрировании комбайна на коротком участке. В случае установки домкратов с забойной стороны силовая схема нагружения комбайна улучшается, исключая перекосы и заклинивание комбайна на направляющих.

Скорость подачи практически постоянная и не зависит от мощности, расходуемой на резание. Однако циклический характер работы системы вызывает существенную динамическую перегрузку системы. Система подачи не приспособлена для удержания комбайна от сползания при работе на наклонных пластах в случаях отключения электроэнергии и остановках.

Система подачи "Тандем рэмтрэк" разработана фирмой "Р.Б. Болтон (майнинг инжинирз) ЛТД" (Великобритания). Принцип работы системы "Тандем Рэмтрэк" основан на применении двух поочередно работающих гидродомкратов. Система домкратов с направляющей расположена с завальной стороны. Развиваемое его тяговое усилие 150 кН. Синхронизация работы домкратов осуществляется посредством системы "Болтон", которая предусматривает специальные, гидравлически управляемые с помощью кулачков, захваты. С целью необходимости воздействия на кулачки требуется дополнительный ход и соответственно дополнительное время для автоматического управления. Поскольку кулачки работают только при движении комбайна в одном направлении, в системе должны быть предусмотрены дополнительные кулачки для каждого из направлений движения, автоматически включаемые в работу. Главными достоинствами системы, по мнению фирмы, являются ее простота и уменьшенный по ширине габарит за счет привода подачи. Однако широкого распространения эта система на шахтах Великобритании не получила.

Другая система подачи "Рэм препалшен холлидж", разработанная Национальным угольным управлением Великобритании, представляет собой сходную с системой "Сершар" конструкцию. Система подачи установлена на комбайне фирмы "Андерсон Мейвор" (Великобритания). Механизм управления, определяющий последовательность операций, работает на водной эмульсии. Максимальное усилие подачи 169 кН.

В отличие от рассмотренной выше системы "Тандем рэмтрэк" гидродомкраты расположены с завальной стороны конвейера. Комбайн изменяет направление движения с помощью золотника управления, который меняет последовательность операций включения захватов на направляющей. Усилие подачи постоянно при любом направлении движе-

ния комбайна. Комбайн с домкратной системой подачи может преодолевать изгиб конвейера 610 мм на длине восьми линейных решеток. Управляя системой подачи с помощью ряда золотников, которые осуществляют последовательность питания и слива из домкратов через клапаны в зависимости от последовательности операций, а также питают стопорящие устройства. Рабочие полости двух гидродомкратов соединены между собой. Золотник управления включается ходом домкрата и воздействует на управляемые золотники. Внутренние кольцевые полости цилиндров имеют автоматическую систему подпитки в случае утечек из замкнутой гидравлической системы. Два захватывающих устройства соединены между собой посредством обратных клапанов таким образом, что один из них не может быть освобожден до тех пор, пока давление в другом зажимном устройстве не станет равным 3,45 МПа. Это минимальное усилие зажима обеспечивается в том случае, если комбайн отключен или возникла аварийная ситуация и давление в гидросистеме падает ниже этого уровня. В качестве дополнительного предохранительного устройства при длительных стоянках устанавливают гидромеханический тормоз. Последний срабатывает, когда комбайн выключается или в гидравлической системе происходят неполадки. Обычно для удобства захватывающий механизм размещают на раме комбайна с завальной стороны, но при необходимости он может быть установлен и с забойной стороны конвейера. Если домкратный механизм передвижения работает с завальной стороны, то с забойной стороны на конвейер устанавливают погрузочные лемеха. При другом расположении требуется некоторое изменение лемехов и вся конструкция может разместиться на конвейере шириной 500 или 600 мм. При испытаниях максимальное усилие подачи при прямом и обратном ходах составляло около 120 кН при давлении 15,5 МПа. Комбайн с цепной подачей обеспечивал при том же давлении усилие подачи 60–70 кН в тех же условиях. По мнению фирмы, домкратная система подачи дешевле системы с закольцованными цепями втулочно-роликового типа.

К основным достоинствам системы подачи домкратного типа можно отнести следующие:

работа системы на водной эмульсии; оснащение системы устройствами для удержания комбайнов от сползания на наклонных пластах; простота конструкции и отсутствие тяжелонагруженных редукторов, что обуславливает сравнительно невысокую стоимость механизма подачи; хорошая вписываемость в габариты комбайна всех элементов, что допускает установку механизма подачи как с завальной, так и с забойной стороны комбайна (приложение усилий подачи со стороны забоя обеспечивает большую устойчивость комбайна); возможность распространения области применения на весьма тонкие пласты, а также на медленно перемещающиеся струги с большим захватом; шарнирная связь гидродомкратов с корпусом комбайна и захватами, что позволяет осуществлять регулирование по гипсометрии пласта, а также наклонять комбайн по отношению к конвейеру или направляющей.

При создании гидродомкратных систем подачи возникают сложности синхронизации работы гидродомкратов и гидравлических фрикционных захватов, трудности управления и реверсирования комбайном при маневрах на коротком участке лавы. Вместе с тем система требует применения усиленного става конвейера и направляющей, а также усиленных гидродомкратов, способных работать не только на подтягивание комбайна, но и на толкание его от захватов. Системе присущ циклический характер движения комбайна, с кратковременными остановками даже при четкой синхронизации включения гидродомкратов. Тяговые усилия, создаваемые системой, не превышают 200 кН. Наличие элементов, движущихся поступательно по всей рейке, и трудность защиты обслуживающего персонала делают систему травмоопасной.

### РЕЕЧНО-ЦЕПНЫЕ (ТРАКОВЫЕ) СИСТЕМЫ

Движители непрерывного действия, в свою очередь, делятся на две большие группы — траковые и колесные.

Траковые движители состоят из бесконечной цепи, натяжного и прижимного узлов, нескольких отклоняющих звезд и тяговой рейки, укрепленной на конвейере. Звезда, насаженная на шлицы выходного вала редуктора подачи комбайна, приводит в движение приводную цепь, находящуюся в зацеплении с тяговой рейкой, в результате чего происходит перемещение комбайна.

Различия применяемых движителей заключаются в типе приводной цепи и виде тяговой рейки.

В СССР Институтом ИГД им. А.А. Скочинского был разработан движитель БСП с приводной цепью втулочно-роликового типа и зубчатой рейкой. Между обводными роликами цепи находится подпружиненный башмак, выполняющий одновременно две функции: натяжения холостой ветви цепи и стопора в случае ее обрыва.

Система подачи "Рэкатрэк" разработана фирмой "Питкрафт ЛТД" (Великобритания). С этой системы с 1971 г. в Великобритании начал осуществляться переход с цепной на бесцепную систему подачи. Именно эта система продемонстрировала эффективность нового принципа подачи и послужила началом отказа от длинных круглозвенных цепей, протянутых вдоль лавы. Не случайно также, что в качестве первых разработок использовалась круглозвенная закольцованная цепь и рейка, позволившие использовать серийно выпускаемые комбайны практически без всяких переделок.

Система подачи "Рэкатрэк" использовалась с комбайнами: типа АМ ("Андерсон Мэйвор") с одним шнеком, регулируемым по высоте, с механизмом подачи МК5; с челноковым "Трепаннер", работающим с рамы забойного конвейера; "Ширер" АМ с одним регулируемым по высоте шнеком и ЕДВ-170Л с двумя регулируемым по высоте шнеками [19-21].

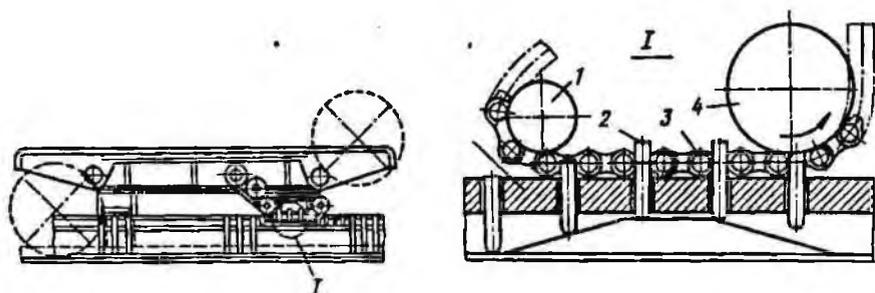


Рис. 3. Система "Рэкатрэк"

Система "Рэкатрэк" размещена на специальной раме, закрепленной на комбайне, и состоит из закольцованной пластинчатой роликотулочной цепи 3 (рис. 3), приводной звезды механизма подачи, направляющего 1 и натяжного 4 роликов.

На завальной стороне конвейера расположена направляющая рейка со сквозными цилиндрическими отверстиями, в которых находятся валики-штыри 2. Последние выдвигаются из гнезд рейки двусторонней клиновой кареткой, связанной с комбайном, и возвращаются в исходное положение заподлицо с рейкой после прохода клина каретки.

Комбайн перемещается вдоль забоя посредством кольцевой втулочно-роликотулочной цепи 3, приводимой в движение звездочкой механизма подачи. При этом цепь взаимодействует с валиками-штырями, выдвигаемыми только в зоне перемещения цепи, с помощью клина каретки. Поскольку систему "Рэкатрэк" использовали главным образом для серийно выпускаемых комбайнов, рама с размещением узлов располагалась на конце корпуса комбайна.

Направляющая рейка состоит из отдельных литых секций. В зависимости от длины секции в ней может быть размещено от семи до 13 валиков-штырей. Для различного класса машин параметры штырей и цепи могут изменяться. Так, для цепи с разрывным усилием 1200 кН диаметр штырей составляет 44,4 мм с шагом 218 мм. Длина горизонтального участка цепи, взаимодействующего со штырями, составляет 1500 мм и более.

Конструкция направляющих реек позволяет изгибаться решеткам конвейера на угол до  $2^\circ$  в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Для исключения выпадания штырей из рейки и их проворота штыри выполняют со сферическим хвостовиком и шпоночным пазом. При этом штыри имеют по два или четыре плоских скоса. Такая конструкция обеспечивает лучший контакт с роликами цепи и значительно снижает контактные напряжения на роликах и штырях.

Систему "Рэкатрэк" можно применять со всеми типами очистных комбайнов, работающих как с рамы забойного конвейера, так и с почвы в уступе забоя при расположении ведущей звездочки в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Причем вариант системы подачи "Рэкатрэк" с горизонтальным расположением кольцевой втулочно-роликотулочной

цепи и штырями рейки сконпонован в габаритах ширины комбайна. Существуют варианты системы, допускающие наклон комбайна в вертикальной плоскости и движение его по изогнутому участку конвейера. Промышленная эксплуатация системы "Рэкатрэк" на угольных шахтах Великобритании "Баркер", "Пич и Кларк", "Тэйлор и Ярвис" потребовала усовершенствования конструкции роликовтулочной цепи привода движителя и направляющей рейки:

Используемая в настоящее время приводная цепь с разрывным усилием 1500 кН и направляющая зубчатая рейка стали много надежнее, чем первоначально применявшиеся цепь с разрывным усилием 500 кН и рейка с выдвигными цилиндрическими валиками-штырями. Отдельные узлы привода механизма подачи разработаны с учетом применения системы на комбайнах тяжелого типа. Кроме того, по требованию заказчика система "Рэкатрэк" может иметь один или два привода.

Видоизмененная система "Рэкатрэк" с механизмом подачи МКШ предполагает использование одной общей рейки для любой мощности пласта (от 0,9 до 3 м) для всех типов машин — "Андерсон Мэйвор", "Бритиш Джеффри даймоид", "Эйкгофф" и "Сажем".

Система подачи "Рэкатрэк" (Великобритания) — наиболее освоенная и достаточно надежная. По опубликованным данным комбайны с указанной системой после полной отработки столба использовались повторно. Расширение области применения системы подачи "Рэкатрэк" осуществлялось благодаря введению системы "Суперровер", устраняющей силовой электрической кабель и шланги для подачи воды.

Система подачи "Рэкатрэк" многократно подвергалась изменениям и улучшениям, достаточно широко испытана и внедрена с промышленной проверкой вертикального и горизонтального вариантов размещения цепи. Основной тяговый элемент — пластинчатая роликовтулочная цепь допускает высокие контактные напряжения, поскольку оси сопрягаемых цилиндрических поверхностей ролика цепи и штыря рейки взаимно перпендикулярны.

Кроме того, основную нагрузку испытывают первые два-три штыря, даже при первоначальной высокой точности шага цепи и штырей направляющей рейки. Система подачи "Рэкатрэк" была создана как концевая с установкой дополнительной рамы, поэтому наиболее приспособлена для одношнековых комбайнов. Естественно, что при этом длина комбайна увеличивается не менее чем на 1,5 м. Наличие натяжного устройства в контуре цепи несколько усложняет эксплуатацию системы. Конструкция выдвигных штырей требует исполнительных, фиксирующих от проворота элементов. Конструкция в этой части существенно изменена и упрощена. Компоновка штырей рейки с бортовым листом, а также цепного контура передачи значительно увеличивают габарит. Не исключены подштыбовка цепи, поднятие комбайна и выход штырей из зацепления. Требуется постоянная зачистка направляющей штыревой рейки. Конструкция системы имеет некоторые ограничения для регулирования комбайна в плоскости пласта, а также по изгибам конвейера в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

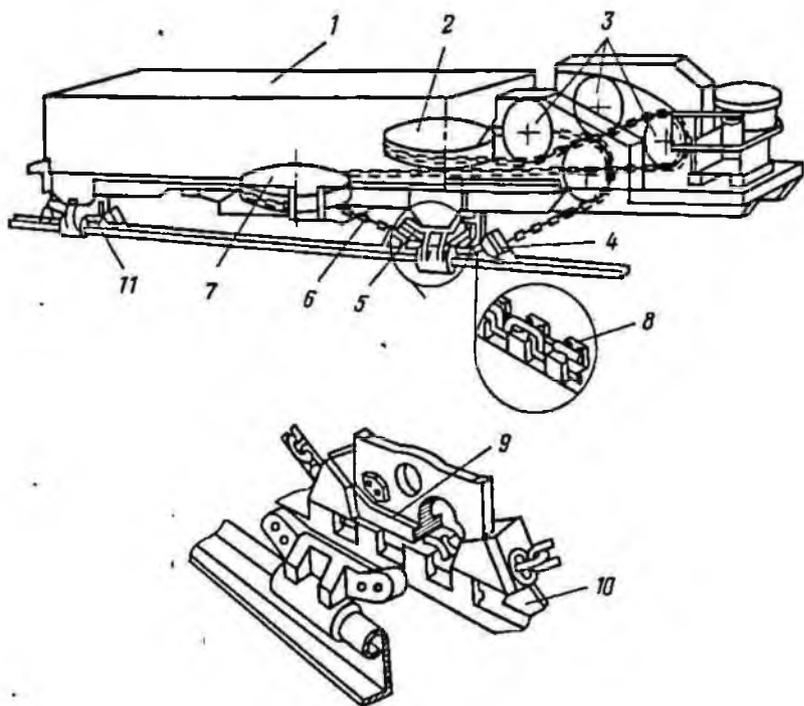


Рис. 4. Система подачи "Ператрэк"

Следует отметить, что система подачи "Рэкатрэк" не приспособлена для ее использования с забойной стороны конвейера.

В системе подачи "Рэкатрэк" при эксплуатации ее на углах падения  $9^\circ$  и выше отсутствует дублирующее тормозное устройство.

Определенным преимуществом системы подачи "Рэкатрэк" следует считать отсутствие и минимальные величины выталкивающих и затягивающих усилий и в связи с этим отсутствие применения усиленных обратных захватов.

Система подачи "Ператрэк" разработана фирмой "Перард инжиниринг" (Великобритания). Так же как система подачи "Рэкатрэк", эта система подачи создавалась для серийно изготавливаемых в стране комбайнов с использованием дополнительных устройств, закрепленных на механизме подачи и не затрагивающих основной конструкции комбайна [20, 21].

Система подачи "Ператрэк" (рис. 4) состоит из короткой петли круглозвенной калиброванной цепи 6 очистного комбайна, приводимой в движение от горизонтальной звезды 2 механизма подачи 1. Петля цепи 6 охватывает четыре вертикальных направляющих ролика 3 и горизонтальную натяжную звездочку 7. Отрезок цепи 6 вводится в зацепление и перемещается по зубчатой рейке 8, установленной с завальной 12

стороны забойного конвейера, с помощью башмака 5, оснащенного двумя ручьями 4 для прохода и направления цепи по рейке. Башмак 5 прикреплен к опорной лыже 9 комбайна болтами, которая скользит по круглой направляющей рейке.

При работе комбайна в зацеплении с рейкой одновременно находятся три горизонтальных звена цепи, создающих тяговые усилия для перемещения комбайна.

В настоящее время фирма "Перард" рекомендует применять механизмы подачи с закольцованными круглозвенными цепями калибра 22 мм для комбайнов средней мощности и калибра 30 мм для комбайнов высокой мощности. Длина кольцевой цепи в модернизированных комбайнах равна 3—4,5 м и зависит от типа применяемого комбайна и механизма подачи, хотя были варианты конструкции с длиной цепи 9,5 м.

Зубчатая рейка, как и круглая направляющая, состоит из отдельных секций длиной по 1,5 м, равных длине рештака конвейера и прикрепленных к нему с завальной стороны. Зубчатые рейки и круглые направляющие могут изгибаться совместно с рештаками конвейера на 2,5° как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскости. Для обеспечения приспособляемости системы и проходимости изгибов конвейера башмак 5 вместе с опорной лыжей 9 закреплен на комбайне шарнирно. Секция зубчатой рейки имеет прямоугольные зубья с шагом, равным шагу круглозвенной калиброванной цепи. Внутренняя поверхность зубьев образует ложе для горизонтальных секций цепи подобно звездочке с радиусом, равным бесконечности, а вертикальные звенья беспрепятственно ложатся в пространство между зубьями. Зубчатая рейка выполняется в сварном и литом вариантах. Очистка зубчатой рейки от кусков угля и штыбовой мелочи осуществляется зачистными ножами 10, которые установлены с каждой стороны башмака, а также на левой завальной опорной лыже 11.

Систему подачи "Ператрэк" применяют главным образом на одношнековых комбайнах, а также на двухшнековых и буровых на пластах мощностью от 0,9 до 3,6 м. На пластах с углами падения до 30° комбайны с системой подачи "Ператрэк" применяют с удерживающими от сползания устройствами с гидравлическими тормозами.

Опыт применения системы подачи "Ператрэк" на различных типах комбайнов в угольном бассейне Саум Нотте (Великобритания) и других показал недостаточную прочность калиброванных круглозвенных цепей 18 мм и долговечность цепей калибра 22 и 30 мм, замена которых происходит через 2—3 мес в зависимости от нагрузок и горнотехнических условий работы комбайнов.

В приводах подачи использовались ведущие звездочки как с горизонтальной, так и с вертикальной осью вращения.

Опыт эксплуатации также показал, что при работе системы с закольцованной цепью не происходит заштыбовки гнезд в направляющей рейке для укладки цепи. Оборудование системы подачи повторно использовали после небольшого ремонта.

В настоящее время фирмой "Перард инжиниринг" (Великобритания) проводятся разработки и исследования возможности создания нового движителя системы подачи, главным образом для сверхмощных комбайнов, вместо модернизации указанной системы.

Система подачи "Ператрэк" отличается простотой схемного решения, связанного с переводом серийных комбайнов на короткий участок закольцованной цепи вместо длинных забойных тяговых цепей.

Система выполнена на пристыкованной к торцовой части механизма подачи раме и имеет до пяти дополнительных отклоняющих и натяжной узлы. Применение короткого закольцованного участка цепи, как показали исследования, вызывает в системе подачи значительные динамические нагрузки и, как следствие, накопление усталостных повреждений цепи. Увеличение калибра цепи не снижает уровня динамических нагрузок и лишь несколько увеличивает срок их службы. Укладка звеньев натянутой цепи в гнезда вызывает в системе значительные потери на трение и механические повреждения. Указанные обстоятельства требуют замены закольцованной цепи в короткий период времени.

Система обладает ограниченными тяговыми характеристиками, поскольку повышение тяговых нагрузок приводит к увеличению потерь в башмаке, отклоняющих и натяжном узлах. Установка двух механизмов подачи значительно увеличивает габарит комбайна. В связи с этим основное применение система подачи "Ператрэк" находит на одношнековых комбайнах с регулируемым исполнительным органом, которые широко распространены при двухкомбайновой выемке.

Горизонтальная натяжная звездочка механизма подачи, установленная на боковом кронштейне, увеличивает габарит комбайна по ширине. При укладке цепи в ложе рейки возникают вертикальные усилия, заставляющие постоянно работать обратные захваты на круглой направляющей. В связи с этим опорная поверхность башмака практически не опирается на вершины зубьев направляющей рейки.

Система "Ператрэк" универсальна, так как позволяет использовать механизмы подачи с горизонтальной и вертикальной приводными звездами. Конструкция рейки и наличие зачистных ножей на башмаке и левой опорной лыже позволяют располагать ее практически на почве, что важно при создании комбайнов для тонких пластов.

Кроме того, конструкция системы допускает использование ее как с завальной, так и с забойной стороны конвейера. Система хорошо приспособлена к изгибам конвейера на стыках и не требует высокой точности по шагу. Зубчатая рейка металлоемка, но технологически проста.

Система подачи "Трэк ризктив", "Стар трэк" разработана фирмой "Майнин сапплайз" (Великобритания) специально для двухшнековых очистных комбайнов фирмы "Андерсон Мейвор". Минимальная мощность пласта, в которой может применяться комбайн с этой системой подачи, — 1,55 м.

Система подачи "Стар трэк" (рис. 5) представляет собой реечно-цепную передачу, включающую в себя ведущую 1 и две направляющие звездочки 4, которые передают движение закольцованной специальной втулочно-роликовой цепи 2 с зубьями, входящими в зацепление с рейкой 3. Зубчатая рейка закреплена на борту забойного конвейера с завальной стороны. Шаг применяемой цепи 127 мм, диаметр роликов 54 мм, разрывное усилие цепи 378 кН.

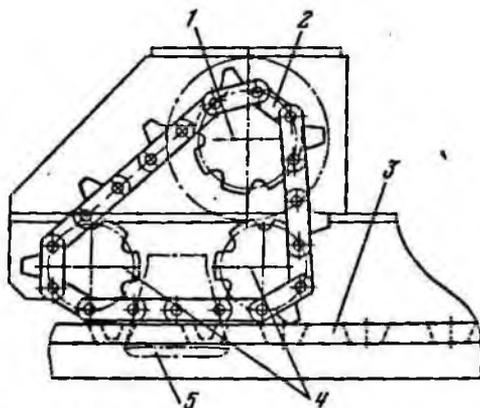


Рис. 5. Система подачи "Стар трэк"

Цепная передача закреплена болтами на корпусе комбайна и не потребовала никаких изменений его конструкции. Опора 5 комбайна с обратным захватом расположена непосредственно у привода, что обеспечивает нормальное зацепление зубьев приводной цепи и рейки. Зубчатая рейка в местах соединения с конвейером имеет продольные пазы и прикреплена болтами к секциям решетаков типа АФЦ, благодаря чему получена возможность компенсации изгибов конвейера при сохранении шага на стыках.

Фирма считает, что зацепление зубьев цепи и рейки достигается на протяжении всего пути комбайна в лаве, причем профиль зуба цепи и рейки, равный  $15^\circ$ , практически обеспечивает отсутствие взаимного скольжения профилей в контакте. На повышение долговечности передачи существенно влияет образование линейного контакта, или контакта площадок, а главное — отсутствие точечного или кромочного контакта. В передаче достигается усилие до 200 кН. Применение системы "Трэк ризтив" для двухшнековых комбайнов стало возможным только благодаря размещению привода подачи в центральной части корпуса комбайна. Для упрощения технологии изготовления и повышения долговечности секции рейки выполнены литыми с закалкой ТВЧ рабочих поверхностей зубьев.

Система "Трэк ризтив" не может быть использована для установки с забойной стороны конвейера.

Система подачи "Стар трэк" является разновидностью системы "Трэк ризтив", имеет подобные приводную втулочно-роликовую цепь с зубьями и рейку, расположенные с забойной стороны конвейера. Размещается указанный привод на торце одношнекового комбайна.

Системы подачи "Трэк ризтив" и "Стар трэк" работали на шахтах с расположением приводных звездочек как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскости. В настоящее время этот ряд дополнен более прогрессивной системой — "Ризтив холидж" для двухшнековых комбайнов с регулируемыми исполнительными органами, изготавливаемы-

ми фирмами "Майнинг сапплайз" и "Директ драйв" для комбайнов "Трепаннер", работающих с рамы забойного конвейера. В обоих вариантах усилие от привода на зубчатую рейку передается не втулочно-роликовой цепью тяжелого типа, а посредством зубчатой передачи.

Опыт работы систем подачи "Трэк ризктив" и "Стар трэк" на шахте "Джеймс и Холл" потребовал проведения соответствующей модернизации, аналогичной для других известных конструкций с цепным двигателем. При этом были улучшены параметры цепи и рейки и занижены величины зазоров, обеспечивающих взаимное положение опор комбайна и обратных захватов.

Опыт эксплуатации системы "Трэк ризктив" на шахтах "Мертон" и "Бедурот", по мнению фирмы, показал достаточную надежность оборудования и возможность его повторного использования после отработки лавы.

Испытания системы "Ризктив холидж" проводятся с 1980 г. на шахте "Эллистоун" с опытным образцом очистного комбайна фирмы "Майнинг сапплайз".

Несмотря на то, что фирма "Майнинг сапплайз" применила более мощные втулочно-роликовые цепи и более короткие, чем калиброванные комбайновые, круглозвенные цепи фирмы "Перард инжиниринг", для своих систем подачи "Трэк ризктив" и "Стар трэк", как показывает направление модернизации системы, фирма, по-видимому, отказалась от их дальнейшего применения. Это видно из конструкции системы "Ризктив холидж". Вызвано это прежде всего компоновочными соображениями, поскольку размещение направляющих роликов для втулочно-роликовой цепи потребовало поднять комбайн над конвейером более чем на 350 мм. Другими немаловажными факторами являются неизбежная вытяжка цепи и изменение в связи с этим ее шага. Неприемлемо и расположение цепных приводов систем "Трэк ризктив" и "Стар трэк" со стороны забоя. Закольцованные цепи неизбежно требуют периодического натяжения, которое не контролируется, а также приводит к быстрому выходу из строя.

Опыт показал, что тяговое усилие 200 кН, развиваемое механизмом подачи, недостаточно для комбайнов средней и тем более высокой энерговооруженности. Поэтому для таких комбайнов, а также на пластах с углами падения  $9^\circ$  и выше необходимо применение двух механизмов подачи с описанной системой, что, естественно, увеличивает длину комбайнов. Сопряжение зубьев втулочно-роликовой цепи с зубьями рейки может нарушаться, поскольку при наклоне корпуса комбайна при его регулировании пятно касания зуба смещается от центра к его кромке. Это же явление касания зуба наблюдается и при изгибах конвейера в горизонтальной плоскости.

В рассмотренных исполнениях отсутствуют эффективные способы предотвращения заштыбовки зубчатой рейки, и в частности при ее расположении с забойной стороны в системе подачи "Ризкти Холидж".

Следует отметить, что с применением указанных бесцепных систем подачи на комбайнах впервые устанавливают роликовые опоры ка-

чения вместо лыж для компенсации потерь тяговых усилий в системе привода и движителя. Наряду с гидравлическим приводом подачи на комбайне используют механическую коробку скоростей для дискретного регулирования.

По данным фирмы, основная часть стоимости системы подачи (до 74 %) падает на литую зубчатую направляющую рейку с желобом для навесного оборудования.

Для движителей тракового типа характерны следующие общие недостатки, ограничивающие область их применения:

склонность к заштыбовке;

значительный износ приводного элемента вследствие многократного зацепления под нагрузкой с приводными и отклоняющими звездами и тяговым элементом;

плохая приспособляемость к искривлению забойного конвейера и изменению гипсометрии пласта, вызванная длинным участком зацепления тягового и приводного элементов;

вход в зацепление звена цепи с тяговой рейкой и выход из него сопровождаются значительным изменением мгновенных значений скоростей подачи комбайна и усилий;

высокая чувствительность к отклонениям шага зацепления на стыках рейки и перекосам комбайна;

вытяжка цепи приводит к нарушению ее шага и обуславливает необходимость применения натяжного устройства;

громоздкость конструкции движителя из-за наличия нескольких отклоняющих звезд и натяжного устройства.

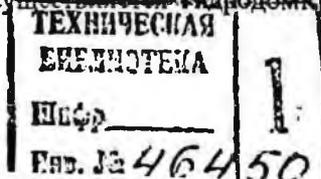
## ЦЕВОЧНО-РЕЕЧНЫЕ СИСТЕМЫ

Движители колесного типа делят на две группы: с фрикционным и зубчатым зацеплениями.

Движители колесного типа с фрикционным сцеплением ведущих колес с тяговым элементом в СССР впервые были разработаны совместно Ленинградским и Московским горными институтами.

Позже аналогичная конструкция была разработана Гипроуглемашем. Исследования опытного образца, проведенные на углецементном блоке Малаховского экспериментального завода, показали, что при значительной запыленности атмосферы не удается получить устойчивые значения коэффициента трения тягового колеса по направляющей. При больших усилиях прижатия катков на направляющей образуются лунки, резко ухудшающие условия работы привода.

Фирмой "Бекорит ЛТД" (Великобритания) также был создан движитель фрикционного типа с плоской направляющей. Здесь движителем служат также тяговые колеса, на которые надеты шины, изготовленные из материала с высоким коэффициентом трения. Прижатие тяговых колес к направляющей осуществляется гидродомкратом и специальными рычагами.



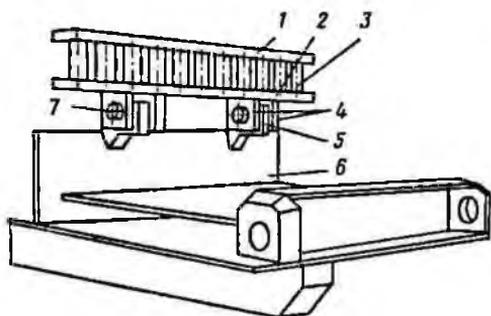


Рис. 6. Рейка 5БСП

и трехэлементные. Двухэлементные движители состоят из приводного колеса, закрепленного на выходном валу редуктора механизма подачи, и тяговой рейки.

Первая в СССР бесцепная система подачи колесного типа для комбайна КШ1КГ, включающая в себя механизм подачи Г407 и цевочную рейку, была разработана в 1969 г. ПНИУИ, Горловским машиностроительным заводом им. С.М. Кирова и ТПИ.

Механизм Г407 создан на базе ранее выпускавшегося механизма Г404 с тяговой цепью и отличается конструкцией выходного вала, проходящего через стакан, сваренный в днище редуктора, на верхнем конце которого расположено стопорное устройство храпового типа, предназначенное для удержания комбайна от сползания при остановках и аварийных ситуациях. Изменена также конструкция завальных опор, опирающихся на цевочный став. Цевочная рейка крепилась к завальному борту конвейера с помощью сварки. Высокая унификация механизма Г407 с серийным механизмом Г404 и отсутствие навесного оборудования рейки позволили уже в 1970 г. начать промышленные испытания новой системы подачи. Скорректированная по результатам испытаний БСП для комбайна с механизмом подачи Г407М в 1973 г. была принята к серийному производству.

Крепление рейки с помощью сварки приводило либо к значительному уменьшению (при вогнутом изгибе конвейера), либо к существенному увеличению (при выпуклом изгибе) зазоров на стыках, что в свою очередь приводило к изменению шага, весьма тяжелым условиям работы движителя на стыках рейки и снижению надежности и ресурса системы. Поэтому в настоящее время для БСП комбайна КШ1КГ применяют цевочную рейку 5БСП. Она состоит из верхнего 1 (рис. 6) и нижнего 2 бортов, между которыми варены цевки 3. К нижнему борту приварены две щеки 4, в нижнюю часть между ними с зазором 15 мм входит кронштейн 5, приваренный к завальному борту 6 секции конвейера. Щеки соединяются с кронштейном осями 7. Секции реек связаны между собой соединительным звеном, обеспечивающим уменьшение колебаний шага зацепления на стыках рейки. Такой способ соединения реек при расположении соединительного звена только у одного нижнего борта

Опытная эксплуатация движителей колесного типа с фрикционным сцеплением ведущих колес с направляющей показала невозможность получения больших усилий подачи, в связи с чем этот тип движителя в горном машиностроении развития не получил.

Движители колесного типа с цевочным или зубчатым зацеплением делят на двух-

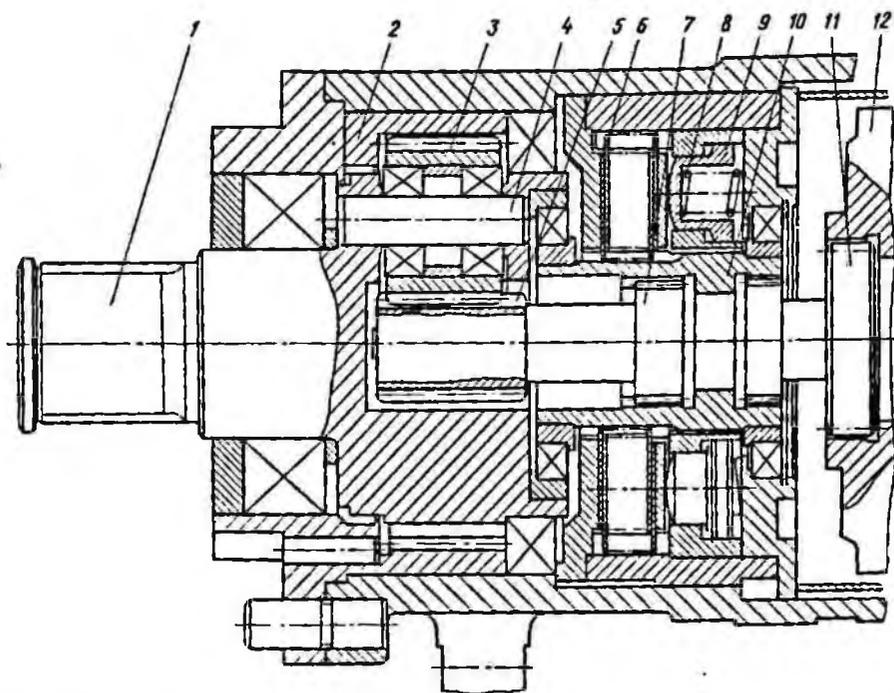


Рис. 7. Редуктор механизма подачи Г412

рейки при волнистой гипсометрии почвы пласта приводит к непараллельности крайних цевок соседних реек, что ухудшает условия зацепления движителя на стыках реек и снижает их ресурс.

Механизм подачи Г407М развивает тяговое рабочее усилие 130 и максимальное 150 кН, скорость подачи — до 5 м/мин. Шаг цевочной рейки 100 мм, диаметр цевок 50 мм.

Комбайн КШ1КГ с рейкой 5БСП нашел применение в комплексах МК75, 10КП и 20КП, изготавливаемых ПО "Кран".

Расположение приводного колеса на вертикальной оси, принятое в первой модификации БСП, перекрывает значительную часть пространства между конвейером и комбайном. Поэтому во всех дальнейших разработках было признано целесообразным размещать приводное колесо на горизонтальной оси.

Для серийно изготавливаемых комбайнов КШ1КГУ (КШ1Б) с целью их перевода на БСП и для других узкозахватных комбайнов (ПУ8, ПУ10, ПУ13, ПУ16 (ГОСТ 11986-83) ИГД им. А.А. Скочинского, ПНИУИ, Горловским машиностроительным заводом им. С.М. Кирова и Автоматгормашем разработан унифицированный механизм подачи Г412, созданный на базе прогрессивного гидропривода — насосов 207.25.11 и гидромоторов МР2,5 и с цевочной рейкой 3БСП, обеспечивающей номинальное тяговое рабочее усилие до 250 кН, максимальное 305 кН и скорость подачи 0,3–9,2 м/мин. Партия таких машин

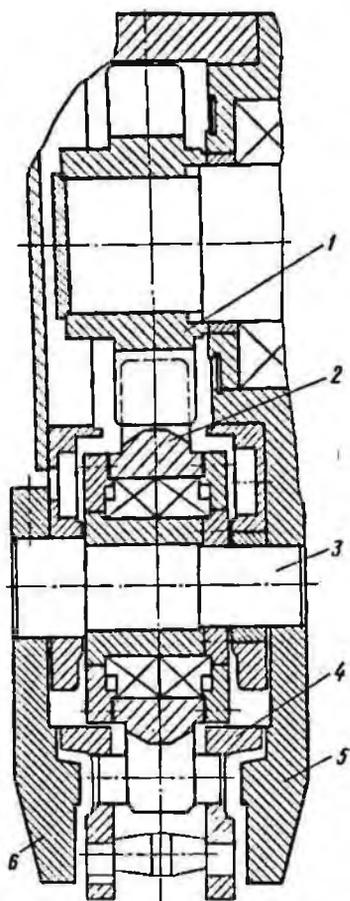


Рис. 8. Двигатель Г412

изготовлена на Горловском машиностроительном заводе им. С.М. Кирова. Гидронасос 207.25.11 и гидромотор МР2,5 работают при давлении номинальном 16 МПа и максимальном 20 МПа. Передача крутящего момента от гидромотора 12 (рис. 7) осуществляется через зубчатые муфты 11, 10, 7 на плавающее центральное колесо 5 планетарного редуктора. Сателлиты 3 закреплены на осях 4 и, обкатываясь по неподвижному венцу 2, приводят во вращение водило, выполненное за одно целое с выходным валом 1. Двигатель — трехэлементный (рис. 8). Ведущая шестерня 1 насажена на шлицы выходного вала редуктора. Она передает крутящий момент на колесо 2 закрепленное на оси 3, и зацепляется с цевочной рейкой 4. Щеки 5 и 6 являются направляющими и одновременно обратными захватами, ограничивающими подъем комбайна относительно рейки.

Рейки ЗБСП (рис. 9) отличаются от 5БСП горизонтальным расположением цевок, наличием продольных пазов 1 в бортах, в которые входят оси 2, соединяющие рейку с кронштейном 3, закрепленным на завальном борту конвейера. Конфигурация оси обеспечивает возможность некоторого поворота рейки в поперечном направлении при на-

клоне комбайна на забой. Соединение секций реек между собой осуществляется соединительными звеньями 4. Эта конструкция обеспечивает постоянство шага зацепления на стыках реек с допуском  $\pm 2$  мм.

Механизм подачи снабжен встроенным фрикционным удерживающим устройством, состоящим из фрикционных дисков 6 (см. рис. 7) и нажимного устройства, включающего пружины 8 и плунжеры 9. При нормальной работе машины нажимное устройство отключается давлением жидкости, подводимым из системы управления гидронасосом к плунжерам 9. При отключении электроэнергии или аварийных остановках, или утечках давление в гидросистеме механизма подачи падает, масло выдавливается, пружины 8 через плунжеры зажимают фрикционные диски, исключая возможность вращения выходного вала 1, тем самым стопоря комбайны.

Бесцепная система подачи БСП1 была разработана институтом Гипроуглемаш для комбайна типа 2К52 (главный конструктор И.М. Ба-

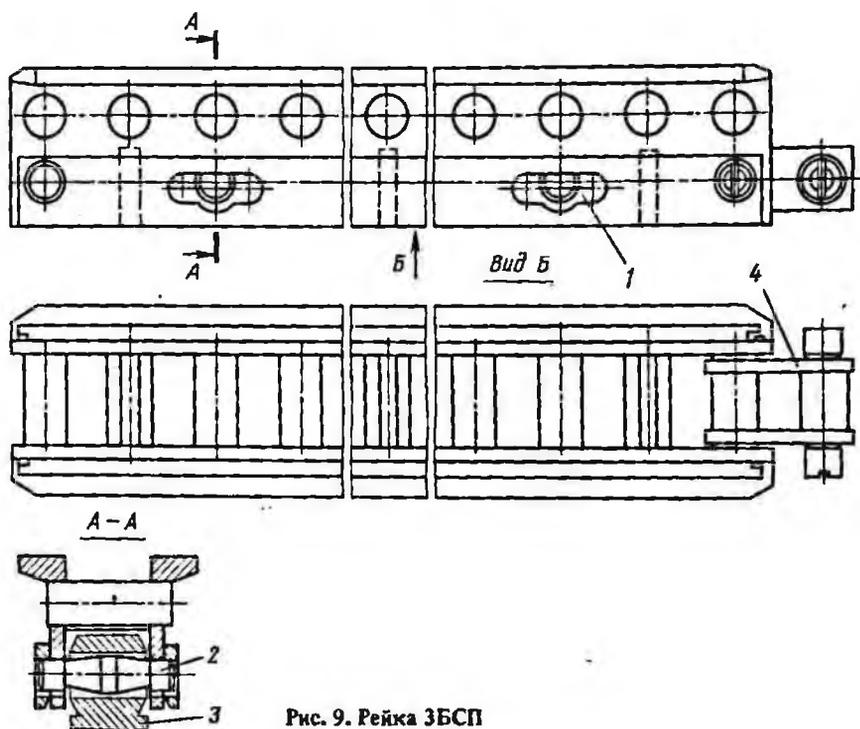


Рис. 9. Рейка ЗБСП

линов). Движитель этой системы представляет собой цевочную трубчатую направляющую, по которой обкатывается звездочка механизма подачи. Комбайн с БСП1 разработан на базе серийно выпускаемого комбайна 2К52М. Механизм подачи для этого комбайна выполнен на базе гидроузлов механизма подачи Г404 Горловского машиностроительного завода им. С.М. Кирова. Цевочная трубчатая направляющая состоит из отдельных звеньев — труб диаметром 114 мм, равных длине решетки конвейера, и установлена с завальной стороны конвейера на специальных кронштейнах. В отличие от сварной цевочной рейки ЗБСП из специального профиля с бортами для обратных захватов, трубчатая цевочная направляющая имеет горизонтальные, точно обработанные отверстия, в которых расположены плавающие цилиндрические пальцы-цевки диаметром 45 мм. Торцовые поверхности этих цевок выполнены в виде полусферы и зацепляются с внутренними зубьями звезды эвольвентного профиля, по конструкции напоминающей звезду круглозвенной тяговой цепи. Звенья цевочной направляющей соединены между собой замками, обеспечивающими сохранение постоянства шага, равного 126,6 мм, и позволяющие приспособиться к изгибам става конвейера в соответствии с гипсометрией пласта. Поскольку кронштейны трубчатой направляющей находятся в пазах рамы навесного оборудования, они также могут вместе с трубчатой направляющей перемещаться в пазах рамы при любых изгибах конвейера и выборке зазоров в сочленениях

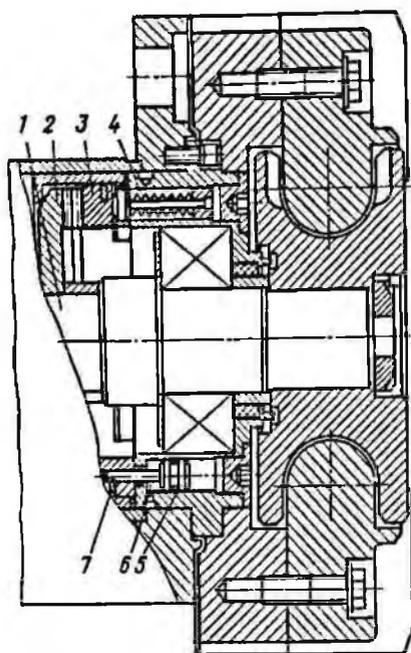


Рис. 10. Механизм подачи

рат, с помощью которого осуществляются натяжение и выборка зазоров в сочленениях трубчатой направляющей.

Механизм подачи ИБСП имеет стопорное тормозное устройство. Стопорение звезды осуществляется за счет соединения подвижной в осевом направлении зубчатой полумуфты 3 и неподвижной в осевом направлении неподвижной зубчатой полумуфты 2 (рис. 10). Последняя сидит на шлицевом валу 1, а полумуфта 3 зафиксирована в корпусе. При нормальной работе комбайна, когда в системе управления имеется давление, подаваемое в штоковую полость б, группа поршней 5 посредством кольца 7 сжимает тарельчатые пружины 4 и выводит из зацепления зубчатые полумуфты. При любой остановке электродвигателя комбайна давление в системе управления падает, и рабочая жидкость из полостей б идет на слив. Под действием пружин 4 полумуфта 3 входит в зацепление с полумуфтой 2, таким образом происходит стопорение тяговой звезды.

Механизм подачи ИБСП может применяться с одним или с двумя приводами. При одном приводе максимальное тяговое усилие 160 кН, при двух — 250 кН при скорости подачи 6,88 и 3,44 м/мин соответственно.

Анализ конструкции ИБСП показал, что цевочная передача с использованием эвольвентно-сферического зацепления и самоустанавливающихся вращающихся цевок может обеспечить достаточно высокую приспособляемость к перекосам, обеспечивая регулирование комбайна в профиле пласта и саморасштыбровку передачи. В комплексе типа

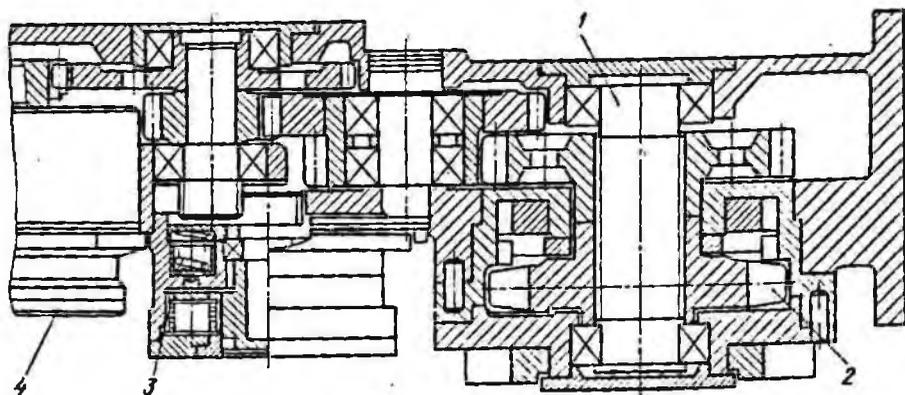


Рис. 11. Редуктор механизма подачи 2ГШ68

КМ87, где применена описанная система, расстояние от первой стойки до забоя меньше, чем при системе ЗБСП. Подвижность цевочной трубчатой направляющей относительно става конвейера и его изгиба определяют высокие эксплуатационные качества системы.

Эксплуатация комбайна с системой 1БСП на шахте "Красная звезда" и др. показали высокую надежность движителя. Вместе с тем точечный контакт в зацеплении двух сферических поверхностей при больших тяговых нагрузках может привести к высоким контактным напряжениям. Стоимость изготовления рейки и навесного оборудования значительно выше чем рейки ЗБСП.

Система подачи 1БСП разработана также для комбайнов 2ГШ68, работающих в комплексах 1КМТ и 2КМТ.

Бесцепная система подачи очистного узкозахватного комбайна разработана и серийно выпускается Горловским машиностроительным заводом им. С.М. Кирова. Напомним, что комбайн 2ГШ68 предназначен для выемки пластов мощностью от 1,4 до 2,5 м с углом падения до 35° при сопротивляемости угля резанию до 300 кН/м.

Бесцепная система подачи с одним двухэлементным движителем и рейкой ЗБСП создает номинальное тяговое усилие 213 кН, максимальное — 300 кН. Механизм подачи включает в себя гидронасос 1НП200 и гидромотор 1ДП4, работающие при номинальном давлении 11,4 МПа, максимальном — до 16 МПа. От гидромотора 4 (рис. 11) через зубчатые передачи крутящий момент передается на выходной вал 1 с горизонтальной осью, на котором на шлицах посажено приводное колесо 2, непосредственно зацепляющееся с цевочной рейкой.

В редуктор механизма подачи встроено фрикционное удерживающее устройство 3, принцип действия которого аналогичен устройству механизма подачи Г412. Комбайн работает в комплексах МК75Б, 1УКП и 40КП70Б.

Начавшийся в середине 70-х годов процесс расширения области комбайновой выемки на угольные пласты большой мощности, харак-

терный для всех угледобывающих стран мира, базировался на достижениях в области комбайностроения и средств крепления. Созданные к этому времени очистные комбайны типоразмеров ПУ16—ПУ25 и механизированные крепи позволили в ряде случаев отказаться от неэкономичной послойной выемки и перейти к отработке пластов мощностью до 5 м в один слой.

Особенности эксплуатационных условий наложили отпечаток на конструкцию комбайнов этого класса. В первую очередь это касается их энерговооруженности, которая на отечественных комбайнах, выпускаемых серийно, доведена до 400 кВт. На находящихся в стадии испытаний унифицированных комбайнах (РКУ20, РКУ25) установленную мощность планируется довести до 690 кВт.

Ряд ведущих западных фирм приступил к выпуску комбайнов, установленная мощность которых составляет 700—1100 кВт. По-видимому, и в дальнейшем процесс наращивания мощности привода будет продолжаться с целью обеспечения высокой производительности выемочных машин в любых горно-геологических и горнотехнических условиях. Негативной стороной этого процесса является тот факт, что наряду с ростом производительности увеличиваются масса и габариты выемочной машины. Так, например, вес комбайна 1РКУ20П составляет 42 т. Естественно, что комбайны, имеющие такую массу, предъявляют особые требования к опорно-направляющему механизму, системе подачи и развиваемому ею усилию.

Кроме того, для нормальной работы подобных комбайнов необходим значительный клиренс. Поэтому на современных выемочных машинах типоразмера ПУ16—ПУ25, оснащенных БСП, нашли применение движители с промежуточным элементом, обеспечивающим кинематическую связь между ведущим колесом, установленным на выходном валу редуктора механизма подачи, и речным ставом. Такие движители получили название трехэлементных. Промежуточный элемент устанавливается на дополнительной оси и в зацеплении с речным ставом удерживается с помощью обратного захвата завальной опоры комбайна. В конструктивном плане собственно движитель и устройство, обеспечивающее его нормальное зацепление с речным ставом, скомпонованы в единый функциональный блок.

Трехэлементные движители нашли в настоящее время наибольшее распространение в практике отечественного и зарубежного комбайностроения для мощных пластов. В нашей стране ими оснащены серийно выпускаемый комбайн 2КШЗ, они устанавливались на опытных образцах комбайнов КШ75, 1ГШ68Р, КШЭ и заложены в конструкцию комбайнов унифицированного ряда РКУ10—РКУ25.

Ведущие зарубежные фирмы, специализирующиеся в области горного машиностроения, в настоящее время также используют на комбайнах класса ПУ16—ПУ25 исключительно трехэлементные движители.

Анализ опыта эксплуатации в различных условиях у нас в стране и за рубежом позволяет говорить о том, что для современных мощных очистных комбайнов эти движители наиболее перспективны. Подоб-

ное положение, видимо, сохранится на ближайшую перспективу, так как до настоящего времени нет другого типа движителя БСП, сравнимого по своей работоспособности и тяговым характеристикам с трехэлементным.

Ведущими организациями в области создания БСП очистных комбайнов в нашей стране являются Подмосковский НИИИ и Гипроутлемаш. Разработанные ими системы подачи получили преимущественное распространение в СССР.

Подмосковным НИИИ создан ряд трехэлементных движителей БСП. Первые разработки в этом направлении относятся к 70-м годам и используются на различных комбайнах ПНИИИ с незначительными переделками до настоящего времени.

В 1979 г. прошел испытания очистной комбайн КШ75, оснащенный БСП. Его механизм подачи состоит из двух симметрично расположенных относительно поперечной оси комбайна редукторов с движителями, выполненными по схеме "цевочный барабан — колесо — рейка". Ведущий элемент движителя — цевочный барабан смонтирован на выходном валу редуктора механизма подачи. В ступице барабана на подшипниках скольжения установлены цилиндрические цевки. Для защиты пар трения от попадания штыба подшипники скольжения имеют уплотнения. Зубчатое колесо, входящее в зацепление с барабаном и ставом цевочных реек, установлено на оси, закрепленной на платформе механизма подачи, которая стыкуется с основной платформой комбайна и служит опорой для редуктора механизма подачи. К торцам ступицы колеса крепятся реборды, которые в процессе перемещения выемочной машины обкатываются по направляющим полкам цевочных реек.

Совмещение зубчатого колеса с опорами качения в конструкции движителя комбайна КШ75 позволяет снизить потребное для перемещения комбайна усилие подачи.

Бесцепная система подачи оснащена двумя трехэлементными движителями, расположенными симметрично относительно поперечной оси комбайна, и рейкой УКП. Тяговое усилие, развиваемое механизмом подачи, 320 кН, скорость перемещения до 11 м/мин.

Схема с двумя движителями и приводами механизмов подачи является рациональной для тяжелых комбайнов, так как позволяет получить значительной величины тяговое усилие при небольших контактных напряжениях в элементах зацепления. Кроме того, комбайны легко проходят стыки секций с поврежденными замками. Расстояние между движителями не должно быть кратным длине секции рейки.

В механизме подачи применена дифференциальная гидросхема с одним гидронасосом НП200 и двумя параллельно соединенными гидромоторами. Благодаря такой схеме является возможность перераспределения усилий на движителях БСП. Кроме того, отключение одного из гидромоторов позволяет вдвое увеличить скорость перемещения комбайна (при этом, естественно, тяговое усилие уменьшается вдвое). Следует иметь в виду, что в случае выхода из зацепления с рейкой одного из приводных колес движителей (повреждение стыков

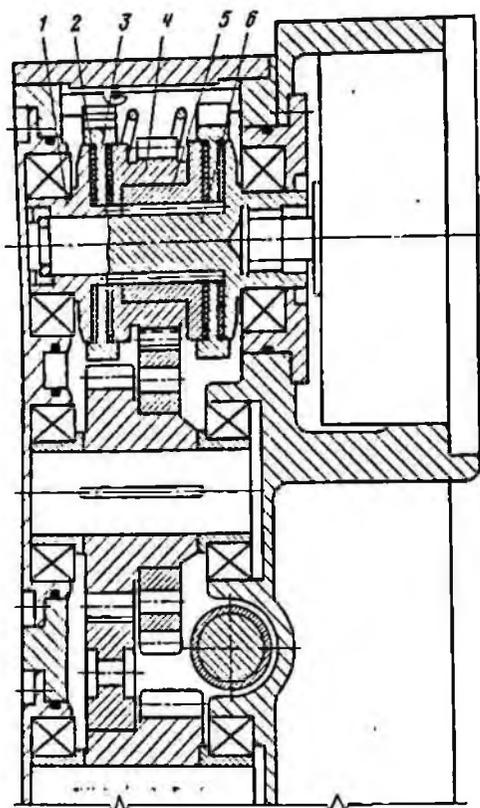


Рис. 12. Редуктор механизма подачи комбайна КШ75

реек) второе колесо движителя перестает вращаться.

В каждом редукторе встроены свой механизм удержания комбайна от сползания, выполненный по схеме "грузовой винт" (рис. 12). Он состоит из винта 6, гайки 5, жестко соединенной с шестерней 4, двух храповых колес 3 с фрикционными накладками 2. Собачки на храповых колесах установлены навстречу друг другу. При работе гидромотора гайки 5 в зависимости от направления вращения винта перемещаются к левому или правому храповику, зажимая накладки 2. Положение собачек подобрано таким образом, что в этом случае они не препятствуют вращению храповых колес, и крутящий момент на шестерню 4 передается за счет сил трения между накладками 2 и торцевой поверхностью винта 6 либо втулки 1, посаженной на шлицы хвостовика винта 6. В случае

начала сползания комбайна ведущим элементом становится движитель БСП. В этом случае при неподвижном винте 6 проводится во вращение гайка 5 и зажимается одно из двух храповых колес, собачка которого препятствует его вращению.

Комбайн предназначен для работы в комплексах типов УКП и КМ81.

Очистной узкозахватный комбайн 2КШЗ разработан ПНИУИ. Комбайн предназначен для выемки угля из пластов мощностью от 2 до 4,1 м с углом падения до  $35^\circ$  при сопротивляемости угля резанию до 300 кН/м. Комбайн серийно выпускается ГМЗ им. С.М. Кирова.

Бесцепная система подачи комбайна 2КШЗ — с концевым размещением механизма перемещения с одним трехэлементным движителем и рейкой 2УКП. Максимальное тяговое усилие 350 кН, скорость подачи до 5 м/мин. Гидропривод механизма подачи включает в себя насос 1НП200 и гидромотор 1ДП4, работающие при давлении до 16 МПа. Крутящий момент от гидромотора 5 (рис. 13) передается на выходной вал 2 через ряд цилиндрических зубчатых колес. На выходном валу на шлицах насажен ведущий цевочный барабан 3, находящийся в зацеплении с приводным колесом 4, закрепленным на оси. Необходимо

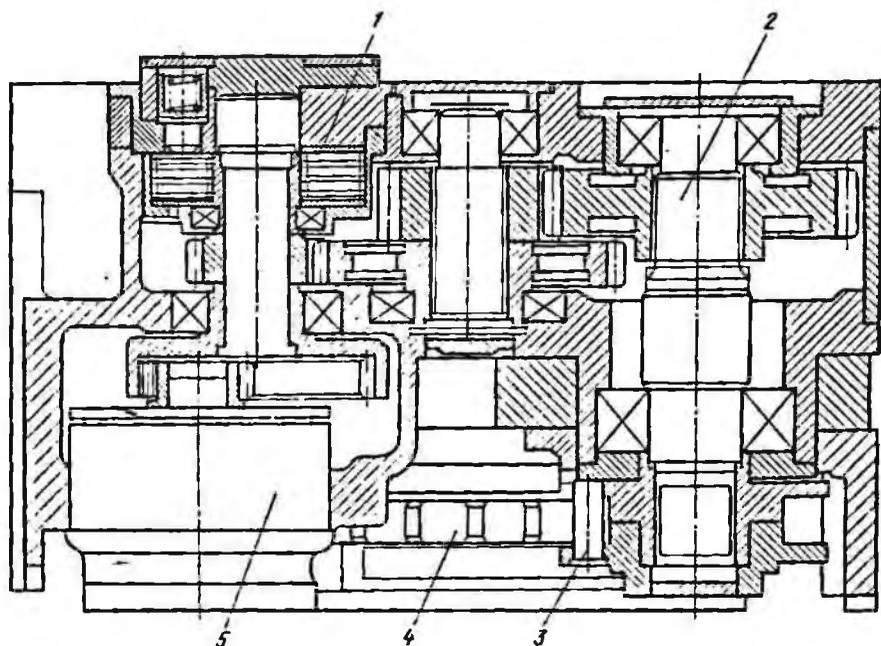


Рис. 13. Привод гидромеханический комбайна 2КШ3

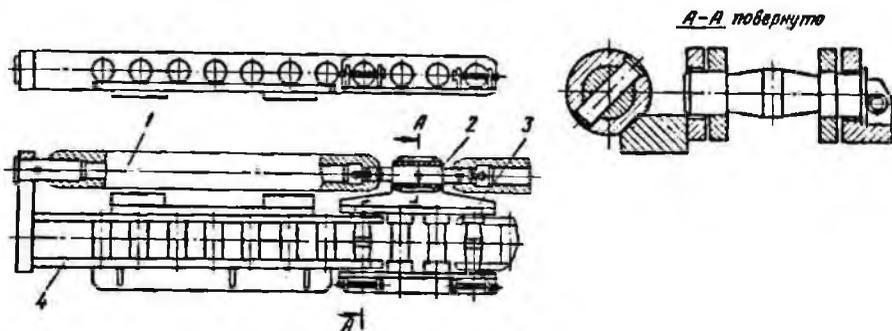


Рис. 14. Став реечный 2УКПК

отметить весьма малый ресурс цевок цевочного барабана. Механизм подачи снабжен встроенным удерживающим устройством 1 фрикционного типа. Принцип действия его такой же, как в механизме Г412.

Реечный став 2УКПК предназначен для бесцепных систем подачи тяжелых комбайнов типоразмера ПУ20, ПУ25. Он состоит из собственно рейки 4 (рис. 14) и направляющей трубы 1. Труба крепится кронштейнами 3 к завальному борту конвейера. В концы труб входят оси 2 соединительных звеньев, причем сами звенья сидят на осях свободно и имеют возможность поворачиваться вокруг них на определенный

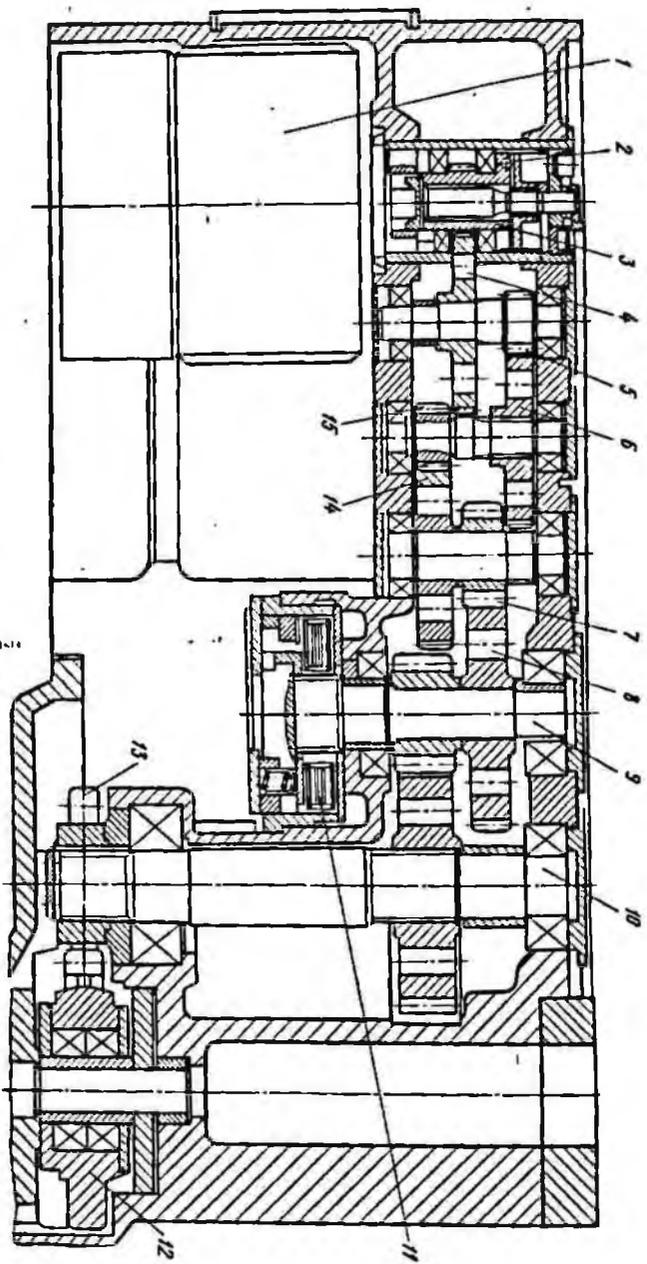


Рис. 15. Регулятор центральный комбайна ИКМЗ

ИЗДАНИЕ 1970

угол и перемещаться в осевом направлении. Цевочные рейки подвешиваются к соединительным звеньям. Благодаря такому конструктивному решению рейка в основном разгружена от радиальных составляющих и воспринимает тяговое усилие от движителя. Шаг такой рейки на стыках постоянен и равен 100 мм при любой гипсометрии почвы. При наклонах комбайна рейка свободно поворачивается вместе с ним. Элементом, обеспечивающим устойчивость комбайна, является направляющая труба, по которой перемещается завальная опора с обратным захватом.

Комбайн 2КШЗ применяется в механизированных комплексах 2УК, 4КМ130, 20КП70Б, 30КП70Б и КМ130.

Бесцепная система подачи комбайна 1КШЭ отличается от описанных выше использованием комплектного тиристорного привода.

Комбайн 1КШЭ предназначен для выемки угля на пластах мощностью 2–4,2 м с углом падения до 35° при сопротивляемости угля резанию до 300 кН/м. Бесцепная система подачи — с двумя трехэлементными движителями, расположенными симметрично относительно поперечной оси комбайна и рейкой 2УКПК. Максимальное тяговое усилие 350 кН, скорость перемещения — до 5,2 м/мин.

Особенность БСП этого комбайна заключается в применении в нем двигателей постоянного тока ДРК-16,7 мощностью 25 кВт каждый. Замена гидропривода приводом электрическим позволила существенно поднять надежность машины типа 2КШЗ.

Редуктор механизма подачи размещен в едином корпусе с редуктором привода шнека (рис. 15). Крутящий момент от электродвигателя 1 постоянного тока передается через зубчатые колеса и шестерни 3, 4, 5, 6, 15, 14, 7, 8 на выходной вал 10. Предохранение редуктора механизма подачи от перегрузки осуществляется предохранительной шариковой муфтой 2, расположенной на первом валу привода редуктора. На промежуточном валу 9 размещено удерживающее устройство 11 фрикционного типа, принцип действия которого аналогичен описанному выше. Включение удерживающего устройства происходит от гидросистем управления гидроцилиндрами подъема шнеков при падении давления в системе ниже 2,5 МПа. При этом автоматически выключается и электродвигатель механизма подачи.

Трехэлементный движитель, в отличие от описанных выше, выполнен по схеме "шестерня 12 — приводное колесо 13 — цевочная рейка". Достоинство схемы — простота монтажа и демонтажа, так как каждый из элементов движителя может быть снят без затруднений.

Бесцепные системы подачи комбайнов очистных узкозахватных РКУ10, РКУ13, РКУ16, РКУП20 и РКУП25 разработаны Гипроуглемашем, ПНИУИ и СКБ Горловского машиностроительного завода им. С.М. Кирова. Указанный ряд унифицированных комбайнов создан для выемки пластов мощностью от 1,1 до 4,5 м с углами падения до 35° и сопротивляемостью угля резанию до 300 кН/м. Комбайны РКУ10, РКУ13 работают в комплексах КМ87УМВ I и II типоразмеров, комбайны РКУ16 — в комплексе 20КП40Е, комбайны РКУП20 и РКУП25 — в комп-

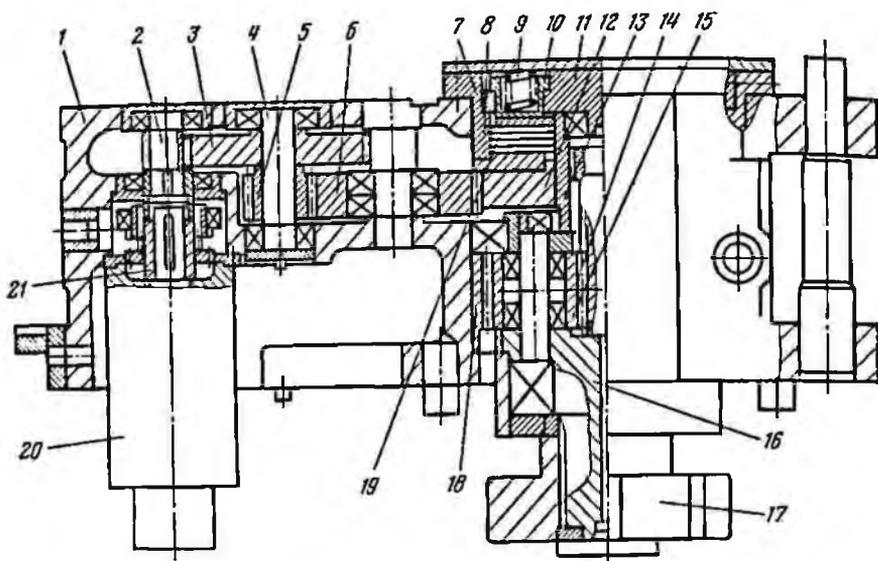


Рис. 16. Механизм подачи комбайна РКУ10

лексах КМ130 и 2УКП. Все комбайны работают при напряжении 1140 В. Комбайны РКУ10, РКУ13, РКУ16 оснащены гидравлическим приводом подачи, комбайны РКУП20 и РКУП25 — электрическим. Гидравлический привод подачи на базе узлов РНАС125/320 — РМНА125/320 (207.25-11-МР2,5), а электрический — на базе комплектного тиристорного привода. Максимальное тяговое усилие, развиваемое механизмом подачи комбайнов РКУ10 и РКУ13 (при двух приводах подачи), составляет 300 кН, комбайнов РКУП20 и РКУП25 — 420 кН. Скорость подачи при номинальном тяговом усилии — 4,8 м/мин.

На указанных комбайнах компоновка механизмов подачи одинакова. Они размещены по концам левого и правого редукторов режущих частей комбайна и крепятся к ним проушинами посредством стальных пальцев диаметром 70 мм. Такое крепление механизмов подачи обеспечивает возможность ремонта для работы комбайна в правом или левом забое и быструю их замену. Механизм подачи комбайна РКУ10 (рис. 16) смонтирован в стальном литом корпусе 1 и включает в себя гидромотор 20, соединяемый с редуктором зубчатой муфтой 21. Гидромотор 20 через зубчатую муфту 21 передает момент на вал-шестерню 2. От последней момент передается на зубчатое колесо 3, вал 4 и далее через промежуточную шестерню 5, зубчатые колеса 6 и 12 на солнечную шестерню 14 планетарного редуктора. Солнечная шестерня самоустанавливается при зацеплении с сателлитами 15 благодаря зубчатому хвостовику, создающему необходимую подвижность. От сателлитов и зубчатого венца 18 внутреннего зацепления крутящий момент передается на водило 16, выполненное заодно с выходным валом. На последний посажено приводное колесо 17 ( $D = 336$  мм;  $z = 8$ ), зацепляю-

щеся с тяговым колесом ( $D = 446$  мм;  $z = 11$ ), передающим момент от двигателя на цевки реечного става ЗБСП с передаточным числом 1,88. В редукторе механизма подачи предусмотрена возможность отключения одного из двух гидромоторов путем стопорения его выходного вала для выполнения маневровых операций со скоростью 9,6 м/мин, при этом весь поток жидкости от насоса гидровставки поступает только в один гидромотор. Тяговое колесо 1 (рис. 17) размещено в литом кронштейне 2 корпуса механизма подачи и свободно вращается на оси 3 на двухрядном коническом подшипнике 4. На ось 3 посажена подвижная самоустанавливающаяся лыжа 5 с обратными захватами. На комбайнах РКУ13 и РКУ16 тяговое колесо размещено в кронштейне, повернутом под углом к горизонтальной оси. На комбайнах РКУП20 и РКУП25 этот угол составляет  $90^\circ$ .

Кронштейн — силовой узел, выполнен для правого и левого исполнения, крепится к корпусу механизма подачи с помощью центрирующих штифтов и болтов. Шаг рейки ЗБСП равен 100 мм.

Бесцепной механизм подачи снабжен встроенным, удерживающим от сползания комбайна устройством. Оно срабатывает при отключении электроэнергии, аварийных остановках и при утечках в гидросистеме. Тормозное устройство (см. рис. 16) включает в себя фрикционные диски, причем ведущие из них передают момент через шлицы вала 13, а ведомые — стопорятся шлицами стакана 8. Корпус фрикционного тормоза имеет восемь расточек под поршни 10 и радиальные каналы для подвода под поршни рабочей жидкости из гидросистемы управления.

Корпус фрикционного тормоза 11 с восемью цилиндрами посажен в стакан 7, образуя вместе с ним кольцевой канал, уплотненный с двух сторон резиновыми кольцами. В случае остановки электродвигателя и любых аварийных ситуаций из гидросистемы управления прекращается подача рабочей жидкости под поршни и все пружины 9 одновременно воздействуют на фрикционные диски 19, стопоря приводное колесо 17 и, следовательно, комбайн. Рабочая жидкость при этом вытекает из поршневой полости на слив. Быстродействие системы таково, что комбайн сползает вниз не более чем на 50–100 мм.

На комбайнах РКУП20 и РКУП25 с тиристорным приводом постоянного тока для тормозных устройств, встроенных в механизмы подачи,

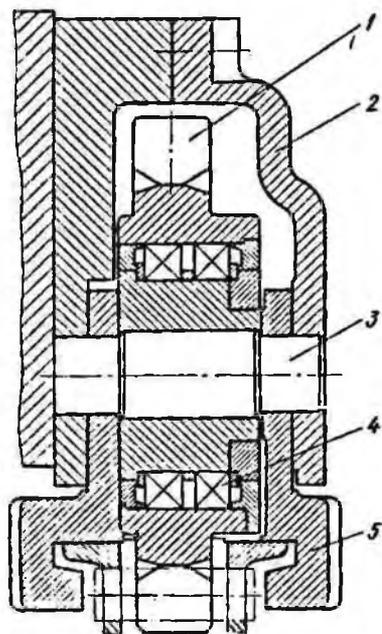


Рис. 17. Двигатель БСП комбайна РКУ10

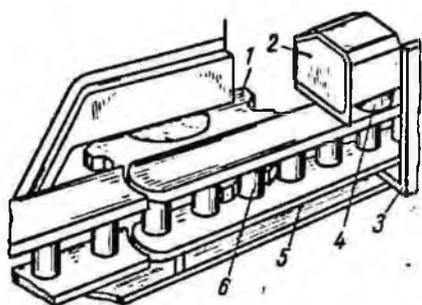


Рис. 18. Система подачи "Пин уил"

используется давление от гидросистемы подъема и опускания исполнительных органов.

Система подачи "Пин уил" разработана Национальным угольным управлением Великобритании, а в дальнейшем — фирмой "Майнин сапплайз".

Система подачи "Пин уил" установлена на комбайне Б59 "Максимэтик" с одним регулируемым исполнительным органом (рис. 18).

Система "Пин уил" представляет собой цевочно-реечный привод и состоит из двух горизонтально расположенных зубчатых колес 1, одно из которых ведущее механизма подачи, другое — зацепляется с вертикальными цевками направляющей рейки 6, размещенной вдоль завальной стороны конвейера 5. Стабильность зацепления зубчатого колеса 1 с цевочной рейкой 6, при действии выталкивающих радиальных усилий в зацеплении обеспечивается упорами 3 с обратными захватами в их нижней части. Эти упоры с обратными захватами закреплены на опорах комбайна болтами. Опоры 2 выполнены в виде траверс, шарнирно установленных на сварных кронштейнах, закрепленных на корпусе комбайна. Каждая из траверс имеет по два опорных катка 4 на осях. Таким образом, благодаря шарнирной подвеске траверс с катками комбайн беспрепятственно перемещается по верхней полке направляющей цевочной рейки, преодолевая изгибы конвейера в вертикальной плоскости. Длина цевочной рейки 1500 мм равна длине решетки конвейера. Непосредственно под цевочной передачей конвейера предусмотрены на бортах накладки из пружинной стали, соединенные с цевочными направляющими рейками. Такой способ соединения цевочных направляющих реек допускает достаточные изгибы конвейера в вертикальной и горизонтальной плоскостях, не нарушая шага зацепления на стыках рейки. Зубчатое колесо 1 цевочной передачи имеет 10 или 11 зубьев и приводится во вращение зубчатым колесом механизма подачи с 13 или 16 зубьями.

Приводное зубчатое колесо цевочной передачи, как наиболее нагруженное, установлено с учетом возможности его периодической быстрой замены.

Опоры с обратными захватами, расположенными по концам комбайна, обеспечивают нормальную работу цевочной передачи.

Компоновка комбайна допускает наклон корпуса комбайна с исполнительным органом относительно завальной стороны конвейера, без нарушения работы цевочной передачи. Положение цевочной направляющей рейки определяется высотой зубчатого колеса механизма подачи и шириной выступающей части приводного колеса 1.

Габарит комбайна от почвы пласта по высоте в компоновке с системой "Пин уил" зависит от высоты конвейера, опор комбайна, расположения корпуса, а также от размеров петли траковой цепи кабелеукладчика. Для комбайнов, работающих в пластах мощностью более 2 м, цевочную передачу можно компоновать с горизонтальным расположением цевок и осей зубчатых колес. В этом случае конструкция системы "Пин уил" подобна системе ЧСД фирмы "Эйкгофф" (ФРГ). При расположении привода механизма подачи в центральной части корпуса комбайна система "Пин уил" может быть использована для двухшнековых комбайнов. Конструкция системы "Пин уил" пригодна для отработки пластов мощностью начиная с 0,97 м.

Система "Пин уил", как показывает опыт эксплуатации, применялась главным образом для комбайнов, работающих с рамы забойного конвейера с горизонтальным расположением ведущей шестерни привода механизма подачи. Сначала эта система работала преимущественно в шахтах Южного Ноттенгемширского угольного бассейна, позже — в пяти других угольных бассейнах. По мере расширения области применения и накопления опыта эксплуатации в конструкцию внесен ряд изменений, направленных главным образом на повышение надежности. По данным фирмы, в результате доработки конструкции стало возможным использовать повторно оборудование системы в четырех-пяти лавах. На шахте "Саут Керби" суточная нагрузка превышала 3000 т.

По данным фирмы, дальнейшее совершенствование системы "Пин уил" связано с привязкой системы к различным типам очистных комбайнов, особенно двухшнековым с регулируемыми исполнительными органами, работающим с рамы забойного конвейера, в том числе к комбайну "Трепаннер".

Система подачи "Пин уил" — одна из первых конструкций, где на комбайне для компенсации потерь тяговых усилий применены вместо опор скольжения комбайна опоры качения.

Конструкция создана без существенных переделок серийно выпускаемых одношнековых комбайнов с концевым расположением механизма подачи. Комбайн и цевочная направляющая рейка достаточно высоко подняты над плоскостью конвейера, что в первую очередь улучшает условия работы цевочной передачи во избежание заштыбовки.

Вместе с тем относительно высокое расположение цевочной рейки ограничивает взаимное расположение рештаков конвейера как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскости при его изгибах, поскольку секции цевочных реек связаны между собой. Очевидно, что система подачи может быть использована только с завальной стороны конвейера. Кронштейны, на которых размещены траверсы с опорами комбайна, значительно увеличивают габарит комбайна по высоте. При горизонтальном расположении приводной шестерни в отличие от вертикального ее расположения в связи с отсутствием составляющей веса комбайна упоры выполнены достаточно громоздкими.

Создание и развитие системы подачи "Эйкотрэк" (ФРГ) осуществлялось путем модернизации и переоборудования комбайнов фирмы

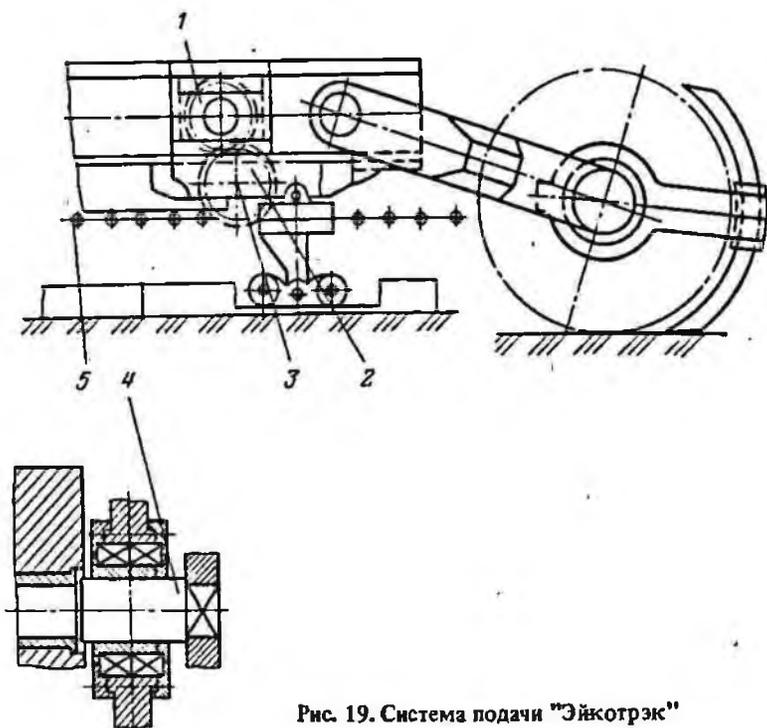


Рис. 19. Система подачи "Эйкотрэк"

"Эйкгофф" (ФРГ) с цепной системой подачи. Как показывает анализ полученных конструктивных решений, переоборудование производилось достаточно эффективно, с минимальными затратами, путем замены цепных звездочек на приводные зубчатые колеса. Последние или непосредственно зацепляются с цилиндрическими цевками направляющей рейки, или в большинстве случаев передают вращение на промежуточное колесо, зацепляющееся с цевками [23].

Зубчато-реечная система подачи "Эйкотрэк" комбайна ЕДВ-300Л состоит из зубчатого колеса 1 (рис. 19), расположенного на выходном валу встроенного гидравлического механизма подачи 2, передающего вращение тяговому колесу 3, насаженному на неподвижную ось 4 с блоком конических роликовых подшипников. Колесо 3 взаимодействует с цевками рейки 5, размещенной на завальной стороне конвейера.

Особенность конструкции системы "Эйкотрэк" заключается в применении секций цевочных реек, имеющих длину в два раза меньшую длины рештака конвейера — 0,75 м. Кроме того, верхняя плоскость секции цевочных реек служит опорной направляющей комбайна. Конструктивно цевочные рейки выполнены таким образом, что приспособлены для размещения под ними обратных захватов. В связи с тем что длина секции цевочной рейки в два раза короче длины рештака (рис. 20), углы изгиба рештаков конвейера при сложной гипсометрии пласта только наполовину сказываются на углах изгиба цевочных реек, обеспечивая минимальные погрешности шага зацепления на стыках секций и не

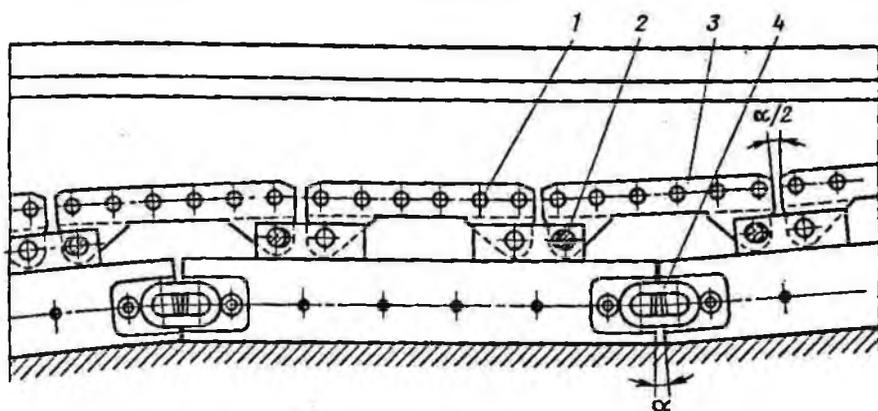


Рис. 20. Цевочные рейки системы "Эйкотрэк"

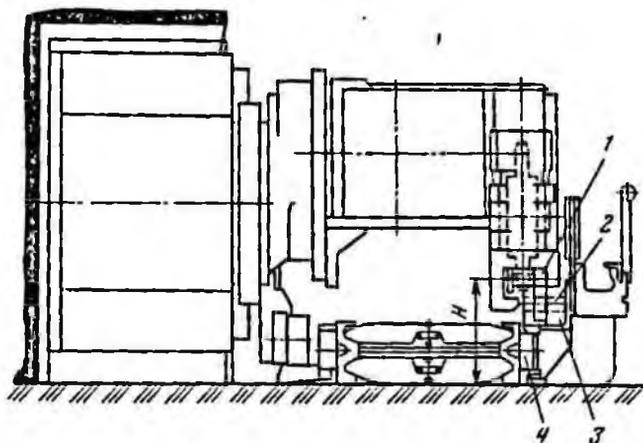


Рис. 21. Система подачи "Эйкотрэк" комбайнов ЕВ 200/230

вызывая заклинивания при движении комбайна. Кроме того, такое конструктивное решение позволяет уменьшить зазоры между рейками и обратными захватами комбайна и сохранить стабильность межцентрового расстояния между колесом движителя и осью рейки.

Система "Эйкотрэк" унифицирована, и цевочная рейка используется на комбайнах как для средней, так и для большой мощности вынимаемых пластов. В связи с этим высота расположения оси цевочной рейки зависит от мощности пласта. Высокое расположение цевочных реек (400–700 мм от почвы) привело к нежелательному ограничению подвижности рештаков в целях сохранения стабильности шага на стыках цевочных реек. В связи с этим фирмой "Эйкгофф" были разработаны и созданы два варианта компоновок цевочных реек. Для комбайнов типа ЕВ200/230, работающих на пластах средней мощности, принята система с расположением реек непосредственно на сварной раме — балке 4 (рис. 21), прикрепленной к завальному борту конвейера. Длина

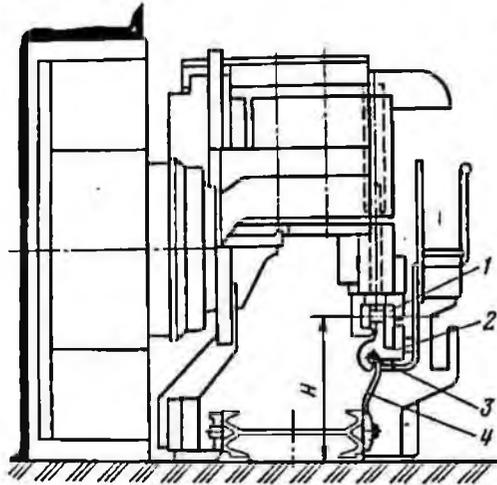


Рис. 22. Система подачи "Эйкотрэк" комбайнов ЕДВ 340

рамы равна длине рештака — 1,5 м. К балке приварено по два силовых кронштейна 4, в прорези которых входят проушины секции цевочных реек 1, и фиксируются специальными пальцами. В средней части балок (рештаков) размещены и зафиксированы неподвижные секции 1 (см. рис. 20) цевочных реек, а в сочленениях балок (рештаков) установлены подвижные в продольном направлении секции реек 3. Подвижность их обеспечивается за счет овальных отверстий в кронштейнах 2. Такое жестко-шарнирное сочленение секций цевочных реек обеспечивает достаточную компенсацию шага при изгибах конвейера в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Следует отметить, что балки, как и рештаки, между собой соединяются с помощью специальных звеньев 4.

Таким образом, базой для размещения секций реек вдоль лавы служат балки и их связи. Для комбайнов типа ЕДВ-340, работающих на пластах большой мощности, фирмой "Эйкгофф" создана подвижная система цевочных реек — ориентированная на трубчатой направляющей конструкция подвижной системы (рис. 22). Последняя включает в себя трубчатую направляющую 3, приваренную к вертикальному листу 4 балки, с башмаками 2 и секции цевочных реек 1, зафиксированные пальцами. Таким образом, цевочные рейки, соединенные между собой посредством подвижных башмаков, представляют собой шарнирный цевочный став, независимый от балок и рештаков. Изгибы рештаков конвейера и связанных с ними балок, а также погрешности сборок не отражаются на шаге в зацеплении на стыках. Конструкция системы требует увязки при монтаже ее в забое для того, чтобы концевые участки цевочных реек позволяли комбайну выезжать в зону головки конвейера. Усилия фирмы создать единую, более простую и полностью унифицированную систему не удалось.

Наряду с созданием жестко-шарнирной и скользящей систем возникла необходимость в двух вариантах исполнения цевочных реек: с шагом 125 и 126 мм. Оба шага цевочных реек предназначены для работы с конвейерами с длиной рештаков 1500 мм. Для конвейеров, имеющих рештаки длиной 1200 и 1300 мм, созданы соответствующие цевочные рейки и с другими размерами шага. Шаг, равный 126 мм, применяется в цевочных рейках при работе комбайнов на пологих пластах, т.е. в случаях, когда усилия подачи в движителе одинаковы при любом направлении движения комбайна. При отсутствии изгибов конвейера в вертикальной плоскости между рештаками (балками) образуется гарантированный зазор 12 мм, поэтому подвижные секции цевочных реек за счет овальных отверстий в соединениях могут смещаться влево и вправо. Таким образом, шаг на стыках подвижной и фиксированной секций цевочных реек может отличаться от номинала (126 мм) в большую и меньшую стороны, что позволяет колесу движителя входить в зацепление с цевками рейки без заеданий и кромочного контакта. Достоинством такого соединения является достаточная подвижность при изгибах рештаков конвейера. В случае отсутствия зазоров между рештаками конвейера или изгиба последнего выбираются зазоры в овальных отверстиях подвижных цевочных реек. При изгибах конвейера рештаки имеют возможность взаимно изгибаться на угол до  $4^\circ$ , при этом зазоры в овальных отверстиях выбираются и изгиб секций цевочных реек составляет  $2^\circ$ .

Следует отметить, что во всех трех рассмотренных случаях между торцами подвижных и фиксированных секций реек остаются гарантированные зазоры. Изгибы конвейера ограничиваются выборкой зазоров на стыках рештаков и в соединительных звеньях.

Шаг, равный 125 мм, применяется в цевочных рейках при работе комплексов на наклонных пластах, поскольку в этом случае создаются условия зацепления колеса с цевочной рейкой в режиме, обеспечивающим торможение комбайна при его движении сверху вниз, что необходимо по условиям безопасности. Этот режим обеспечивает в условиях наклонных пластов самоторможение комбайна при его разгоне или в аварийных ситуациях.

Кроме того, учитывая, что шаг цевки рейки кратен длине рештака (12 цевок по 125 мм, или 1500 мм), зазоры между рештаками отсутствуют, благодаря чему обеспечиваются условия, при которых шаг на стыках цевочных реек не может быть меньше 125 мм. Это обстоятельство исключает появление кромочного контакта, при котором кромка головки зуба касается цилиндрической цевки.

Для выбора целесообразного исполнения конструкции системы "Эйкотрэк" для различных комбайнов и углов падения пластов фирма "Эйкгофф" рекомендует определенные условия для ее применения (табл. 1).

При установке на комбайне двух движителей предохранительные средства для удержания комбайна не применяют.

Таблица 1

Высота оси рейки по цевкам, мм	Угол падения пласта, градус		
	< 10	10–20	> 20
< 400	Шаг 126 мм (секции рейки фиксированы)	Шаг 126 мм (секции рейки фиксированы)	Шаг 125 мм (секции рейки фиксированы)
400–700	То же (секции рейки скользящие)	То же	—
> 700	Шаг 125 мм (секции рейки скользящие)	Не рекомендуется	—

Из улучшения условий погрузки угля на конвейер и ликвидации заштыбовки цевочная рейка, как правило, располагается со стороны завала. Однако при таком расположении цевочной рейки комбайны не могут оснащаться устройствами для регулирования положения корпуса и исполнительного органа. В то же время применение комбайнов с БСП в условиях тонких пластов потребовало регулирования корпуса машины относительно конвейера (почвы пласта), учитывая возможность расположения комбайна в уступе забоя. Поэтому на комбайне ЕДВ170ЛН система "Эйкотрэк" была перенесена на забойную сторону (рис. 23).

Конструктивно система выполнена в виде литой зубчатой рейки 4, приваренной к погрузочному лемеху конвейера 5, зубчатого колеса 6, входящего в зацепление с рейкой, и расштыбовщика 2, который одновременно является обратным захватом комбайна. С забойной стороны комбайн опирается катками 1 на плоскость погрузочного лемеха 3, а с завальной лыжами 7 — на полку борта конвейера. Лыжи 7 выполнены за одно целое с обратными захватами, охватывающими круглую направ-

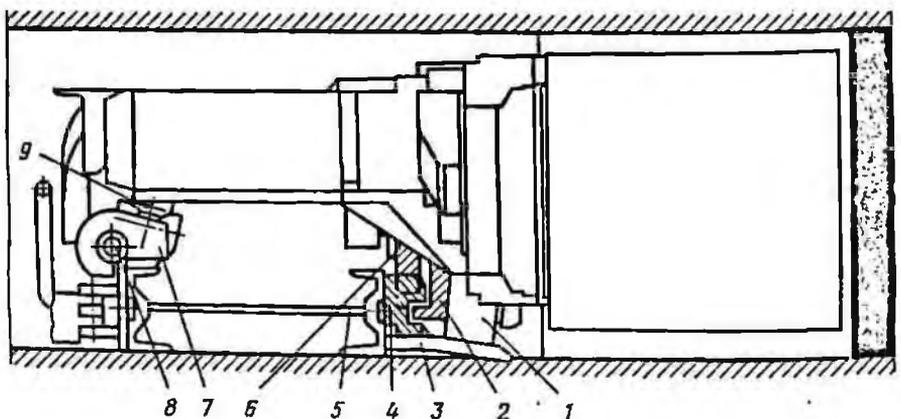


Рис. 23. Система подачи "Эйкотрэк" комбайна ЕДВ 170ЛН

ляющую 8. Наклон комбайна относительно забойных опор осуществляется с помощью гидродомкратов 9. Следует отметить, что первое исполнение комбайна ЕДВ-170-ЛН было с расположением цевочной рейки с завальной стороны. При этом высота портала от почвы пласта составляла 760 мм при диаметре шнека 1250 мм. При этом высота портала была снижена до 605 мм при диаметре шнека 750 мм. Расположение опор комбайнов с применением системы "Эйкотрэк" варьируется из соображений обеспечения вписываемости комбайна при сложной гипсометрии пласта. В то же время для стабильности зацепления движителя БСП опоры комбайна стремятся располагать в непосредственной близости от осей цевочных колес, избегая таким образом значительных выталкивающих или затягивающих усилий на изгибах конвейера.

Опыт эксплуатации системы "Эйкотрэк" показывает достаточную стабильность ее работы только при незначительных изменениях по гипсометрии пласта, и в этом случае не требуется применения обратных захватов. В то же время большие требования предъявляются к качеству зацепления движителя. При эксплуатации обращается внимание на износ верхней полки конвейера. В зависимости от ширины применяемых рештаков и положения соединительных элементов конвейера система "Эйкотрэк" допускает изгиб рештаков в горизонтальной плоскости в пределах  $1-1^{\circ} 30'$ , при этом возможно применение на комбайне обратных захватов для шага передвигки конвейера около 800 мм на длине изгиба, составляющей 8-10 рештаков (до 15 м). Такой изгиб преодолевается комбайном с обратными захватами без заклинивания при нормальном зацеплении колеса с цевочной рейкой. Прочность лыж и обратных захватов обеспечивает надежность их работы даже при появлении вертикальных составляющих тяговых усилий. В зависимости от расстояния между механизмом подачи и цевочной рейкой промежуточное колесо укрепляется на поворотном кронштейне с осью поворота относительно оси выходного вала или в специально установленном щите на роликовых подшипниках. Специальная втулка, на которой установлены эти подшипники, позволяет смещаться приводному колесу в аксиальном направлении. Ведущее и ведомое зубчатые колеса выбирают с передаточным отношением близким к единице. Формы зубьев колес выбирают с таким расчетом, чтобы достичь максимальных КПД передач и срока их работы в тяжелых условиях. Зацепление зубьев колес происходит при обильной смазке. Каждый роликовый подшипник оснащен автономно работающей смазочной установкой.

Система "Эйкотрэк" предусматривает возможность использования ее на комбайнах с гидравлическими и электрическими механизмами подачи. При необходимости получения высоких тяговых усилий применяют два движителя, причем в случае гидравлической системы используют более мощные насосные установки. Электрическими приводами оснащены механизмы подачи комбайнов ЕДВ-150-211, ЕДВ-150-2Л-2В, а также на комбайне ЕДВ-450Л. Каждый из двух механизмов подачи оборудован тормозным устройством, которые кинематически не связаны друг с другом. Анализ конструкций показывает, что система "Эйкотрэк"

в значительной степени универсальна. Число зубьев приводного колеса (7, 8, 9, 10, 11, 12 или 13) выбирают в зависимости от передаточных отношений приводов механизмов подачи (84,8; 172,3; 218,2; 268,7). В зависимости от типа привода и редуктора на механизме подачи могут быть получены тяговые усилия до 370 кН при скорости подачи 6,6 м/мин. Применяемые двигатели постоянного тока имеют мощность до 23 кВт.

Система подачи "Динатрэк" (ФРГ) разработана фирмой "Халбах и Браун" (ФРГ) и применяется на шнековых комбайнах типа ЕДВ-150-2Л-2В, работающих с рамы забойного конвейера.

Отличительная особенность системы заключается в том, что она не требует переделки комбайна. Фирмой были сделаны попытки применения системы "Динатрэк" для комбайнов, работающих в уступе забоя с почвы пласта. Систему "Динатрэк" можно отнести к типу движителя колесо — рейка, поскольку роль рейки выполняет длинная специальная разнокалиберная и разношаговая круглозвенная цепь, уложенная в специальные желоба. Эта цепь имеет горизонтальные удлиненные звенья калибра 34 x 160 мм и укороченные вертикальные звенья калибра 38 x 72 мм. Вертикальное звено этой специальной цепи и является тем зубом, которым происходит зацепление тяговой звездочки.

Система "Динатрэк" включает в себя привод механизма подачи, на выходном валу которого насажена шестерня, передающая крутящий момент звездочке через паразитную шестерню и шестерню, жестко связанную со звездочкой. Конструкция восьмизубой звездочки выполнена таким образом, что имеет с двух сторон цилиндрические реборды, выполняющие роль катков, двигающихся по направляющим боковым листам.

Рабочая поверхность зубьев звездочки в сечении имеет вогнутый профиль, сопрягаемый с вертикальным звеном калиброванной круглозвенной цепи. Рейка представляет собой брусья, отлитые из чугуна, уложенные и закрепленные на раме, которая соединена с бортом конвейера. В брусьях предусмотрены специальные профильные гнезда для укладки в них горизонтальных звеньев цепи, препятствующие их продольному перемещению. От вертикальных перемещений эти звенья зафиксированы в брусьях скобами. Литые брусья в нижней части имеют окна для свободного прохода штыба. В зоне зацепления звездочки движителя с вертикальными звеньями цепи находится Г-образная скоба, прикрепленная к комбайну, выполняющая роль распытовщика и обратного захвата. При работе зубья звездочки входят в горизонтальные звенья цепи и упираются в вертикальные. Цепь, находящаяся в направляющих секциях бруса, закреплена по концам лавы с минимальным предварительным натяжением, реакция от усилия подачи воспринимается за счет сил сцепления между горизонтальными звеньями цепи и направляющими секциями брусьев, в которых она уложена, причем участок цепи, расположенный перед звездочкой, — натянут, а за ней сжат. Это обстоятельство сводит к минимуму перемещение звеньев цепи в пределах секции. Таким образом, конструкция системы "Динатрэк" позволяет избежать нарушения зацепления зуба звездочки с вертикаль-

ными звеньями цепи даже в условиях самой сложной гипсометрии пласта и соответствующих изгибах конвейера в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Наряду с описанной выше системой "Динатрэк", расположенной с завальной стороны конвейера, фирмой "Халбах и Браун" создана аналогичная система, расположенная с забойной стороны конвейера. Опытные образцы этой системы предназначены прежде всего для комбайнов, работающих в уступе забоя с почвы пласта.

Рейка системы "Динатрэк" [23] выполнена в виде направляющего бруса, отлитого за одно целое с погрузочным лемехом конвейера. Специальная калиброванная круглозвенная цепь того же калибра уложена и зафиксирована на бруске скобой аналогично описанному выше. В целях расштыбовки системы, так же как и в предыдущем случае, в бруске предусмотрены окна и специальная Г-образная скоба. Направляющий брус в сборе крепится к забойному борту конвейера закладными болтами. При монтаже секций брусков на конвейере их закрепляют болтами.

Система "Динатрэк" впервые экспонировалась на выставке горношахтного оборудования в 1976 г. в Дюссельдорфе. В настоящее время комбайны с системой "Динатрэк" работают на шахтах Рурского угольного бассейна (ФРГ). Успешно прошла испытания в институте МРДЕ Национального угольного объединения и эксплуатируется в зоне Национального угольного объединения в Великобритании система "РБ Болтон Динатрэк", приспособленная к серийным английским очистным комбайнам.

Так же, как и на комбайнах ЕДВ150-2Л-2В, узел бесцепной подачи прифланцовывается к корпусу механизма подачи. Эксплуатация системы "Динатрэк" на ряде шахт показала ряд достоинств, главное из которых состоит в том, что шаг цепи остается постоянным по всей длине конвейера вне зависимости от прямолинейности рештаков и литых секций при любых изгибах конвейера. При износе вертикальных звеньев цепи с одной стороны ее можно использовать повторно, перевернув звенья в вертикальной плоскости на  $180^\circ$ .

По мнению фирмы, рассмотренная система вполне конкурентоспособна с другими известными системами.

Анализ конструкции системы подачи "Динатрэк" показал ряд достоинств системы:

расстояние между вертикальными звеньями цепи остается постоянным вне зависимости от величины изгиба конвейера в различных плоскостях;

использование в конструкции редуктора блока "зубчатое колесо — звездочка" позволяет обеспечить оптимальное сопряжение в зацеплениях зубчатого колеса с редуктором механизма подачи, а также звездочки со специальным профилем с вертикальными звеньями цепи. Это дает возможность снизить скольжение в контурах и уменьшить потери;

универсальность — возможность использования на различных типах

комбайнов, а также использование специальной круглозвенной цепи с постоянным шагом для зацепления со звездочкой, возможность применения как с завальной, так и с забойной стороны конвейера;

применение расштыбовщика как с забойной, так и с завальной стороны; комбайны, работающие с рамы забойного конвейера и оснащенные системой "Динатрэк", не имеют опор скольжения, поскольку оснащены опорами качения как с забойной, так и с завальной стороны; конструкция системы при регулировании комбайна относительно его продольной оси позволяет самоустанавливаться вертикальному звену цепи, не нарушая контакта по радиусной части в зацеплении; возможность повторного использования цепи в случае ее одностороннего износа.

Следует, однако, отметить, что наличие промежуточного редуктора снижает КПД механизма подачи; в системе привода механизма подачи и движителя отсутствуют встроенные тормозные устройства, что требует применения дополнительных средств для удержания комбайна; требуется соблюдение точности размерной цепочки при сборке узла "рештак — рама — литые брусья" с ложем для горизонтальных звеньев цепи в целях исключения набегающей погрешности по шагу при укладке круглозвенной калиброванной цепи вдоль конвейера.

#### ЗУБЧАТО-РЕЕЧНЫЕ СИСТЕМЫ

Бесцепной гидравлический механизм подачи ГМП разработан Гипроуглемашем, ИГД им. А.А. Скочинского, Автоматгормашем и изготовлен в опытных образцах на Малаховском экспериментальном заводе. ГМП представляет собой встроенный концевой механизм подачи, предназначенный для очистного узкозахватного комбайна КШЗМ. Для сравнения эксплуатационных характеристик и надежности механизм подачи был изготовлен в двух исполнениях: ГМП1 — с высокомоментным гидромотором 1MP2,5 и ГМП2 — с низкомоментным гидромотором 210.32. Движитель механизма подачи представляет собой тяговое зубчатое колесо с внешним диаметром 980 мм, приводимое во вращение цевочным колесом диаметром 376 мм, и вертикально установленную зубчатую рейку. Тяговое усилие (номинальное) — 300 кН, максимальная скорость подачи 10 м/мин, крутящий момент высокомоментного гидромотора 1MP2,5—6 кН·м, низкомоментного гидромотора 210.32—0,528 кН·м. Давление в гидросистеме — 16 МПа.

Конструкция зубчатых реек, жестко связанных с рештками конвейера с помощью специальных соединительных пальцев, обеспечивает постоянство шага на стыках зубчатых реек. Для компенсации изгиба конвейера между рештками установлен регламентированный зазор 20 мм. Тяговое колесо движителя, зацепляемое с зубчатой рейкой, выполнено плавающим и имеет возможность приспособливаться к рабочему профилю рейки при изгибах конвейера и наклонах комбайна. Подвижность колеса относительно оси вращения обеспечивается с по-

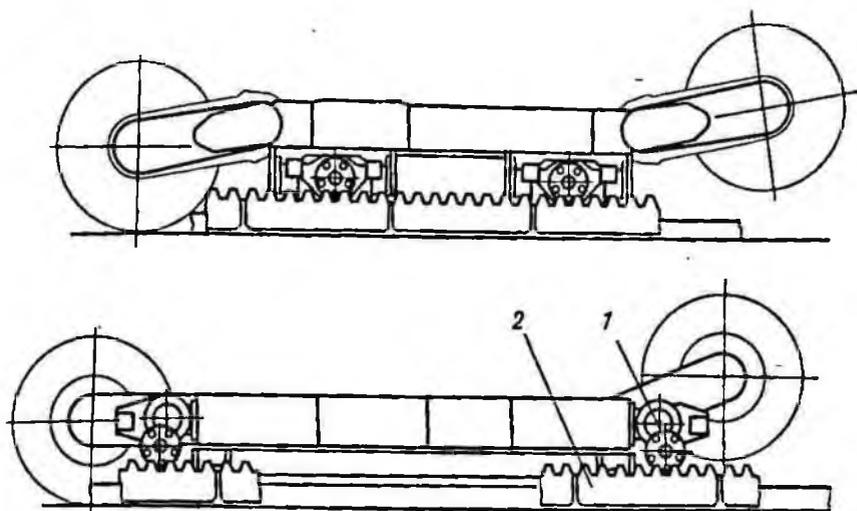


Рис. 24. Система подачи "Ролл рэк"

мощью специальной втулки со сферической наружной поверхностью, вращающейся на подшипниковом блоке относительно неподвижной оси.

Гидросистема механизма подачи ГМП включает в себя: регулируемый аксиально-поршневой насос 207.32 с гидроусилителем для перемещения люльки, серийно изготавливаемый заводом "Стройгидравлика"; два высокомоментных гидромотора 1MP2,5 Людиновского завода или один низкомоментный гидромотор 210.32; блок реверса, осуществляющий переключение линии нагнетания на предохранительный клапан, настроенный на 20 МПа, а линии слива — на подпорный клапан (1МПа); два пневмогидроаккумулятора, рассчитанные на работу в напорной и сливной гидромагистралях, теплообменник; систему фильтров; насос подпитки 210.16 и насос 210.12 управления гидросистемой комбайна. Гидросистема является прогрессивной, проверена в шахтных условиях и послужила прототипом гидросистемы комбайнов типа РКУ. Испытание механизмов подачи ГМП1 и ГМП2 с БСП на шахтах показало их работоспособность. Они обладают высокой гидравлической мощностью (до 70 кВт), работают при давлении до 21 МПа и обеспечивают тяговые усилия до 400 кН.

Система подачи "Ролл рэк" разработана фирмой "Андерсон Мэйвор" (Великобритания) и применяется в основном с очистными комбайнами АБ16, АМ420 и "Астро 1000", изготавливаемыми фирмой "Андерсон Стратклайд" (Великобритания) и работающими с рамы забойного конвейера. На указанных двухшнековых комбайнах со встроенными гидравлическими механизмами подачи установлено по два движителя, а на комбайне "Астро 1000" энерговооруженностью 1000 кВт — два механизма подачи и три движителя [23].

На комбайне АБ16 (рис. 24) система "Ролл рэк" включает в себя приводные цевочные барабаны 1, насаженные на выходные валы пони-

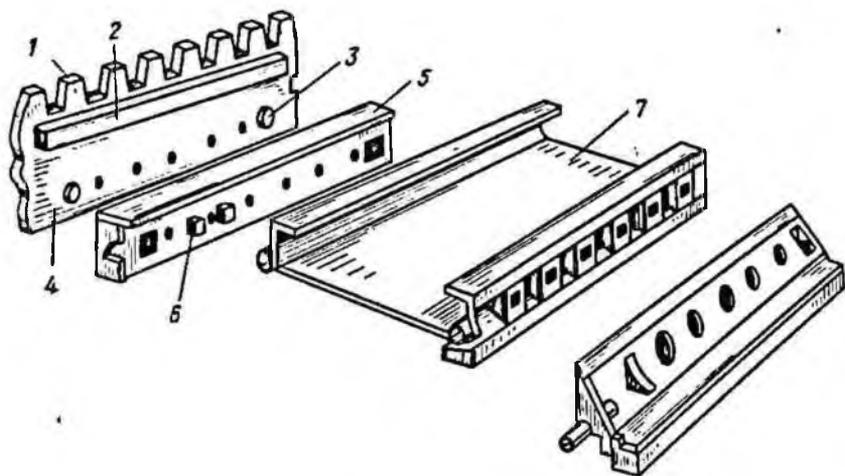


Рис. 25. Навесное оборудование с рейкой системы "Ролл рэк"

жающих редукторов механизмов подачи. Приводные цевочные барабаны снабжены пятью бочкообразными роликами, входящими в зацепление с зубьями направляющей рейки 2. Зубчатая рейка с навесным оборудованием конвейера (рис. 25) представляет собой силовую конструкцию, воспринимающую нагрузки от комбайна в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Зубчатая рейка 1 представляет собой полосу из толстолистовой стали, состоит из отдельных секций, длина которых равна длине решетки. Зубья рейки имеют трапециевидную форму и вырезаны автогеном. Крепление зубчатой рейки к промежуточной сварной раме 5 осуществляется пятью болтами. Продольное и вертикальное смещения рейки относительно рамы ограничены двумя круглыми бобышками 3, запрессованными в зубчатую рейку. Конструкция зубчатых реек выполнена таким образом, что кинематическая связь между ними осуществляется посредством шарнирных планок, обеспечивающих постоянство шага на стыках вдоль всей лавы. Вертикальное смещение зубчатых реек относительно друг друга ограничивается шарнирными соединениями, образованными цилиндрическими выступами на торцевой части одних реек с соответствующими выемками на торцах других. Такая конструкция соединений зубчатых реек обеспечивает отсутствие порогов от смещения реек вне зависимости от изгибов конвейера как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскости. Такое сочленение зубчатых реек вызвано не только необходимостью получения стабильности зацепления цевочного колеса с рейкой, но и выполнения зубчатыми рейками функции направляющей комбайна. С этой целью к боковым поверхностям зубчатых реек со стороны рамы приварены прямоугольные брусья 2, обхватываемые обратными захватами опорных лыж комбайна, скользящих по верхней полке рамы 5. Таким образом, борт конвейера, закрытый верхней полкой сварной рамы, при движении комбайна не изнашивается.

Смещение комбайна в горизонтальной плоскости ограничено боковыми поверхностями зубьев рейки и соответствующей конструкцией лыж. Наряду с брусом прямоугольного сечения применена типовая конструкция конвейера с зубчатой рейкой и навесным оборудованием, где установлена круглая направляющая. Сварная рама 5 прикреплена к борту конвейера с завальной стороны шестью болтами. Продольное смещение рамы относительно рештака 7 ограничивается двумя квадратными бобышками 6, приваренными к раме. Реакция от тяговых усилий в двигателе механизма подачи передается через эти бобышки на став конвейера, таким образом разгружая соединение рамы с рештаком. Комбайн "Андерсон АБ16" энерговооруженностью до 250 кВт с системой "Ролл рэк" и гидроприводом в механизме подачи развивают тяговое усилие 360 кН при максимальной скорости подачи 7,6 м/мин. Комбайны пригодны для выемки угольных пластов от 0,9 до 1,5 м. До настоящего времени комбайны поставляются также с цепной системой подачи, но тогда корпус комбайна располагают не на конвейере, а в уступе забоя. Комбайн "Андерсон АМ500" энерговооруженностью 375 или 300 кВт с указанной выше системой и гидроприводом подачи имеет ту же тягово-скоростную характеристику. Характерно, что при угольных пластах мощностью 1,3–1,5 м механизмы подачи, оснащенные гидромоторами с понижающими редукторами, устанавливают в торцевых частях комбайна. При мощности пласта от 2,2 до 3,4 м комбайн "Андерсон АМ500" komponуют в два яруса, причем механизмы подачи устанавливают под редукторами привода исполнительных органов. Комбайны "Астро 1000" энерговооруженностью 1000 кВт созданы в опытных образцах, имеют также гидравлический механизм подачи с более мощным гидроприводом. Максимальное тяговое усилие 544 кН при максимальной скорости подачи 5,5 м/мин. Компоновка механизма подачи на комбайне осуществлена в два яруса, так же как на комбайне "Андерсон АМ500".

Следует отметить, что все механизмы подачи системы "Ролл рэк" оснащены автономными тормозными устройствами.

Для разработки тонких пластов фирма "Андерсон стратклайд" создала очистной узкозахватный комбайн "АМ 420". На комбайне использована система подачи "Ролл рэк" с расположением зубчатой рейки и двигателя с забойной стороны конвейера. В отличие от системы, примененной на комбайнах типа "АБ16" и "АМ 500", на комбайне "АМ 420" на одном рештаке закреплены две секции реек с десятью зубьями (четыре и шесть) вместо восьми зубьев на одной рейке АБ16. Зубчатые рейки системы выполнены за одно целое с литыми погрузочными лемехами конвейера, прикрепленные непосредственно к забойному борту конвейера и представляют собой сварно-литую конструкцию (рис. 26). Со стороны лемеха на боковой поверхности зубчатой рейки имеется прилив для обратного захвата лыжи комбайна. По сравнению с системой "Ролл рэк" комбайнов АБ16 и АМ500, где зубчатая рейка достаточно высоко поднята над полкой рештака конвейера, на комбайне АМ420 она опущена вниз и впадина зуба несколько выступает за габ-

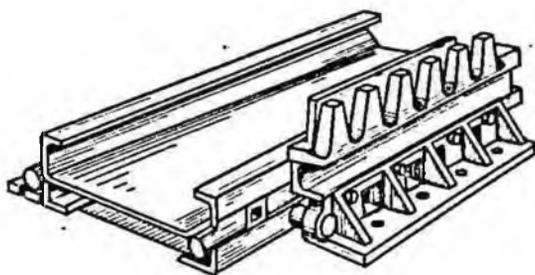


Рис. 26. Литосварная конструкция рейки системы "Ролл рэк"

рит полки конвейера. Это вызвано необходимостью пропуска угля через зубья рейки при передвижке конвейера. Зачистка рейки от угля и штыба при проходе цевочного барабана с рейками осуществляется лемешками лыж комбайна. Комбайны АМ420 энерговооруженностью 200 кВт, созданные в опытных образцах, осуществляют выемку угля в пластах мощностью от 0,9 м.

Как ранее сказано, две опоры комбайна с завальной стороны ориентированы относительно направляющей зубчатой рейки, другие две опоры (у забоя) выполнены в виде развитых лыж и перемещаются по почве пласта. Управляют комбайном с полупортала над конвейером. В механизм подачи комбайна АМ420 с системой "Ролл-рэк" входят гидромотор, цилиндрическая зубчатая передача и планетарный редуктор. Максимальное тяговое усилие, развиваемое двумя движителями, 272 кН при минимальной скорости подачи 7,3 м/мин. Движители оснащены тормозными устройствами.

Наряду с комбайнами АМ420 фирмой "Андерсон" созданы опытные образцы комбайнов "Трепаннер" мощностью 200 кВт с системой подачи "Ролл рэк" для пластов мощностью от 0,9 до 1,27 м. Конструкция системы подачи, ее расположение и опоры комбайна аналогичны АМ420.

Зубчатая рейка с вертикально расположенными зубьями, достаточно широко распространена на шахтах. Разработана также система с горизонтальной зубчатой рейкой, которая в настоящее время проходит промышленные испытания на комбайнах АБ16. Эта система была модернизирована в части соединения навесного оборудования с зубчатой рейкой. Кроме того, вместо круглой направляющей и соответствующих захватов рекомендованы направляющие прямоугольного сечения для улучшения взаимодействия зубьев рейки и цевочного колеса. Результаты промышленной эксплуатации системы "Ролл рэк" с комбайнами АБ16 и повторный ремонт в других лавах свидетельствуют о ее долговечности и способности обеспечить высокую производительность (до 4 тыс. т в сутки). Промышленные испытания комбайна АМ420 ограничены двумя лавами. Наиболее существенным недостатком, обнаруженным при испытаниях, является необходимость расчистки и расштыбовки рейки.

Анализ конструкции системы "Ролл рэк" показывает ряд ее достоинств: передача крутящего момента от цевочного барабана непосредственно на рейку без промежуточного звена при известном сочетании элементов движителя позволяет получить более высокий КПД; зацепление бочкообразных роликов цевочного барабана с зубьями рейки осуществляется при минимальных значениях скольжения, а следовательно, снижения затягивающих и выталкивающих усилий; применение бочкообразных роликов позволяет изменять наклоны комбайна относительно почвы пласта без нарушения контактов роликов с рабочими поверхностями зубьев рейки; силовые и кинематические связи между зубчатыми рейками, навесным оборудованием и решетками конвейера позволяют обеспечить постоянство шага и направленного движения комбайна вдоль всей лавы при изгибах конвейера; зубчатая рейка со сварной рамой представляет собой силовую конструкцию и является базой для перемещения комбайна с завальной стороны, предотвращая износ полки конвейера; достаточно высокое расположение зубчатой рейки относительно конвейера, наличие окон для прохода угля и штыба обеспечивают нормальную работу движителя без заштыбровки; конструкция рейки обладает определенными технологическими преимуществами при изготовлении по сравнению с другими типами реек; относительная легкость монтажа и демонтажа реек.

Вместе с тем изгиб конвейера при указанном конструктивном исполнении связей между рейками, сварными рамами и решетками конвейера ограничен. Кроме того, нагрузки в соединениях распределяются неравномерно при изгибах конвейеров в различных плоскостях, компоновка системы с завальной стороны не позволяет применять ее на комбайнах, работающих на пластах менее 1,3 м, конструкция реек навесного оборудования и решеток конвейера требует достаточно высокой точности по линейным размерам и достаточно жестких допусков.

Система подачи "Малтидрайв" разработана фирмой "Бритиш Джеффри Даймонд" ("Дрессер") Великобритании. Первоначально система создавалась для очистного комбайна "Бритиш Джеффри Даймонд" с двигателем мощностью 150 кВт и одним исполнительным органом и известна как система подачи "Малтирэк".

Система подачи "Малтидрайв" относится к типу подачи "колесо — рейка" и находится на стадии испытаний и эксплуатации опытных образцов. Она представляет собой механизм подачи, на выходном валу которого имеется сдвоенная ведущая звездочка (колесо) 1 (рис. 27), причем зуб одной из них сдвинут относительно другой ровно на половину шага. Звездочка 1 входит в зацепление с тяговой сдвоенной звездочкой (колесом) 2, которая находится в зацеплении со сдвоенной зубчатой рейкой 3, вертикально расположенной с завальной стороны забойного скребкового конвейера. Такая сдвоенная конструкция зубчатых колес и рейки разработана с целью более плавного зацепления зубчатых колес (увеличен коэффициент перекрытия) и движения очистного комбайна за счет уменьшения суммарного шага зацепления зубчатых колес

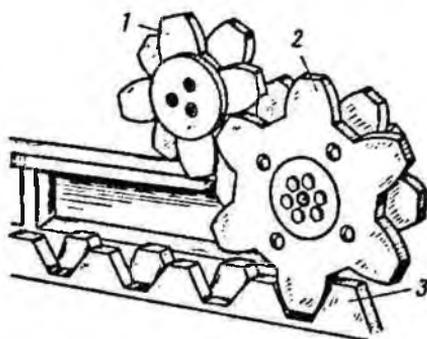


Рис. 27. Система подачи "Малтидрайв"

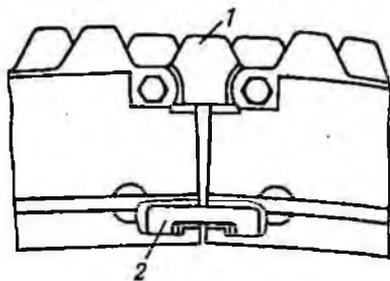


Рис. 28. Соединение реек системы "Малтидрайв"

и рейки (ровно в два раза), а также для улучшения прохода комбайна через стыки реек без нарушения зацепления. Для обеспечения нормального прохода комбайном стыков конвейера секции зубчатых реек имеют специальное исполнение с промежуточным соединительным элементом в виде зуба 1 (рис. 28). Посредством этого зуба в пределах зазоров осуществляется ограничение изгиба рештаков конвейера в горизонтальной и вертикальной плоскостях. В случае изгиба конвейера на впадинах почвы ограничение изгиба рештаков осуществляется за счет звеньев 2, находящихся в нижней части рамы навесного оборудования. Закрепление секций зубчатых реек происходит на двух кронштейнах, приваренных к раме навесного оборудования.

Бесцепная система подачи "Малтидрайв" установлена на комбайне АСЕ фирмы "Бритиш Джеффри Даймонд", предназначенного для выемки пластов мощностью 1,22—4 м с использованием сменных поворотных редукторов. Комбайн имеет один или два регулируемых по высоте щека. Привод подачи и регулятора режущей части размещены в едином корпусе, что позволило иметь только один силовой стык с корпусом электродвигателя. Комбайн может быть укомплектован одним или двумя электродвигателями. Управление щеками, погрузочными щитами и скоростью подачи — кнопочное с пульта. Предусмотрены указатели скорости и усилия подачи, нагрузки двигателя, положения поворотного редуктора, а также сигнализация об аварийном состоянии комбайна.

В системах контроля и управления применены микропроцессоры и дисплей с выдачей информации о режимах работы отдельных узлов комбайна. Параметры гидравлического механизма подачи системы "Малтидрайв": тяговое усилие 220 или 2 x 220 кН, скорость подачи до 8,25 м/мин.

Судя по характеристикам и особенностям конструкции комбайнов фирм "Андерсон Стрэйтклайд" и "Бритиш Джеффри Даймонд", система подачи "Малтидрайв" установлена на самых современных и перспективных комбайнах, выпускаемых в настоящее время в виде опытных образцов. Анализ конструкции системы подачи "Малтидрайв"

показывает, что это принципиально новое техническое решение появилось в результате обобщения опыта создания и эксплуатации известных конструкций и устранения присущих им недостатков. Прежде всего, в отличие от ряда других конструкций, навесное оборудование вместе с зубчатой рейкой представляет собой силовую конструкцию. Профиль звездочек близок к эвольвентному профилю зубчатых колес, а профиль рейки — к исходному контуру для их нарезания. В комбайне для угольного пласта 1,2 м передача момента от пятизубой звездочки передается непосредственно на рейку без промежуточного звена. Во всех вариантах исполнения системы подачи зубчатая рейка находится выше уровня верхней полки конвейера. При такой компоновке диаметр звездочки не превышает габариты комбайна по высоте. Конструктивно и технологически разработка таких звездочек с требуемым шагом и параметрами зуба затруднена из-за малого числа зубьев. Система "Малтидрайв" решает эту задачу. Двухрядная звездочка позволила снизить в два раза шаг и увеличить коэффициент перекрытия в зацеплении. К особенностям конструкции относится также связь рештаков между собой. С завальной стороны они соединены между собой посредством навесного оборудования через соединительный зуб рейки и скобу в нижней части навесного оборудования.

Основное требование системы "Малтидрайв" состоит в жестком требовании высокой точности шага и сдвига профилей звездочек и реек.

Звездочка 1 (см. рис. 27) фрезерована и выполнена как одно целое, звездочка 2 также фрезерована, но составлена из двух одинаковых частей, зафиксированных между собой четырьмя штифтами. Кроме того, наклоны комбайна относительно зубчатой рейки крайне нежелательны.

Условия зацепления с рейками у звездочки этой системы могут быть неодинаковы, так же как и износ, что создаст неравномерное распределение нагрузок в силовой кинематической цепи движителей.

В целом анализ показывает, что движители циклического действия широкого распространения не получили, в настоящее время ограниченно применяются на шахтах Франции и перспективными, видимо, не являются.

Движители кольцевого типа разрабатывались в основном в Великобритании, которая первой из зарубежных стран приступила к созданию БСП. Однако анализ литературных источников показывает, что работы в этом направлении сворачиваются, так как бесцепные системы подачи с этими движителями менее надежны и более сложны, чем колесные движители с зубчатой и цепочной рейками.

Экспериментальная проверка и опытная эксплуатация движителей колесного типа с фрикционным сцеплением ведущих колес с тяговым элементом показала невозможность получения достаточных тяговых усилий. Дальнейшие разработки в этом направлении прекращены.

Движители колесного типа с зубчатым зацеплением обладают рядом преимуществ перед другими типами движителей БСП: возможность получения высоких и стабильных силовых и кинематических характерис-

тик двигателя; надежность и экономичность в работе, удобство эксплуатации и техобслуживания; отсутствие сложных автоматических систем управления приводным элементом; простота конструкции и малые габариты приводного элемента; хорошая вписываемость в конструкции существующих очистных комбайнов; способность саморасстыковки.

В настоящее время на отечественных и зарубежных комбайнах для пластов средней мощности применяются две конструктивные схемы трехэлементных двигателей БСП: "цевочный барабан — колесо — рейка" и "шестерня — колесо — рейка", а на пластах малой мощности применяются двухэлементные двигатели, выполненные по схеме "колесо — рейка" или "цевочный барабан — рейка".

Опыт создания и эксплуатации БСП за последние 10 лет показал, что в отечественном комбайностроении наибольшее применение получила система со сварной цевочной рейкой и с боковинами из специального усиленного проката Г-образной формы. Для более нагруженных комбайнов типов 2КШЗ, 1КШЭ, комплексов КМ130 и 2УКП используют цевочную рейку с круглой направляющей, разгружающей рейку от боковых горизонтальных и вертикальных нагрузок. Секции цевочных реек фиксируются на кронштейнах навесного оборудования или на конструкции комплекса и кинематически связаны между собой, имея возможность смещения в горизонтальной и вертикальной плоскостях в пределах установленных зазоров. Это обеспечивает нормальное зацепление на стыках и взаимную самоустановку рейки и тягового колеса.

Проводятся работы по расширению области применения цевочной рейки ЗБСП для пластов средней мощности и тонких, где специфика работы и возможность заштыбовки рейки требуют проведения дополнительных исследовательских работ.

В последние годы активно ведутся работы по созданию двигателей БСП, работающих с зубчатыми рейками различного типа.

## **2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ ДВИГАТЕЛЕЙ БСП**

Основные параметры двигателя — усилие и скорость подачи. О его качестве также можно судить по характеру и величине радиальных сил, действующих в зацеплении колеса с рейкой. Указанные параметры, определяющие работоспособность и надежность БСП, зависят от большого числа факторов, среди которых в первую очередь следует выделить: конструктивное исполнение двигателя, геометрию контактирующих профилей и опор комбайна, тип рейки, жесткость тягового звена. Рассмотрим, как перечисленные факторы влияют на основные рабочие параметры двигателей БСП.

## ДВУХЭЛЕМЕНТНЫЕ ДВИЖИТЕЛИ БСП

Используемые на современных очистных комбайнах двухэлементные движители отличаются друг от друга главным образом типом реечного става. Наибольшее распространение в качестве тягового звена получили цевочные и прямобочные зубчатые рейки. В движителях, работающих с цевочным ставом, используют либо обычное эвольвентно-цевочное зацепление, либо эвольвентно-цевочное зацепление со смещенной рейкой. Характерной особенностью движителей, работающих с прямобочными зубчатыми рейками, является наличие радиусного профиля зубьев колеса.

Рассматривая схему взаимодействия зубчатого колеса, имеющего радиусный профиль зуба (система подачи типа 1ГШ68Р), с прямобочной зубчатой рейкой (рис. 29), видим, что рабочий участок профиля зуба колеса *1* начинается на пересечении окружности впадин радиуса  $r_{вп}$  и дуги, образующей профиль зуба радиуса  $\rho_k$ . Из теории зацепления известно, что точка контакта всегда лежит на общей нормали к соприкасающимся профилям. В рассматриваемом случае нормаль  $n_1 - n_2$  проходит через центр кривизны профиля зуба (точка  $C_1$ ) и точку контакта  $Y_{23}$ , перпендикулярна к рабочему участку зуба рейки *2* и совпадает по направлению с вектором скорости относительного перемещения  $\bar{v}_3$ . На пересечении общей нормали и линии межосевого расстояния лежит полюс зацепления  $P_1$ .

Подобное положение контактная нормаль в момент входа в зацепление может занять, когда центр кривизны профиля зуба, входящего в зацепление, попадает на линию верхних кромок зубьев рейки *m - m*. При этом в зависимости от выбранного соотношения между  $\rho_k, P_p$

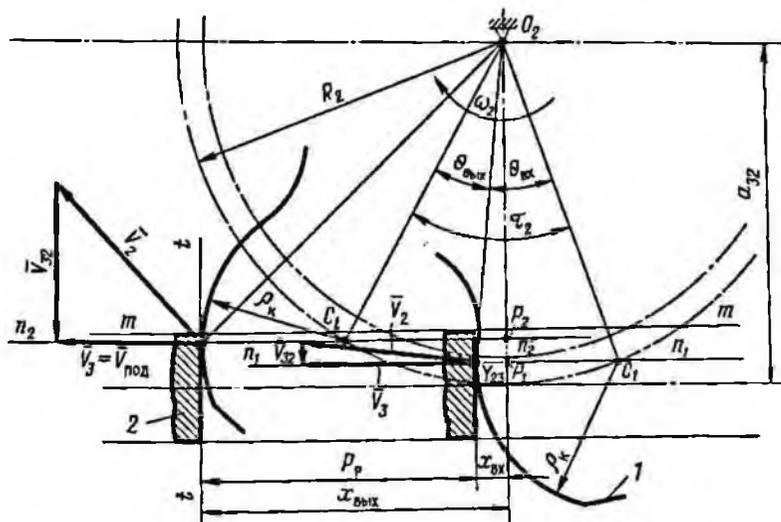


Рис. 29. Схема взаимодействия колеса с прямобочной зубчатой рейкой

и шагом колеса точка контакта на входе может располагаться как слева, так и справа от линии межосевого расстояния. Последнее обстоятельство немаловажный фактор с точки зрения кинематики и силового взаимодействия контактирующих пар.

Для выявления характера зацепления выведем некоторые зависимости, определяющие и силовые, и кинематические параметры движителя для случая, когда точки  $Y_{23}$  входа и выхода из зацепления в момент пересопряжения контактирующих профилей размещены по одну сторону слева (см. рис. 29) от линии межосевого расстояния  $a_{32}$ .

Положения контактирующих элементов пары будем определять текущими координатой  $x_i$  и фазовым углом поворота  $\theta_i$  центра кривизны профиля зуба относительно линии  $a_{32}$ . В качестве обобщенной координаты механизма примем угол  $\theta_i$ . Его значение в момент входа в зацепление  $\theta_{вх}$  может быть найдено графоаналитическим способом, а в момент выхода  $\theta_{вых}$  — из условия  $\theta_{вых} = \tau_2 - \theta_{вх}$ , где  $\tau_2 = 2\pi/z_2$  — угловой шаг колеса;  $z_2$  — число зубьев колеса.

При кинематических исследованиях удобно использовать метод обращенного движения, представив, что зубчатое колесо вращается вокруг неподвижной оси, а рейка совершает прямолинейное поступательное движение со скоростью подачи машины, но в противоположном направлении. Скорость рейки в обращенном движении определяется векторным уравнением

$$v_3 = v_2 + v_{32},$$

где  $v_3$  — вектор абсолютной скорости контактной точки  $Y_3$ , принадлежащей зубу рейки, равный и противоположно направленный вектору скорости подачи комбайна  $v_{под}$ ;  $v_2$  — вектор абсолютной скорости контактной точки  $Y_2$ , принадлежащей зубу колеса;  $v_{32}$  — вектор скорости скольжения зуба рейки относительно зуба колеса, параллельный общей касательной  $t-t$ .

Планы скоростей в крайних положениях фазы зацепления, соответствующие векторному уравнению, приведены на рис. 29, где за полюсы планов приняты контактные точки  $Y_{23}$ .

Определение скоростей через их аналоги существенно упрощает решение задач кинематического исследования, так как линейные скорости не зависят от угловых скоростей звеньев механизма, а являются только функциями его положения. С учетом построений величины  $v_3$ ,  $v_2$ ,  $v_{32}$  будут определяться через их аналоги  $O_2P_i$ ,  $O_2Y_{23}$ ,  $P_iY_{23}$  (см. рис. 29) зависимостями

$$\begin{aligned} v_3 &= -v_{под} = O_2P_i \omega_2 = R_2 \cos \theta_i \omega_2; \\ v_2 &= O_2Y_{23} \omega_2 = \omega_2 \sqrt{(\rho_k \pm R_2 \sin \theta_i)^2 + R_2^2 \cos^2 \theta_i}; \\ v_{32} &= -v_{23} = P_iY_{23} \omega_2 = (\rho_k \pm R \sin \theta_i) \omega_2. \end{aligned} \quad (1)$$

В приведенных уравнениях знак "—" соответствует случаю, когда центр кривизны  $C_i$  профиля зуба, контактирующего с рейкой, находится справа от линии  $a_{32}$ , а знак "+" слева.

Из уравнения (1), определяющего скорость подачи, следует, что на угловом интервале фазы зацепления  $v_{\text{под}} \neq \text{const}$  (при  $\omega_2 = \text{const}$ ). Объясняется это несопряженностью контактирующих профилей и тем, что в момент пересопряжения центры кривизны  $C_1$  зуба, входящего в зацепление, и зуба, выходящего из зацепления  $C_2$ , не лежат на одной прямой. Поэтому аналог скорости  $O_2P_i$  на угловом интервале  $\theta_{\text{вх}} \geq \theta_i \geq 0$  будет увеличиваться и при  $\theta_i = 0$  достигнет максимального значения ( $O_2P = R_2$ ). Затем на угловом интервале  $0 < \theta_i \leq \theta_{\text{вых}}$   $O_2P_i$  будет уменьшаться.

Неравенство аналогов линейной скорости  $v_{\text{под}}$  в момент пересопряжения позволяет сделать вывод о том, что в паре колесо — рейка движителя такого типа невозможно двухпарное зацепление. Помимо этого, вход в зацепление зуба колеса сопровождается ударом. Скорость соударения при этом  $v_{\text{уд}} = v_{3\text{вх}} - v_{3\text{вых}} = \omega_2 R_2 (\cos\theta_{\text{вх}} - \cos\theta_{\text{вых}})$ .

Из уравнений, определяющих скорость скольжения, следует, что она минимальна в момент входа в зацепление, а затем нарастает по мере перемещения точки контакта к вершине зуба колеса. Перемещение контактной точки по рабочему профилю рейки свидетельствует о наличии в зацеплении помимо скольжения качения контактирующих профилей друг по другу, что является положительным с точки зрения ресурса движителя.

Так как в передачах такого типа скорость скольжения  $v_{23} = -v_{32}$  и касательная составляющая абсолютной скорости точки контакта  $v_2'$  равны между собой, коэффициент удельного скольжения для колеса имеет постоянное значение на всей фазе зацепления, т.е.  $v_{23} = v_{23}/v_2' = 1$ .

Для зуба рейки коэффициент удельного скольжения  $v_{32} = 0$ . Формирование усилия подачи  $F_{\text{под}}$ , радиальной силы  $F_{\text{рад}}$  происходит под влиянием внешнего момента  $M_2$  и внутренних сил, действующих в кинематических парах (рис. 30). Результирующая сила  $R$  отклонена от общей нормали  $n_i - n_i$  на угол трения скольжения  $\varphi_{\text{тр}}$  в сторону, противоположную направлению вектора скорости скольжения  $v_{23}$ . Сила  $F_{02}$  приложена к зубчатому колесу со стороны стойки и проходит касательно к кругу трения радиуса  $r_{\text{то2}}$ .

Для составленной схемы уравнение сил будет иметь вид  $R + F_{02} = 0$ , откуда следует, что  $R = -F_{02}$ . Величины этих сил могут быть найдены из уравнения моментов относительно точки  $O_2$ :

$$R = M_2 / (l - r_{\text{то2}}),$$

где  $l$  — плечо силы  $R$ .

Проекция результирующей  $R$  на контактную нормаль  $n_i - n_i$  и общую касательную  $t - t$  определяют соответственно величину усилия

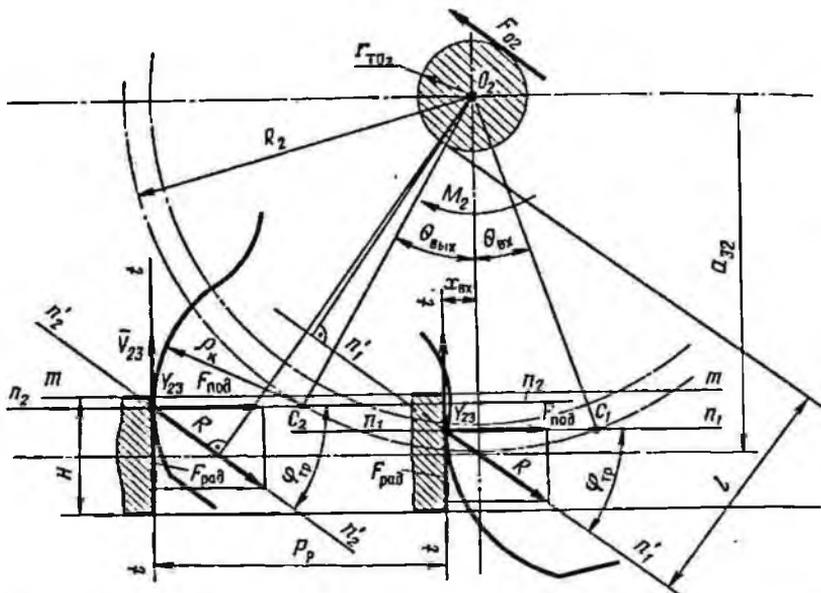


Рис. 30. Схема сил, действующих в зацеплении колеса с прямоочной рейкой

подачи  $F_{\text{под}} = R \cos \varphi_{\text{тр}}$  и радиального усилия в зацеплении  $F_{\text{рад}} = R \sin \varphi_{\text{тр}}$  или

$$F_{\text{под}} = \frac{M_2 \cos \varphi_{\text{тр}}}{[R \cos (\theta_i \pm \varphi_{\text{тр}}) + \rho_{\text{к}} \sin \varphi_{\text{тр}}] - r_{\text{т2}}};$$

$$F_{\text{рад}} = \frac{M_2 \sin \varphi_{\text{тр}}}{[R_2 \cos (\theta_i \pm \varphi_{\text{тр}}) \pm \rho_{\text{к}} \sin \varphi_{\text{тр}}] - r_{\text{т2}}}$$

Из уравнения, определяющего тяговое усилие, следует, что  $F_{\text{под}}$  (при  $M_2 = \text{const}$ ) будет изменяться на угловом интервале фазы зацепления. Максимальное значение  $F_{\text{под}}$  будет при  $\theta_i = \theta_{\text{вых}}$ , минимальное — при  $\theta_i = \varphi_{\text{тр}}$ .

В рассматриваемом случае (точки контакта в момент пересопрежения находятся по одну сторону от линии межосевого расстояния) вектор скорости скольжения  $\vec{v}_{23}$ , а значит и сила трения в зацеплении не изменяют своего направления на всем угловом интервале фазы зацепления. Поэтому и радиальное усилие  $F_{\text{рад}}$  также будет постоянно направлено от оси колеса. Усилия такого направления называют затягивающими [6], а обратного — выталкивающими.

При размещении точки контакта в момент входа в зацепление справа от линии межосевого расстояния вектор скорости скольжения  $\vec{v}_{23}$  будет направлен в противоположные стороны на начальном и конечном участках фазы зацепления. Смена направлений вектора  $\vec{v}_{23}$  происхо-



Профиль зуба колеса таких движителей выполняется по эвольвенте окружности  $d_{B2}$ . Нижней точкой активного профиля зуба является точка начала эвольвенты на  $d_{B2}$ , а верхней — кромка зуба. Начало зацепления каждой пары происходит в полюсе  $P$ , а выход из зацепления — в момент, когда точка контакта  $Y_{23}$  подойдет к окружности вершин диаметра  $d_{a2}$ .

Для рассматриваемых движителей характерно наличие двухпарного зацепления в момент пересопряжения контактирующих профилей. В теории зацеплений двухпарное зацепление принято оценивать с помощью коэффициента торцевого перекрытия, который в нашем случае будет определяться зависимостью

$$\epsilon = \sqrt{d_{a2}^2 - d_{B2}^2} / 2p_p.$$

Приведенная формула свидетельствует о том, что коэффициент перекрытия главным образом зависит от длины рабочего участка профиля зуба колеса.

Для движителей эвольвентно-цевочного типа скорость подачи  $v_{II}$  (скорость поступательного движения колеса) пропорциональна угловой скорости ведущего элемента:

$$v_{II} = \frac{dx_i}{d\varphi_i} \omega_2,$$

где  $\frac{dx_i}{d\varphi_i} = O_2P$  — аналог скорости подачи;  $x_i$  — координата центра цевки;  $\varphi_i$  — угловая координата зуба колеса.

Из рис. 31 видно, что величина аналога скорости подачи  $O_2P = 0,5d_{B2}$  постоянна на всей фазе зацепления зуба с цевкой рейки. Отсюда следует, что и скорость подачи  $v_{II} = \text{const}$  (при  $\omega_2 = \text{const}$ ). Последнее в совокупности с тем, что расстояние между точками соседних профилей, лежащих на общей нормали, равно шагу зацепления  $p_p$ , обуславливает наличие кромочного контакта в момент выхода из зацепления. Это явление заключается в том, что на конце участка зацепления колесо начинает контактировать с цевками рейки не рабочим профилем зуба, а его продольной кромкой, вследствие чего наблюдается резкое возрастание контактных напряжений, повышенный износ контактирующих пар, снижение ресурса движителя.

В процессе зацепления общая контактная точка  $Y_{23}$  будет перемещаться по профилю зуба от его основания к вершине, но при этом не будет изменять своего положения на образующей цевки, т.е. зацепление происходит в условиях чистого скольжения. Направление вектора  $\bar{v}_{12}$  скорости скольжения остается неизменным на всей фазе зацепления. В полюсе  $P$  (момент входа)  $\bar{v}_{12} = 0$  и затем будет увеличиваться по мере перемещения контактной точки  $Y_i$  к вершине зуба. Удельное скольжение для зуба колеса  $\nu_2 = 1$ , а для цевки  $\nu_1 = \infty$ .

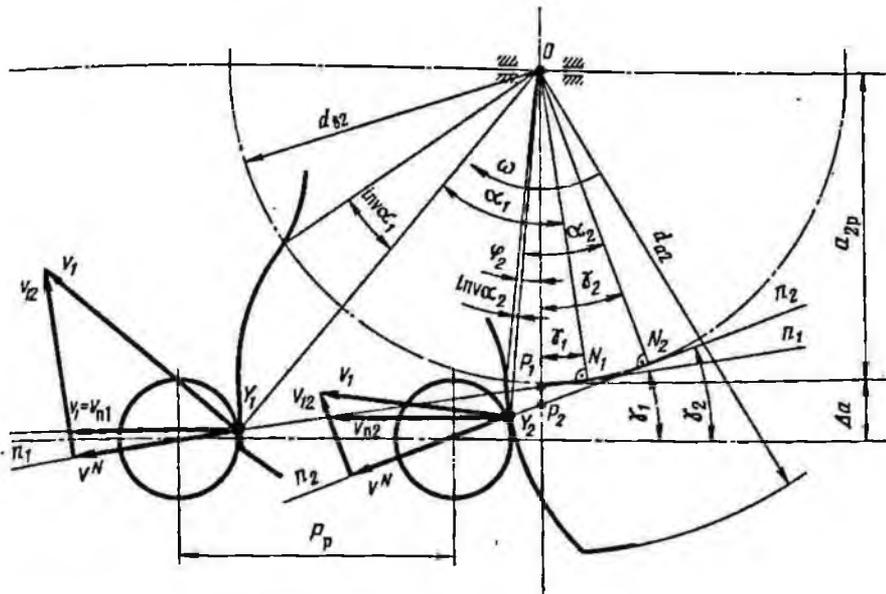


Рис. 32. Двигатель со смещенной цевочной рейкой

Картина действующих сил в эвольвентно-цевочном двигателе во многом аналогична рассмотренной ранее. Результирующая сила  $R$  под действием силы трения отклоняется от общей нормали  $n-n$  на угол трения  $\varphi_{ГР}$  в сторону, противоположную направлению вектора  $\vec{v}_{12}$ . Сила  $F_{01}$  приложена к колесу со стороны стойки и действует касательно к кругу трения радиусом  $r_{T2}$ , так что момент этой силы относительно центра вращения  $O$  направлен навстречу  $\omega_2$ .

Значения тягового  $F_{под}$  и радиального  $F_{рад}$  усилий могут быть получены из уравнений моментов относительно центра  $O$ :

$$F_{под} = \frac{2M_2 \cos \varphi_{ГР}}{d_{B2} (\cos \varphi_{ГР} + \sin \varphi_{ГР} \operatorname{tg} \alpha_i) - r_{T2}};$$

$$F_{рад} = \frac{2M_2 \sin \varphi_{ГР}}{d_{B2} (1 + f \operatorname{tg} \alpha_i) \cos \varphi_{ГР} - r_{T2}}$$

В связи с тем, что плечо силы  $R$  зависит от угла профиля зуба  $\alpha_i$ , который изменяется в процессе зацепления,  $F_{под}$  и  $F_{рад}$  также будут изменяться. Максимальные значения этих параметров будут в начале зацепления (точка  $P$ ), и затем они уменьшаются до минимума в конце. При этом радиальное усилие постоянно направлено от оси колеса.

Двигатели со смещенной рейкой представляют собой эвольвентно-цевочную передачу, у которой ось цевочной рейки удалена от основной окружности колеса  $d_{B2}$  (рис. 32) на величину  $\Delta a$ , а основной шаг

колеса уменьшен по сравнению с номинальным (равным шагу рейки  $p_p$ ) на величину  $\Delta p$ .

На рис. 32 движитель показан в момент пересопряжения контактирующих профилей. Каждая пара имеет свою контактную нормаль  $n_1 - n_1$  и  $n_2 - n_2$  и полюсы зацепления  $P_1$  и  $P_2$ , каждый из которых лежит на пересечении соответствующей нормали с линией межосевого расстояния. Контактные нормали образуют углы давления  $\gamma_i$  с линией центров цевок. Отрезок  $OP_i = 0,5d_{вi} / \cos \gamma_i$  является аналогом скорости подачи  $v_{пi} = \omega OP_i$ . Максимальные значения угол давления будет иметь в начале фазы зацепления, а затем плавно уменьшаться до минимума в конце по мере удаления центра цевки, находящейся в контакте (координата  $x_i$ ) от межосевой линии.

Характерной особенностью движителей этого типа является то, что в момент пересопряжения контактирующих профилей точка контакта  $Y_1$  на зубе, выходящем из зацепления, расположена выше кромки зуба. Это благоприятно сказывается на ресурсе движителя, так как исключается возможность кромочного контакта. Последнее обусловлено неравенством аналогов скорости подачи  $OP_1$  зуба выходящего и  $OP_2$  зуба входящего в зацепление. Поскольку  $OP_2 > OP_1$ , скорость подачи  $v_{п2} > v_{п1}$  и одновременная работа двух зубьев колеса невозможна. Следовательно, при пересопряжении контакт зуба, выходящего из зацепления (имеющего меньшую скорость), будет прекращаться в точке  $Y_1$ , лежащей выше окружности вершин колеса  $d_{а2}$ .

В качестве параметра, позволяющего оценивать характер пересопряжения ведущих зубьев движителей со смещенной рейкой, принято использовать коэффициент запаса профиля  $K_a$ . Он представляет собой отношение эвольвентного угла профиля на вершине зуба колеса  $\text{inv} \alpha_a$  к эвольвентному углу  $\text{inv} \alpha_i$  в верхней точке активного профиля.

Из определения коэффициента запаса профиля и рис. 32 следует, что у движителей со смещенной рейкой  $K_a > 1$  (реальные значения  $K_a$  у существующих движителей составляют 1,15–1,3). Соответственно обычная эвольвентно-цевочная передача имеет  $K_a = 1$  (см. рис. 31).

Для рассматриваемых движителей рациональным является перемещение общей контактной точки  $Y_i$  как по поверхности цевки, так и по поверхности зуба, т.е. в этом случае имеют место скольжение и качение, что оказывает благоприятное воздействие на ресурс передачи.

Планы скоростей в крайних точках фазы зацепления (см. рис. 32) показывают, что скорость скольжения  $v_{12}$ , а следовательно, и сила трения имеют неизменное направление на всем угловом интервале фазы зацепления.

Схема внешних и внутренних сил (рис. 33), действующих в двухэлементном движителе со смещенной рейкой, аналогична рассмотренным ранее. Величины результирующей силы  $R_i$ , усилия подачи  $F_{\text{под}}$  и радиальной силы  $F_{\text{рад}}$  определяются зависимостями

$$R_i = 2M_2/d_{в2} (1 \pm f_{\text{тр}} \text{tg} \alpha_i);$$

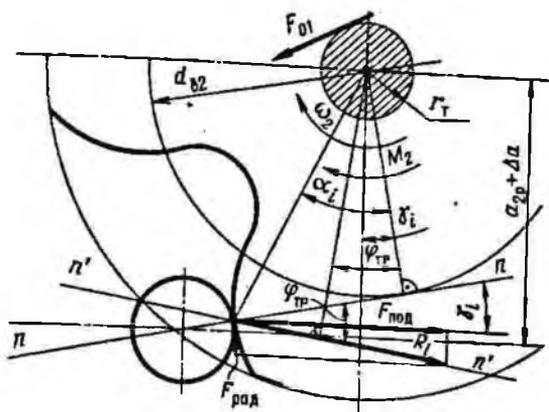


Рис. 33. Схема сил, действующих в зацеплении двигателя со смещенной рейкой

$$F_{\text{под}} = R_i (\cos \gamma_i \pm f_{\text{тр}} \sin \gamma_i);$$

$$F_{\text{рад}} = R_i (\sin \gamma_i \pm f_{\text{тр}} \cos \gamma_i).$$

Из приведенных зависимостей следует, что значения  $F_{\text{под}}$  и  $F_{\text{рад}}$  изменяются, так как уменьшаются величины углов давления  $\gamma_i$  и профиля  $\alpha_i$  в процессе зацепления. Вариация колебаний может быть ограничена путем подбора соответствующих параметров смещения передачи  $\Delta a$  и  $\Delta r$ . В случае когда весь рабочий участок зацепления располагается по одну сторону от линии  $a_{2p}$  (см. рис. 32 слева), в зацеплении будут постоянно действовать радиальные усилия, направленные от оси колеса.

Итак, выше были показаны некоторые закономерности формирования рабочих параметров ( $v_{\text{п}}$ ,  $F_{\text{под}}$ ,  $F_{\text{рад}}$ ) в двухэлементных движителях, работающих с различными типами речных ставов. Наиболее важным с точки зрения оценки работоспособности БСП представляется вывод о том, что для всех движителей характерны колебания усилия подачи на одном угловом интервале фазы зацепления. Вариация этого параметра может быть ограничена использованием специальных конструктивных приемов в процессе проектирования.

Для всех движителей характерно также наличие радиального усилия, которое в зависимости от размещения рабочей зоны зацепления относительно линии межосевого расстояния может быть знакопеременным либо одного направления.

Достоинство движителей, построенных на обычном эвольвентно-цевочном зацеплении, состоит в том, что они обеспечивают стабильный характер скорости подачи, но при этом работают в условиях кромочного контакта, который снижает ресурс таких движителей.

## ТРЕХЭЛЕМЕНТНЫЕ ДВИЖИТЕЛИ БСП

Особенности трехэлементных движителей — наличие промежуточного элемента — зубчатого колеса, обеспечивающего кинематическую связь между ведущим элементом, установленным на выходном валу редуктора механизма подачи, и реечным ставом.

Основные отличия таких движителей заключаются главным образом в их конструктивном исполнении и типе реек. На отечественных и зарубежных комбайнах широко распространены две конструктивные схемы: "цевочный барабан — колесо — рейка" и "шестерня — колесо — рейка", а в качестве тягового звена использованы реечные ставы, состоящие из секций цевочных или зубчатых прямобочных реек.

Очевидно, что в связи с наличием промежуточного колеса, которое одновременно контактирует с ведущим элементом и реечным ставом, выходные параметры движителя (скорость и усилие подачи) будут зависеть как от качества зацепления в первой паре "цевочный барабан (шестерня) — колесо", так и во второй "колесо — рейка". Формирование рабочих параметров во второй паре происходит под воздействием факторов, аналогичных рассмотренным ранее для двухэлементных движителей. Поэтому остановимся на рабочих параметрах только первой пары.

Наиболее существенное влияние на скорость и усилие подачи, радиальные усилия во второй паре оказывают крутящий момент  $M_2$  и угловая скорость  $\omega_2$  на промежуточном колесе, которые и являются основными выходными параметрами первой пары трехэлементного движителя. Они формируются в процессе зацепления ведущего элемента с промежуточным колесом.

Определение  $\omega_2$  и  $M_2$  для движителей с цевочным барабаном обычным путем затруднительно из-за разнообразия исполнения профиля зуба колеса. Так, зуб колеса движителя комбайна 1ГШ68Р выполнен по дуге окружности, комбайна 2КШ3 — по эвольвенте окружности, комбайна КШ75 — по кривой, полученной эмпирическим путем. Для упрощения анализа пары и получения сопоставимых результатов при исследовании целесообразно заменять теоретический профиль зуба колеса дугой окружности. Это может быть выполнено известными аналитическими методами [9].

Кроме того, для удобства исследования механизм с высшей кинематической парой, который, по существу, представляет собой цевка барабана и контактирующий с ней зуб колеса, можно заменить механизмом с низшими кинематическими парами. Он будет представлять собой плоский четырехзвенник  $O_1MCO_2O_1$  (рис. 34), у которого центры шарниров  $M$  и  $C$  совпадают с центрами кривизны цевки и зуба колеса соответственно, а высшая кинематическая пара заменена звеном  $MC$  и двумя низшими парами. Длина звена  $MC$  равна сумме радиусов кривизны элементов высшей пары.

Для определения зависимостей типа  $\omega_2 = f(\omega_1)$ ,  $M_2 = f(M)$  прежде всего необходимо получение уравнений, связывающих угол поворота

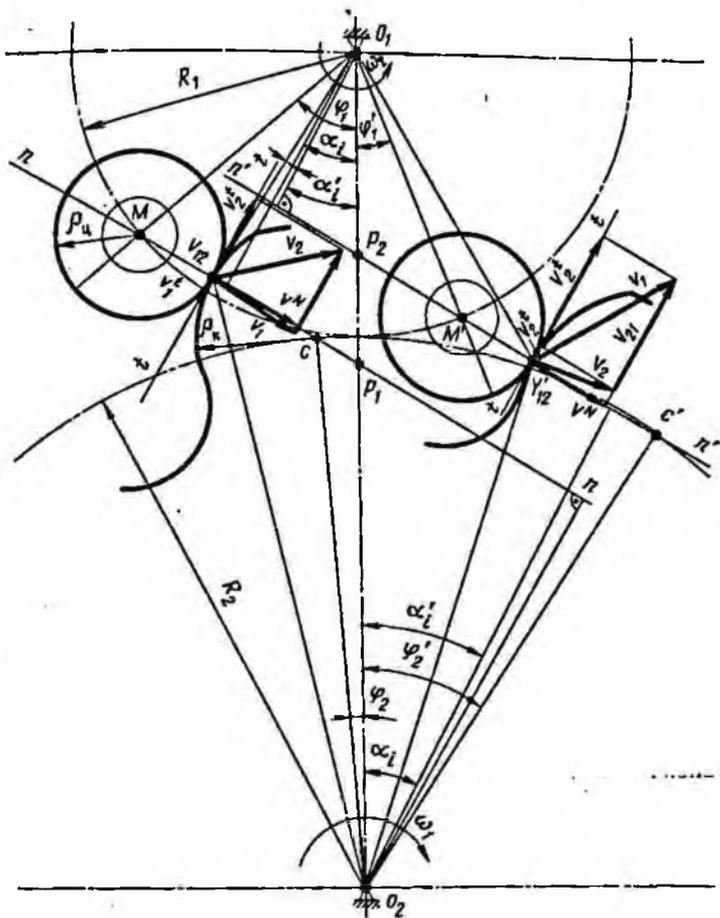


Рис. 34. Схема к определению кинематических параметров пары цевочный барабан – колесо

$\varphi_1$  ведущего цевочного барабана с углом поворота  $\varphi_2$  ведомого зубчатого колеса. Для их получения в качестве обобщенной следует принимать угловую координату  $\varphi_1$  ведущего звена  $O_1M$ , а в качестве параметров механизма – геометрические размеры звеньев:  $O_1M = R_1$  – радиус окружности центров кривизны цевок барабана;  $O_2C = R_2$  – радиус окружности центров кривизны профилей зубьев колеса;  $O_1O_2 = a_{21}$  – межосевое расстояние в паре;  $MC = \rho_{ц} + \rho_{к}$ , где  $\rho_{ц}$  – радиус цевки барабана,  $\rho_{к}$  – радиус кривизны профиля зубьев колеса.

Из теории механизмов известно, что структура и геометрия любого плоского механизма с одной степенью свободы полностью определяют его функцию положения – основополагающее уравнение, связывающее координату  $\varphi_2$  ведомого звена с обобщенной координатой

механизма  $\varphi_1$  и размерами звеньев, т.е.

$$\varphi_2 = f(\varphi_1; R_1; R_2; a_{21}; \rho_{\text{ц}}; \rho_{\text{к}}). \quad (2)$$

Уравнение (2) – (функция положения) представляет собой математическое выражение геометрических связей в рассматриваемом механизме, заданных его кинематической схемой, и характеризует качественную и количественную стороны преобразования движения в этом механизме. Использование функции положения в процессе анализа создает ряд удобств, так как позволяет определять перемещения, скорости и ускорения звеньев в функции обобщенной координаты механизма, а не в функции времени, т.е. чисто геометрическим путем до того, как будет определен закон изменения обобщенной координаты во времени.

Уравнение (2) в явном виде может быть получено путем определения суммы проекций звеньев заменяющего механизма на направления линии центров и направление, перпендикулярное к этой линии.

Для положения механизма, приведенного на рис. 34, уравнение, связывающее углы поворота цевочного барабана и зубчатого колеса, будет иметь вид

$$\begin{aligned} & 4R_2^2 [a_{21}(a_{21} - 2R_1 \cos \varphi_1) + R_1^2] \cos^2 \varphi_2 + 4R_1^2 \times \\ & \times [(R_1 \cos \varphi - a_{21})(A - 2a_{21}R_1 \cos \varphi_1)] \cos \varphi_2 + \\ & + (A - 2a_{21}R \cos \varphi_1)^2 - 4R_1^2 R_2^2 - \sin^2 \varphi_1 = 0, \end{aligned} \quad (3)$$

где

$$A = R_1^2 + R_2^2 + a_{21}^2 - (\rho_{\text{ц}} + \rho_{\text{к}})^2.$$

Уравнение (3) является искомой функцией положения механизма, связывающей углы поворота  $\varphi_1$  ведущего цевочного барабана с углами поворота  $\varphi_2$  ведомого зубчатого колеса.

Из рис. 34 видно, что заменяющий механизм пары цевочный барабан – колесо в процессе поворота может занимать ряд положений, в которых  $\varphi_{2i} = f(R_{1i}; R_{2i}; \rho_{\text{ц}}; \rho_{\text{к}})$ , т.е. не зависит от обобщенной координаты, а зависит только от геометрических параметров пары и поэтому определяется уравнениями, отличными от уравнения (3).

Так, при размещении звена  $O_2C$  на линии  $a_{21}$  координаты звеньев будут определяться следующим образом:

$$\varphi_1 = \arccos [1 - (\rho_{\text{ц}} + \rho_{\text{к}})^2 / 2R_1^2]; \quad \varphi_2 = 0; \quad \alpha_i = 0,5\varphi_i. \quad (4)$$

При равенстве угловых координат звеньев  $O_2C(\varphi_2)$  и  $MC(\alpha_i)$

$$\varphi_1 = \arccos \frac{R_1^2 + a_{21}^2 - R_2^2 - (\rho_{\text{ц}} + \rho_{\text{к}})^2}{2R_1 a_{21}}; \quad \varphi_2 = \alpha_i.$$

Описываемое явление есть следствие несопряженности контактирующих профилей. Так как  $\varphi_2/\varphi_1 \neq \text{const}$  (определяется разными уравнениями), передаточное отношение в таких механизмах непостоянно и изменяется даже в пределах одного цикла зацепления.

Цевка, принадлежащая цевочному барабану, и зуб колеса контактируют в точке  $Y_{12}$ . Общая нормаль  $n - n$  к контактирующим профилям, проходящая через центр цевки и центр кривизны профиля зуба, пересекает линию межосевого расстояния в точке  $P_1$  (полюс зацепления), являющейся центром мгновенного вращения звеньев высшей кинематической пары в относительном движении.

Скорости зуба и цевки определяются векторным уравнением

$$\bar{v}_2 = \bar{v}_1 + \bar{v}_{21}, \quad (5)$$

где  $\bar{v}_2$  — вектор абсолютной скорости контактной точки  $Y_2$ , принадлежащей зубу колеса;  $\bar{v}_{21}$  — вектор скорости скольжения зуба колеса относительно цевки, направленный параллельно касательной  $t - t$ .

Кинематические параметры рассматриваемой пары определяются на различных участках фазы зацепления, границами которых являются характерные точки функции положения, в которых  $\varphi_2$  не зависит от  $\varphi_1$ . Так, при изменении  $\varphi_1$  в интервале от  $\varphi_{1вх}$  до величины, определяемой уравнением (4), зависимость мгновенного передаточного отношения угловых скоростей от геометрических параметров элементов пары примет вид

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{R_1 \cos(\varphi_1 - \alpha_1)}{R_2 \cos(\varphi_2 - \alpha_2)}$$

В процессе зацепления цевка и профиль зуба колеса одновременно совершают процесс качения и скольжения. При этом на боковых поверхностях зубьев и цевок возникают силы сопротивления качения и силы трения скольжения. Поскольку трение качения мало по сравнению с трением скольжения, в расчетах им обычно пренебрегают. Трение скольжения, кроме дополнительных затрат мощности, вызывает износ зубьев и цевок. Скорость скольжения является одним из главных факторов, определяющих износ контактирующих элементов. В общем случае она равна разности касательных составляющих скоростей  $v_1^t$  и  $v_2^t$  перемещения контактных точек по профилям:

$$\bar{v}_{12} = -v_{21} = v_1^t - v_2^t.$$

Аналогами скоростей  $v_1^t$  и  $v_2^t$  являются отрезки  $N_1 Y_1$  и  $N_2 Y_2$ , величины скоростей которых определяются выражениями

$$v_1^t = N_1 Y_1 \omega_1; \quad v_2^t = N_2 Y_2 \omega_2$$

или, с учетом построений рис. 34,

$$v_1^t = [R_1 \sin (\varphi_{1i} - \alpha_i) - \rho_{\text{ц}}] \omega_1 ;$$

$$v_2^t = [R_2 \sin (\varphi_1' + \alpha_i) + \rho_{\text{к}}] \omega_2 .$$

Аналогом скорости скольжения  $v_{12}$  является отрезок  $PY_{12}$ , величина скорости которого определяется выражением

$$v_{12} = PY_{12} (\omega_1 + \omega_2),$$

или

$$v_{12} = -v_{21} = (R_1 \sin \varphi_{1i} / \cos \alpha_i - \rho_{\text{ц}}) (\omega_1 + \omega_2) .$$

В связи с тем, что цевки цевочного барабана обычно выполняют вращающимися, трение скольжения происходит не между поверхностью цевки и профилем зуба, а либо в местах заделки цевки в ступице барабана (у комбайнов КШ75, 2КШ3, 1КШ3М), либо между внутренней расточкой цевки и осью, на которую она насажена (1ГШ68Р). Поэтому при определении истинных значений скорости скольжения контактирующих профилей величина отрезка  $PY_{12}$  (аналога скорости скольжения) должна быть определена с учетом конструктивных особенностей цевочного барабана в каждом конкретном случае. Так, аналог скорости скольжения для движителя БСП комбайна 1ГШ68Р можно представить выражением

$$PY_{12} = R_1 \sin \varphi_{1i} / \cos \alpha_i - (\rho_{\text{ц}} - r_0),$$

где  $r_0$  — радиус оси, запрессованной в ступице цевочного барабана, на который устанавливается цевка.

В теории зацеплений интенсивность износа контактирующих профилей принято характеризовать удельным скольжением  $v$ , которое определяется зависимостями

$$v_{12} = \frac{v_2^t - v_1^t}{v_1^t} = \frac{v_{21}}{v_1^t}, \quad v_{21} = \frac{v_2^t - v_1^t}{v_2^t u_{12}} = \frac{v_{21}}{v_2^t u_{12}}. \quad (6)$$

Для пары цевочный барабан — колесо зависимости (6) будут иметь вид

$$v_{12} = \left( 1 + \frac{1}{u_{12}} \right) \frac{R_1 \sin \varphi_{1i} + \rho_{\text{ц}} \cos \alpha_i}{[R_1 \sin (\varphi_{1i} + \alpha_i) + \rho_{\text{ц}}] \cos \alpha_i};$$

$$v_{21} = \left( 1 + \frac{1}{u_2} \right) \frac{R_1 \sin \varphi_{1i} + \rho_{\text{ц}} \cos \alpha_i}{[R_2 \sin (\varphi_{2i} - \alpha_i) + \rho_{\text{к}}] \cos \alpha_i},$$

где  $u_{12} = \omega_{1i} / \omega_{2i}$  — передаточное отношение.

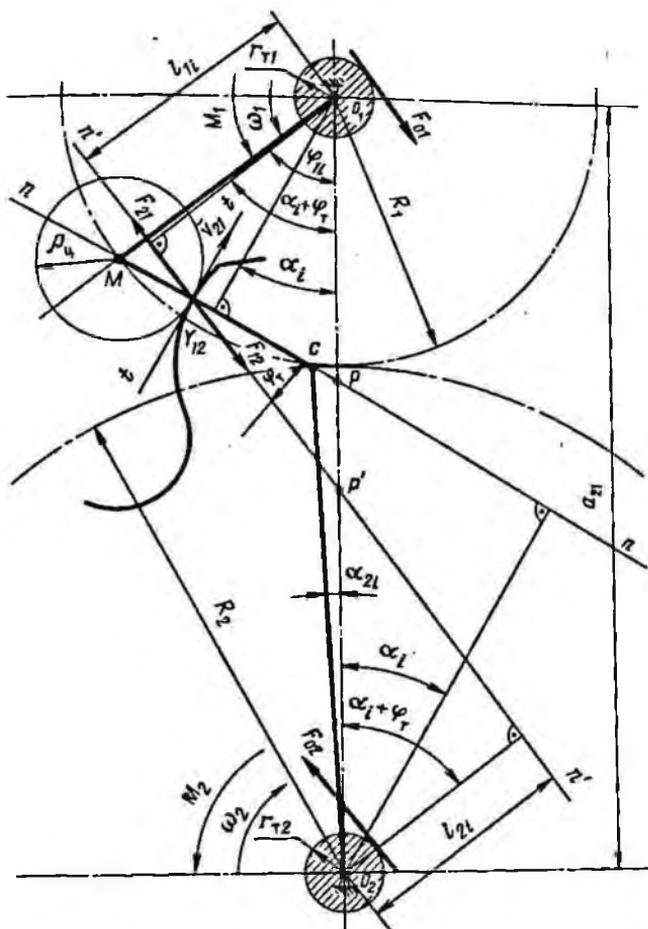


Рис. 35. Схема к определению силовых параметров пары цевочный барабан — колесо

Наиболее важный силовой параметр первой пары — крутящий момент  $M_2$  на колесе. При выводе зависимостей для определения  $M_2$  будем считать, что крутящий момент на ведущем цевочном барабане  $M_1 = \text{const}$ , центры масс барабана и колеса находятся на осях вращения и, таким образом, колеса уравновешены; силами тяжести и сопротивления среды пренебрегаем.

На рис. 35 дана схема сил, действующих в паре, при размещении точки контакта  $Y_{12}$  слева от линии межосевого расстояния  $a_{21}$ . К зубчатому колесу движителя кроме искомого момента  $M_2$  приложены еще внутренние силы, действующие в кинематических парах в высшей паре, составленной рабочими профилями колеса и барабана, и в нижней, вращательной паре, составленной колесом и стойкой. Сила  $F_{12}$  воздействия цевочного барабана на колесо с учетом трения в зацеплении направлена под углом  $(90 + \varphi_T)^\circ$  ( $\varphi_T$  — угол трения) к вектору скорости

ти скольжения  $\bar{v}_{21}$ . Линия действия этой силы пересекает линию межосевого расстояния в паре  $a_{21}$  в точке  $P'$ . Помимо  $F_{21}$  к зубчатому колесу приложена сила  $F_{02}$  со стороны стойки. Она проходит касательно к кругу трения в опоре с радиусом  $r_{T2}$  и направлена таким образом, что момент этой силы относительно центра вращения  $O_2$  направлен встречно  $\omega_2$ .

Уравнение сил будет  $\bar{F}_{12} = \bar{F}_{02} = 0$ , откуда следует, что  $\bar{F}_{12} = -\bar{F}_{02}$ , т.е. силы, приложенные к колесу, равны друг другу и противоположно направлены. Из уравнения моментов относительно точки  $O_2$  получим

$$F_{12} = \frac{M_2}{l_{2i} - r_{T2}}, \quad (7)$$

где  $l_{2i}$  — плечо силы  $F_{12}$ .

К цевочному барабану 1 приложены: сила  $\bar{F}_{21} = -\bar{F}_{12}$ , сила реакции стойки  $F_{01}$  и движущий момент  $M_1$ . Линия действия  $F_{01}$  проходит касательно к кругу трения, а момент этой реакции направлен навстречу скорости  $\omega_1$ . Величина  $F_{01}$  может быть найдена из уравнения сил  $\bar{F}_{01} + \bar{F}_{21} = 0$ , откуда  $\bar{F}_{01} = -\bar{F}_{21}$ . Определение сил, действующих в кинематической паре, позволяет найти искомую зависимость для  $M_2$  из уравнения моментов относительно точки  $O_1$ . С учетом выражения (7) она будет иметь вид

$$M_2 = M_1 \frac{l_{2i} - r_{T2}}{l_{1i} - r_{T1}}, \quad (8)$$

где  $l_{1i}$  — плечо силы  $F_{21}$ ;  $r_{T1}$  — радиус круга трения в опоре цевочного барабана. Величина входящих в уравнение (8)  $r_{T1}$  и  $r_{T2}$  может быть найдена по зависимости

$$r_{T1,2} \approx r f_T,$$

где  $r$  — радиус оси (вала), на котором установлено колесо;  $f_T$  — коэффициент трения.

Для практического использования уравнения (8) необходимы зависимости, определяющие  $l_{1i}$  и  $l_{2i}$ , которые также изменяют вид на разных участках фазы зацепления. Так, на начальном участке их величины:

$$l_{1i} = R_1 (\cos \varphi_{1i} + \sin \varphi_{1i} \operatorname{tg} \alpha_i) \cos(\alpha_i + \varphi_T) + \\ + \frac{(R_1 \sin \varphi_{1i} - \rho_{II} \cos \alpha_i) \sin \varphi_T}{\cos \alpha_i};$$

$$l_{2i} = R_2 (\cos \varphi_{2i} - \sin \varphi_{2i} \operatorname{tg} \alpha_i) \cos(\alpha_i + \varphi_T) +$$

$$+ \frac{(R_1 \sin \varphi_{1i} - \rho_{\text{ц}} \cos \alpha_i) \sin \varphi_{\text{T}}}{\cos \alpha_i} \quad (9)$$

При размещении контактной точки справа от линии центров значения  $l_{1i}$  и  $l_{2i}$  будут также определяться уравнением (9), т.е. оно останется справедливым для всей фазы зацепления. Но так как скорость скольжения  $v_{21}$  на этом участке меняет направление, линия действия силы  $F_{12}$  также изменит ориентировку и расположится под углом  $(90 - \varphi_{\text{T}})^\circ$ . Поэтому в расчетные формулы, определяющие  $l_{1i}$  и  $l_{2i}$ , угол трения будет входить со знаком "—", при

$$\varphi_1 > \arccos [1 - \rho_{\text{ц}}^2 / 2R_1^2].$$

Подобным образом могут быть получены зависимости кинематических и силовых параметров и для остальных угловых интервалов фазы зацепления. Их основное значение заключается в том, что все они (как и приведенные выше) указывают на наличие колебаний угловой скорости  $\omega_2$  и крутящего момента  $M_2$  в паре цевочный барабан — колесо.

Основной причиной вариации  $\omega_2$  и  $M_2$  является несопряженность контактирующих профилей. Так, для постоянства передаточного отношения угловых скоростей (а значит и стабильности  $\omega_2$ ) за фазу зацепления необходимо, чтобы контактная нормаль  $n - n$  (см. рис. 33) проходила через одну и ту же точку на линии центров и делила эту линию в неизменном отношении. В рассматриваемой паре это условие не выполняется, что свидетельствует о несопряженности контактирующих профилей.

Для современных движителей с ведущим цевочным барабаном характерно и то, что угловая скорость  $\omega_2$  в момент входа зуба колеса в зацепление больше, чем на выходе, и это исключает возможность двухпарного зацепления, вызывает удары в момент пересопряжения и отрицательно сказывается на работе передачи.

Следствием неправильного выбора геометрии профиля зуба колеса являются и высокие удельные скольжения в контактирующих парах. В момент входа зуба колеса в зацепление с цевкой барабана величина удельного скольжения  $v_{12}$  во много раз превышает допустимые (в практике машиностроения считается нормальным, если  $v \geq -3$ ). Несмотря на то, что цевки барабана выполняют вращающимися, такие удельные скольжения отрицательно влияют на ресурс движителя, так как в шахтных условиях не исключена возможность его заштыбовки.

Максимальные значения удельных скольжений цевки барабана относительно профиля зуба колеса имеют место в момент входа в зацепление, а удельные скольжения зуба относительно цевки — в точках, близких к выходу из зацепления.

Наиболее значительные отклонения  $\omega_2$  и  $M_2$  от средних величин будут наблюдаться на участках, близких к началу и концу фазы зацепления. Несложные расчеты и анализ показывают, что амплитуда коле-

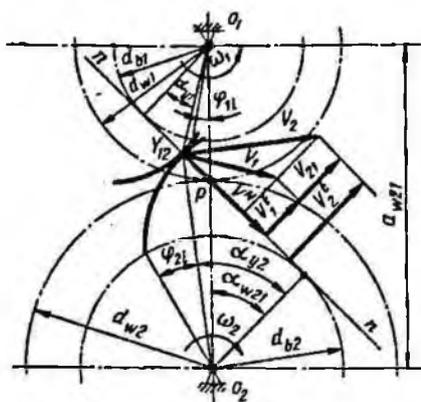


Рис. 36. Схема к определению кинематических параметров пары шестерня — колесо

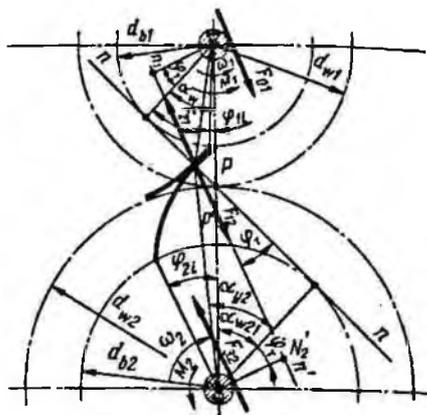


Рис. 37. К определению силовых параметров пары шестерня — колесо

баний  $\omega_2$  и  $M_2$  зависит от угловой величины фазы зацепления и в меньшей степени от геометрических размеров колес. Так, в паре цевочный барабан — зубчатое колесо движителя комбайна КШ75 и 2КШ3 вариации  $\omega_2$  и  $M_2$  менее выражены, чем у 1ГШ68Р. Последнее позволяет сделать вывод о том, что наиболее благоприятны в рассматриваемой паре передаточные отношения, близкие к единице (для комбайна КШ75  $u = 0,83$ , для комбайна 1ГШ68Р  $u = 0,5$ ). При этом рабочий участок зацепления должен быть выбран таким, чтобы выход из зацепления происходил в зоне, близкой к линии межосевого расстояния.

Анализ первой пары трехэлементного движителя, выполненной по схеме шестерня — колесо, существенно упрощается, так как профили зубьев шестерни и колеса выполняются по эвольвенте окружности.

На рис. 36 представлена схема взаимодействия рабочих профилей шестерни и колеса. В этом случае общая нормаль  $n - n$  к контактирующим профилям проходит касательно к основным окружностям  $d_{B1}$  и  $d_{B2}$  и пересекает линию межосевого расстояния в точке  $P$ , являющейся полюсом зацепления. Особенность эвольвентного зацепления заключается в том, что нормаль  $n - n$  не изменяет положения в процессе зацепления, а функция положения

$$\varphi_2 = (d_{w1}/d_{w2})\varphi_1 = \text{const},$$

где  $d_{w1}$  и  $d_{w2}$  — диаметры начальной окружности шестерни и колеса соответственно;  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  — фазовые углы поворота шестерни и колеса относительно линии межосевого расстояния соответственно.

Сопряженность контактирующих профилей обуславливает постоянство угловой скорости колеса  $\omega_2$  в процессе зацепления:

$$\omega_2 = (d_{w1}/d_{w2})\omega_1 = \text{const}.$$

Величина и направление скорости скольжения  $v_{21} = -v_{12}$  в зацеплении зависит от положения точки контакта  $Y_{12}$  относительно линии межосевого расстояния  $a_{w21}$ .

При размещении точки  $Y_{12}$  слева от линии  $a_{w21}$  скорость скольжения определяется зависимостью

$$v_{21} = PY_{12} (\omega_1 + \omega_2) = 0,5d_B (\operatorname{tg} \alpha_{w21} - \operatorname{tg} \alpha_{y1}) (\omega_1 + \omega_2), \quad (10)$$

где  $PY_{12}$  — аналог скорости скольжения;  $\alpha_{w21}$  — угол зацепления в паре шестерня — колесо;  $\alpha_{y1}$  — угол профиля шестерни.

Из уравнения (10) следует, что  $v_{21}$  нарастает по мере удаления точки контакта  $Y_{12}$  от полюса зацепления  $P$ . При размещении точки  $Y_{12}$  на линии межосевого расстояния  $\alpha_{w21} = \alpha_{y1}$ , а  $PY_{12} = 0$ , т.е. скорость скольжения  $v_{21} = 0$ . При перемещении точки  $Y_{12}$  вправо от полюса зацепления  $P$  скорость  $v_{21}$  меняет направление.

Максимальные значения удельного скольжения при анализе пары шестерня — колесо определяют с помощью известных зависимостей теории эвольвентных зубчатых передач.

Зависимости для расчета крутящего момента  $M_2$  на колесе могут быть получены аналогичным путем (рис. 37). В общем виде величина  $M_2$  определяется уравнением

$$M_2 = M_1 \frac{[d_{w2} \cos (\alpha_{w21} \pm \varphi_T) - d_{B1} (\operatorname{tg} \alpha_{y1} \pm \operatorname{tg} \alpha_{w21}) \sin \varphi_T] -}{[d_w \cos (\alpha_{w21} \pm \varphi_T) + d_{B2} (\operatorname{tg} \alpha_{y1} \pm \operatorname{tg} \alpha_{w21}) \sin \varphi_T] +} \frac{-r_{T2}}{+r_{T2}}. \quad (11)$$

Уравнение (11) справедливо для случая, когда точка контакта размещается слева от линии межосевого расстояния. При размещении точки  $Y_{12}$  справа от линии  $a_{w21}$  величина  $M_2$  будет определяться как

$$M_2 = M_1 = \frac{[d_{w2} \cos (\alpha_{w21} - \varphi_T) - d_{B1} (\operatorname{tg} \alpha_{y1} - \operatorname{tg} \alpha_{w21}) \sin \varphi_T] -}{[d_w \cos (\alpha_{w21} - \varphi_T) + d_{B1} (\operatorname{tg} \alpha_{y1} - \operatorname{tg} \alpha_{w21}) \sin \varphi_T] +} \frac{\sin \varphi_T}{+r_{T2}}. \quad (12)$$

Из зависимостей (11) и (12) следует, что в паре шестерня — колесо также наблюдаются колебания крутящего момента  $M_2$ , обусловленные изменением угла профиля  $\alpha_{y1}$  в процессе зацепления, но вариация  $M_2$  в этом случае будет значительно меньше, чем в паре цевочный барабан — колесо, так как угол  $\alpha_{y1}$  изменяется в незначительном диапазоне. Мак-

симального значения крутящий момент на колесе будет достигать при размещении точки контакта  $Y_{12}$  в полюсе зацепления  $P(a_{y1} = a_{w21})$ , а минимального — в начале и конце фазы зацепления.

Итак, на основании проведенного анализа показано, что для трехэлементных движителей БСП, основанных на конструктивной схеме "цевочный барабан — колесо — рейка", характерны колебания параметров  $\omega_2$  и  $M_2$  на колесе в широком диапазоне. Они могут оказывать отрицательное влияние на динамику и рабочие параметры механизма подачи, снижать надежность движителя, приводить к возникновению дополнительных нагрузок в опорах колес и корпусных деталях комбайна. Помимо этого, вариация  $\omega_2$  и  $M_2$ , несомненно, будет приводить к возникновению дополнительной пульсации скорости и усилия подачи, т.е. будет отрицательно сказываться на выходных параметрах движителя БСП.

Уменьшение вариации кинематических и силовых характеристик, как было показано, может быть достигнуто использованием сопряженных профилей контактирующих пар (например, эвольвентных, как в движителе "шестерня — колесо — рейка") и применением движителей с передаточным отношением, близким или равным единице.

#### ВЛИЯНИЕ ОПОРНО-НАПРАВЛЯЮЩЕГО МЕХАНИЗМА КОМБАЙНА НА ПАРАМЕТРЫ БСП

Опорно-направляющий механизм (ОНМ) очистного комбайна должен обеспечивать:

удержание комбайна на опорно-направляющих элементах забойного конвейера во всех режимах работы машины, на углах падения и мощностях пласта, оговоренных в паспорте комбайна;

нормальную вписываемость выемочной машины в изгибы става конвейера в горизонтальной и вертикальной плоскостях;

свободный пропуск отбитой горной массы и негабаритов под корпусом комбайна.

Характерной особенностью очистных комбайнов с БСП является тесная взаимосвязь геометрических параметров опор машины и движителя, без учета которой невозможно создание работоспособной БСП и надежного ОНМ комбайна, удовлетворяющего перечисленным выше требованиям.

Работоспособность движителя БСП в значительной степени зависит от геометрических параметров элемента, обеспечивающего удержание зубчатого колеса в зацеплении с реечным ставом. В качестве такого элемента обычно используют завальные опоры комбайна, оснащенные обратными захватами и обеспечивающие поддержание заданного межосевого расстояния  $a_{32}$  в паре "зубчатое колесо — рейка".

Завальные опоры очистного комбайна имеют зазор  $h$  между полкой обратного захвата и опорно-направляющим элементом реечного става, который закладывается в конструкцию для вписываемости опоры



Более подробно рассмотрим закономерности формирования рабочих характеристик в паре зубчатое колесо — рейка при отклонении  $a_{32}$  от номинала вследствие зазоров в обратных захватах комбайна на примере движителя, работающего с зубчатым реечным ставом.

На схеме (рис. 38) межосевое расстояние увеличено на величину  $h$ , т.е. равно  $a_{23} + h$ . В этом случае контактная нормаль  $n_i - n_i$  проходит через центр кривизны профиля зуба колеса  $C_i$ , контактную точку  $Y_{23}$ , лежащую на кромке зуба рейки, и образует угол давления  $\gamma_i$  с осью рейки. Каждая контактирующая пара в момент пересопряжения имеет свой полюс зацепления.

В зависимости от величины зазора  $h$  углы давления  $\gamma_i$  будут на всем участке фазы зацепления (при  $h > H/2$ ) или на ее начальном и конечном участках (при  $h < H/2$ ).

Зависимости, определяющие кинематические и силовые параметры пары колесо — рейка при увеличенном межосевом расстоянии определяют путем, аналогичным изложенному.

Скорость подачи  $v_{\text{под}}$  при  $\gamma_i > 0$  изменяется на угловом интервале фазы зацепления, так как меняется величина аналога скорости  $O_2P_i$ . В зависимости от положения центра кривизны  $C_i$  профиля зуба, контактирующего с рейкой, относительно линии  $a_{32}$  значение  $O_2P_i$  определяется различными зависимостями. Так, при размещении  $C_i$  слева от линии межосевого расстояния  $O_2P_i = R_2(\cos \theta_i - \sin \theta_i \operatorname{tg} \gamma_i)$  (план скоростей для этого случая показан на рис. 38).

Скорость скольжения  $v_{23} = v_{32}$  контактирующих профилей равна разности тангенциальных составляющих скоростей перемещения контактных точек  $Y_2$  и  $Y_3$ .

Аналогами скоростей  $v_{23}v_2^t$  и  $v_3^t$  являются отрезки  $P_iY_{23}$ ,  $N_iY_{23}$ , и  $P_iN_i$  соответственно, значения которых определяются зависимостями

$$\begin{aligned} P_i Y_{23} &= R_2 \operatorname{tg} \theta_i + \rho_K; \\ N_i Y_{23} &= \rho_K + R_2 \sin(\theta_i + \gamma_i); \\ P_i N_i &= R_2 \cos(\theta_i + \gamma_i) \operatorname{tg} \gamma_i. \end{aligned} \quad (13)$$

Коэффициенты удельного скольжения контактирующих профилей  $\nu = v_{23}/v_i^t$  с учетом последних уравнений будут

$$\nu_{23} = \frac{R_2 \operatorname{tg} \theta_i + \rho_K}{\rho_K + R_2 \sin(\theta_i + \gamma_i)};$$

$$\nu_{32} = \frac{R_2 \operatorname{tg} \theta_i + \rho_K}{R_2 \cos(\theta_i + \gamma_i) \operatorname{tg} \gamma_i}.$$

Отклонение межосевого расстояния от номинала приводит к возникновению кромочного контакта, который проявляется в том, что зуб колеса взаимодействует не с рабочим профилем рейки, а с кромкой, лежащей на пересечении последнего с линией  $m - m$ . Следствием этого является повышенный износ зубьев рейки.

Величина зазора  $h$  в обратном захвате оказывает существенное влияние на направление и характер радиальных сил и усилие подачи, так как определяет положение рабочего участка зацепления относительно линии межосевого расстояния при увеличенном  $a_{32}$ .

При размещении рабочего участка целиком слева от линии  $a_{32}$  (см. рис. 38) вектор скорости скольжения  $v_{23}$  и радиальное усилие  $F_{\text{рад}}$  на всем угловом интервале фазы зацепления будут иметь неизменное направление. Если часть рабочего участка находится справа от линии  $a_{32}$  (при  $h = 15 \div 20$  мм), то в зацеплении будет действовать знакопеременное  $F_{\text{рад}}$ . В этом случае на начальном участке фазы зацепления вектор скорости скольжения  $v_{23}$  будет направлен к вершине зуба колеса, а  $F_{\text{рад}}$  — к оси колеса (выталкивающее усилие). Продолжительность действия выталкивающих усилий и их значения существенно зависят от  $h$ . Проведенные исследования показывают, что выталкивающие усилия могут достигать 60% усилия в направлении подачи.

При размещении контактной точки  $Y_{23}$  на линии межосевого расстояния  $a_{32}$  скорость скольжения  $v_{23}$  и радиальное усилие  $F_{\text{рад}}$  будут равны нулю. В этот момент  $v_{23}$  и  $F_{\text{рад}}$  меняют свое направление. При дальнейшем перемещении точки контакта влево от  $a_{23}$  в зацеплении появляются затягивающие (направленные от оси колеса) радиальные усилия (см. рис. 38).

Значения тягового и радиального усилий определяют по формулам

$$F_{\text{под}} = \frac{M_2 \cos \gamma_i \cos (\varphi_{\text{ГР}} - \gamma_i)}{R_2 \cos (\theta_i - \gamma_i) \cos (\varphi_{\text{ГР}} - \gamma_i) + x_i \sin \varphi_{\text{ГР}} - r_{\text{T2}} \cos \gamma_i} ; \quad (14)$$

$$F_{\text{рад}} = \frac{M_2 \sin \gamma_i \sin (\varphi_{\text{ГР}} - \gamma_i)}{R_2 \cos (\theta_i - \gamma_i) \cos (\varphi_{\text{ГР}} - \gamma_i) + x_i \sin \varphi_{\text{ГР}} - r_{\text{T2}} \cos \gamma_i} . \quad (15)$$

Из зависимостей (14) и (15), определяющих усилие подачи  $F_{\text{под}}$  для двигателей с зубчатой рейкой, следует, что при размещении рабочего участка целиком по одну сторону от линии межосевого расстояния (при небольших значениях  $h$ ) наличие углов  $\gamma_i$  в зацеплении будет вызывать некоторое возрастание усилия подачи и соответственно уменьшение затягивающего радиального усилия, что является положительным фактором. Но при этом увеличивается вариация  $V_{\text{под}}$  по сравнению со случаем работы пары при номинальном  $a_{32}$ .

Отклонение межосевого расстояния от номинала ( $a_{23} + h$ ) в паре колесо — рейка двигателя, работающего с цевочным реечным ставом, также изменяет характер зацепления.



Коэффициенты удельного скольжения  $\nu_{23}$  и  $\nu_{32}$  для рассматриваемого случая:

$$\nu_{23} = 1 - \operatorname{tg}\gamma_i / \operatorname{tg}\alpha_i ;$$

$$\nu_{32} = \operatorname{tg}\alpha_i / \operatorname{tg}\gamma_i = -1.$$

Увеличение межосевого расстояния существенно ухудшает условия работы движителя, так как в этом случае возникает длительный кромочный контакт продольной кромки зуба с цевкой при выходе из зацепления. Последнее явление обусловлено тем, что при отклонении  $a_{32}$  от номинала шаг колеса по линии зацепления становится больше шага рейки  $p_p$ . На практике это проявляется в том, что в момент выхода зуба на кромку в конце фазы между зубом входящим в зацепление и цевкой еще имеется боковой зазор  $\delta$  (см. рис. 39). Поэтому до тех пор пока не будет выбран зазор, зуб, выходящий из зацепления, будет работать кромкой. При этом возникает резкое падение скорости перемещения, значительное уменьшение усилия подачи и увеличение радиальных сил.

На рис. 39 представлена схема сил, действующих в зацеплении при  $h = 0$ . На основании построений на рисунке

$$F_{\text{под}} = \frac{M_2 (\cos\gamma_i + f_{\text{ТД}} \sin\gamma_i) \cos\varphi_{\text{ТД}}}{0,5d_{\text{в}2} (1 + f_{\text{ТР}} \alpha_i) \cos\varphi_{\text{ТР}} - r_{\text{Т}2}} ;$$

$$F_{\text{рад}} = \frac{M_2 (f_{\text{ТД}} \cos\gamma_i - \sin\gamma_i) \cos\varphi_{\text{ТД}}}{0,5d_{\text{в}2} (1 - f_{\text{ТР}} \operatorname{tg}\alpha) \cos\varphi_{\text{ТР}} - r_{\text{Т}2}}$$

Следует отметить, что в движителях с цевочным тяговым органом отклонение межосевого расстояния от номинала в пределах величины зазора в обратных захватах оказывает менее заметное влияние на величину и характер усилия подачи. Однако в случае кромочного контакта на выходе колебания  $F_{\text{под}}$  резко возрастают, так как при этом быстро нарастают значения угла давления в зацеплении.

Как и в предыдущем случае (в паре колесо — зубчатая рейка), величина  $h$  оказывает аналогичное влияние на направление и характер радиальных усилий, действующих в зацеплении колеса с цевочной рейкой. При небольших значениях  $h$ , когда рабочий участок целиком расположен по одну сторону от линии  $a_{32}$ , в паре колесо — рейка будут действовать только затягивающие радиальные усилия, значения которых меньше, чем при номинальном межосевом расстоянии.

В случаях когда отклонение приводит к размещению рабочего участка по обе стороны от линии  $a_{32}$  (при значительных  $h$ ), в зацеплении будут действовать знакопеременные радиальные усилия или только выталкивающие силы. Они будут достигать максимума на начальном

участке фазы зацепления, а также при возникновении кромочного контакта на выходе из зацепления.

Анализируя влияние величины зазора в обратном захвате (а следовательно, и отклонения  $a_{32}$ ) на силовые параметры движителя, удобно пользоваться коэффициентом  $\lambda$ , представляющим собой отношение радиального усилия к тяговому:  $\lambda = F_{\text{рад}}/F_{\text{под}}$ .

От рассмотренных выше выгодно отличаются эвольвентно-цевочные движители со смещенной рейкой. Увеличение межосевого расстояния  $a_{32}$  не будет приводить к возникновению кромочного контакта вследствие наличия запаса профиля ( $K_a > 1$ ). Помимо прочего, при правильном выборе параметров смещения  $\Delta a$  и  $\Delta p$  рабочий участок зацепления и точка входа в контакт  $Y_1$  всегда будут находиться слева от линии межосевого расстояния (см. рис. 32) как при номинальном, так и увеличенном  $a_{32}$ . Поэтому в зацеплении будут действовать только затягивающие радиальные усилия ограниченной величины.

Таким образом, на выходные параметры движителя БСП помимо его геометрии существенное влияние оказывает наличие зазора  $h$  в обратных захватах. Колебания межосевого расстояния, возникающие при перемещении комбайна, в зависимости от величины  $h$  в одних случаях могут положительно влиять на силовые параметры движителя (увеличивая  $F_{\text{под}}$  и уменьшая  $F_{\text{рад}}$ ), в других же могут стать причиной возникновения значительных выталкивающих усилий и длительного кромочного контакта. Последние явления представляют серьезную опасность, так как помимо резкого ухудшения рабочих характеристик движителя вызывают интенсивный износ его элементов, могут стать причиной поломок реечного става и опорно-направляющего механизма комбайна. Отсюда следует, что вопросу выбора величины зазора в обратных захватах комбайна с БСП при проектировании следует уделять серьезное внимание.

## ЖЕСТКОСТЬ ТЯГОВОГО ОРГАНА

Известно, что жесткость любой системы определяет характер ее динамической нагруженности. Переход от цепной системы подачи к бесцепной сопровождается резким увеличением жесткости одного из основных элементов системы — тягового органа. В связи с этим происходит изменение характера движения машины, динамики нагрузок, действующих в редукторе подающей и режущей частей. Увеличение жесткости тягового органа, с одной стороны, приводит к повышению равномерности движения комбайна, что благоприятно сказывается на условиях работы исполнительного органа, снижению пиковых низкочастотных нагрузок. С другой стороны, оно вызывает рост доли высокочастотных составляющих в механизме подачи. Тяговый орган малой жесткости, например цепной, является фильтром для высокочастотных нагрузок, возникающих на исполнительном органе вследствие контактирования его резцов с массивом. С увеличением жесткости степень

фильтрации уменьшается. При этом все большая доля возникающих нагрузок от исполнительного органа передается в трансмиссию механизма подачи, в котором они либо демпфируются (при гидравлическом приводе), либо приводят к повышению уровня динамики системы подачи (при электромеханическом приводе).

Основными элементами очистного комбайна являются исполнительный орган и его привод. Их динамическая нагруженность существенно изменяется с увеличением жесткости тягового звена, что в конечном счете способствует повышению производительности и ресурса. В то же время реальный тяговый орган может иметь органическую жесткость, при которой обеспечивается рациональное соотношение динамики режущей и подающей частей. Решение подобной задачи может быть достигнуто методами математического моделирования.

Общее дифференциальное уравнение электромеханической системы комбайна представим в виде уравнений отдельных элементов системы [8].

Уравнение движения объемного гидропривода механизма подачи при общепринятых допущениях можно представить в виде [5]

$$T_M \frac{d\omega}{dt} + \omega = K_{\Omega} e - \frac{F_y R}{i \eta F},$$

где  $T_M$ ,  $K_{\Omega}$ ,  $F$  — соответственно механическая постоянная, коэффициент усиления по скорости, коэффициент жесткости механической характеристики гидропривода;  $e$  — эксцентриситет гидронасоса;  $\omega$  — угловая скорость вала гидродвигателя;  $i$ ,  $\eta$ ,  $R$  — соответственно передаточное число, КПД и радиус выходной звезды редуктора подающей части;  $F_y$  — сила упругости тягового звена;

$$F_y = e\delta = cf \left( \frac{R}{i} \omega - v_{\text{п}} \right) dt,$$

где  $c$  — жесткость, Н/м, и  $\delta$  — деформация тягового звена, м.

Движение комбайна вдоль лавы можно рассматривать как плоское движение твердого тела, при этом вращательным (в плоскости пласта) и поступательным (перпендикулярным к забою) движениями можно пренебречь. Изменение деформации в тяговом органе подчиняются закону Гука. В этом случае уравнение движения комбайна

$$m \frac{dv_{\text{под}}}{dt} = F_y - F_{\text{тр}} \pm G \sin \alpha - F_p,$$

где  $m$ ,  $G$ ,  $v_{\text{под}}$  — соответственно масса (кг), вес (Н) и скорость подачи (м/с) комбайна;  $\alpha$  — угол наклона пласта, градус;  $F_{\text{тр}}$  — сила трения комбайна о направляющие, Н;

$$F_{\text{тр}} = \begin{cases} A - K\nu_{\text{под}} & \text{при } |\nu_{\text{под}}| < |\nu_0| \\ B = \text{const} & \text{при } |\nu_{\text{под}}| > |\nu_0|, \end{cases}$$

где  $A, B$  — силы трения покоя и движения, Н;  $K$  — коэффициент наклона кривой;  $\nu_0$  — координата стабилизации функции;  $F_{\text{р}}$  — проекция силы резания на вектор скорости подачи комбайна, принимаемая в первом приближении пропорциональной величине среза, снимаемого резцом,  $h$ .

$$F_{\text{р}} = K_1 h_{\text{max}} = K_1 \int_{t-\tau}^t \nu_{\text{под}} dt,$$

где  $K_1$  — коэффициент, характеризующий сопротивление угля резанию, Н/м;  $\tau$  — время, за которое шнек поворачивается на угол, равный углу между двумя соседними резцами в одной линии резания, с.

Уравнение движения привода исполнительного органа [8, 9]

$$\frac{d^2 M}{dt^2} = \frac{c_0 + K_1 h_{\text{max}}}{T_{\text{м}} T_{\text{д}}} - \frac{1}{T_{\text{д}}} \cdot \frac{dM}{dt} - \frac{M}{T_{\text{м}} T_{\text{д}}},$$

где  $M$  — момент, развиваемый электродвигателем комбайна, Н · м;  $T_{\text{м}}, T_{\text{д}}$  — механическая и электромагнитная постоянные электродвигателя, с;  $c_0$  — момент сопротивления при отсутствии нагрузки от процесса разрушения угля, Н · м.

При исследовании на модели жесткость тягового звена изменялась от  $20 \times 10^5$  до  $2000 \times 10^5$  Н/м, масса комбайна — от 6 до 24 т, коэффициент сопротивляемости угля разрушению — от 0 до  $20 \times 10^5$  Н/м (что соответствует диапазону изменения сопротивляемости угля резанию от 0 до 120 кН/м).

Анализ результатов, полученных для средней скорости подачи  $\nu_{\text{д}} = 2,8$  м/мин ( $m = 1200$  кг,  $K = 20 \cdot 10^5$  Н/м), показал:

основные частоты колебаний мгновенной скорости подачи  $\nu_{\text{под}}$  тягового усилия  $F_{\text{под}}$ , максимальной толщины среза  $h$  и момента  $M$ , развиваемого электродвигателем комбайна, для каждого значения жесткости тягового звена равны между собой;

с увеличением жесткости тягового звена уменьшается размах колебаний мгновенной скорости и увеличивается частота пульсации перемещения комбайна. Соответственно изменяются размах и частоты колебаний тягового усилия, глубины среза и момента, развиваемого двигателем;

при определенном значении жесткости тягового звена (при прочих равных условиях) дискретное движение сменяется непрерывным с переменной скоростью;

Рис. 40. График зависимостей коэффициентов неравномерности скорости подачи  $K_v$ , глубины среза  $K_h$ , момента электродвигателя  $K_M$  от жесткости тягового звена  $c$  для значений  $m$  и  $v$  под соответственно:

- 1 — 24 000 кг, 5,4 м/мин; 2 — 24 000 кг, 1,6 м/мин; 3 — 6 000 кг, 5,4 м/мин; 4 — 6 000 кг, 1,6 м/мин; 5 — 24 000 кг, 1,6 м/мин

изменение момента, развиваемого электродвигателем, практически совпадает по фазе с изменением глубины среза. Некоторый сдвиг фаз является следствием инерционности привода исполнительного органа;

пиковые значения крутящего момента значительно сдвинуты относительно максимумов скорости подачи. Это

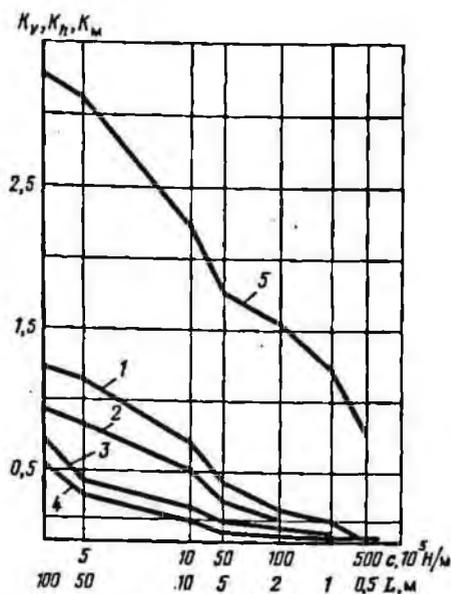
объясняется тем, что наибольшая глубина среза примерно соответствует моменту остановки комбайна;

минимальные значения тягового усилия имеют место перед остановкой комбайна в каждом очередном "пульсе" движения, затем величина усилия нарастает, достигая максимума в середине участка разгона машины. Далее (в пределах одного "пульса") комбайн движется в основном под действием запасенной кинетической энергии.

На рис. 40 приведены графики коэффициентов неравномерности скорости подачи  $K_v = A_w/v_{\text{под}}$ , глубина среза  $K_h = A_h/h$  и нагрузки  $K_M = A_M/M$  (в числителе — размах колебаний, в знаменателе — среднее значение соответствующей величины) от жесткости  $c$  тягового звена. График построен для значения  $K_1 = 20 \cdot 10^5$  Н/м.

Коэффициенты неравномерности глубины среза и момента электродвигателя численно равны друг другу во всем диапазоне изменения основных параметров, т.е. относительное изменение  $K_h$  вызывает такое же изменение  $K_M$ . Следовательно, электромеханическая система "исполнительный орган — трансмиссия — электродвигатель" служит фильтром, пропускающим без изменения колебания низкой частоты, вызванные автоколебательным характером скорости подачи.

Коэффициент неравномерности момента электродвигателя (или  $K_h$ ) по абсолютной величине значительно меньше коэффициента неравномерности скорости подачи во всем диапазоне изменяемых параметров. Следовательно, система "исполнительный орган — корпус — тяговый орган — механизм подачи" является механическим фильтром, значительно демпфирующим низкочастотные колебания глубины среза, а следовательно, и момента.



Коэффициент неравномерности скорости подачи при малой жесткости достигает значений  $K_v = 4,0$ . С увеличением жесткости величина  $K_v$  уменьшается, причем при  $c = (400 \div 700) 10^5 \text{ Н/м}$   $K_v < 1$ , т.е. автоколебательный характер изменения скорости подачи сменяется колебательным гармоническим с размахом колебаний меньше средней величины скорости.

Величина коэффициентов неравномерности момента электродвигателя и глубины среза существенно зависит от массы комбайна, средней скорости подачи машины и жесткости тягового звена. Так, при малой жесткости и скорости подачи 1,6 м/мин для комбайна массой 24000 кг величина  $K_M$  на 67 % больше, чем для комбайна массой 6000 кг, а при  $v = 5,4 \text{ м/мин}$  — на 80 %. Работа машины с  $m = 24000 \text{ кг}$  (в тех же условиях) при  $v_{\text{под}} = 5,4 \text{ м/мин}$  вызывает увеличение  $K_M$  на 22 % по сравнению с работой при  $v_{\text{под}} = 1,6 \text{ м/мин}$ , а машины с  $m = 6000 \text{ кг}$  — на 47 % для этого же случая. Наиболее существенно на величину коэффициента неравномерности момента электродвигателя влияет жесткость тягового звена (см. рис. 40).

Проведенные аналитические исследования, хорошо подтверждающиеся экспериментальными исследованиями [18, 20, 22], показывают, что для легких машин, масса которых не превышает 6000 кг, жесткость тягового звена должна быть не ниже  $50 \times 10^5 \text{ Н/м}$ , для машин массой 24000 кг — не ниже  $400 \times 10^5 \text{ Н/м}$ . В этом случае колебания нагрузки двигателя, вызываемые неравномерным движением машины, не будут превышать 10 %.

## РАБОТА БСП В ТОРМОЗНОМ РЕЖИМЕ

Нормативы по технике безопасности на забойные машины и комплексы требуют применения предохранительных лебедок при работе на пластах с углами падения  $9^\circ$  и выше. Применение лебедок при ЦСП считается единственным надежным средством, удерживающим комбайн на ставе конвейера от сползания под действием сил тяжести при потере им связи с целью. Но лебедки сами часто являются причиной травматизма.

Бесцепные системы подачи обеспечивают надежную кинематическую связь комбайна через приводное колесо движителя подачи (в совокупности с обратными захватами опор) с реечным ставом, возможность встраивания в механизм подачи тормоза, гарантирующего стопорение движителя и комбайна.

Безопасность работ повышают также тем, что на машине, как правило, устанавливают два механизма подачи. Это позволяет не только дублировать защиту от сползания, но и снизить тяговые нагрузки в приводах и кинематических цепях, повысив надежность и безопасность работы на углах падения пласта до  $35^\circ$ .

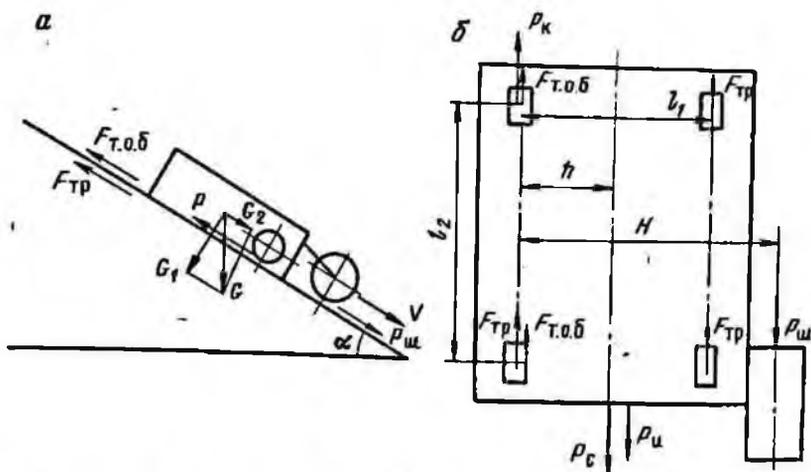


Рис. 41. Схемы сил, действующих на комбайн

Системы торможения, применяемые на ряде серийных и опытных очистных комбайнов (2К52МБ, КШ1Б, 2ГШ68Б, КШ75, 2КШЭ, 1КШЭ, РКУ10, РКУ13, РКУ16, 1РКУП20, РКУП25), доказали свою работоспособность в ходе стендовых и промышленных испытаний.

За основную при расчете встроенных систем торможения принимают величину тормозного момента, необходимого для остановки комбайна при работе его на наклонном пласте. Максимальное значение этой величины должно определяться с учетом основных конструктивных параметров машины и всех внешних сил, действующих на нее: трения в опорно-направляющих элементах и потерь в двигателе БСП, взаимодействия резцов шнека с почвой пласта, составляющей веса комбайна в направлении движения, а также инерции масс привода, КПД внешних и внутренних систем.

На рис. 41, а приведена расчетная схема сил, действующих на комбайн, движущийся вниз по наклонному пласту под действием собственного веса. Тормоз установлен либо на валу гидромотора механизма подачи, либо на валу электродвигателя постоянного тока. Шнек перекатывается по почве пласта, помогая скатывающей силе. При этом на машину действуют следующие силы:

составляющая веса комбайна в направлении подачи

$$G_2 = G \sin \alpha,$$

где  $G$  — вес комбайна,  $H$ ;  $\alpha$  — угол падения пласта, градус.

Сила на шнеке, перекатываемом по почве пласта в направлении движения,  $P_{ш}$ ;

сила трения в опорах комбайна

$$F_{\text{тр}} = \mu G_1 = \mu G \cos \alpha,$$

где  $\mu$  — коэффициент трения;

боковая сила трения в опорах  $F_{\text{тр.оп.б}}$  (рис. 41, б). Примем, что составляющая веса в направлении движения, сила инерции машины, сила трения в опорах действуют по оси симметрии комбайна. Величина  $F_{\text{тр.оп.б}}$  определится выражением

$$F_{\text{тр.оп.б}} = 2\mu R = 2\mu \frac{P_{\text{ш}}H + h(P_{\text{и}} + A_{\text{с}} - F_{\text{тр}})}{l_2}.$$

Сила  $P$ , действующая в зацеплении колеса с рейкой в процессе торможения

$$P = M_{\text{т}} \frac{\omega_{\text{т}}}{\omega_{\text{к}}} \cdot \frac{1}{r_{\text{к}}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{р}} \eta_{\text{дв}} \eta_{\text{мех}}} \cos \gamma,$$

где  $M_{\text{т}}$  — величина тормозного момента на валу тормоза, Н · м;  $\omega_{\text{т}}$ ,  $\omega_{\text{к}}$  — частота вращения тормозных дисков и зубчатого колеса соответственно, с<sup>-1</sup>;  $r_{\text{к}}$  — радиус контакта в паре колесо — рейка, м;  $\gamma$  — угол давления в зацеплении колесо — рейка, рад;  $\eta_{\text{р}}$ ,  $\eta_{\text{дв}}$ ,  $\eta_{\text{мех}}$  — КПД редуктора, двигателя БСП и механический КПД гидромотора соответственно.

Помимо перечисленных сил, на движение выемочной машины оказывают влияние силы, расходуемые на вращение гидромотора:

$$P_{\text{гм}} = \frac{qP}{2\pi} (1 - \eta_{\text{мех}}) \frac{\omega_{\text{т}}}{r_{\text{к}} \omega_{\text{к}} \eta_{\text{р}} \eta_{\text{дв}}},$$

где  $q$ ,  $p$  — рабочие объем, л/мин, и давление гидромотора, МПа, соответственно;  $r_{\text{к}}$  — радиус контакта в паре колесо — рейка, м;  $1 - \eta_{\text{мех}}$  — коэффициент потерь в гидромоторе.

Уравнение сил, действующих на комбайн, будет иметь вид

$$G \sin \alpha + P_{\text{ш}} - \mu G \cos \alpha - 2\mu \frac{P_{\text{ш}}H + h(P_{\text{и}} + G \sin \alpha - \mu G \cos \alpha)}{l_2} - P_{\text{гм}} l_2 - \frac{M_{\text{т}} \omega_{\text{т}} \cos \gamma}{r_{\text{к}} \omega_{\text{к}} \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{дв}}} + M_{\text{пр}} |\ddot{x}| = 0,$$

где  $H$  — плечо действия силы  $P_{\text{ш}}$ ;  $h$  — расстояние от завальных опор до продольной оси комбайна;  $P_{\text{и}}$  — сила инерции комбайна;  $M_{\text{пр}}$  — при-

веденная масса движущихся частей;  $e_2$  — расстояние между завальными опорами.

Откуда

$$M_T = [(P_n + G(\sin \alpha - \mu \cos \alpha)(l_2 - 2\mu h) + P_{III}(l_2 - 2\mu H) - P_{GM}l_2] \frac{r_K \omega_K \eta_D \eta_{ДВ} \eta_{Мех}}{l_2 \omega_T \cos \gamma} \quad (16)$$

Первое слагаемое уравнения определяется по зависимости

$$P_n = M_{пр} |\ddot{x}|,$$

где  $|\ddot{x}|$  — модуль ускорения,  $m/c^2$ .

Приведенная масса находится из уравнения

$$M_{пр} = m_n + m_{вр},$$

$m_n$  — масса поступательно движущихся элементов комбайна, кг;  $m_{вр}$  — масса вращательно движущихся частей трансмиссий, кг;

$$m_{вр} = \sum_{i=1}^n m_i,$$

где  $m_i$  — масса каждой вращающейся детали, кг;  $n$  — число вращающихся деталей.

Для определения массы вращающихся частей воспользуемся принципами кинестатики. Условно увеличим массу комбайна на величину, равную массе вращающихся деталей, но движущихся только поступательно вместе с машиной. На основе принципа равенства кинематических энергий вращательного и поступательного движений имеем:

$$I \omega^2 / 2 = m' \dot{x}^2 / 2,$$

где  $I$  — момент инерции вращающейся детали,  $кг \cdot м^2$ ;  $\omega$  — частота вращения детали,  $c^{-1}$ ;  $m'$  — приведенная масса, кг;  $\dot{x}$  — линейная скорость,  $м/с$ .

$$\text{Откуда } m' = I \omega^2 / \dot{x}^2.$$

Двигатель БСП переводится в тормозной режим при перемещении очистного комбайна вниз вдоль лавы в пластах с углом падения более  $0^\circ$  (подтормаживание), а также для предотвращения неуправляемого скольжения машины вниз под действием внешних активных сил в аварийных ситуациях. При этом ведущим элементом двигателя становится речный став, а направление приложенного к колесу момента противоположно направлению его вращения.

Покажем некоторые закономерности работы в тормозном режиме на примере движителей с цевочной рейкой.

Ранее было показано, что для обычного звольвентно-цевочного движителя характерно наличие кромочного контакта на выходе даже при номинальном межосевом расстоянии. Поэтому в тормозном режиме (см. рис. 31) вход в зацепление будет начинаться с кромки зуба. Смена ведущего элемента (по сравнению с двигательным режимом) влечет за собой изменение направления вектора скорости скольжения и силы трения в точке контакта зуба и цевки на обратное. Это приводит, в свою очередь, к тому, что линия действия  $n' - n^2$  результирующей силы  $R$  отклоняется от нормали  $n - n$  на величину угла трения  $\varphi_{\text{тр}}$  в сторону центра колеса, а в зацеплении возникает выталкивающая радиальная сила  $F_{\text{рад}}$ , которая стремится увеличить межосевое расстояние в паре.

При увеличенном межосевом расстоянии в паре колесо — рейка работа обычного движителя БСП в тормозном режиме становится невозможной. Это также является следствием наличия длительного кромочного контакта.

В зависимости от величины  $\Delta a$  (см. рис. 32) возможны два варианта входа. Первый вариант (при значительных  $h$ ) характеризуется тем, что в момент начала зацепления образующая цевки и окружность вершин колеса  $d_a$  (точка контакта принадлежит верхней грани зуба) становятся касательными друг к другу — происходит "утыкание". При этом нормаль пройдет через центр цевки и ось колеса, передача движения станет невозможной — движитель заклинивается.

Во втором варианте (точка  $Y_1$  находится на продольной кромке зуба — см. рис. 32) контактная нормаль  $n - n$  располагается под углом  $\gamma_1$  к линии центров цевки, который достигает максимальных значений именно в момент входа в зацепление, а линия действия  $n' - n'$  результирующей силы  $R$  будет отклонена от  $n - n$  на угол в сторону, противоположную направлению вектора скорости скольжения  $\varphi_{\text{тр}}$ . При такой ориентировке  $n' - n'$  велика вероятность того, что линия действия  $R$  пройдет через круг трения радиуса  $r_{\text{от}}$  в опоре, а это, как известно, также приведет к заклиниванию движителя.

Действующие в зацеплении выталкивающие радиальные усилия, достигающие при увеличении  $a_{32}$  наибольших значений, усугубляют картину, так как будут стремиться отжать колесо и тем самым способствовать самоторможению.

Аналогичные явления могут наблюдаться и в движителях с прямобоочной зубчатой рейкой при увеличенном  $a_{32}$ .

Движители со смещенной цевочной рейкой исключают возможность возникновения кромочного контакта и поэтому могут эффективно функционировать в тормозном режиме.

Действительно, в момент входа в зацепление точка контакта  $Y_1$  цевки и колеса будет находиться на рабочем участке профиля. При этом чем выше значение коэффициента запаса профиля  $k_a$ , тем мягче происходит вход.

Рис. 42. График влияния веса машины на предельный угол  $\alpha$ , при котором начинается неуправляемое скольжение:

1 — комбайна с одним механизмом БСП ( $\mu = 0,1$ ); 2 — комбайн с одним механизмом БСП ( $\mu = 0,16$ ); 3 — комбайн с двумя механизмами БСП ( $\mu = 0,16$ )

В тормозном режиме на колесо движителя со смещенной рейкой также будут действовать выталкивающие (направленные к оси колеса) радиальные усилия, которые будут максимальными при входе в зацепление, и затем плавно снижаться до минимума по мере приближения цевки к линии межосевого расстояния. Смена контактирующих профилей происходит в момент, когда точка  $Y_1$  зуба, выходящего из зацепления, находится в зоне линии  $a_{32}$  (слева от нее). Точное значение  $x_2$  координаты центра цевки при пересопряжении будет зависеть от параметров  $k_a, \Delta a, \Delta P$ .

Расчет величины тормозного момента для движителей с сопряженным профилем необходимо проводить по формуле (16). Выражение справедливо и для движителей с несопряженным профилем.

Анализируя выражения (16), можно заметить, что наибольшее влияние на величину тормозного момента для машины с гидравлической подающей частью оказывает масса комбайна. Для комбайна с электрической подающей частью весьма возрастает влияние силы инерции на величину тормозного момента.

Уравнение, определяющее величину критического угла падения пласта  $\alpha$ , при котором начинается неуправляемое скольжение, может быть получено из уравнений проекций действующих сил:

$$\alpha = \arccos \frac{\mu A \pm \sqrt{\mu^2 A^2 - B(1 + \mu^2)}}{G(1 + \mu^2)(l_2 - 2\mu h)},$$

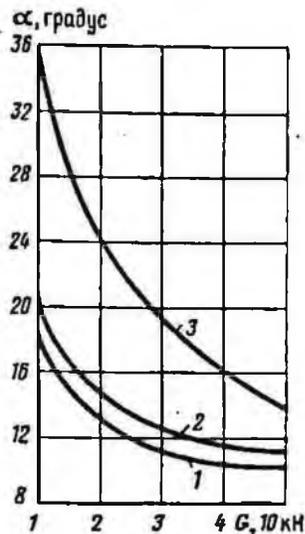
где

$$A = P_{III}(L_2 - 2\mu h) + P_{II}(l_2 - 2\mu h) - P_K l_2,$$

$$B = A^2 - G^2(l_2 - 2\mu h)^2.$$

Анализ показывает, что на величину  $\alpha$  оказывает влияние расстояние между опорами и величина захвата.

На рис. 42 приведен график, позволяющий определить предельный угол падения пласта, до которого комбайн удерживается на ставе конвейера с рейкой БСП без встроенных средств торможения в зависимости от веса. С его увеличением предельный угол снижается. Однако чем больше масса комбайна, тем это снижение менее интенсивно. Так,



если предельный угол падения пласта при массе комбайна 10 т и коэффициенте трения стали о сталь 0,16 составляет  $20^\circ$ , то с увеличением массы до 20 т или вдвое этот угол снижается на 23 % и составляет  $15,4^\circ$ . Последующее увеличение массы еще на 10 т — до 30 т, или на 50 %, приводит к снижению угла на 19,6 % и достигает  $12,4^\circ$ . Дальнейшее ее увеличение не приводит к существенному снижению предельного угла.

При снижении коэффициента трения с 0,16 до 0,1, или на 37,5 %, что возможно при случайном попадании на направляющие масла, угольного штыба и т.д., предельный угол уменьшается на 10–13 %.

Применение двух приводов БСП повышает предельный угол на 70 % при массе комбайна 10 т и на 25 % — при массе 50 т.

Таким образом, наличие БСП позволяет нормально эксплуатировать машину без дополнительных средств удержания на углах более  $9^\circ$ . Предельный угол для каждого комбайна должен устанавливаться в зависимости от его массы, параметров и конструкции опорно-направляющего механизма. Безопасность в этом случае должна обеспечиваться гарантированной надежностью элементов лыж, особенно обратных захватов, зубьев тягового колеса и трансмиссии.

#### РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДВИЖИТЕЛЕЙ БСП

Практика показывает, что создание высоконадежных движителей БСП возможно только на основе научно обоснованных методов расчета, максимально учитывающих специфику условий эксплуатации (в первую очередь это касается колебаний межосевого расстояния в паре колесо — рейка). Наибольшую сложность представляют расчеты трехэлементных движителей, в которых необходимо учитывать и согласовывать ряд противоречивых факторов. В связи с тем, что зубчатое колесо таких движителей (промежуточный элемент) участвует в двух зацеплениях (с реечным ставом и ведущим элементом), в процессе его проектирования решаются две взаимосвязанные задачи: выбор геометрических параметров в парах колесо — рейка и шестерня — колесо. Отправной точкой расчетов служит шаг зацепления рейки, который выбирают кратным стандартной длине решетки забойного конвейера.

При проектировании и расчете трехэлементных движителей необходимо исходить из принципа обеспечения благоприятных условий работы пары колесо — рейка с целью снижения отрицательного влияния на ресурс и выходные параметры условий эксплуатации. Для этого в первую очередь выбирают рациональные геометрические параметры зубчатого колеса. Алгоритмы решения подобных задач наиболее полно изложены в РТМ 12.44.058–85. "Комбайны очистные. Бесщепные системы подачи. Расчет параметров движителей. Методика". В ее основе идеи использования цевочной передачи с положительным смещением рейки в движителях БСП, что позволяет получить параметры, обеспечивающие надежную работу пары и минимальный ее износ в условиях нарушения межосевого расстояния.



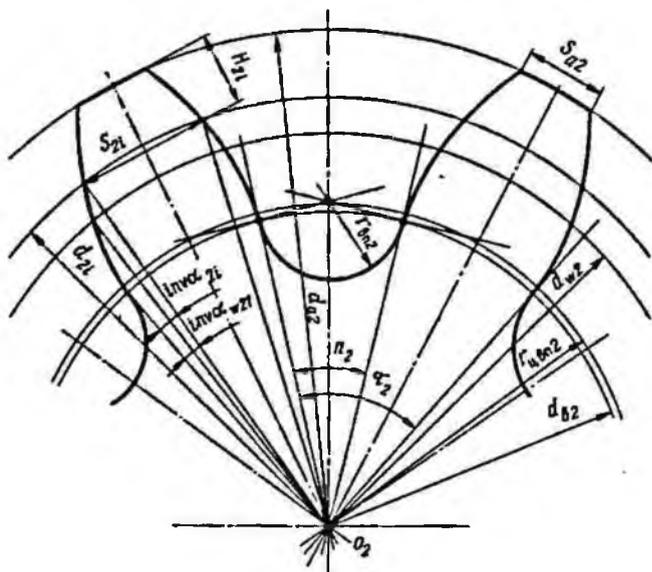


Рис. 44. Схема к определению геометрических параметров зубьев и колес движителя

Межосевое расстояние в паре колесо — рейка  $a_{32} = 0,5d_{b2} + h$ . Если по каким-либо причинам найденное значение  $a_{32}$  не удовлетворяет проектировщика, то следует повторить расчеты с другими значениями  $z_2$ . Как показывают исследования, рациональное значение этого параметра лежит в интервале  $9 \leq z_2 \leq 20$ .

Для дальнейших расчетов необходимо задаться величиной бокового зазора  $j$  в паре ( $3 \leq j \leq 10$  мм) и определить значение угловой ширины впадины между зубьями колеса (рис. 44):

$$n_2 = \frac{d_0}{d_{\text{вс}}} + \gamma_p - \text{tg } \gamma_p + \frac{2j}{d_{\text{в}2}}. \quad (17)$$

Входящий в уравнение (17) угол давления  $\gamma_p$  в нижней точке активного профиля может быть найден с помощью зависимости

$$\gamma_p = \arccos \left( 1 + \frac{d_{\text{в}2}}{2h} \right).$$

Толщина зуба  $S_{\text{в}2}$  на основной окружности колеса

$$S_{\text{в}2} = p_{\text{в}2} - d_{\text{в}2} n_2.$$

Зная основную толщину зуба  $S_{\text{в}2}$  и заданную толщину зуба колеса на окружности вершин  $S_{a2}$ , можно найти величину угла профиля зуба

колеса  $a_{a_2}$  на окружности вершин, которая необходима для расчета  $d_{a_2}$ . Значение  $a_{a_2}$  находят из уравнения

$$S_{b_2} - d_{b_2} (\operatorname{tg} a_{a_2} - a_{d_2}) - S_{a_2} \cos a_{a_2} = 0,$$

которое может быть решено любым известным численным методом. Диаметр окружности вершин колеса

$$d_{a_2} = d_{b_2} / \cos a_{a_2}.$$

Далее, рациональность принятых и полученных в результате расчетов геометрических параметров пары колесо — рейка должна быть проверена с помощью показателей качества зацепления.

В качестве параметра, позволяющего оценивать характер пересопряжения контактирующих профилей, используют коэффициент запаса профиля  $K_\alpha$ , который представляет собой отношение эвольвентного угла профиля  $a_{a_2}$  на вершине зуба к эвольвентному углу  $a_{v_2}$  в верхней точке активного профиля зуба колеса, т.е.

$$K_\alpha = \frac{\operatorname{inv} a_{a_2}}{\operatorname{inv} a_{v_2}}.$$

Для определения значения  $a_{v_2}$  необходимо вычислить значения углов давления  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$  в момент пересопряжения контактирующих профилей, которые могут быть найдены путем решения системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} \frac{d_{b_2}(1 - \cos \gamma_1) + 2h}{d_{b_2} \sin \gamma_1} - \gamma_1 - \frac{d_{b_2}(1 - \cos \gamma_2) + 2h}{d_{b_2} \sin \gamma_2} + \gamma_2 &= \tau_2 \\ \frac{(d_{b_2} + 2h) \cos \gamma_1}{2 \sin \gamma_1} - \frac{(d_{b_2} + 2h) \cos \gamma_2}{2 \sin \gamma_2} &= p_p. \end{aligned} \right\}$$

Величина угла  $a_{v_2}$  через известное значение  $\gamma_1$  определяется зависимостью

$$a_{v_2} = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{d_{b_2}(1 - \cos \gamma_1) + 2h - d_a \sin \gamma_1}{d_{b_2} \sin \gamma_1}.$$

Коэффициент запаса профиля

$$K_\alpha = \frac{\operatorname{tg} a_{d_2} - a_{a_2}}{\operatorname{tg} a_{v_2} - d_{v_2}}.$$

Если  $K_d$  меньше 1,15 или больше 1,3, то необходимо изменить исходные данные и повторить расчет.

Оценка геометрических параметров по силовому фактору может быть сделана с помощью коэффициента  $\lambda = F_{\text{рад}}/F_{\text{под}}$ . Для его определения необходимо найти значение угла давления  $\gamma_s$ , соответствующего моменту смены направления вектора скорости скольжения, которое определяется решением уравнения

$$0,5d_{b2}(1 - \cos \gamma_s) + (h - 0,5d_0 \sin \gamma_s) \cos \gamma_s = 0.$$

Силовой коэффициент

$$\lambda = \frac{\sin \gamma_2 - f \cos \gamma_2}{\cos \gamma_2 + f \sin \gamma_2} \quad \text{при } \gamma_2 < \gamma_s.$$

и

$$\lambda = \frac{\sin \gamma_2 + f \cos \gamma_2}{\cos \gamma_2 - f \sin \gamma_2} \quad \text{при } \gamma_2 > \gamma_s.$$

При этом  $\gamma_2 = \gamma_s$ ;  $\lambda = \operatorname{tg} \gamma_2$ .

В приведенных уравнениях  $f$  — коэффициент трения. Отметим, что меньшие значения силового коэффициента  $\lambda$  обеспечивают повышение качества зацепления и пары колесо — рейка в целом. При  $\lambda > 0,2$  необходимо изменить исходные параметры и повторить расчет.

Изготовление зубчатого колеса движителя обычно выполняется либо методом копирования, либо на станках с ЧПУ. Для проектирования фасонного инструмента или составления управляющей программы (в зависимости от способа изготовления) необходимы координаты эвольвентного профиля зуба колеса и радиуса скругления основания зуба. Координаты точек теоретического профиля могут быть найдены следующим образом.

Толщина зуба колеса на произвольном диаметре

$$s_{2l} = d_{2l} \sin \left( \operatorname{arc} \sin \frac{s_{a2}}{d_{a2}} + \operatorname{inv} \alpha_{a2} - \operatorname{inv} \alpha_{2l} \right),$$

где

$$\operatorname{inv} \alpha_{a2} = \operatorname{tg} \alpha_{a2} - \alpha_{a2},$$

$$\alpha_{a2} = \operatorname{arc} \cos \frac{d_{b2}}{d_{a2}};$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{2l} = \operatorname{tg} \alpha_{2l} - \alpha_{2l},$$

$$\alpha_{2l} = \operatorname{arc} \cos \frac{d_{b2}}{d_{2l}}.$$

Расстояние от вершины зуба до хорды на произвольном диаметре

$$H_{2l} = 0,5 [d_{a2} - d_{2l} \cos (\arcsin \frac{s_{a2}}{d_{a2}} + \text{inv } \alpha_{a2} - \text{inv } \alpha_{2l})].$$

При нарезании зубьев колеса на станках с ЧПУ более удобно заменить теоретический (эвольвентный) профиль зуба дугой окружности. Такая замена может быть выполнена по следующему алгоритму.

Радиус дуги, заменяющей теоретический профиль (рис. 45),

$$r_{302} = \sqrt{x_a^2 + y_a^2},$$

$$\text{где } y_a = \frac{x_2(x_3^2 + y_3^2) - x_3(x_2^2 + y_2^2)}{2(x_2 y_3 - x_3 y_2)},$$

$$x_a = \frac{y_2^2 - 2y_a y_2 + x_2^2}{2x_2},$$

где

$$x_2 = 0,5(S_{21} - S_{22}), \quad y_2 = H_{21} - H_{22},$$

$$x_3 = 0,5(S_{21} - S_{23}), \quad y_3 = H_{21} - H_{23}.$$

Значения  $S_{21}$ ,  $S_{22}$ ,  $S_{23}$ ,  $H_{21}$ ,  $H_{22}$ ,  $H_{23}$  соответствуют координатам точек теоретического профиля, лежащим на основной окружности, в средней части профиля и на окружности вершин соответственно.

Радиус окружности центров заменяющих дуг

$$r_{цз2} = \sqrt{x_{ап2}^2 + y_{ап2}^2},$$

где

$$y_{ап2} = y_a + d_{a2}/2 - H_{21};$$

$$x_{ап2} = x_a - S_{21}/2.$$

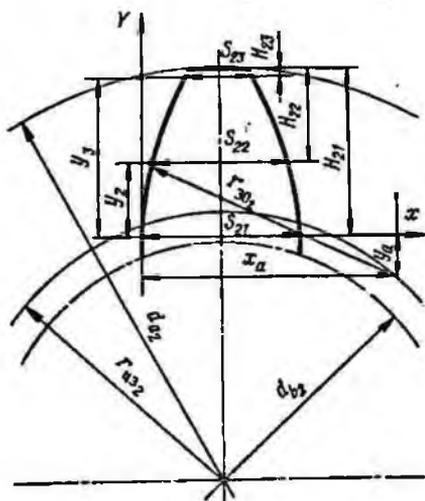


Рис. 45. Замена теоретического профиля дугой окружности

Радиус окружности центров впадин колеса

$$r_{цвп_2} = r_{из_2} \cos(\beta/2) + r_{из_2} \sin(\beta/2) \operatorname{tg} A,$$

где

$$\beta = \tau_2 + 2 \left( \operatorname{arc} \cos \frac{r_{a_2}^2 + r_{из_2}^2 - r_{зо_2}^2}{2r_{зо_2} r_{из_2}} - \operatorname{arc} \sin \frac{S_{a_2}}{d_{a_2}} \right),$$

$$A = \operatorname{arc} \cos \frac{r_{зо_2}^2 + r_{из_2}^2 - r_{b_2}^2}{2r_{зо_2} r_{из_2}} - \frac{\pi - \beta}{2}.$$

Радиус впадин колеса

$$r_{вп_2} = \frac{r_{из_2} \sin(\beta/2)}{\cos A} - r_{зо_2}.$$

Приведенный выше алгоритм может быть использован не только для расчета пары колесо — рейка трехэлементного движителя, но и для двухэлементных движителей БСП цевочного типа.

Исходными данными для выбора и расчета геометрических параметров пары шестерня — колесо трехэлементного движителя являются параметры колеса  $d_{a_2}, d_{b_2}; S_{a_2}; S_{b_2}, z_2$ , найденные в процессе расчета пары колесо — рейка, а также принятые для дальнейших расчетов значения числа зубьев шестерни  $z_1$  ( $8 \leq z_1 \leq 20$ ), угла зацепления в первой паре  $\alpha_{w_21}$  ( $20^\circ \leq \alpha_{w_2} \leq 30^\circ$ ) и коэффициента торцового перекрытия  $\epsilon$  ( $1,1 \leq \epsilon \leq 1,3$ ).

При выборе значения коэффициента перекрытия следует учитывать требование обеспечения непрерывности зацепления в торцовой плоскости, что возможно при условии  $\epsilon \geq 1$ . Практически, учитывая погрешность изготовления колес и деформацию зубьев под нагрузкой, следует принимать значение  $\epsilon \geq (1,1 \div 1,3)$ . Верхним ограничением для величины коэффициента перекрытия является резкое возрастание удельных скольжений в паре и возрастающая склонность к заклиниванию при  $\epsilon > 1,3$ .

Одним из основных параметров, определяющих геометрические размеры шестерни и качественные показатели зацепления пары шестерня — колесо, является угол  $\alpha_{w_21}$ . Его величина, принятая к исполнению, должна обеспечивать:

вписываемость первой пары в заданные габариты

$$\alpha_{w_21 \min} < \alpha_{w_21} < \alpha_{w_21 \max};$$

размещение зубьев шестерни на основной окружности

$$\operatorname{tg} \alpha_{a_1} > \frac{2\pi}{z_1} > 2 \operatorname{inv} \alpha_{w_{21}} + \sigma_1;$$

отсутствие заклинивания

$$z_1 \operatorname{tg} \alpha_{d_1} < (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_{w_{21}},$$

$$z_2 \operatorname{tg} \alpha_{d_2} < (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_{w_{21}};$$

удельное давление и удельное скольжение в допустимых пределах.

В процессе проектирования первой пары значение  $\alpha_{w_{21}}$ , обеспечивающее высокие качественные показатели и вписывание передачи в заданные габариты, определяют путем подбора. При выборе угла зацепления следует учитывать, что увеличение  $\alpha_{w_{21}}$  приводит к уменьшению коэффициента перекрытия, т.е. зоны двухпарного зацепления. Исследования показывают, что влияние коэффициента перекрытия  $\epsilon$  на несущую способность передачи проявляется слабее, чем влияние угла зацепления. По этой причине важнее обеспечить более мягкий, безударный вход в зацепление, более рациональную геометрию зуба шестерни, чем изготовить шестерню с повышенным коэффициентом перекрытия. Увеличение же угла зацепления  $\alpha_{w_{21}}$  сопровождается ростом контактной прочности зубьев, стойкости их поверхностей против заедания и в большинстве случаев уменьшением местных изгибающих напряжений. В связи с этим при выборе угла зацепления желательно принимать его для дальнейших расчетов максимально возможным с учетом габаритных ограничений.

Расчет геометрических параметров начинают с определения диаметра основной  $d_{b_1}$ , начальной  $d_w$  окружностей шестерни и межосевого расстояния  $a_{w_{21}}$  в паре шестерня — колесо.

$$d_{b_1} = \frac{d_{b_2} z_1}{z_2};$$

$$d_{w_1} = \frac{d_{b_1}}{\cos \alpha_{w_{21}}};$$

$$a_{w_{21}} = \frac{d_{b_1} + d_{b_2}}{2 \cos \alpha_{w_{21}}}.$$

Для расчета диаметра  $d_{a1}$  необходимо найти угол профиля на вершине зуба шестерни:

$$\alpha_{a1} = \arctg \left[ \frac{d_{b2}}{d_b} (\operatorname{tg} \alpha_{w21} - \operatorname{tg} \alpha_{d2} + \frac{2\xi\pi}{z_2} + \operatorname{tg} \alpha_{w21}) \right].$$

При этом  $d_{d1} = d_{b1} / \cos \alpha_{a1}$ .

Выбранные геометрические параметры шестерни движителя БСП должны обеспечивать надежную работу пары шестерня — колесо в процессе эксплуатации. Ориентировочно о качестве передачи шестерня — колесо и ее ресурсе можно судить по качественным показателям зацепления.

Коэффициент удельного давления  $\theta_p$  позволяет учитывать влияние геометрии зубьев шестерни и колеса (радиусов кривизны их профилей) на величину контактных напряжений. Его значение определяется для зубьев, контактирующих в полюсе  $P$ , т.е. в зоне однопарного зацепления

$$\theta_p = \frac{m_{w21}}{d_{w21} \sin \alpha_{w21}} \frac{(u+1)^2}{u},$$

где  $m_{w21} = d_{w2}/z_2$  — модуль зацепления по начальным окружностям;  $u = z_2/z_1$  — передаточное число.

Максимально допустимое значение коэффициента удельного давления в полюсе зацепления равно единице, т.е.  $\theta_p \leq 1$ .

Степень влияния геометрических параметров зубчатой передачи на интенсивность износа зубьев в процессе зацепления принято оценивать с помощью коэффициента удельного скольжения. Известно, что скольжение контактирующих профилей достигает наибольших значений в нижних точках активного профиля зуба шестерни и колеса, которые расположены вблизи основных окружностей  $d_b$  и  $d_{b2}$ . Значение коэффициента удельного скольжения в нижней точке активного профиля зуба шестерни

$$\nu_{p1} = - \frac{(\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_{w21})(u+1)}{\operatorname{tg} \alpha_{w21} - u(\operatorname{tg} \alpha_{d2} - \operatorname{tg} \alpha_{w21})};$$

колеса

$$\nu_{p2} = - \frac{(\operatorname{tg} \alpha_d - \operatorname{tg} \alpha_{w21})(u+1)}{u \operatorname{tg} \alpha_{w21} - (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_{w21})}.$$

Нормальным считается, если  $\nu > -3$ .

Координаты точек теоретического профиля зуба шестерни определяются по следующим зависимостям. Толщина зуба шестерни на произвольном диаметре

$$S_{1i} = d_{1i} \sin [\text{inv } \alpha_{a1} - \text{inv } \alpha_{1i}] + \sigma_1/2],$$

где

$$\sigma_1 = \left\{ \left[ 2 \left( \frac{\pi}{z_1 + z_2} + \text{inv } \alpha_{w21} - \frac{z_1}{z_1 + z_2} \text{inv } \alpha_{a1} - \frac{z_2}{z_1 + z_2} \text{inv } \alpha_{a2} \right) - \frac{z_2 \sigma_2}{z_1 + z_2} - \frac{\xi}{a_{w21}} \right] (z_1 + z_2) \right\} / z,$$

$$\text{inv } \alpha_{1i} = \text{tg } \alpha_{1i}; \quad d_{1i} = \text{arc cos } (d_{b1}/d_{1i}),$$

$$\sigma_2 = 2S_{a2}/d_{a2},$$

$\xi = 10 \div 15$  мм — зазор в зацеплении шестерни и колес.  
Расстояние от вершины зуба шестерни до хорды

$$H_{1i} = 0,5 [d_{a1} + d_{1i} \cos (\text{arc sin } \frac{S_{a1}}{d_{a1}} + \text{inv } \alpha_{a1} - \text{inv } \alpha_{1i})].$$

Ширина впадины по основной окружности шестерни

$$\eta_1 = \frac{2\pi}{z_1} - \frac{2S_{b1}}{d_{b1}},$$

где  $S_{b1}$  — толщина зуба шестерни на основной окружности, вычисленная при  $d_{1i} = d_{b1}$ .

При необходимости замену эвольвентного профиля зуба шестерни дугой окружности осуществляют по методике, описанной выше. При этом в зависимостях величины  $S_{2i}$  и  $H_{2i}$  заменяют значениями  $S_{1i}$  и  $H_{1i}$ , выбранными соответствующим образом.

Радиус окружности впадин шестерни

$$r_{цвп1} = r_{цз1} \cos (\beta/2) + r_{цз1} \sin (\beta/2) \text{tg } A,$$

где

$$\beta = \tau_1 + 2 \left( \text{arc cos } \frac{r_{a1}^2 + r_{цз1}^2 - r_{цз0}^2}{2r_{a1} r_{цз1}} - \text{arc sin } \frac{S_{a1}}{d_{a1}} \right),$$

$$A = \text{arc cos } \frac{r_{з01}^2 + r_{цз}^2 - r_{в}^2}{2r_{з01} r_{цз1}} - \frac{\pi - \beta}{2}.$$

Радиус впадин шестерни

$$r_{вп1} = \frac{r_{цз} \sin(\beta/2)}{\cos A} - r_{зо1}$$

Использование приведенной методики позволяет рассчитать геометрические параметры движителя БСП, необходимые для разработки рабочих чертежей его зубчатых колес.

#### РАСЧЕТ ОПОРНО-НАПРАВЛЯЮЩЕГО МЕХАНИЗМА КОМБАЙНА С БСП

Для очистных комбайнов с цепной системой подачи величину зазора в обратных захватах выбирают из условия нормальной вписываемости опор в вертикальные и горизонтальные изгибы опорно-направляющего элемента забойного конвейера, возникающие вследствие неспокойной гипсометрии плата и принятой технологии ведения работ. Численное значение зазора  $h$  подбирается конструкторами в процессе прорисовки завальной опоры, взаимодействующей с изогнутыми опорно-направляющим элементом конвейера, и к исполнению принимается величина, имеющая 3–4-кратный запас. Аналогичным путем в настоящее время выбирают зазоры в обратных захватах завальных опор очистных комбайнов, оснащенных движителями БСП колесного типа, что недопустимо по изложенным выше причинам.

Предлагаемый метод определения рациональной величины зазора опирается на тот факт, что в пределах определенного допуска на отклонение межосевого расстояния радиальные усилия в зацеплении колеса с реечным ставом остаются в допустимых пределах ( $F_{рад} < 0,1 \dots 0,2F_{под}$ ). Если значение допуска принять равным максимально допустимому значению зазора  $h$  в обратном захвате, то изменение межосевого расстояния в его пределах не вызовет существенного ухудшения тяговых и скоростных характеристик движителя и исключит возможность появления значительных радиальных усилий. В дальнейшем задача сведется к определению максимально допустимой длины  $L$  полки обратного захвата (равной длине опорной части), которая позволяла бы завальной опоре, имеющей найденный рациональный зазор  $h$ , вписываться в изгиб реечного става.

На рис. 46 дана схема для определения длины завальных опор с обратными захватами очистного комбайна, работающего с реечным ставом типа ЗБСП. В этом случае взаимный разворот реечных секций при изгибах става в вертикальной плоскости происходит в точках  $A$  и  $A'$ , лежащих ниже опорных поверхностей секций. Возможный максимальный угол  $\kappa_i$  разворота реек определяется изгибаемостью конвейера, на который навешен реечный став.

На основании построений (см. рис. 46) найдем длину опоры в предельном случае (заклинивание опоры) при выпуклом  $L_1$  и вогнутом

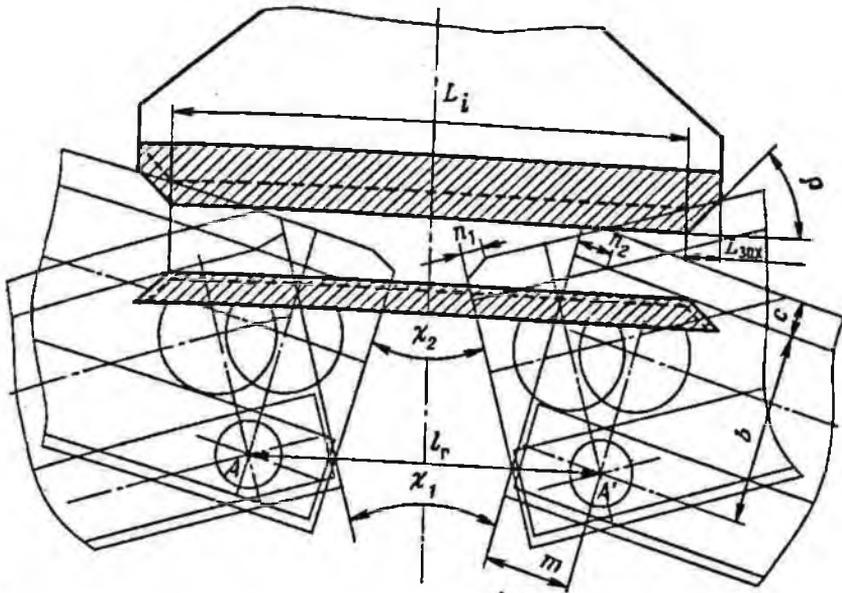


Рис. 46. Схема для определения длины завальных опор с обратными захватами

$L_2$  изгибах реечного става. Предельно допустимая длина завальной опоры при известном зазоре  $h$  из условия ее вписываемости в максимальные изгибы реечного става:

при выпуклом изгибе

$$L_1 < 2 [h - c (\cos^{\kappa_1/2} - 1)] \operatorname{ctg}^{\kappa_1/2} - 2(m - n_1 - b \operatorname{tg}^{\kappa_1/2}) \cos^{\kappa_1/2} + l; \quad (18)$$

при вогнутом изгибе

$$L_2 < 2 [h \operatorname{ctg}^{\kappa_2/2} - (m - n_2 + b \operatorname{tg}^{\kappa_2/2}) \cos^{\kappa_2/2} / 2 - \frac{c(1 - \cos^{\kappa_2/2})}{\sin^{\kappa_2/2}}] + l, \quad (19)$$

где  $\kappa_{1,2}$  — угол разворота реечных секций при их выпуклом и вогнутом изгибе соответственно, градус;  $L$  — длина опоры;  $l$  — расстояние между осями разворота секций;  $m$  — расстояние от торца реечной секции до оси разворота;  $n_{1,2}$  — длина верхней и нижней фасок на опорной полке соответственно;  $b$  — расстояние от оси разворота до поверхности, контактирующей с обратным захватом;  $c$  — толщина полки реечной секции.

Анализ уравнений (18) и (19) показывает, что для каждой конкретной величины зазора  $h$  в обратном захвате справедливо неравенство  $L_1 < L_2$ . Это позволяет сделать вывод, что опора, имеющая длину  $L_1$ , найденную для случая выпуклого изгиба реечного става, будет обеспечивать нормальное, без заклинивания, преодоление и вогнутых изгибов. Поэтому на практике при проектировании достаточным будет определение только  $L_1$  (при условии, что  $x_1 = x_2$ ).

Помимо зазора в обратном захвате в конструкцию завальной опоры закладывается еще и боковой зазор  $t$ , необходимый для обеспечения вписываемости опоры в изгибы реечного става в горизонтальной плоскости. Его величина в настоящее время определяется графическим путем, что само по себе довольно трудоемко. При неправильном выборе  $t$  в местах изгиба реечного става в горизонтальной плоскости может происходить заклинивание опоры, что приводит к поломкам узлов крепления и соединения реечных секций, а также резкому возрастанию сил трения в опорах и, как следствие, резкому нарастанию тягового усилия.

Разворот реечных секций в горизонтальной плоскости происходит относительно пальцев. Величина угла разворота  $\varphi$  определяется конструкцией соединительного звена.

Величина бокового зазора для исключения возможности заклинивания завальной опоры в местах изгиба реечного става в горизонтальной плоскости будет

$$t > \left( \frac{L - l_{\Gamma} - i \sin \varphi/2}{2} \right) \operatorname{tg} \varphi/2 + (m - n) \sin \varphi/2 + \frac{i (1 - \cos \varphi/2)}{\cos \varphi/2},$$

где  $L$  — длина завальной опоры;  $l_{\Gamma}$  — расстояние между осями взаимного разворота реечных секций в горизонтальной плоскости;  $m$  — расстояние от оси разворота реечной секции в горизонтальной плоскости до ее торца;  $n$  — длина фаски на торцевой поверхности опорной полки реечной секции;  $\varphi$  — угол разворота реечных секций в горизонтальной плоскости;  $i$  — ширина реечного става.

Завальные опоры комбайна, обеспечивающие удержание движителя в зацеплении с реечным ставом, обычно имеют общую ось подвески с колесом (трехэлементные движители). При перемещении такой опоры по опорной полке реечного става сила трения  $F^t$ , действующая на плече  $H$  (высота подвески опоры), создает момент, стремящийся развернуть ее относительно точки подвески  $O$ . Ему препятствует восстанавливающий момент, возникающий от составляющей силы тяжести  $G_1$  комбайна, приходящейся на эту опору и действующей на плечо  $L/2$ . При отсутствии рационального соотношения между длиной  $L$  и высотой  $H$  подвески возникает заклинивание опоры на направляющей. Оно приводит к повышенному износу завальных опор и направляющих элементов рееч-

ного става, их деформации и поломкам. Поэтому при выборе  $L$  помимо обеспечения вписываемости опоры в изгибы речного става необходимо устранить возможное возникновение ее заклинивания на направляющей.

В настоящее время в конструкторской практике для этого принимают  $L = 3a_{32}$ , что приводит к необоснованному увеличению опоры и создает предпосылки для работы движителя в нерациональном режиме (чем больше  $L$  (см. рис. 47), тем больше должен быть зазор  $h$  для прохода опоры через изгибы, а следовательно, больше диапазон колебания  $a_{32}$ ).

Рациональное соотношение между высотой подвески  $H = a_{32}$  и длиной  $L$  завальной опоры найдем из условий равновесия:

$L > 2f(a_{32} - r)$ , где  $r$  — расстояние от опорной поверхности рейки до оси цевки,  $f$  — коэффициент трения.

Полученная зависимость в совокупности с (10) позволяет определить рациональную длину завальных опор с учетом геометрических, кинематических и силовых особенностей движителя БСП:

$$2f(a_{32} - r) < L < 2[h - c(\cos^k 1/2 - 1) \operatorname{ctg}^k 1/2 - 2(m - n_1 - b \operatorname{tg}^k 1/2) + l]. \quad (20)$$

При стыковке рештаков забойного конвейера и секций речного става между ними возникают так называемые пороги. По допускам и техническим требованиям они должны составлять 3–5 мм, но на практике величина вертикальных порогов может достигать 15–25 мм.

При движении комбайна через такие пороги появляются дополнительные нагрузки, действующие на речный став, узлы его навески и соединения, рештаки конвейера, а также на забойные и завальные опоры. Для плавного преодоления порогов на опорах делаются заходные части, характеризующиеся углом подъема  $\rho$  и длиной  $L_{\text{зах}}$  заходной части. При неправильном выборе величин  $\rho$  и  $L_{\text{зах}}$  в момент наезда опоры на порог происходит ее заклинивание, приводящее на практике к поломкам обратных захватов завальных опор, узлов соединения речных секций, резкому нарастанию тягового усилия в момент преодоления порога. В точке контакта опоры с порогом на лыжу действует результирующая сила  $R$ , которая отклонена от нормали на угол трения  $\varphi_T$ . Заклинивание опоры происходит в случае если линия действия проходит через круг трения в точке подвески. Положение линии действия силы  $R$  при прочих равных условиях целиком определяется углом подъема заходной части  $\rho$ .

Отметим также, что вероятность заклинивания опоры при наезде на порог будет тем больше, чем меньше угол, который составляет линия действия  $R$  с опорной частью лыжи, так как при этом плечо силы  $F^N$ , создающей восстанавливающий момент относительно точки подвески опоры, быстро уменьшается, а плечо силы  $F^T$ , создающей опрокидывающий момент, нарастает при прочих равных условиях.

Рациональные значения  $\rho$  и  $L_{\text{зах}}$  могут быть найдены из условия равновесия опоры при преодолении порога:

$$\rho = \text{arc tg} \sqrt{\frac{2k}{[fL + 2(a_{32} + r) - 2k]}}$$

$$L_{\text{зах}} = k/\text{tg } \rho,$$

где  $k$  — максимальная высота порога, мм.

### 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК БСП

#### СТЕНДОВЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДВИЖИТЕЛЕЙ

Эффективным путем получения сравнительных характеристик рабочих параметров двигателей БСП, имеющих различное конструктивное исполнение, является проведение стендовых испытаний и исследований в лабораторных условиях.

Достоверность результатов стендовых испытаний зависит от технического оснащения стендового оборудования и методики их проведения.

К стендовому оборудованию предъявляются следующие требования: ведущим элементом на стенде должен быть элемент, который является ведущим и в двигателе;

стендовое оборудование должно обеспечивать возможность изменения нагрузки двигателя (вплоть до максимальной, предусмотренной технической характеристикой механизма подачи) в различных сериях экспериментов;

нагрузка на двигателе должна оставаться постоянной в течение одного эксперимента;

необходимо иметь возможность варьирования частоты ведущего элемента от максимальной (по технической характеристике) до фиксированного нулевого значения;

стендовое оборудование должно позволять проводить исследования как при номинальном, так и увеличенном межосевом расстоянии в паре колесо — рейка.

Перечисленным требованиям наиболее полно отвечает комплекс стендового оборудования, созданный в Тульском политехническом институте. В комплекс входят два стенда: для кинематических и силовых исследований и ресурсный.

Первый стенд служит для определения рабочих характеристик двигателей при небольших (порядка 10 кН) нагрузках. Он состоит из вала 13 (рис. 47), на шлицах которого устанавливаются шкив 12 и привод-

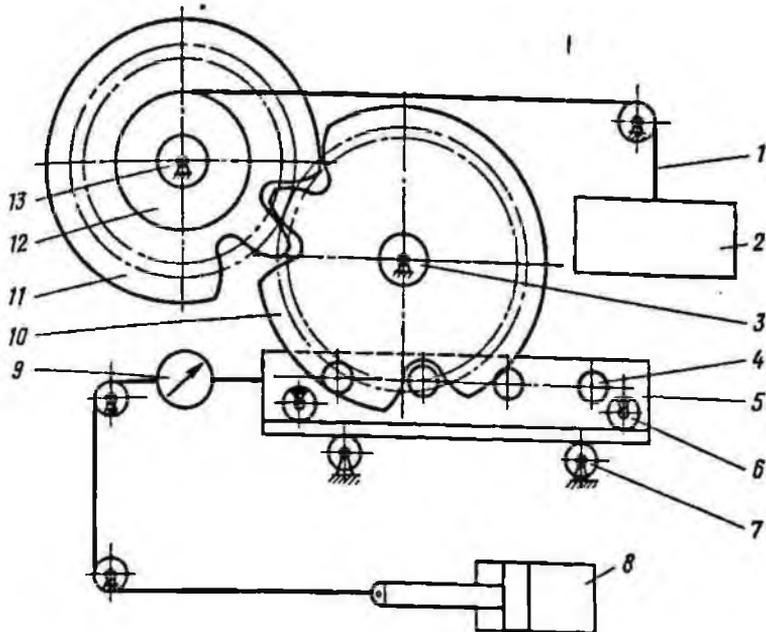


Рис. 47. Схема кинематического стенда

ной элемент 11 (шестерня или цевочный барабан) движителя. Промежуточное колесо 10 монтируется на оси 3, закрепленной на станине стенда, и входит в зацепление с цевками 4 (или зубчатой рейкой), установленными в подвижной каретке 5. Каретка может перемещаться в горизонтальном направлении. Ее положение в вертикальной плоскости фиксируется нижними 7 и верхними 6 опорами, в качестве которых используют подшипники качения, насаженные на оси, закрепленные в отдельном корпусе.

Привод шестерни 11 (или цевочного барабана) осуществлен с помощью груза 2 через канат 1 и шкив 12. Величина крутящего момента на ведущем элементе испытываемого движителя постоянна в каждом цикле экспериментов, так как определяется весом груза и соотношением радиуса шкива и шестерни.

Нагрузка в зацеплении первой и второй пар движителя создается с помощью гидросистемы с гидроцилиндром 8. В его сливной магистрали установлен дроссель, с помощью которого регулируется скорость движения каретки 5.

Конструкция стенда позволяет изменять межосевое расстояние в зацеплении колеса 10 с рейкой за счет перемещения в вертикальном направлении корпуса подшипниковых опор 6 и 7.

В процессе испытаний фактическое тяговое усилие измеряется с помощью тензодинамометра растяжения 9. Для определения усилий, действующих в зацеплении колеса с рейкой, служат тензометрические цевки, устанавливаемые в бортах каретки 5.

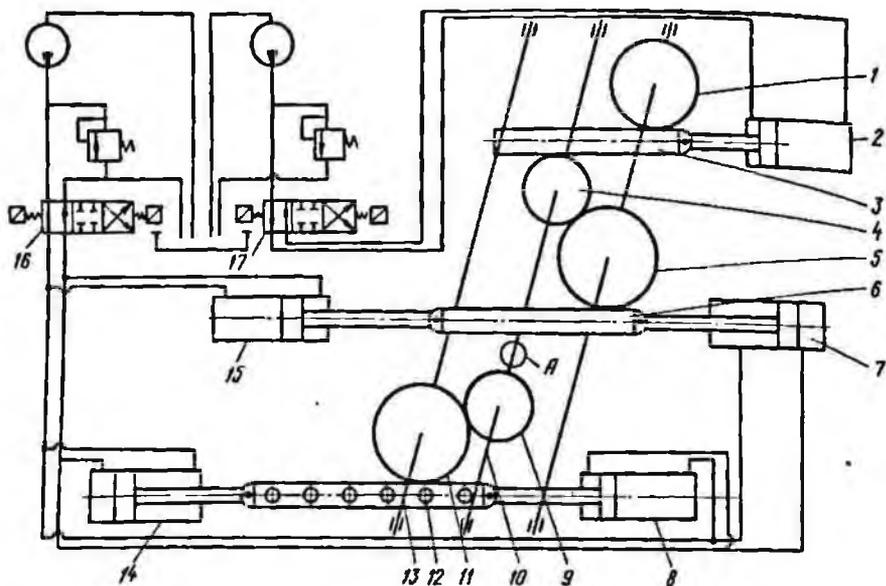


Рис. 48. Схема ресурсного стенда

При исследованиях движителей с зубчатой рейкой последняя жестко закрепляется на каретке, а измерение радиальных усилий, действующих в зацеплении, производится с помощью тензодатчиков на оси подшипниковых опор 6 и 7.

Угол поворота ведущего элемента движителя, перемещение каретки и высота опускания грузов фиксируются датчиками положения.

Стенд для ресурсных испытаний (рис. 48) представляет собой усиленную металлоконструкцию, внутри которой смонтированы его узлы.

Ведущий элемент 9 исследуемого движителя, установленный на шлицах вала 10, входит в зацепление с промежуточным колесом 11, свободно сидящим на валу 13. Колесо 11 зацепляется с цевочной 12 или зубчатой рейкой.

Нагружение движителя производится с помощью шестерни 5, колеса 4, зубчатой рейки 6 и двух пар гидроцилиндров 7, 8, 15, 14. Передаточное отношение в паре шестерня 5 — колесо 4 равно передаточному отношению исследуемого движителя. Рабочая жидкость подается от маслостанции под давлением в обе пары гидроцилиндров одним насосом. За счет схемы включения усилие, развиваемое цилиндрами 7 и 15, противоположно по направлению усилию от цилиндров 8 и 14. При этом вал 10 работает на скручивание, вся система находится в равновесии, а исследуемый движитель — под нагрузкой.

Система приводится в возвратно-поступательное движение с помощью гидроцилиндра 2 и передачи: зубчатая рейка 3 — колесо 1, сидящее на шлицах вала вместе с колесом 5.

Электрогидрораспределители 16 и 17 получают команду на переключение потоков рабочей жидкости от одного переключателя при достижении рейкой 3 крайних положений.

Изменение высоты установки ползуна, на котором крепится рейка 12, позволяет изменять межосевое расстояние во второй паре двигателя.

В конструкции стенда применен принцип циркуляции мощности. Это позволяет использовать насос небольшой подачи, например насос НШ10, для создания давления в системе нагружения испытываемого двигателя.

Стенд развивает усилие в зацеплении контактирующих пар до 400 кН и позволяет определять рабочие характеристики двигателей в процессе испытаний.

Величина крутящего момента на приводном валу 10 определяется с помощью тензодатчиков, наклеенных на вал в зоне А. Тяговое и радиальное усилия в зацеплении колеса с рейкой измеряют посредством тензометрических цевок, которыми оснащена рейка 12.

На стендовом оборудовании были проведены испытания двигателей комбайнов КШ1, 2КШ2МБ, КШ75, 2КШ3, КШЗМ, 11Ш68Р, КШЭ.

Особый интерес представляют результаты исследований двигателей комбайнов КШ75, 2КШ3, 1ГШ68Р и КШЭ, имеющих различные конструктивные схемы.

Целью испытаний этих двигателей являлось:

получение данных о характере изменения крутящего момента на колесе при различном конструктивном исполнении первой пары двигателя;

определение величин тяговых и радиальных усилий и исследование влияния отклонения межосевого расстояния от номинального значения;

получение сравнительных оценок трехэлементных двигателей различного конструктивного исполнения по силовым параметрам.

Исследование кинематических и силовых параметров двигателей комбайнов КШ75, 2КШ3 ("цевочный барабан — колесо — цевочная рейка"), 1ГШ68Р ("цевочный барабан — колесо — зубчатая рейка") и КШЭ ("шестерня — колесо — цевочная рейка") выполнялось в четыре этапа: обкатка на ресурсном стенде; серия экспериментов на стенде для кинематических и силовых исследований с целью определения крутящего момента  $M_2$  и угловой скорости  $\omega_2$  на колесе двигателя; серия экспериментов на том же стенде для определения скорости подачи  $v_{\text{под}}$  и усилия подачи  $F_{\text{под}}$  во второй паре двигателя; испытания двигателя в сборе при номинальном и увеличенном межосевых расстояниях для получения экспериментальных значений выходных параметров двигателей. Такой подход позволил выделить факторы влияющие на работоспособность БСП.

Для получения сопоставимых результатов и упрощения их обработки в процессе экспериментов крутящий момент и угловая скорость поддерживались постоянными (при испытаниях первой пары  $M_1$  и  $\omega_1$ , второй пары  $M_2$  и  $\omega_2$ , двигателя в сборе  $M_1$  и  $\omega_1$ ), а при обработке их истинные значения были приняты равными единице.

Для количественной оценки вариации  $\omega_2$ ,  $M_2$ ,  $v$  под,  $F$  под,  $F_{\text{рад}}$  использовались коэффициенты неравномерности: угловой скорости  $K_{\omega} = (\omega_{2\text{max}} - \omega_{2\text{min}}) / \omega_{2\text{cp}}$ , крутящего момента  $K_m = (M_{2\text{max}} - M_{2\text{min}}) / M_{2\text{cp}}$ , скорости подачи  $K_v = (V_{\text{пmax}} - V_{\text{пmin}}) / V_{\text{пср}}$ , усилия подачи  $K_{F\text{п}} = (F_{\text{пmax}} - F_{\text{пmin}}) / F_{\text{пср}}$ , радиального усилия  $K_{F\text{р}} = (F_{\text{рmax}} - F_{\text{рmin}}) / F_{\text{рср}}$ .

Было установлено, что для движителей с ведущим барабаном (КШ75, 2КШЗ, 1ГШ68Р) характерным является колебание угловой скорости колеса  $\omega_2$  на угловом интервале фазы зацепления в довольно широком диапазоне. Значения коэффициентов неравномерности угловой скорости и крутящего момента приведены ниже.

Тип комбайна:

с ведущим цевочным барабаном,.....	КШ75	2КШЗ	1ГШ68Р	—
с ведущей шестерней.....	—	—	—	КШЭ
Коэффициент неравномерности:				
угловой скорости $K_{\omega}$ .....	0,19	0,16	0,52	1
крутящего момента $K_m$ .....	0,38	0,12	0,51	0,042

Исследования показали, что в процессе зацепления цевки барабана и зуба колеса возникают колебания крутящего момента  $M_2$  (наиболее значительные отклонения от средней величины наблюдаются на участках, близких к началу и концу фазы зацепления).

Значения коэффициента неравномерности крутящего момента на колесе свидетельствует, что минимальные колебания  $M_2$  характерны для движителя комбайна 2КШЗ, а максимальные — для 1ГШ68Р. Также был подтвержден сделанный ранее вывод о том, что амплитуда колебаний в основном зависит от угловой величины фазы зацепления и в меньшей степени от геометрических размеров колес.

Испытания первой пары движителя комбайна КШЭ с шестерней в качестве ведущего элемента показали, что использование сопряженных (звольвентных) профилей зубьев в паре шестерня — колесо обеспечивает стабильную угловую скорость  $\omega_2$  на колесе и незначительные колебания крутящего момента (коэффициент неравномерности  $K_m = 0,042$ ).

Исследования пар колесо — рейка были выполнены при условии  $\omega_2$  и  $M_2 = \text{const} = 1$ , что позволило при определении кинематических и силовых характеристик исключить влияние первой пары движителей.

В связи с тем, что на работу пары зубчатое колесо — рейка существенное влияние оказывает отклонение межосевого расстояния  $a_{32}$ , дополнительно определяли рабочие характеристики при  $h = 15$  и 25 мм, что дало возможность установить закономерности их изменения по мере изнашивания опорно-направляющего механизма комбайна.

Величины отклонения  $h$  межосевого расстояния от номинала выбирали по следующим соображениям. В конструкции обратных захватов комбайнов, обеспечивающих удержание зубчатого колеса в зацеплении с рейкой, обычно закладывают зазор 15 мм, поэтому колебания  $a_{32}$  в диапазоне 15 мм характерны для начального периода эксплуатации выемочных машин. Затем, по мере износа опорно-направляющего меха-

низма, диапазон колебания  $a_{32}$  увеличивается и после добычи комбайном 350—400 тыс. т угля он составляет 25—30 мм.

Эксперименты показали, что постоянную скорость обеспечивают только движители с цевочной рейкой комбайнов КШ75, 2КШ3 и КШЭ при номинальном межосевом расстоянии  $a_{32}$  в паре колесо — рейка ( $h = 0$ ). Для всех рассматриваемых конструкций характерно увеличение вариации скорости подачи по мере роста  $h$ . Значения коэффициентов неравномерности скорости подачи  $K_{yп}$  при различных величинах отклонения межосевого расстояния (см. табл. 2) показывают, что наиболее стабильный характер скорости подачи обеспечивает движитель комбайна КШЭ, а наиболее чувствительна к колебаниям  $a_{32}$  пара колесо — рейка движителя 1ГШ68Р.

Для пар колесо — рейка движителей с цевочным тяговым органом характерно резкое падение скорости подачи на участках, близких к концу фазы зацепления, обусловленное появлением кромочного контакта на выходе. Это явление наблюдается в движителях КШ75 и КШЭ при  $h = 10$  мм, а в движителе 2КШ3 кромочный контакт появляется при  $h = 25$  мм. По мере увеличения  $a_{32}$  продолжительность кромочного контакта возрастает, а величина  $v_{п}$  в это время падает. В этом плане выгодно отличается от перечисленных пар колесо — рейка движителя комбайна 1ГШ68Р, у которого увеличение  $a_{32}$  даже на 25 мм не вызывает контактирования колеса с профилем рейки продольными кромками зубьев.

Исследования позволили установить, что ни один из рассматриваемых движителей не обеспечивает стабильности  $F_{под}$  на угловом интервале фазы зацепления. Вариация усилия подачи увеличивается по мере увеличения  $a_{32}$ . Вследствие кромочного контакта на концевом участке фазы зацепления в паре колесо — рейка движителей КШ75 и КШЭ при  $h = 10$  и 25 мм и 2КШ3 при  $h = 25$  мм наблюдается резкое нарастание  $F_{п}$ .

Значения коэффициентов неравномерности усилия подачи двухэлементного движителя при  $h = 0; 15; 25$  мм приведены в табл. 2.

Как видим, наименьшие значения вариации  $F_{под}$  имеются в паре колесо — рейка движителя комбайна 2КШ3.

Наиболее существенное влияние на нагруженность опорно-направляющего механизма комбайна, речного става в вертикальной плоскости оказывают радиальные усилия  $F_{рад}$ , действующие в зацеплении колеса с рейкой.

Анализ результатов исследований показывает, что при номинальном межосевом расстоянии в зацеплении колеса с рейкой действуют затягивающие усилия, имеющие стабильный характер.

Увеличение  $a_{32}$  на 10 мм вызывает появление значительных выталкивающих усилий в момент входа в зацепление колеса с рейкой в движителе комбайна 2КШ3. Дальнейшее увеличение приводит к появлению знакопеременных радиальных усилий в паре колесо — рейка всех без исключения движителей. При этом характерны резкое уменьшение

Таблица 2

Коэффициенты	КШ75			2КШ3		
	0	15	25	0	15	25
Неравномерности скорости подачи $K_{v\Pi}$	1	0,15	0,19	1	0,09	0,16
Неравномерности усилия подачи $K_{F\Pi}$	0,13	0,12	0,18	0,10	0,05	0,14
Силовой максимальный $\lambda$ (при выталкивающих радиальных усилиях)	0	0,09	0,20	0	0,479	0,18

Коэффициенты	1ГШ68Р			КШЭ		
	0	15	25	0	15	25
Неравномерности скорости подачи $K_{v\Pi}$	0,09	0,19	0,24	1	0,10	0,14
Неравномерности усилия подачи $K_{F\Pi}$	0,076	0,16	0,11	0,10	0,08	0,09
Силовой максимальный $\lambda$ (при выталкивающих радиальных усилиях)	0	0,03	0,46	0	0,03	0,29

затягивающих усилий и возрастание выталкивающих (особенно у 2КШ3, КШ75, КШЭ).

Важной характеристикой, отражающей качество силового взаимодействия контактирующих профилей рассматриваемой пары, является силовой коэффициент  $\lambda$ . Анализ зависимостей  $\lambda = f(\theta_i)$  показал, что при  $h = 0$   $\lambda = 0,2$ . Отклонение  $a_{32}$  приводит к колебаниям  $\lambda$  в широком диапазоне (см. табл. 2). Наиболее неблагоприятное соотношение радиального и тягового усилия имеют пары движителей 2КШ3 и 1ГШ68Р, что свидетельствует о их высокой чувствительности к вариации  $a_{32}$ . Так, для пары 2КШ3 максимальная величина  $\lambda$  при  $h = 15$  мм достигает в начале фазы зацепления 0,479, у комбайна 1ГШ68Р при  $h = 25$  мм  $\lambda = 0,46$ .

В целом приведенные результаты исследований кинематических и силовых характеристик пар колесо — рейка движителей комбайнов КШ75, 2КШ3, 1ГШ68Р и при  $\omega_2$  и  $M_2 = \text{const}$  показал следующее: для всех движителей характерны значительные колебания скорости подачи, тягового и радиального усилий в зацеплении в широком диапазоне, что свидетельствует об их высокой чувствительности к вариации межосевого расстояния; колебания скорости подачи у движителей, работающих в комплексе с цевочной рейкой, при  $h \neq 0$  в основном обусловле-

Таблица 3

Коэффициенты	КШ75			2КШ3		
	0	15	25	0	15	25
Неравномерности скорости подачи $K_{yп}$	0,20	0,23	0,27	0,11	0,14	0,13
Неравномерности усилия подачи $K_{Fп}$	0,42	0,39	0,35	0,12	0,17	0,13
Силовой максимальный $\lambda$ (при выталкивающих радиальных усилиях)	0	0,03	0,17	0	0,476	0,18

Коэффициенты	1ГШ68Р			КШЭ		
	0	15	25	0	15	25
Неравномерности скорости подачи $K_{yп}$	0,47	0,48	0,42	1	0,077	0,136
Неравномерности усилия подачи $K_{Fп}$	0,51	0,48	0,48	0,03	0,09	0,12
Силовой максимальный $\lambda$ (при выталкивающих радиальных усилиях)	0	0,08	0,45	0	0,05	0,34

ны наличием кромочного контакта зуба колеса с цевкой, а у двигателя, работающего в комплексе с зубчатой рейкой, — несопряженностью профилей зубьев колеса и рейки; положительным качеством двигателей 1ГШ68Р является отсутствие кромочного контакта зуба колеса с профилем рейки; при увеличенном  $a_{32}$  для всех двигателей характерным является наличие знакопеременных радиальных усилий, причем действующие на начальном участке фазы зацепления выталкивающие усилия при  $h \neq 0$  могут достигнуть почти 50 % величины усилия подачи и явиться причиной поломки реечного става и опорно-направляющего механизма комбайна.

Экспериментальные исследования кинематических и силовых характеристик трехэлементных двигателей в целом позволили установить, что колебания угловой скорости  $\omega_2$  и крутящего момента на колесе  $M_2$ , возникающие в процессе зацепления зубчатого колеса с ведущим элементом двигателей, оказывает существенное влияние на выходные параметры (скорость и усилие подачи).

Кроме того, для всех двигателей с ведущим цевочным барабаном характерны значительные колебания скорости подачи  $v_{под}$ , причем основное влияние на формирование  $v_{под}$  оказывает неравномерность угловой скорости на колесе  $\omega_2$ . Так, колебания  $\omega_2$ , возникающие в

первой паре двигателя, приводят к тому, что вариация  $v_{\text{под}}$  появляется даже у двигателей комбайнов КШ75 и 2КШ3 при  $h = 0$ . Характерным является также и то, что при  $\omega_2 \neq \text{const}$  влияние отклонения межосевого расстояния  $h$  в паре колесо — рейка на скорость подачи становится менее заметным.

В отличие от предыдущих, двигатель комбайна КШЭ обеспечивает стабильный характер  $v_{\text{под}}$  за счет постоянства  $\omega_2$  в процессе зацепления.

Значения коэффициентов неравномерности скорости подачи трехэлементного двигателя при  $h = 0; 15; 25$  мм приведены в табл. 3. Отсюда видим, что вариация  $v_{\text{под}}$  под влиянием неравномерности  $\omega_2$  существенно возрастает. Наиболее высокие колебания скорости подачи отмечены для двигателей комбайнов КШ75 и 1ГШ68Р.

В формировании характера тягового усилия  $F_{\text{под}}$ , как и в предыдущем случае, ведущую роль играет вариация крутящего момента на колесе  $M_2$ , возникающая в первой паре двигателей. Это влияние особенно заметно у двигателей с ведущим цевочным барабаном вследствие несопряженности контактирующих профилей в первой паре. При этом вариация  $F_{\text{под}}$ , нарастающая по мере увеличения отклонения межосевого расстояния в паре колесо — рейка от номинала при  $h \neq 0$ , на суммарных зависимостях выходных параметров проявляется слабо и только в моменты, соответствующие пересопряжению контактирующих профилей, во второй паре вызывает резкое увеличение  $F_{\text{под}}$ . Но на общем фоне вариации усилия подачи оно мало заметно.

Незначительная вариация крутящего момента на колесе в двигателе комбайна КШЭ обеспечивает довольно стабильный характер тягового усилия. В отличие от предыдущих двигателей характер  $F_{\text{под}}$  здесь в большей степени определяется качеством зацепления по второй паре. Под влиянием колебаний  $M_2$  вариация усилия подачи резко возрастает. Наиболее стабильный характер скорости подачи обеспечивает двигатель комбайна КШЭ, а для двигателей комбайнов КШ75 и 1ГШ68Р характерна наибольшая вариация  $v_{\text{под}}$ .

Следует отметить, что радиальные силы в меньшей степени зависят от колебаний крутящего момента  $M_2$ , чем усилие подачи. Как и при  $M_2 = \text{const}$ , они главным образом зависят от особенностей зацепления во второй паре двигателя и величины отклонения межосевого расстояния в паре от номинала.

При  $h = 0$  во всех двигателях по-прежнему действуют только затягивающие усилия, незначительно колеблющиеся под действием вариации  $M$  на колесе. Увеличение межосевого расстояния  $a_{32}$  вызывает уменьшение величины затягивающих  $F_{\text{рад}}$  во всех без исключения случаях и приводит к появлению небольших выталкивающих усилий в двигателях комбайнов КШ75, КШЭ и 1ГШ68Р. Они действуют на небольшом участке фазы зацепления в момент пересопряжения контактирующих профилей в паре колесо — рейка. В двигателе комбайна 2КШ3 при  $h = 15$  мм возникают значительные выталкивающие  $F_{\text{рад}}$ , весьма неблагоприятные для БСП.

При  $h = 25$  мм для всех движителей характерно увеличение выталкивающих усилий, которые действуют уже на большем (или на всем) участке фазы зацепления. Наибольшей величины они достигают в зацеплении движителей комбайнов 1ГШ68Р и КШЭ.

Независимо от варианта конструктивного исполнения движителей и типа реечного става увеличение межосевого расстояния  $a_{32}$  в паре колесо — рейка от номинала приводит к резкому ухудшению соотношения радиального и тягового усилий. Наибольшие значения  $\lambda$  имеет в момент пересопряжения контактирующих профилей и может достигать почти 50 % усилия подачи (см. табл. 3).

Итак, в результате экспериментальных исследований кинематических и силовых параметров трехэлементных движителей установлено, что: в формировании характера скорости и усилия подачи ведущую роль играет вариация  $\omega_2$  и  $M$ , возникающая в процессе зацепления контактирующих профилей в первой паре и обуславливающая колебания выходных параметров ( $v_{\text{под}}$  и  $F_{\text{под}}$ ) в широком диапазоне; неравномерность крутящего момента на колесе не оказывает существенного влияния на характер радиальных сил (действующих в зацеплении колеса с рейкой); резкие колебания которых главным образом обусловлены характером контакта во второй паре; все движители весьма чувствительны к отклонению межосевого расстояния от номинала, приводящему к появлению значительных выталкивающих усилий; наиболее стабильный характер скорости и усилия подачи обеспечивает движитель комбайна КШЭ, выполненный по схеме "шестерня — колесо — рейка".

В целом проведенные с помощью стендового оборудования сравнительные испытания позволили установить, что исследованные трехэлементные движители БСП с ведущим девочным барабаном обладают рядом существенных недостатков. Колебания усилия подачи в широком диапазоне приводят к повышению динамичности нагрузок. Кроме того, они могут стать причиной отказа системы подачи при работе комбайна на пластах вязких и крепких углей с большими углами падения. Значительные радиальные усилия, действующие в паре колесо — рейка, могут привести к поломкам обратных захватов комбайна, реечного става, узлов его навески на конвейер и т.д.

Отмеченные недостатки движителей этого типа являются следствием некорректного выбора геометрических параметров, что приводит к несопряженности их рабочих профилей. Стендовые испытания позволяют выявлять эти недостатки на ранних стадиях создания БСП и определять пути их устранения. Так, например, корректировка параметров перечисленных движителей позволила существенно улучшить их качественные характеристики.

Конструктивная схема "шестерня — колесо — рейка" при правильно выбранных геометрических параметрах движителя и ОНМ обеспечивает существенное улучшение качественных характеристик БСП.

## ОСНОВНЫЕ ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

При промышленных испытаниях опытного образца БСП на комбайне КШ1КГ была проведена экспериментальная проверка зависимости характера движения выемочной машины от жесткости тягового звена [4, 9, 12].

С этой целью выполнены измерения действительных мгновенных скоростей движения комбайнов при работе с БСП и цепной системой подачи. Измерения проводились в Подмосковном бассейне на шахте № 1 "Козельская" в лаве 21 (БСП) и лаве 7 (ЦСП), расположенных на одном участке. Горно-геологические условия в обеих лавах были одинаковыми. Угольный пласт имел геологическую мощность равную 2,2 м. Залегание угольного пласта в пределах столба было относительно спокойным. Длина лавы 21 составляла 40 м, лавы 7—60 м.

Для получения полной характеристики движения машины при работе с тяговой цепью различной длины (жесткости) и с бесцепной системой подачи произведена обработка осциллограмм с применением методов математической статистики. В качестве критерия для оценки неравномерности скорости движения комбайна принят коэффициент неравномерности скорости подачи:

$$\delta_v = A_v / v_{\text{п.ср}}$$

где  $v_{\text{п.ср}}$  — средняя скорость подачи, м/мин;  $A_v$  — средневзвешенный размах колебаний скорости подачи, м/мин.

Величина  $\delta_v$  находилась для различных значений средней скорости подачи комбайна. Для этого выделялись участки осциллограмм, на которых средняя скорость перемещения комбайна сохранялась постоянной.

Результаты обработки осциллограмм мгновенной скорости движения комбайна с цепной и бесцепной системами подачи приведены в табл. 4.

Средневзвешенный размах колебаний мгновенной скорости подачи  $A_v$  находится в прямой зависимости от средней скорости подачи комбайна  $v_{\text{п.ср}}$  при работе комбайна с тяговыми органами различной жесткости. Эта зависимость имеет достаточно сильную связь (коэффициент корреляции  $\rho = 0,84$ ).

Неравномерность скорости перемещения зависит от жесткости (или длины) тягового органа (см. табл. 4). Так, с уменьшением средней скорости подачи у ЦСП с 5,6 до 4,6 м/мин уменьшаются размах  $A_v$  и значение коэффициента  $\delta_v$ . Однако при  $v_{\text{п.ср}} = 4$  м/мин величина амплитуды лишь несколько меньше, а значение коэффициента  $\delta_v$  таково, что и при минимальной скорости подачи  $v_{\text{п.ср}} = 5,6$  м/мин. При скорости  $v_{\text{п.ср}} = 1,45$  м/мин абсолютная величина  $A_v$  становится сравнительно небольшой, однако значение коэффициента достигает в этом случае максимума. Очевидно, что во всех этих случаях основным фактором, определяющим величину значений  $A_v$  и  $\delta_v$ , была жесткость тягового органа.

Таблица 4

Показатели	БСП					
Средняя скорость подачи комбайна, м/мин	5,9	4,9	4,6	3,6	3,3	2,3
Длина рабочей ветви тяговой цепи, м	—	—	—	—	—	—
Средневзвешенный размах колебаний скорости подачи, м/мин	2,6	1,1	2	1,07	1	1,02
Коэффициент неравномерности	0,44	0,23	0,44	0,3	0,3	0,44

Показатели	ЦСП				
Средняя скорость подачи комбайна, м/мин	5,6	5,0	4,6	4	1,45
Длина рабочей ветви тяговой цепи, м	27	15	8	44	35
Средневзвешенный размах колебаний скорости подачи, м/мин	10,1	8	5,5	7,25	2,9
Коэффициент неравномерности	1,8	1,6	1,2	1,8	2,0

При работе с короткой рабочей ветвью тяговой цепи ( $L_p = 8$  м) величина  $A_v$  лишь в два раза превышает величину  $A_v$  (при одинаковой  $v_{п.ср} = 4,6$  м/мин), а отношение коэффициентов становится равным  $\delta_{vц}/\delta_{vб} = 2,72$  (здесь  $\delta_{vц}$ ;  $\delta_{vб}$  — значения коэффициентов, полученных при работе с ЦСП и БСП соответственно).

Ряд статистических характеристик был получен по результатам обработки замеров, проведенных в ПО "Новомосковскуголь" на шахтах "Новомосковская" (комбайн с ЦСП) и "Сокольническая" (с БСП) в лавах, обрабатывающих общий пласт. При этом установлено, что зависимость коэффициента вариации мгновенной скорости подачи от жесткости тягового органа (длины рабочей ветви тяговой цепи) аппроксимируется кривой второго порядка. Причем с уменьшением жесткости (увеличением длины) тяговой цепи неравномерность движения комбайна вдоль лавы резко нарастает.

Анализ графиков спектральной плотности колебаний скорости подачи (рис. 49) показывает, что при значительной жесткости цепи спектр колебаний состоит в основном из трех частот: тройной частоты вращения шнека (примерно  $1,5, 2,5$  и  $5$  с<sup>-1</sup>).

С увеличением длины цепи и, следовательно, уменьшением ее жесткости спектр колебаний существенно изменяется — происходит сдвиг в сторону меньших частот. Практически исчезают частоты  $2,5$  и  $5$  с<sup>-1</sup>, частота  $1,5$  с<sup>-1</sup> сохраняется на прежнем уровне, зато частоты до  $1$  с<sup>-1</sup>, имевшие небольшой удельный вес, становятся весьма значительными.

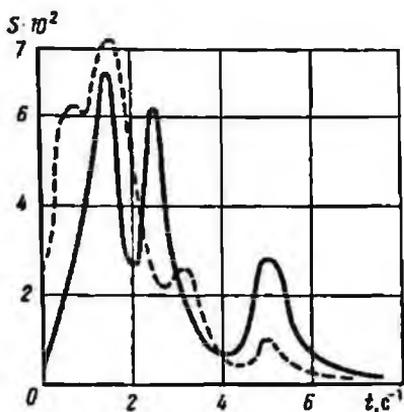
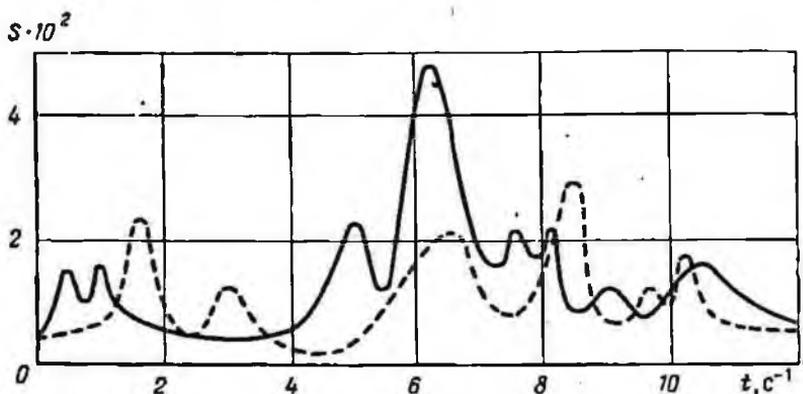


Рис. 49. Спектральные плотности колебаний скорости подачи при работе с ЦСП с цепью длиной 6 м (пунктирная линия) и 12 м

Рис. 50. Спектральные плотности колебаний скорости подачи 2,8 м/мин (пунктирная линия) и 3 м/мин при работе с БСП



При работе с жестким тяговым звеном (БСП) спектральные плотности существенно изменяются (рис. 50). В этом случае частоты до  $4 \text{ с}^{-1}$  становятся малозначимыми (в особенности при скорости подачи более 2,5 м/мин), соответственно растет удельный вес частот  $5-8 \text{ с}^{-1}$ , которые становятся доминирующими.

Таким образом, анализ полученных результатов показал, что с увеличением жесткости тягового звена значительно уменьшается коэффициент вариации мгновенной скорости подачи, в спектре колебаний скорости перемещения проявляются колебания с более высокими частотами.

Одновременно со скоростью подачи осциллографировали мощность, потребляемую двигателем комбайна, и величины давлений в напорной и сливной магистралях силовой гидросистемы механизма подачи.

Анализ графиков спектральной плотности колебаний мощности (рис. 51) показывает, что с увеличением жесткости цепи существенно снижается удельный вес частот порядка  $0,5 \text{ с}^{-1}$ . При работе БСП эти частоты, связанные, вероятно, с неравномерностью перемещения машины, становятся малозначимыми, а преобладают частоты колебаний

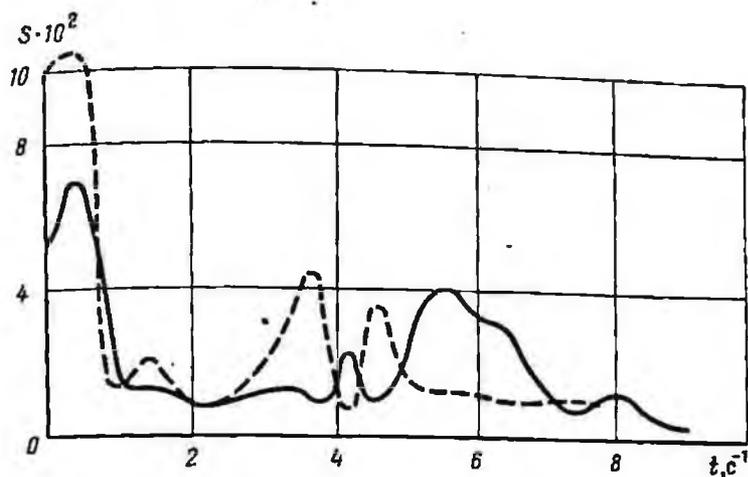


Рис. 51. Спектральные плотности колебаний мощности электродвигателя при работе с ЦСП с цепью длиной 6 м (пунктирная линия) и 12 м

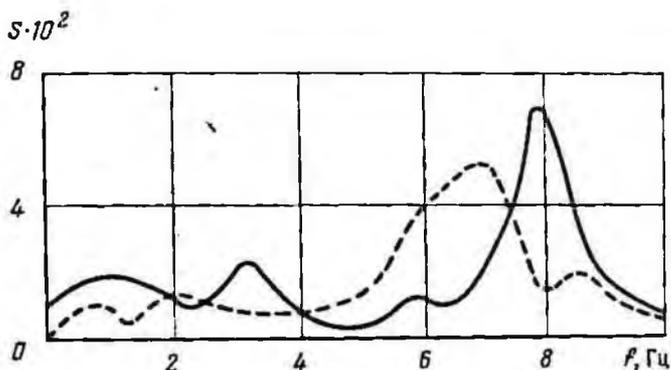


Рис. 52. Спектральные плотности колебаний мощности электродвигателя при работе с БСП при скорости подачи 1,17 м/мин (пунктирная линия) и 2,87 м/мин

$7-8 \text{ c}^{-1}$ . Следует отметить, что с ростом скорости подачи комбайна с БСП происходит некоторый сдвиг частот в более высокую сторону (рис. 52).

Исследования показали, что при 2-кратном увеличении жесткости тягового органа (уменьшении длины цепи с 12 до 6 м) намечается лишь тенденция к сокращению удельного веса частот ниже  $2 \text{ c}^{-1}$ .

У комбайна, работающего с БСП со скоростью подачи 1,17 м/мин, доминируют частоты  $0,5$  и  $1,5 \text{ c}^{-1}$ . На частоте  $1,5 \text{ c}^{-1}$  также есть достаточно значимый экстремум. Следовательно, при этой скорости подачи основными факторами, формирующими колебания давления в силовой гидросистеме, являются неуравновешенность шнека и погрузка угля его лопастями. С ростом скорости до 2,87 м/мин общая картина существенно меняется: преобладают колебания с частотой  $0,5 \text{ c}^{-1}$ , однако

удельный вес их существенно меньше. В то же время, появляются экстремумы на частотах 2,6; 4 и 6,1 с<sup>-1</sup>. Другими словами, с ростом средней скорости перемещения машины в системе появляются более высокие частоты, что может быть объяснено передачей возмущающего сигнала от исполнительного органа к гидросистеме по значительно более жесткой цепочке "исполнительный орган — корпус комбайна — цевочное колесо — редуктор — гидросистема".

Итак, испытания подтвердили сделанный ранее вывод о том, что увеличение жесткости тягового звена обеспечивает более равномерное движение комбайна вдоль лавы. Последнее приводит к снижению удельного веса низкочастотных составляющих нагрузок электродвигателя, которые при работе с БСП становятся малозначащими. В то же время у комбайна с БСП уровень нагрузок более высоких частот не растет.

Таким образом, увеличение жесткости тягового звена благоприятно сказывается на работе комбайна, позволяя, например, более полно использовать мощность двигателя, установленного на машине.

Несколько иначе обстоит дело с нагрузками механизма подачи. При переходе на бесцепную систему уровень низкочастотных нагрузок несколько снижается, но при этом появляются составляющие более высоких частот. При работе с гидроприводом, являющимся, как известно, демпфером, уровень этих нагрузок невелик. Однако у механизмов с электроприводом их уровень может оказаться значительным.

#### 4. ОПЫТ ЭКСПЛУАТАЦИИ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ С БСП

Современные БСП прошли сложный путь становления. Уже первая опытная эксплуатация в Подмосковном угольном бассейне доказала их работоспособность и существенные преимущества по сравнению с ЦСП. Вместе с тем было установлено, что создание высоконадежных и эффективных систем подачи возможно лишь на основе серьезных теоретических разработок, широкого конструкторского поиска и накопления опыта эксплуатации.

##### БСП КОМБАЙНОВ КШ1КГ, 2К52МБ, 1ГШ68Р

Эксплуатация этих комбайнов позволила выбрать рациональный тип речного става и найти принципиальные конструктивные решения крепления его на конвейере.

Первые опытные образцы БСП с цевочной рейкой испытывались на шахтах ("Козельская" (лава № 39) ПО "Тулауголь" и "Горняк" (лава № 42) ПО "Новомосковскуголь").

Переоборудование комбайна КШ1КГ с подающей частью Г407 (на базе Г404) и изготовление цевочных реек было выполнено на экспе-

риментальном заводе ПНИУИ. Отличительной особенностью Г407 явилось вертикальное расположение выходного вала редуктора. При этом ведущее колесо размещалось под корпусом и входило в зацепление с вертикально расположенными цевочными рейками, жестко приваренными к завальному борту конвейера.

Основные эксплуатационные горнотехнические условия приведены ниже.

Шахта .....	"Козельская" (лава № 39)	"Горняк" (лава № 42)
Тип комплекса .....	2МКЭ	ОМКТМ
Тип конвейера .....	2КНЦ	Т5М
Длина лавы, м .....	90	65
Длина выемочного столба, м .....	600	330
Мощность угольного пласта, м .....	2,2	2,5-3,0
Сопrotивляемость угля резанию, кН/м .....	60-80	80-120
Угол падения, градус .....	< 5	< 4
Непосредственная кровля .....	Песчано-глинистые породы (0,3-0,4 м), выше - песок до 10 м	Мелкозернистый сыпучий песок (1,5-6,5 м)
Почва пласта .....	Глины, сланцы	Вязкая глина (0,8-8 м), песок
Включения колчедана .....	Незначительные	Прослойки (до 0,05 м в поперечнике)

Производительность комбайнов (шахта "Горняк") составляла 1,2-2,5 т/мин при изменении скорости подачи в пределах 0,7-1,3 м/мин. Максимальная производительность 6,2 т/мин достигнута при скорости подачи 3,1 м/мин.

Во время зачистки лавы при холостом перегоне скорость изменялась в пределах 1,8-4,3 м/мин. Максимальное тяговое усилие составило 45 кН [12]. Средняя мощность электродвигателя комбайна за выемочный цикл достигала 40 кВт при средней производительности комбайна 1,5 т/мин и средней скорости подачи комбайна 0,9 м/мин.

На шахте "Козельская" мощность, потребляемая электродвигателем комбайна при скорости подачи до 6 м/мин и производительности 9,3 т/мин, составила 90 кВт.

Во время испытаний комбайн работал по односторонней схеме. Выемка угля велась при движении комбайна от конвейерного штрека к вентиляционному с зачисткой машинной дороги при обратном ходе. Зарубка комбайна осуществлялась на 10-18 м лавы косым заездом. После зачистки комбайном машинной дороги с изгибом передвигался забойный конвейер. Приводную часть конвейера передвигали при зарубке комбайна.

Нишу, как правило, не вынимали, но в отдельных случаях со стороны вентиляционного штрека подготавливали нишу размером 1,2 · 0,7 м или вынимали уступ угля размером 0,3 x 0,7 м после отхода комбайна.

Рабочие смены: три добычные семичасовые и одна ремонтная. В каждую добычную смену выходило пять-семь горнорабочих.

Технико-экономические показатели работы лав, оборудованных комбайнами с БСП с цевочным зацеплением, приведены ниже.

Шахта .....	"Козельская" (лава № 39)	"Горняк" (лава № 42)
Продолжительность испытаний, мес .....	7	3
Добыча угля, тыс. т .....	154,2	82
Среднесуточная добыча, т .....	610	831
Производительность труда рабочего по лаве, т/смену .....	28,1	38,3
Себестоимость 1 т угля по участку, руб. ....	1,31	1,18

В период промышленных испытаний были проведены исследования надежности работы комбайна КШ1КГ с БСП. Для этого измеряли углы смещения рейки в горизонтальной и вертикальной плоскостях, отклонения шага цевочных пальцев от номинала на стыках секций.

Износ цевочных пальцев проявлялся с двух сторон в местах контакта с зубьями цевочного колеса. Высота площадок составляла 55–70 мм. Величина износа пальцев вначале нарастала, а при добыче около 40 тыс. тонн угля стабилизировалась. Изгибы секций конвейера относительно друг друга в вертикальной плоскости на угол до 4° и изменение шага зацепления в пределах 93,8–111,5 мм не оказывали существенного влияния на работу БСП. Зацепление с таким конструктивным исполнением реечного става чувствительно к изменению шага. За счет изгиба конвейера в горизонтальной плоскости шаг изменялся от номинального значения (100 мм) в большую сторону на 24 мм и в меньшую — на 12 мм. При вогнутом изгибе секций конвейера комбайн проходил все стыки. На стыках, где шаг зацепления был менее номинального, зубья звезды раздвигали секции конвейера, обеспечивая необходимый зазор. Исследования показали, что наиболее интенсивно изнашиваются цевочные пальцы по концам рейки. Средний износ цевочных пальцев (после добычи 153,8 тыс. т угля) составил для линейных пальцев 3,5 мм, для концевых — 4,5 мм. Величина износа цевочного колеса была незначительной.

В процессе испытаний были установлены основные показатели надежности бесцепной системы подачи (время наблюдений составило 7651 ч при суммарном машинном времени работы комбайна 3880 ч): наработка на отказ 354 ч, время восстановления 41 ч, коэффициент готовности 0,992.

Результаты опытной эксплуатации показали, что жесткое крепление реечных секций имеет ряд существенных недостатков, основные из которых следующие: отклонения от номинала шага зацепления на стыках при изгибе конвейера в вертикальной плоскости, приводящие к повышенному износу элементов БСП; отсутствие компенсации перекосов в зацеплении при наклонах комбайна на забой; невозможность замены реек в случае выхода их из строя.

Для повышения износостойчивости и улучшения условий прохождения комбайном стыковых соединений в ПНИУИ была разработана конструкция съемного самоустанавливающегося реечного става БСП-5 для конвейера СУ-ОКП, используемого в комплексе ОКП. Исследования БСП со съемными рейками были проведены в лаве № 177 шахты "Новомосковская" ПО "Новомосковскуголь". Результаты замеров износа цевочных пальцев после добычи 180 тыс. т угля (1200 циклов) показали, что максимальная глубина износа составила 1,25 мм при средней 0,73 и 0,57 мм по площадкам износа, соответствующим работе комбайна по выемке и зачистке оставшегося угля, при этом интенсивность износа цевочных пальцев схемных реек была ниже, чем на рейках, установленных жестко, а величина и характер износа крайних и средних пальцев практически одинаковы. При съемном реечном става условия прохождения комбайном стыковых соединений улучшаются за счет продольной подвижности и самоустановки реек под воздействием цевочного колеса.

Результаты замеров износа цевочного колеса (которые проводились путем сравнения отпечатка профиля зуба с исходным профилем зубьев на новом колесе) показали, что его интенсивность резко возрастает после наработки 75 тыс. т вследствие полного истирания цементационного слоя рабочей поверхности. Исследованиями было установлено, что наименее износостойким звеном явилось колесо.

Так как конвейер и механизм подачи переделывались на БСП рудо-ремонтными предприятиями производственных объединений после обработки машинами технического ресурса до первого капитального ремонта, по данным эксплуатации была проведена оценка ресурса до второго капитального ремонта. Последний возрос для конвейера с цевочной рейкой с 218 тыс. (до первого капремонта) до 260 тыс. тонн и для механизма подачи Г407 с 180 тыс. до 360 тыс. т.

Главным результатом опытной эксплуатации первых конструкций БСП был вывод о том, что съемная самоустанавливающаяся рейка имеет большой ресурс, обеспечивает приспособляемость става к геометрии пласта, его ремонтпригодность.

Существенный интерес представляет опыт эксплуатации БСП очистных комбайнов 2К52МБ и 1ГШ68Р, так как в процессе их испытаний отработывались альтернативные цевочной рейки варианты реечных ставов.

Бесцепная система подачи БСП1 с цевочной трубчатой направляющей предназначалась для перемещения узкозахватного комбайна 2К52МБ (в составе комплекса КМ87Э) и удержания его от сползания при выключенном электродвигателе.

Приемочные испытания БСП1 проводились на шахтах шахтоуправления "Заря" ПО "Торезантрацит" в лаве длиной 168 м при выемке пласта мощностью 1,5–1,6 м и углом падения 14–15°. За период испытаний было добыто 111 тыс. т угля при среднесуточной нагрузке в отдельные месяцы 1000 т.

Таблица 5

Шахты	Продолжительность испытаний, мес	Добыча			Производительность рабочего, т/смену
		всего, тыс. т	средняя в сутки, т	максимальная в сутки, т	
Ш/у им. С.М. Коснора	7,5	114	590	850	12,4
Ш/у "Зуевское"	4	76	648	1004	14,5
"Туковская"	3	156,5	1956	3120	37,0
"Фашевская"	3,5	111	1239	1550	19,3
№ 12 "Наклонная"	8	92	460	1142	—
"Россия"	3	122	1080	1420	15,5
"Украина"	3	88	1050	1540	20,1
"Горская"	7,5	187,2	900	1651	16,6

При этом были достигнуты следующие максимальные показатели: производительность комбайна 3 т/мин, сменная добыча 750 т, суточная добыча 1537 т.

После наработки 100 тыс. т износа цевок и звездочек не наблюдалось; гидрооборудование работало надежно; комбайн удерживался от сползания при угле падения пласта до 15°.

По результатам испытаний было принято решение изготовить опытную партию комбайнов типа 2К52 с бесцепной системой подачи и провести испытания в различных горно-геологических условиях.

Впоследствии была разработана система подачи 1БСП1 комбайна 2К52МБ, предназначенная для перемещения по конвейеру СПМ87ДБ в лавах, оборудованных комплексом типа КМ87.

Приемочные испытания комбайна 2К52МБ, оборудованного одинарным приводом 1БСП, проводились в лаве длиной 200 м со следующими горнотехническими условиями: вынимаемая мощность пласта 1,2–1,3 м, угол падения 15–16°, сопротивляемость угля резанию — 150 кН, забойное оборудование — комплекс КМ87Д.

Одновременно с приемочными испытаниями в различных горно-геологических условиях проводилась опытная эксплуатация пяти комбайнов 2К52МБ с одинарным приводом на шахтах "Туковская" ПО "Туковуголь", "Фашевская" ПО "Ворошиловградуголь", № 12 "Наклонная" ПО "Донецкуголь", "Россия" и "Украина" ПО "Красноармейскуголь" и одного комбайна 2К52МБ с двумя приводами 1БСП1 на шахте "Горская" ПО "Первомайскуголь".

За период приемочных испытаний и опытной эксплуатации 1БСП1 на комбайнах 2К52МБ (8 шт.) получены технико-экономические показатели, приведенные в табл. 5.

По результатам приемных испытаний комбайна 2К52МБ с бесцепной системой подачи было принято решение системы 1БСП1 с одинар-

ным приводом после корректировки и устранения недостатков, выявленных при испытаниях комбайнов 2К52МБ в комплексе КМ87, принять к серийному производству. Однако 1БСП1 не изготавливались в связи с созданием унифицированного ряда комбайнов РКУ10—РКУ25 и применением в нем рейки 3БСП. Для этого ряда 1БСП1 не была рекомендована из-за технологической сложности и ограниченности тягового усилия.

На шахте "Великомостовская" ПО "Укрзападуголь" в лаве № 73 проходила промышленную проверку бесцепная система подачи комбайна 1ГШ68Р.

БСП применялась в механизированном комплексе КМ87Э, оснащенном комбайном 1ГШ68 и конвейером СП87П. Длина лавы составляла 200 м, мощность пласта 1,4—1,8 м, угол падения до 3°, сопротивляемость угля резанию 150—170 кН/м.

За 7 мес шахтной эксплуатации было добыто 165 тыс. т угля, при суточной средней добычке 1160 т и максимальной 1470 т.

В период испытаний установлены надежность работы двигателя и незначительный износ элементов БСП: роликов цевочного барабана, зубьев приводного колеса и зубьев реек. Ролики сохранили способность вращения вокруг оси, а у зубьев реек произошло скрутение (смятие) острых граней, и они приобрели овальную форму без уменьшения поперечного размера.

Были выявлены отдельные недостатки БСП:

трудоемкая сборка реечного става с секциями конвейера и сложность монтажа-демонтажа навесного оборудования при замене секций конвейера ввиду стесненного доступа к крепежным болтам;

большая жесткость крепления реечного става к конвейеру и отсутствие податливости в соединениях смежных секций, что приводило к разрывам соединительных звеньев реек при изгибах конвейера. Это обуславливало увеличение шага на стыке, в результате чего зуб колеса попадал не в окно, а на зуб рейки. Возникающее при этом распорное усилие вызывало сход захвата с направляющей или же его поломке;

высокая трудоемкость замены захвата, заключающаяся в несовершенстве конструкции крепления захвата к комбайну, и его неразъемность. Для замены захвата необходим демонтаж пары двигателя "цевочный барабан — зубчатое колесо" вместе с кронштейном. Отсутствует возможность завести захват на направляющую в середине конвейера из-за сложности и трудоемкости демонтажа линейного звена реечного става;

недостаточная прочность крепления вала кронштейна, на котором шарнирно посажено зубчатое колесо;

заштыбовка реечного става кусками угля и породы. При движении комбайна к конвейерному штреку (выемка челноковая) и совпадении по направлению с движением цепи конвейера последний не успевал транспортировать уголь при большой производительности комбайна, что приводило к заштыбовке "окон" реек. Зубья колеса продавливали штыб вниз, и в этих местах образовывались довольно плотные штыбо-

вые подушки, что увеличивало трудоемкость работ по ручной зачистке почвы между конвейером и секциями крепи.

На шахте им. 60-летия СССР ПО "Южкузбассуголь" в лаве № 3-1-14 длиной 120 м, вынимаемой мощностью 2,7 м и углом падения 16° в комплексе КМ130 с конвейером СПМ130, проводились испытания опытных образцов реечного става СР2 механизма подачи 1ГШ68Р.200 и термозного устройства БКС комбайна 1ГШ68.

За время испытаний было добыто 63 тыс. т угля при среднесуточной добыче 1080 т и выявлены недостаточная прочность реечного става СР2 и узлов механизма подачи, проскальзывание ведущей звезды из-за прогиба рейки и высокий ее износ.

Доводочные работы не дали положительных результатов, и бесцепная система подачи была демонтирована.

В целом результаты испытаний показали, что цевочные рейки по сравнению с прочими обладают достаточно высоким ресурсом и надежностью, просты в изготовлении, обеспечивают передачу значительных тяговых усилий.

В начальный период эксплуатации БСП проводился не только выбор перспективного типа реечного става и способов его крепления, но и накапливался опыт работы БСП на наклонных пластах, в спаренных лавах, переходов нарушений и т.д.

На шахте "Сокольническая" ПО "Новомосковскуголь" обрабатывалась лава с участками пласта, залегающего под углом более 9°. Ранее при отработке их комбайнами с цепной подачей на бортовом штреке таких лав устанавливали тормозные лебедки. Кроме того, при ЦСП перемещение комбайна в сторону уклона носит еще более ярко выраженный пульсирующий характер, что приводит к опрокидыванию электродвигателя, подхлестыванию цепи. Последнее полностью исключает совмещение любых операций по всей лаве при движении комбайна по уклону.

Лава № 236 длиной 70 м, оборудованная комплексом 20КП, была оснащена комбайном с цевочным зацеплением. Мощность угольного пласта в лаве 3,5 м, угол падения пласта вдоль лавы — до 11°, вдоль столба — до 8°. Для удержания комбайна от сползания на механизме подачи были смонтированы стопорные устройства. При работе комбайна по выемке угля стопорная собачка устройства выводилась из рабочего положения. При перегоне комбайна собачка вводилась в зацепление с цевочной рейкой и препятствовала самопроизвольному сползанию его в обратную сторону.

Отработка лавы № 236 велась в сложных условиях. Уголь в забое отжимался под действием горного давления на глубину до 3 м. Верхняя защитная пачка угля была размыта водой и высыпалась по мере обнажения кровли и передвижки секции крепи. Приходилось ставить опережающую деревянную крепь и выкладывать костры над секциями крепи. При применении комбайна с БСП эти работы совмещались с выемкой угля во времени, что давало выигрыш во времени до 2 ч в смену. В результате столб № 236 был отработан за 6 мес со среднесуточ-

ной нагрузкой 978 т угля. В отдельные месяцы она достигала 1185 т. Всего было добыто 171,77 тыс. т. Производительность труда горнорабочего очистного забоя достигала в месяц в среднем 823 т, максимальная — 1030 т. Себестоимость 1 т угля по участку составила 0,98 руб.

За время эксплуатации на ремонт комбайна затрачено 8 ч: на замену цевочного колеса — 4 ч 20 мин, на крепление цевочной рейки — 3 ч 40 мин. Ранее при отработке лав № 140 и 142 в таких же условиях, но при наличии комбайна с цепной подачей и тормозной лебедкой среднесуточная добыча составляла соответственно 882 и 847 т, производительность труда горнорабочего очистного забоя — 242 и 260 т в месяц, себестоимость 1 т угля по участку — соответственно 1,33 и 1,63 руб.

Переход очистными механизированными комплексами сбоек при отработке охранных целиков в Подмосковском угольном бассейне связан с длительными перерывами в работе очистных участков. Как правило, в зоне 5—10 м до сбойки и после нее забой лавы подвержен сильному отжиму, а кровля обрушается в рабочее пространство лавы. В этих случаях приходится вести работы по дополнительному креплению лавы по всему ее фронту. При цепном механизме подачи это связано с остановкой комбайна из-за опасности травмирования цепью.

В лаве № 17, отрабатывающей охранные целики, был установлен комбайн КШ1КГ с БСП в комплексе 10КП. Длина лавы составляла 48 м, мощность угольного пласта — 2,9 м. Залегание пласта — волнистое. Лавой была пройдена сбойка (что в условиях бассейна встречается довольно часто), закрепленная деревянной крепью. При подходе к сбойке на расстоянии 3 м секция крепи выдвигались заблаговременно до прихода комбайна. Крепь сбойки была усилена деревянными кострами. По мере подвигания лавы костры разбирались или же вырубались шнеками комбайна. Отсутствие тяговой цепи позволило вести работы по разработке костров по всему фронту лавы. Благодаря этому переход сбойки был осуществлен за 3 сут, при средней продолжительности этих работ в аналогичных условиях, но с ЦСП — 6 сут.

#### **БСП КОМБАЙНОВ КШЗМ, 1КШЗ, 1КШЗМ, КШ75**

Практика эксплуатации комбайнов КШ1КГ показала, что при вертикальном расположении выходного вала редуктора механизма подачи приводное колесо существенно уменьшает полезное сечение конвейера. Необходимость устранения этого недостатка определило дальнейшее направление работ по совершенствованию БСП. Кроме того, расширение области применения БСП на выемочные машины типоразмера ПУ20—ПУ25 потребовало решения комплекса принципиальных вопросов, касающихся выбора типа привода механизма подачи, конструктивной схемы движителей и их количества на комбайне.

Учитывая положительные результаты испытаний и опыт эксплуатации бесцепной системы комбайна КШ1КГ в Подмосковном бассейне, с целью расширения области их применения был спроектирован и изго-

товлен механизм подачи с бесцепной системой МПЦ для комбайна КШЗМ, который имел вертикальное расположение цевочного колеса и горизонтальную рейку на завальном борту конвейера.

Промышленные испытания БСП комбайна КШЗМ проводились на шахте им. Костенко ПО "Карагандауголь", в составе комплекса ЗМК с конвейером ЗМКЦ в лаве длиной 80 м. Вынимаемая мощность пласта составляла 3,4–3,5 м, угол падения 6–9°, сопротивляемость угля резанию 180–200 кН/м. За 5 мес испытаний комплексом было добыто более 215 тыс. т угля. Среднесуточная добыча достигала 2000 т, максимальная – 2800 т. Производительность труда составила 50,2–53,1 т/смену. Скорость подачи при выемке 1,85–3,30 м/мин с производительностью соответственно 3,85–6,9 т/мин. Средняя скорость подачи при зачистке лавы (при движении сверху вниз) – 3,6 м/мин. Средняя потребляемая комбайном мощность составила 104 кВт и в период замеров изменялась от 82 до 125 кВт. Удельная энергоемкость при этом изменялась в пределах от 0,37 до 0,31 кВтч/т.

Силовые характеристики механизма подачи определяли путем замера давления в напорной магистрали гидродвигателя с последующим пересчетом на усилия подачи. Средняя величина давления при замерах составила 8 МПа, что соответствовало тяговому усилию 175 кН, максимальная – 10,1 МПа (220 кН).

Углы изгиба в вертикальной плоскости между секциями лавного конвейера с реечным ставом (в % общего числа измеряемых величин) были следующие.

Угол изгиба между секциями, градус	0–0,5	0,5–1,0	1,0–1,5	1,5–2,0	2,0–2,5	2,5–3,0
Характер изгиба:						
выпуклый	26,2	4,9	6,6	3,3	3,3	–
вогнутый	14,8	14,8	8,0	6,6	–	1,7
нулевой	9,8	–	–	–	–	–

Углы наклона конвейера на забой в начале лавы 4° 50'–6° 30'; в середине лавы 9° 50'–10° 40'; в конце лавы 6° 30'–0° 00'.

Величина износа цевочных пальцев общего количества измеряемых пальцев составила (в %): 0–1 мм – 16,8; 1–2 мм – 46,6; 2–3 мм – 28,8; 3–4 мм – 5,9; 4–5 мм – 1,9.

Было установлено, что конструкция цевочного зацепления позволяет свободно проходить стыки смежных секций, где шаг зацепления отличался от нормального на величину +9,2 . . . –20,3 мм даже при разрывах замков конвейера. Изгибы конвейера в вертикальной плоскости до 3° и в горизонтальной до 3° не нарушали зацепления. Износ цевочных пальцев при добыче более 200 тыс. т составил до 5 мм и наклеп до 2 мм. Зацепление цевочного колеса с рейкой конвейера происходит плавно, без рывков.

Испытания показали принципиальную возможность осуществить применение бесцепной системы подачи на комбайнах тяжелого типа с большими тяговыми усилиями.

Установлены преимущества установки цевочного колеса вертикально. Это обеспечивает увеличение клиренса; возможность вписываемости комбайна в крепь без изменения последней; улучшение взаимодействия движителя с речным ставом; высокую компактность конструкции; возможность регулировки комбайна по высоте; компенсацию силой тяжести комбайна возникающего в зацеплении распорного усилия.

Приемочные испытания комбайна 1КШЗ с другим вариантом БСП — 2МЩ в комплексе КМ81Э с конвейером КСЦ1М также проводились на шахте им. Костенко.

Лава № 4 "Западная" имела длину 200 м, мощность пласта 3,5 м со сложным строением (10 угольных пачек), сопротивляемостью угля резанию 180–200 кН/м и углом падения пласта 6–8°.

При доводочных работах и испытаниях был выявлен ряд конструктивных недостатков: малая величина обратного захвата, большие зазоры в месте соединения завальных лыж с кронштейнами, приводящие к заштыбовке цевочных реек, увеличению межцентрового расстояния между цевочным колесом и рейкой, выходу колеса из зацепления и повышенному износу; недостаточная жесткость крепления кронштейнов и лыж механизма подачи вызывала сход забойных лыж с погрузочных лемехов на почву пласта.

Отрицательное влияние на работу БСП оказывали значительные углы изгиба конвейерного става в плоскости пласта из-за необходимости передвижки линейных секций конвейера с небольшим отставанием от комбайна ввиду наличия слабой кровли (по паспорту крепления и управления кровлей допускалось отставание крепления от забоя на 8–10 м, а по технической характеристике конвейера КСЦ1 стрела изгиба конвейерного става предусмотрена не менее 15 м). При передвижке конвейера максимальные углы составили: в горизонтальной плоскости 8–10°, в вертикальной — 4–5°, на забой ± 5°.

За 5 мес приемочных испытаний было добыто 180 тыс. т угля при продвижении забоя на 217 м. Среднесуточная добыча составила 1400 т, максимальная суточная 2800 т, производительность труда рабочего очистного забоя по участку до 428 т/мес.

Износ цевочных пальцев не превышал 0,8 мм, а в местах заштыбовки он достигал 8 мм. Шаг зацепления реек на стыках линейных секций конвейера изменялся в пределах 92–110 мм.

Коэффициент готовности БСП составил 0,9.

Средняя скорость подачи комбайна 1КШЗ равнялась 1,97, максимальная — 4,05 м/мин (при средней скорости подачи 2,6 м/мин суточная добыча 2800 т), максимальное тяговое усилие — 20,5 кН.

Сдерживающим фактором в работе комбайна являлось падение "раскоски", требующей затрат ручного труда для ее разрушения. Простои по этой причине достигали 90,8 мин (25,2 % длительности, смены), а из-за неполадок с доставочными средствами — 68,5 мин (19 %).

В условиях Кузнецкого бассейна комбайн 1КШЗ проходит испытания в составе очистного механизированного комплекса 2УКП на шахте "Распадская" ПО "Южкузбассуголь" в лаве № 5 длиной 116 м (пласт

7—7а, блок № 4). Мощность пласта 3,4—4 м с тремя-четырьмя прослойками общей мощностью 0,2 м и сопротивляемостью угля резанию 120—150 кН/м.

За время испытаний добыто 277,5 тыс. т угля при подвигании забоя 463 м. Среднесуточная нагрузка составила 1105 т, месячная 19,6—39,9 тыс. т, производительность труда горнорабочего очистного забоя 45,4 т/смену при себестоимости 1 т угля 1,71 руб.

Достигнуты максимальные технико-экономические показатели: суточная добыча 2993 т, производительность труда 53,8 т/вых.

На комбайнах этой серии также продолжалось совершенствование тормозных устройств.

На шахте "Промышленная" ПО "Воркутауголь" для испытаний комбайна 1КМЗ с БСП типа 2МПЦ с двумя тормозными устройствами была подготовлена лава № 713-с длиной 92 м по пласту "Мощный" мощностью 3 м и углами падения: вдоль лавы 10—18°, вдоль выемочного столба 8—14°. Пласт имел простое строение с прослойками углстого аргиллита. Лава была оборудована механизированным комплексом КМ81Э. Выемку угля осуществляли по челноковой схеме с зарубкой комбайна на концевых участках лавы способом косых заездов.

Проверка работы тормозных устройств была выполнена в двух режимах:

комбайн перемещался вверх по ставу конвейера, и производилось отключение электроэнергии. При этом тормозной путь (перемещение комбайна вниз по ставу) составлял 22 мм;

комбайн перемещался вниз по ставу конвейера, производилось отключение электроэнергии. При этом тормозной путь равнялся 52 мм.

Таким образом была доказана принципиальная возможность эксплуатации тяжелых очистных комбайнов на наклонных пластах без предохранительной лебедки.

Дальнейшим этапом совершенствования очистных комбайнов явилось создание БСП с автоматизированным электроприводом постоянного тока для комбайна 1КШЗМЭ.

Бесцепной механизм подачи с тиристорным приводом имел бесступенчатое регулирование скорости от 0 до 10 м/мин при максимальной тяговой усилки 350 кН.

Испытания комбайна 1КШЗМЭ проводили в течение 4 мес в комплексе КМ81Э с конвейером КЦ на шахте им. Костенко в 3-й "Восточной" лаве длиной 145 м пласта К12 с вынимаемой мощностью 3,3 м и углом падения 6—8°. Сопротивляемость угля резанию составляла 170—190 кН/м (работа проводилась в нижнем слое пласта с геологической мощностью 7,49—7,55 м).

Были получены следующие основные технико-экономические показатели: месячная добыча 27—42,6 тыс. т, среднесуточная 875—940 т и максимальная 1320 т.

Захваты комбайна с целью проверки были расположены с внутренней стороны, а ограничители от схода комбайна — с внешней. Однако

эта конструкция не обеспечивала постоянного надежного зацепления цевочного колеса с рейкой, вследствие чего наблюдался повышенный износ приводных колес (было заменено 4 шт. соответственно после — 19,5, 25, 40 и 25,5 тыс. т добычи). При этом износ составлял 25–30 мм по высоте зуба и приводил к пробуксовке колеса. Это явление наблюдалось и при неизношенной звездочке, и работе комбайна механизмом подачи вперед. В этом случае происходило нарушение устойчивости комбайна, проявляющееся в подьеме завальных опор, что приводило к увеличению межосевого расстояния в паре колесо — рейка и, как следствие, пробуксовке. Аналогичные явления наблюдались при заштыбовке рейки и расклинивании кусков угля между конвейером и днищем комбайна (из-за малого клиренса). Заштыбовка реек вызывалась тем, что кронштейны их крепления к борту конвейера перекрывали часть окон между цевками.

Промышленная эксплуатация комбайнов КШЗМ, 1КШЗ, 1КШЗМЭ показала, что применение двухэлементных движителей на машинах типоразмера ПУ20, ПУ25 ограничивает клиренс, что вызывает увеличение простоев из-за расклинивания машины кусками угля и породы, приводит к возникновению аварийных ситуаций. Помимо этого, на комбайнах с одним движителем возникают сложности прохождения стыков реек с увеличенным шагом (в местах разрыва замков конвейера, при значительных перегибах решетаков и т.д.).

Узкозахватный очистной комбайн КШ75, отличающийся от своих предшественников наличием двух механизмов подачи с трехэлементными движителями и встроенными автоматическими тормозами для удержания от сползания на пластах с углами падения более  $9^\circ$ , испытывался на шахте "Распадская" объединения "Южкузбассуголь" в лаве № 5 длиной 116 м пласта 7—7а блока № 4 в комплексе УКП.

Пласт — сложного строения, включал три-четыре прослойка аргиллита, имел мощность 3,4–4,2 м и угол падения  $6-8^\circ$ . За период испытаний комбайна КШ75 были получены следующие технико-экономические показатели: месячная добыча 68,4–71,6 тыс. т; суточная средняя 2377–3215 т, максимальная 4800 т; производительность труда горнорабочего очистного забоя 57,7–69,6 т/смену; себестоимость 1 т угля 0,8–1,02 руб.

Производительность комбайна в зависимости от скорости подачи составила при выемке вверх 2,4–7,1 т/мин, при выемке вниз с зачисткой машинной добычи — 1,7–3,9 т/мин.

Максимальный износ цевок наблюдался на стыках, где из-за поломок отсутствовали ограничители (соединительные вилки) и шаг между цевками уменьшался, в результате чего нарушалось нормальное зацепление колеса с цевками.

Состояние приводных колес было вполне удовлетворительным. У цевочной звезды наблюдался износ по наружному диаметру, что было вызвано ее пробуксовкой в период работы комбайна без захватов. При этом она изнашивалась не по всему наружному диаметру, а только с завальной стороны, который при добыче 180 тыс. т составил 2,2 мм при длине площадки 30 мм.

Износ приводного цевочного барабана достигал 0,2 мм при добыче 65 тыс. т, 0,5 мм при 110 тыс. т, 0,7 мм при 180 тыс. т.

Усилие подачи в зависимости от скорости подачи составляло при выемке угля вверх 96–150 кН, вниз 33–72 кН, удельная энергоемкость соответственно 0,23–1,11 и 0,29–0,96 кВт · ч/т, а потребляемая мощность 230 и 172.

Бесцепная система подачи с двумя гидравлическими приводами и съемной самоустанавливающейся секционной цевочной рейкой обеспечивала равномерную подачу комбайна на забой со скоростью до 11 м/мин с высокими тяговыми параметрами, позволила снизить нагрузку на элементы зацепления и направляющие конвейера. Совмещение цевочных приводных колес с завальными опорами качения сделало возможным снизить потери на трение и увеличить полезную составляющую тяговых усилий механизмов подачи.

Выемка угля велась в основном при скорости подачи комбайна 5 м/мин, а выемка оставшегося земника и зачистка машинной дороги — при скорости 9 м/мин.

В связи с высокой нагрузкой работа бесцепной системы подачи происходила в тяжелых условиях. Цевочные рейки были завалены углем с породой отслоившейся от кровли при передвижке секций.

Коэффициент машинного времени составил 0,64. Нарботка на отказ — 21,8 ч, среднее время восстановления 9,55 ч. Коэффициент готовности 0,69.

В целом опыт эксплуатации очистных комбайнов КШЗМ, 1КШЗ, 1КШЗМЭ, КШ75 способствовал расширению области применения БСП на комбайны для выемки пластов средней мощности, доказал существенные преимущества машин с двумя механизмами подачи и трехэлементными двигателями. Был также получен первый опыт применения в БСП тиристорного электропривода.

#### БСП КОМБАЙНОВ 2ГШ68Б, 2КШЗ

В процессе эксплуатации комбайнов 2ГШ68Б и 2КШЗ продолжалась отработка различных конструктивных решений реечного става, двигателей, тормозных устройств.

Ко времени создания этих комбайнов использовались главным образом два типа цевочных реечных стволов: ЗБСП, имеющего плоские направляющие, и 2УКП с трубчатыми направляющими. Для практики дальнейшего совершенствования БСП представлял интерес вопрос определения рациональных областей их применения.

Комбайн 2КШЗ в комплексе ЗОКП70Б с реечным ставом ЗБСП использовался на шахте "Молодежная" ПО "Карагандауголь" в лаве № 63 длиной 107–120 м; мощность пласта 4–5 м, угол падения — до 20° вдоль лавы. Сопrotивляемость угля резанию 10–135 кН/м.

Таблица 6

Показатели	Месяц					
	1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	6-й
Добыча угля, тыс. т	7,3	2,4	30,3	28,6	32,5	33,3
Вынимаемая мощность, м	4	4	4	4	4	4
Подвигание забоя, м	14	40	51,5	49,4	55,5	57,5
Добыча в сутки, т:						
средняя	253	870	1081	1060	1193	1119
максимальная	750	1290	1550	1710	1910	1325
Производительность труда, т/смену	5,3	15,9	19,8	21,2	24,9	23,3

Монтажная камера была проведена выше почвы пласта на 1,2 м. При выходе из нее в процессе набора мощности до 4 м, для опускания на почву пласта производили постоянную подрубку угля на каждом цикле до 200 мм ниже опорной плоскости конвейера. Углы наклона конвейера на забой при этом достигали 21–25°, что 2,1–2,5 раза превышало допустимые технической характеристикой комбайна нормы (10°). В то же время угол падения вдоль лавы составлял 28°, а углы перегиба между соседними секциями конвейера составляли 4–5°.

В результате создавшейся аварийной ситуации в течение двух месяцев были выведены из строя завальные опоры, сломано и деформировано 53 цевочных рейки (всего за время испытаний – 56). Это отрицательно сказалось на дальнейшей работе.

После выхода комплекса на почву пласта и выравнивания лавы угол падения на забой находился в пределах 8–12° и вдоль лавы составлял 20–28°.

Технологическая схема предусматривала выемку пачки угля мощностью 2,5–2,8 м на ширину захвата 0,5 м при движении комбайна снизу вверх и при обратном движении – оставшегося уступа мощностью 1–1,5 м с одновременной погрузкой отбитого угля. Зарубку комбайна осуществляли в нижней части лавы на 15–20 секциях косым заездом.

За 6 мес приемочных испытаний было добыто 156,2 тыс. т угля при подвигании лавы 268 м.

Технико-экономические показатели работы комбайна 2КШЭ в комплексе ЗОКП70Б в течение 6 мес приведены в табл. 6.

Достижение более высокой нагрузки сдерживалось низкой надежностью и недостаточной производительностью общешахтного транспорта (малая длина разминокки под лавой и наличие 13 ленточных и скребковых конвейеров). Простои из-за неполадок с участковым и общешахтным транспортом доходили до 49,4%.

После увеличения разминокки и установки дополнительного привода на ленточном конвейере среднесуточная добыча достигла более 2 тыс. т.

Скорость подачи комбайна при выемке вверх находилась в пределах 1,2–4,1 м/мин, при выемке вниз 2,4–4,5 м/мин с производительностью соответственно 5,3 и 11,5 т/мин.

Удельная энергоемкость при движении комбайна вверх составила 0,41, вниз – 0,3 кВт ч/т, а усилие подачи – соответственно 314 и 159 кН при потребляемой мощности 224 и 137 кВт.

Заштыбовка реек не наблюдалась. Большая часть штыба сдвигалась направляющими или продавливалась в межцевочное пространство. Оставшийся над кронштейном крепления штыб пересыпался на конвейер при изменении движения, когда реечный став сдвигался на 20–40 мм.

Средний износ цевочных пальцев на рейке после добычи 152 тыс. т угля составил на крайних верхних 4,5 мм (9 % диаметра цевки), нижних – 1,3, средних – 1,0.

У звездочки видимого износа рабочей поверхности не наблюдалось.

Коэффициент готовности комбайна составлял 0,95, наработка на отказ – 48,5 ч, среднее время восстановления – 4,5 ч.

Комбайн 2КШЗ с реечным ставом ЗБСП показал свою работоспособность в сложных условиях и обеспечил расширение области применения БСП на углы с 9 до 30° вдоль лавы и до 15° вдоль выемочного столба.

Тормоз обеспечивал автоматическую остановку комбайна при выключении подачи на углах до 25°, однако поскольку наблюдалось попадание масла в тормозную камеру, было предложено разработать дополнительный тормоз для работы без предохранительной ледки.

Комбайн 2КШЗ с ЗБСП рекомендован на высшую категорию качества.

На шахте им. 50-летия ССР производственного объединения "Карагандауголь" в лаве № 3-зап. длиной 140 м пласта мощностью 3,2–3,4 м с углом падения 12–18° проводили испытания механизированного комплекса 4КМИ130, предназначенного для работы в условиях труднообрушаемой кровли и оснащенного комбайном 2КШЗ, конвейером СП301-19 с навесным оборудованием и рейкой ЗБСП с плоской направляющей.

За время испытаний комплексом добыто 372 тыс. т угля, а всего при обработке выемочного столба – 525,3 тыс. т при среднесуточной нагрузке на лаву 1060 т и максимальной в сутки 2060 т.

Проектные показатели не были достигнуты из-за неполадок с оборудованием комплекса: комбайна – 23 % общих простоев (в основном выход из строя насоса 1НП200 и гидромотора 1ДП4); крепи – 20,1 %; конвейера – 39,9 %; реечного става – 8 % (недостаточная прочность и надежное стопорение) и др. В конструкции проставки борта конвейера не была обеспечена механическая прочность мест крепления кронштейнов.

Отрицательное влияние на ход испытаний БСП и ее надежность оказала работа комплекса при выходе из монтажной камеры с углом наклона комбайна 2КШЗ на забой до 26° (вместо 10° по технической характеристике), что привело БСП в аварийное состояние и отрицательно сказалось на дальнейшей эксплуатации.

Исходя из результатов испытаний было рекомендовано на комплексах типа КМ130 применять БСП с круглой направляющей аналогично применяемой в комплексе 2УКП.

В период эксплуатации комплексов 4КМ130 на шахтах им. В.И. Ленина и "Нагорная" ПО "Кузбассуголь" выявились поломки (отрывы) кронштейнов, приваренных к проставкам конвейера, на которые устанавливали цевочные рейки. Причина объяснялась дефектами проката (расслоение листа толщиной 60 мм) и недостаточной прочностью крепления кронштейна.

При проверке аналогичного навесного оборудования и его дефектировке в ПО "Карагандауголь" кроме указанного выше дефекта были выявлены и другие недостатки: заводские — отсутствие поворота цевочной рейки в продольном направлении на  $\pm 5^\circ$ ; конструктивный — отсутствие надежной фиксации осей крепления рейки на проставке.

На шахтах "Шушталепская", "Усинская", "Распадская" объединения "Южкузбассуголь" были пущены в эксплуатацию комплексы 4КМ130 с комбайном 2КШЗ. Комплексами 4КМ130 с БСП, применяемыми в лавах длиной 93—110 м, с углами падения 8—33° и мощностью пласта 3—3,4 м было добыто в течение года 2,232 млн. т. При этом максимальная месячная добыча составила 69 тыс. т, среднесуточная нагрузка находилась в пределах 764—3341 т при максимальной суточной — 4301 т. На шахте "Шушталепская" при углах падения 20—24° максимальная месячная добыча составила 53331 т, а среднесуточная 1778 т. На шахте "Нагорная" при углах падения 18—35° — соответственно 69030 и 2301 т, а всего при обработке выемочного столба добыто 994,1 тыс. т угля.

При длительной эксплуатации комплексов с высокими показателями в различных условиях было установлено, что основной причиной отрыва кронштейнов на свободно лежащих конвейерах СП301 являлись недостатки конструкции крепления кронштейнов к навесному оборудованию (низкое качество сварки), навесного оборудования к рештаку, в результате чего происходили вытяжка и отрыв болтов, разбалтывание навесного борта, проседание комбайна на стыках конвейера и поломка захватов.

Кроме того, определенное влияние на надежность всей системы оказывало приложение динамических нагрузок от опор комбайна непосредственно к рейке, особенно проявляющееся при вынуждаемой мощности 3,5—4 м и вызывающее повышенный износ внутренних захватов завальных опор комбайна, цевочных пальцев. При перекосах цевочного колеса, вызываемого отклонением комбайна от вертикальной плоскости, происходили поломки бортов реек.

Для устранения выявленных недостатков был усилен профиль рейки, увеличена толщина кронштейна и усилено его крепление, улучшено качество сварочных работ, обеспечена фиксация цевочных пальцев, применены лучшие сорта металлов и термическая обработка.

Проверка новых решений была проведена на шахте "Распадская" ПО "Южкузбассуголь" на комплексе 4КМ130 с комбайном 2КШЗ в ла-

ве № 4-7-16 с мощностью пласта 4 м, углом падения 6-8° и длиной 120 м.

За 5 мес было добыто 348,5 тыс. т угля. Максимальные нагрузки составили: месячная — 100,2 тыс. т, среднесуточная — 3341 т, суточная — 7136 т.

На шахте "Нагорная" объединения "Гидроуголь" в лаве № 64-10 длиной 200 м с мощностью пласта 3,8-4,2 м и углом падения 18-26° был пущен в эксплуатацию второй комплекс 4КМ130 с комбайном 2КШЗ и рейкой ЗБСП, которым добыто 621 тыс. т угля со среднесуточной нагрузкой 2500 т при максимальной добыче: месячной 86,8 тыс. т и среднесуточной 2896 т.

С целью разгрузки рейки ЗБСП от опорных реакций комбайна был разработан ее вариант с опорой на круглую направляющую (шифр БСПМ).

Приемочные испытания проводили на шахте "Усинская" ПО "Юж-кузбассуголь" в комплексе 2УКП. Комплекс был поставлен на шахте "Усинская" в комплексе с рейкой ЗБСП с плоской направляющей. За время работы в лаве № 1-19 длиной 100 м, мощностью пласта 4 м и углом падения 7-10° наблюдалось сжатие конвейера в нижней части лавы на протяжении 18 секций (с 5-й по 22-ю), что приводило к образованию уступов между соседними цевочными рейками с амплитудой подъема и опускания их концов от 20 до 45 мм. Из-за постоянного сжатия и отсутствия зазора происходила поломка опор. При обследовании было установлено, что причиной образования уступов явилось несоответствие размеров линейных секций конвейера и рейки ЗБСП (шаг установки реек 1500 мм, секции конвейера — 1492 мм).

Добыча за два месяца составила 55,1 тыс. т с максимальной среднесуточной — 1274 т. Работа комплекса сдерживалась "уходом" забоя на всю вынимаемую мощность и обрушением негабаритов угля на конвейер и навесное оборудование.

Затем была осуществлена замена реечного става ЗБСП и продолжены испытания. За 3 мес добыто 129 тыс. т угля со среднесуточной нагрузкой 1433 т. При этом наработка на отказ составила 4,14, среднее время восстановления 2 ч, коэффициент готовности 0,67.

Работа комбайна с БСПМ сопровождалась поломками полок реек и соединительных звеньев. В связи с отрицательными результатами испытаний работы по реечному ставу БСПМ были прекращены.

Дальнейшие работы по совершенствованию БСП привели к созданию реечного става 2УКП, отличительной особенностью которого было наличие направляющей, воспринимающей опорные реакции.

В июле-октябре 1984 г. на шахте "Распадская" с целью проверки привязки, работоспособности и надежности БСП с круглой направляющей, применяющейся в комплексах 2УКП, были проведены приемочные испытания конвейера 1 типа СП301-36 с навесным оборудованием (борт СП301.950р с круглой направляющей) под рейку 2 типа 2УКП02.00.100 2 в комплексе 3 типа 4КМ130 (рис. 53).

Длина лавы № 4-7-18 142 м, мощность пласта 4 м, угол падения 5-8°.

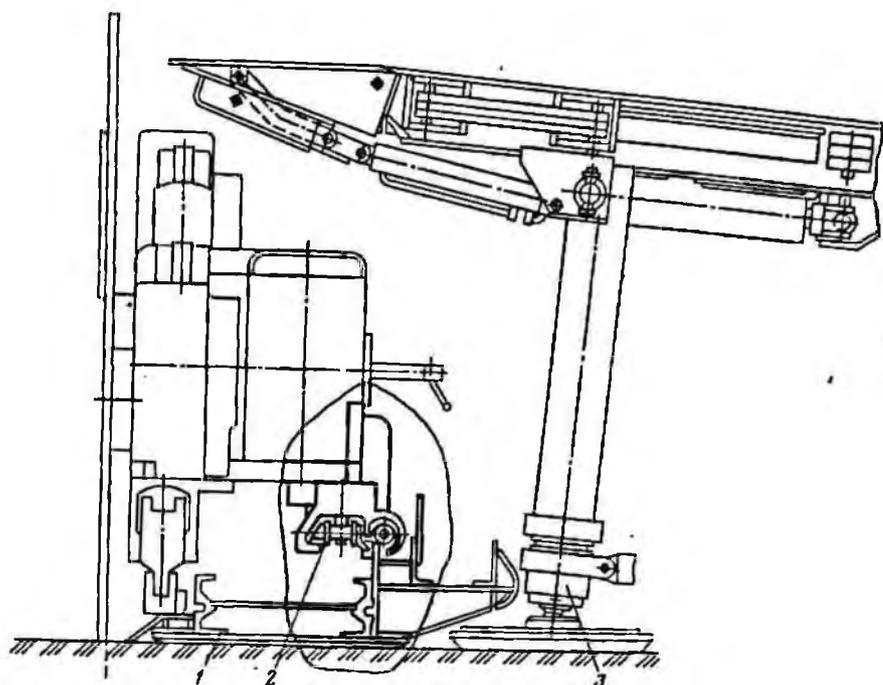


Рис. 53. Очистной механизированный комплекс 4KM130

С сентября проводился разворот комплекса на  $180^\circ$ , в связи с чем испытываемые узлы работали в наиболее неблагоприятных условиях.

За время испытаний комплекса 4KM130 с БСП добыто 165,9 тыс. т угля с среднесуточной добычей 1240–2186 т и максимальной суточной — 4300 т. Месячная добыча находилась в пределах 30,6–64,5 тыс. т угля.

БСП в данном варианте показала высокую надежность, выхода из строя бортов и элементов реечного става не происходило, не наблюдалось и зон повышенного их износа.

Конвейер СП301-36 с БСП принят к серийному производству.

На шахте им. В.И. Ленина производственного объединения "Южскузбассуголь" в лаве № 0-17-5 длиной 100 м с мощностью пласта 3,2–3,5 м и углом падения  $8-10^\circ$  в комплексе 4KM130 проводилась промышленная эксплуатация комбайна 2КШЗ с реечным ставом 2УКП. За 8 мес добыто 399,9 тыс. т со среднесуточной нагрузкой 1539–2156 т и месячной — 46170–62500 т.

На шахте "Распадская" производственного объединения "Южскузбассуголь" в лаве № 5-7-2а (бригада т. Девятко В.Г.) с декабря 1983 г. начата эксплуатация механизированного комплекса 3ОКП70Б установочной серии с комбайном 2КШЗ, рейкой 3БСП и плоской направляющей.

В течение 6 мес было добыто 304,5 тыс. т при среднесуточной нагрузке 1070–1665 т и месячной 18,2–65 тыс. т угля.

На шахте "Комсомольская" ПО "Воркутауголь" в лаве № 141-сев. длиной 100 м был смонтирован и пущен в работу комплекс 2УКП с комбайном 2КШЗ и БСП с опорой на круглую направляющую. Мощность пласта 4—4,2 м, угол падения 6—13°.

Комплекс работал с месячной нагрузкой на лаву 38,6—76,2 тыс. т, среднесуточной 1276—2539 т. Всего за год было добыто 708,1 тыс. т со среднесуточной 1887 т, а при отработке всего выемочного столба добыто 806,8 тыс. т угля.

На шахте им. 7 Ноября ПО "Ленинскуголь" в лаве № 422 эксплуатировали комплекс 2УКП с комбайном 2КШЗ и круглой направляющей. За 4 мес добыто 210,8 тыс. т угля. Месячная добыча 56,9—75,7 тыс. т, среднесуточная 1836—2441 т.

Накопленный опыт эксплуатации БСП с различными типами расчетных ставов показал, что для комбайнов тяжелого типа наиболее рациональным является став 2УКП, обеспечивающий разгрузку реек от опорных сил комбайна за счет дополнительной круглой направляющей.

Анализ показывает, что коэффициент готовности различных типов БСП составляет: у ЗБСП с плоской направляющей (2КШЗ в 4КМ130) — 0,8; БСПМ (ЗБСП с круглой направляющей) (2КШЗ в 2УКП) — 0,67; БСП 2УКП 02.00.100 с круглой направляющей (2КШЗ, КШЭ, 1РКУП20 в 4КМ130 и 2УКП) — 0,96—0,98.

Расширяя область применения БСП на другие типы очистных комбайнов, Горловский машиностроительный завод им. С.М. Кирова разработал техническую документацию и изготовил опытные образцы комбайна 2ГШ68Б (бесцепной), являющегося модернизацией комбайна 1ГШ68. Приемочные испытания проводились на шахте "Шахтинская" ПО "Каравандауголь" в лаве № 8 пласта Д6 в составе комплекса 1УКП с реечным ставом 2БСП. Его характерной особенностью было совмещение опорных поверхностей направляющих с осями цевок. Длина лавы составляла 72—74 м, угол падения пласта 25—27° и мощность 4,7—5,7 м.

За время испытаний было добыто 91,5 тыс. т угля при подвигании очистного забоя на 311 м. При этом получены следующие технико-экономические показатели: среднемесячная добыча 183 тыс. т, среднесуточная — 630 т, максимальная суточная 1060 т, средняя себестоимость 1 т угля по участку — 1,75 руб. На эффективность работы оказали отрицательное влияние горно-геологическое нарушение (сброс) и неустойчивая кровля, что приводило к ее обрушению в призабойное пространство с последующей транспортировкой породы по лаве.

Производительность комбайна составила 2,4—6,9 т/мин при скорости подачи 1,27—4,8 м/мин. Средняя скорость подачи при зачистке лавы 3,4 м/мин. Коэффициент машинного времени 0,2. Удельная энергоемкость изменялась в пределах 0,54—0,24 кВт · ч/т.

Отказы и неполадки в работе бесцепной системы подачи были связаны с узлами новой рейки 2БСП. Наиболее слабыми звеньями оказались ее завальный борт и проушина для пальцев соединительной рейки. Наблюдались трещины вдоль борта рейки. Износ цевочных пальцев

не наблюдался. Износ приводной звездочки после добычи 91,5 тыс. т составил 6–7 мм по ширине зуба.

В дальнейшем с целью повышения надежности ЛСП комбайны этого типа эксплуатировались со ставом ЗБСП.

На шахте им. В.И. Ленина ПО "Южкузбассуголь" комбайн 2ГШ68Б работал в механизированном комплексе 10КП, в лаве № 1–3 длиной 94 м пласта VI с вынимаемой мощностью 2,4–2,71 м и углами падения 9–14°. Пласт включал три породных прослоя аргиллита общей мощностью 0,1 м с коэффициентом крепости до  $f \leq 4$ . Сопrotивляемость угля резанию составила в стабильной зоне 145 кН/м, в пределах ширины захвата (отжатой зоне) – 102 кН/м.

За период испытаний добыто 122,5 тыс. т угля при подвигании забоя на 359 м. Техничко-экономические показатели: месячная добыча 35,6–45,2 тыс. т; среднесуточная 1280–1796 т; максимальная 3023 т в сутки; производительность труда горнорабочего очистного забоя на выход 37,4–43,6 т; себестоимость 1 т угля 1,64 руб.

Сравнение с технико-экономическими показателями комбайна 1ГШ68, применяемого на шахте в аналогичных горно-геологических условиях, показало, что среднесуточная добыча комбайном 2ГШ68Б на 18,5 % выше (соответственно 1303 и 1545 т), а производительность труда ГРОЗ по лаве выше на 17,4 % (соответственно 35 и 41,5 т/смену).

Скорость подачи комбайна при выемке угля составляла 3,0–3,9 м/мин (максимальная 5,9), а при зачистке машинной дороги – 6,2 м/мин, коэффициент машинного времени – 0,64.

Усилие подачи комбайна при выемке угля 5,6–12,3 кН (угол падения 14°), при зачистке машинной дороги – 29 кН. Удельная энергоемкость при выемке угля находилась в пределах 0,26–0,96 кВт · ч/т.

Зацепление цевочного колеса с рейкой происходило удовлетворительно. Случаев схода комбайна со става конвейера и заклинивания цевочного колеса не было.

Износ цевок речного става при добыче 120 тыс. т угля не превышает 3 %. Замер на 11 рейках (№ 7, 15, 23, 30, 35, 40, 50, 60, 70, 75, 80) показал, что после указанного объема добычи износ на 23 проверенных цевках составил: 0 мм – 15 шт. (65,1 %), до 0,5 мм – 3 (13,1 %), до 0,8 мм – 4 (17,4 %), до 1 мм – 1 (4,4 %).

Наибольшему износу были подвержены полки реек по ширине, особенно с завальной стороны. Максимальный износ составил 14,6 % (до 8 мм). Износ реек на стыках не отличался от износа по всей длине. Имели место отрывы полок с забойной стороны по отверстиям для цевок и низкая надежность обратных захватов завальных лыж.

Наработка на отказ составила 3046 мин (среднее время восстановления – 340 мин) коэффициент готовности 0,91.

Испытания комплекса I типа МК75Б (рис. 54) с комбайном 2 типа 2ГШ68Б проводили на шахте "Тентекская" ПО "Карагандауголь" в лаве № 143-Ю длиной 102–109 т, с пластом  $T_1$  мощностью 1,7 м, углом падения 14–25° и сопротивляемостью угля резанию 200 кН/м. Пласт имел

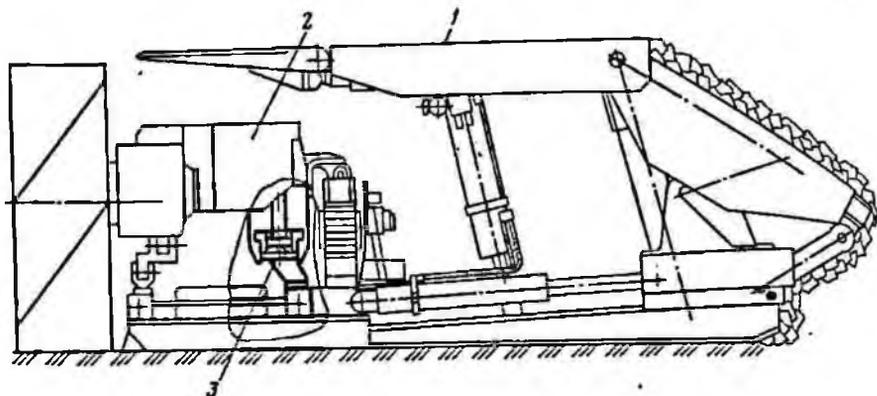


Рис. 54. Очистной механизированный комплекс МК75Б

две-три угольные пачки, разделенные прослоями алевролита мощностью 0,02–0,04 м.

За 4 мес приемочных испытаний комплексом МК75Б добыто 132,2 тыс. т угля при подвигании очистного забоя 410 м и среднесуточной нагрузке 1142 т.

Технико-экономические показатели работы комплекса: месячная добыча 29,7–43,4 тыс. т; среднесуточная 1061–1446 т; максимальная 2050 т; производительность труда рабочего очистного забоя 14,2–16,1 т на выход, себестоимость 2,65–2,89 руб/т.

Комбайн работал в диапазоне скоростей подачи 2,3–5,1 м/мин (средняя 2,7 м/мин, максимальная 6 м/мин) с производительностью 2,7–6,8 т/мин (средняя 3,9 т/мин, максимальная – 8,3 т/мин).

Замеры износа пальцев реечного става 3 проводились на десяти секциях (№ 1, 2, 3, 4, 50, 51, 52, 80, 81, 82) на всех 11 пальцах рейки. Величина износа после добычи 61 тыс. т по секциям находилась соответственно (в мм) в пределах 1,0–3,5; 0,5–1,5; 1,0–5,0; 0,5–5,0; 0,5–3,5; 0,5–2,0; 0,5–2,0; 0,0–3,0; 0,5–1,5; 0,5–3,5.

В секциях № 1 и 82 (концевых) износ составил 2–10 мм. Последующие замеры после добычи каждых 20 тыс. т показали, что приращение износа пальцев не превышает 1–2 мм.

Износ зубьев цевочного колеса после добычи 120 тыс. т угля составил 2–2,5 мм.

Работа комбайна осуществлялась только со встроенным в механизм подачи тормозом. Тормоза испытывали при движении комбайна сверху вниз на угле падения 22–24° при шнеках, выведенных из угольного массива, и напуксе предохранительного каната равном 5–6 м.

Результаты замеров тормозного пути комбайна: при скорости подачи 1,2 м/мин (в мм) 0,03; при 2,1–0,05; при 3,0–0,08; при 4,3–0,12; при 5,1 м/мин – 0,14 м.

В ПО "Северокузбассуголь" были проведены приемочные испытания комплекса МК75Б с узкозахватным комбайном 2ГШ68Б с рейкой

ЗБСП на шахте "Первомайская" в лаве № 717 длиной 100 м пласта XXVII мощностью 1,6–2,4 м с прослойком глинистого сланца мощностью 0,2 м и углом падения 15–25°.

Выемку угля осуществляли комбайном 2ГШ68Б снизу вверх с оставлением уступа высотой 0,3–0,4 м. При движении комбайна сверху вниз производили выемку уступа и зачистку почвы лавы. Зарубка комбайна производилась внизу лавы косым заездом на длине 15 м. Передвижка забойного конвейера – сверху вниз вслед за проходом комбайна.

Машинное время работы комбайна по добыче составило 44,2 % при средней скорости подачи 4,5 м/мин, при выемке уступа и зачистке лавы – 6,7 м/мин.

За время приемочных испытаний получены следующие технико-экономические показатели: среднемесячная добыча 42,5–53,4 тыс. т; среднесуточная 1390–1780 т; максимальная суточная 2700 т; производительность труда рабочего очистного забоя 30,9–44,3 т/выход; себестоимость 1 т угля 1,87–2,04 руб.

После добычи 152,5 тыс. т угля износ цевочных пальцев в среднем составил 6,7 мм (18,4 % диаметра), максимальный – 10 мм. Износ остальных пальцев находился в пределах 1,0–4,4 мм, в среднем составил 1,3–2,6 и происходил в основном с одной стороны по длине пальца 70–72 мм. На стыках реек шаг (100 мм) изменялся в отдельных случаях до 97,5 мм. Износ полок был равномерный по всей длине лавы – 0,5–1 мм.

Тормозное устройство комбайна работало нормально и обеспечивало надежную остановку и удержание его при отключении подачи и напуске каната – тормозной путь не превышал 40 мм.

Имели место случаи заштыбовки цевочной рейки в местах расположения кронштейнов, приваренных к завальной полке конвейера, на которые устанавливали рейки, но это не оказывало существенного влияния на работу БСП.

По результатам приемочных испытаний отмечены: высокая работоспособность схемы компоновки бесцепной системы подачи комбайна 2ГШ68Б с механизированной крепью и забойным конвейером СУ6Б, эффективность применения комплекса МК75Б на пластах с углами до 25°; стабильная высокопроизводительная работа комплекса.

Приемочные испытания механизированного комплекса 3 типа 40КП70Б (рис. 55) с комбайном 1 типа 2ГШ68Б, рейкой 2 типа ЗБСП с плоской направляющей проходили с конца ноября 1983 г. на шахте "Новокузнецкая" ПО "Южкузбассуголь" в лаве № 33-12 пласта мощностью 1,75 м и углами падения вдоль лавы 2–7°, вдоль выемочного столба 4–13°. Нижняя часть пласта (0,6–0,8 м) имела повышенную (до 50 %) зольность, что сказалось на нагрузке лавы. Сопrotивляемость угля резанию 180–200 кН/м.

За время приемочных испытаний было добыто 117 тыс. т угля. Месячная нагрузка находилась в пределах 21,1–35,4 тыс. т, среднесу-

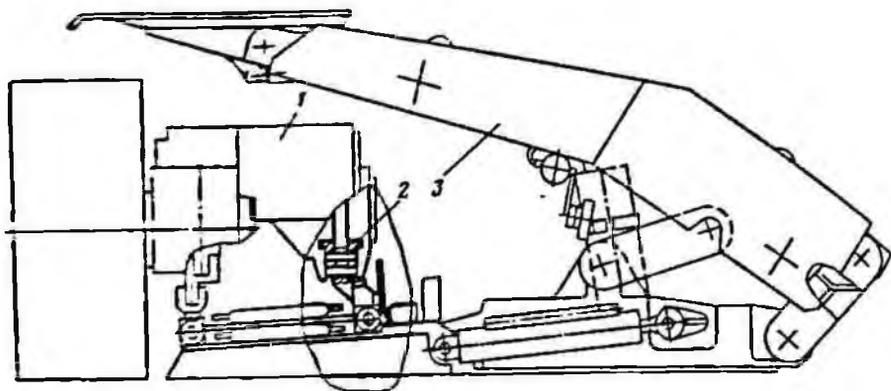


Рис. 55. Очистной механизированный комплекс 40КП70Б

точная 1054–1284 т, максимальная 1857 т и производительность труда рабочего очистного забоя равнялась 27,2–31,1 т/смену.

Сравнение технико-экономических показателей комбайна 2ГШ62Б с показателями работавшего в аналогичных условиях комбайна КШ1КТУ с цепной подачей показало, что среднесуточная нагрузка на забой при работе комплекса с БСП на 9,3 %, а производительность труда горнорабочего очистного забоя на 25,7 % выше.

При выходе комплекса из монтажной камеры угол падения шпата вдоль выемочного столба составлял 12–13°, что приводило к наклону комбайна на забой до 27° (по технической характеристике комбайна 10°) и отражалось на показателях работы.

За время приемочных испытаний отмечены четыре случая отрыва кронштейнов, предназначенных для крепления реек, два разрыва проушины и два отрыва полок на рейках. Заменены три цевочные рейки. Износ цевочных пальцев составил 0,5–2,5, в среднем 1,5 мм (3 % диаметра), а полок – соответственно 0,2–2,5 мм и 1,3 мм.

На шахте "Распадская" в 1985–1986 гг. в лаве № 4-11-15 длиной 110–131 м с мощностью пласта 1,8–2,2 м и углом падения 6–8° проходил испытания экспериментальный образец комплекса КМ138 с комбайном 2ГШ68Б и рейкой ЗБСП.

Несмотря на отдельные конструктивные недостатки, с сентября по декабрь 1985 г. было добыто около 130 тыс. т угля со среднесуточной добычей 1320 т. Максимальная среднесуточная добыча в декабре составила 1742 т, а максимальная суточная – 5453 т.

Значительный опыт эксплуатации комбайнов 2ГШ68Б в различных бассейнах в составе комплексов 10КП, МК75Б, 40КП70Б, КМ130, 1УКП и др. показал работоспособность, надежность и высокий ресурс речного става ЗБСП.

Приемочные испытания и промышленная эксплуатация позволили установить рациональные типы ставов: для комбайнов типоразмеров ПУ20, ПУ25 – с дополнительной направляющей (типа 2УКП), разгру-

жающей рейку от опорных свай; для комбайнов типа КШЭ и ниже — с направляющей, выполненной заодно с корпусом забоя (см. ЗБСП).

### БСП КОМБАЙНОВ КШЭ, КШЭ, РКУ

Современный этап развития БСП характеризуется отходом комбайнов нового технического уровня, в конструкции которых впервые воходит БСП, в отличие от предыдущих этапов, когда системы подачи привязывались к уже существующим машинам.

Первым комбайном нового поколения стал КШЭ с собственной торной системой подачи (рис. 56), выполненный в виде двух самостоятельных блоков 1 и 2, каждый из которых содержит электродвигатель постоянного тока, редуктор и двигатель, выполняющий роль шестерни — колесо — цевочная рейка\*.

Испытания комбайна КШЭ проводились на шахте "Южкозбассуголь" в комплексе ЗУКП в лаве 4-11 пласта 4-го блока мощностью 3,8—4,5 м, углом падения пласта 6—8°. Сопrotивляемость угля резанию 120—140 кДж/м<sup>2</sup> и четыре-пять прослоек алевролита мощностью 0,2 м с коэффициентом крепости  $f = 2 - 3$ . Вынимаемая мощность составляет 3,5—4,5 м.

Технологическая схема работы комплекса предусматривает последовательную выемку комбайном лавы угля мощностью 3,8—4,5 м на величину захвата шнекового исполнительного органа 0,5 м при движении комбайна снизу вверх и при обратном движении — оставшегося уступа 0,8—1,5 м с одновременной очисткой забоя угля и зачисткой машинной дороги. При сходе забоя на 20-й секции от конвейерного штрека производится обратный проезд заездом на полную мощность пласта.

За период приемочных испытаний объем добычи составил 25 м<sup>3</sup> угля при подвигании очистного забоя на 46 м. Достигнутая

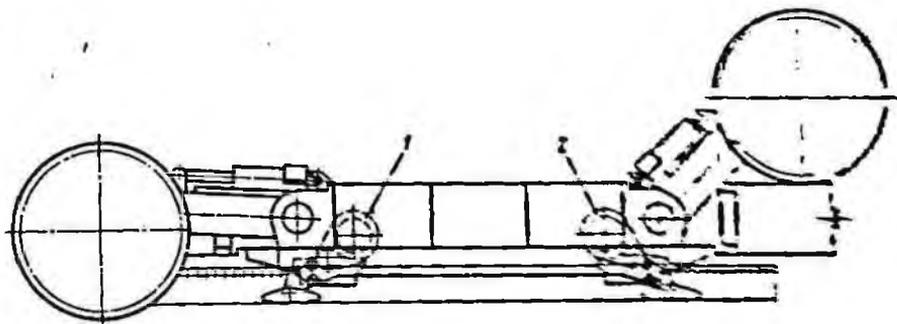


Рис. 56. Очистной комбайн КШЭ

месячная добыча 71,2 тыс. т, среднесуточная — 3655, суточная — 4650 т. Производительность труда горнорабочего очистного забоя составила 67,2 т/смену, а себестоимость 1 т угля по лаве — 0,73 руб.

Среднее значение коэффициента машинного времени 0,3—0,54, максимальное — 0,74.

Скорость подачи комбайна при движении вверх по лаве изменялась в пределах 3,3—6,5 м/мин при движении вниз от 0,7 до 11,5 м/мин.

Тяговое усилие при движении комбайна вверх составляло 90—200 кН, а максимальное (при скорости подачи 4,8 м/мин) — 230 кН.

Потребляемая мощность при выемке угля снизу вверх была 98—137 кВт, сверху вниз — 74—122 кВт.

Удельная энергоемкость процесса разрушения находилась в пределах 0,18—0,39 кВт·ч/т.

Наблюдениями установлено, что наработка цевочных реек до капитального ремонта составила свыше 700 тыс. т угля. После добычи 285 тыс. т угля видимого износа цевочных пальцев не было. Замена цевочных колес была произведена: первый раз через 108 тыс. т, второй — через 160 тыс. т.

Поломок цевочных реек и проставок было соответственно 6 и 8 шт. Причиной выхода из строя явилась деформация отверстий для пальцев, что приводило к увеличению шага зацепления на стыках соседних секций.

Заштыбовки речного става не наблюдалось (штыб продавливался зубьями цевочных колес между цевками).

Угол отклонения двух секций составлял в горизонтальной плоскости до 4°, а вертикальной — до 5,5°.

Бесцепная автоматизированная тиристорная система подачи показала высокую надежность и работоспособность, обеспечила стабильную производительность комбайна. Комбайн КШЭ с бесцепной системой подачи был принят к серийному производству.

С ноября 1982 г. по июль 1983 г. на шахте "Молодежная" ПО "Карагандауголь" в комплексе ЗОКП70Б проходил приемочные испытания второй опытный образец очистного комбайна КШЭ с комплектом цевочных реек ЗБСП.

Испытания проводили в лаве длиной 132 м с мощностью пласта 4,0—4,6 м и углом 15—31° по падению и до 15° по простиранию. Доставку угля осуществляли 10 конвейерами общей протяженностью 2,5 км.

За период испытаний добыто 164 тыс. т угля при подвигании очистного забоя 226 м со следующими технико-экономическими показателями: месячная добыча 22062—36895 т, среднесуточная 769—1224 т, максимальная суточная — 1900, производительность труда 25,3—42,4 на выход, себестоимость 1,43—2,19 руб/т.

Машинное время составило 35 % общего времени.

Скорость подачи комбайна при выемке угля (движение снизу вверх) изменялась от 1,65 до 2,7 м/мин при средней 2,08, а при зачистке лавы (движение сверху вниз) — 2,9—5,05 м/мин со средней скоростью 3,68.

Основными сдерживающими факторами работы комбайна являлись: простой по организационным причинам забойного, участкового и общешахтного транспорта; неисправность опытного образца механизированной крепи ЗОКП70, находившейся в эксплуатации после испытаний около двух лет; повышенное горное давление, которое проявлялось обрушением забоя большими плитами (4 x 5 — 7 м); вывалы кровли с образованием куполов высотой до 10 м и длиной до 7 м; увеличенный по простиранию пласта угол до 15° (по технической характеристике до 10°) и наличие дренажной выработки.

Простои, зависящие от комбайна составили 4,8 %, в том числе от ЗБСП — 0,3 % (замена нескольких реек, проработавших 1,5 года). Технологическая схема работы комбайна КШЭ предусматривала выемку пласта мощностью 2,5—2,8 м с захватом 0,5 м при его движении снизу вверх и в обратном направлении выемку оставшейся пачки пласта мощностью 1,2—1,5 м с одновременной погрузкой отбитого угля. Зарубка осуществлялась косым заездом в нижней части лавы на длине 10—15 секций. Крепь передвигалась вслед за комбайном при его движении вверх, конвейер — при движении комбайна вниз с отставанием от него на 12—15 м.

При максимальной скорости подачи комбайна 6,6 м/мин с выемкой угля снизу вверх потребляемая мощность электродвигателей шнеков составила: верхнего — 174,7, нижнего — 88 кВт. При движении в обратном направлении — соответственно 72 и 56 кВт.

Удельный расход электроэнергии на указанной скорости подачи составил 0,326 кВт · ч/т, при средней (3—3,5 м/мин) — 0,57 кВт · ч/т.

Максимальное тяговое усилие при движении вверх и углах падения 18—28° составило 400 кН, ток электродвигателя — 142 А.

При совместном действии системы электродинамического торможения и предохранительной лебедки полная остановка комбайна при отключении электроэнергии обеспечивалась за 30 с при тормозном пути 0,3 м.

Комбайн КШЭ с бесцепной тиристорной системой подачи и стояночным тормозом, исключающим применение предохранительной лебедки, был принят к серийному производству на углах падения до 35° для комплектации комплексов 2УКП, КМ130, ЗОКП70Б, 2ОКП70Б с аттестацией на высшую категорию качества.

В апреле 1983 г. в ознаменование 113 годовщины со дня рождения В.И. Ленина бригадой П.И. Фролова в лаве № 4-7-11 было добыто комбайном КШЭ 11350 т в сутки, в том числе по сменам: 1 — 2850, 2 — 3100, 3 — 2500, 4 — 2900 т. Машинное время работы комбайна составило 22 ч.

В октябре 1984 г. на шахте "Распадская" были начаты приемочные испытания опытной партии комбайнов 1КШЭ (шифр после корректировки чертежей комбайна КШЭ). Выемочная машина этого типа с заводским № 1 эксплуатировалась в комплексе 4КМ130, с рейкой 2УКПО2.00.100 и круглой направляющей в лаве № 4-7-18 длиной 120 м пласта мощностью 3,8—4,2 м и углом падения 6—8°. Пласт имел четыре-

семь прослоек аргиллита с коэффициентом крепости  $f = 2 \div 3$ . Сопrotивляемость угля резанию 120–140 кН/м.

При развороте комплекса на  $180^\circ$  для перехода в другую лаву (№ 14-7-20) без перемонтажа нагрузка на лаву составила более 2000 т, что подтвердило надежность и работоспособность БСП в тяжелых горно-геологических условиях.

С начала испытаний по май 1985 г. комплексом было добыто 504,6 тыс. т угля при подвигании забоя на 684,6 м; среднесуточной добыче 2273 т, максимальной – 5500 т. Производительность труда ГРОЗ составила 48 т/смену.

Приемочные испытания комбайнов 1КШЭ № 4 проводились на шахте им. В.И. Ленина ПО "Южкзбассуголь" с декабря 1984 г. по май 1985 г. в комплексе ЗУКП. Лава № 0-3-1-4 имела вынимаемую мощность 4,5 м, угол падения  $11-13^\circ$  (на сбросах до  $26^\circ$ ). Сопrotивляемость угля резанию составила 205–210 кН/м, пласт имел три-четыре прослойки породы с коэффициентом крепости  $f = 4 \div 5,5$ .

За период испытаний при подвигании 137 м добыто 118,4 тыс. т угля со среднесуточной 870 т и максимальной добычей 2490 т.

Низкие показатели объясняются постоянными нарушениями пласта (надвиг с амплитудой от 0,3 до 5 м с резкими перепадами угла вдоль лавы от 6 до  $30^\circ$  на коротких участках, а также изменения угла по простиранию от 5 до  $35^\circ$ ), однако БСП показала полную работоспособность в крайне тяжелых горно-геологических условиях.

На этой же шахте в комплексе КМ130 проводились приемочные испытания комбайна 1КШЭ № 5 в лаве № 0-17-2 с углом падения пласта  $10-13^\circ$ , вынимаемой мощностью 2,66–3,11 и сопротивляемостью угля резанию 240 кН/м.

За время испытаний (с 13.03. по 25.05.85 г.) добыто 144,5 тыс. т угля со среднесуточной 2035 т и максимальной добычей 3330 т. Производительность труда ГРОЗ на выход составила 34,3 т.

Механизм подачи с двухдвигательным автоматизированным тиристорным электроприводом постоянного тока позволил обеспечить тяговое усилие 300 кН при скорости подачи 5 м/мин, в 2 раза снизить нагрузку на цевочные колеса и рейку в местах зацепления и разгрузить стыки соединений элементов комбайна, свободно проходить разорванные стыки.

Комбайн 1КШЭ с БСП принят к серийному производству взамен комбайнов 2КШЗ и КШЗМ.

Приемочные испытания очистного комбайна 1КШЭ № 2 с бесцепной тиристорной системой подачи проводились с декабря 1984 г. по май 1985 г. на шахте "Центральная" ПО "Воркутауголь" в комплексе ЗУКП.

Вынимаемая мощность в лаве № 214-В пласта "Мошный" составляла 3,8–3,97 м, угол падения  $6-8^\circ$ , сопротивляемость угля резанию 190–200 кН/м. Протяженность конвейерной линии 5,5 км (девять ленточных и скребковых конвейеров) сдерживала работу участка.

Технологическая схема работы комбайна 1КШЭ предусматривала последовательную выемку верхней пачки угля на величину захвата 140

0,5 м мощностью 2,5–2,8 м при движении комбайна снизу вверх и при обратном движении оставшегося уступа мощностью 0,9–2,1 м с одновременной погрузкой отбитого угля. Зарубка комбайна осуществлялась в нижней части лавы косым заездом на 10–15-й секциях.

За период испытаний добыто 260 тыс. т угля со среднесуточной нагрузкой 1820 т и максимальной – 3300 т. Производительность труда ГРОЗ на выход в среднем составила 30,4 т.

Коэффициент машинного времени комбайна 0,4–0,58 (в зависимости от длительности смены).

Износ цевочных пальцев на рейках 2УКП после добычи 40 тыс. т угля не наблюдался, а за весь период испытаний составил 1–2,5 мм по диаметру.

Создание комбайнов РКУ имело целью сократить номенклатуру машин, выпускаемых ГМЗ им. С.М. Кирова.

Испытания комбайна РУ10 № 1 с рейкой СР проводились с сентября 1983 г. на шахте № 3 "Великомостовская" ПО "Укрзападуголь" в лаве № 76 с мощностью пласта 1,3–1,35 м и углом падения до 3°. Среднесуточная добыча за 4 мес составила 585 т при максимальной 1090 т и общей добыче 54,8 тыс. т.

Комбайн работал по челноковой схеме с фронтальной передвижкой конвейера. Было выявлено интенсивное заштыбовывание рейки из-за отсутствия возможности выхода штыба, что приводило к изгибам реек, деформации борта кабелеукладчика, отрывам обратных захватов, узлов крепления рейки и пальцев, трубчатой направляющей, разрыву проушин реек и соединительных звеньев реечного става. Простой лавы по этим причинам составили 212 ч. Попытки устранить указанные конструктивные недостатки не дали положительных результатов, и реечный став СР был демонтирован и заменен на ЗБСП. С декабря 1984 г. испытания в этой лаве были продолжены с рейкой ЗБСП. За 6 мес добыто 96,3 тыс. т со среднесуточной 1065–1305 т и максимальной нагрузкой 2070 т, производительность труда составила 20,8 т/выход, себестоимость – 3,22 руб.

БСП показала полную работоспособность, тем не менее наблюдалась заштыбовка реек. Этот недостаток в комплексе с комбайном РКУ10 № 2 был устранен.

В лаве № 71 с апреля 1984 г. были начаты приемочные испытания комбайна РКУ10 № 2 в комплексе 2КМ87УМВ с рейкой ЗБСП. Было добыто 331,6 тыс. т угля с максимальной месячной добычей 57,5 тыс. т и среднесуточной – 2564 т. Максимальная суточная добыча составила 3100 т, производительность труда горнорабочего очистного забоя – 31,5 т/выход, а себестоимость – 2,4 руб/т.

При испытаниях установлено: тяговое усилие изменялось от 72 до 132 кН; потребляемая мощность на комбайне РКУ10 № 1 не превышала 156 кВт, на РКУ10 № 2 – 119 кВт. При скорости подачи 4,6–5,5 м/мин давление напора в гидросистеме механизма подачи при работе двух механизмов составило 3,5–5,5 МПа, при работе одного – 7,5 МПа.

Комбайн РКУ10 принят к серийному производству с 1986 г.

Приемочные испытания комбайна РКУ13 с рейкой ЗБСП проходили в комплексе 2КМ87УМВ с октября 1983 г. по август 1984 г. на шахте № 3 "Великомостовская" ПО "Укрзападуголь" в лаве № 75. Лава имела длину 175 м, мощность пласта 1,55 м, угол падения 0–3° и сопротивляемость угля резанию 180 кН/м.

За период испытаний добыто 240 тыс. т горной массы при подвигании забоя 467 м. Месячная нагрузка на лаву находилась в пределах 17537–41466 т при среднесуточной 1779 т с производительностью труда ГРОЗ на выход 13,3–28,5 т. Максимальная суточная добыча 1974 т.

При проведении хронометражных наблюдений производительность комбайна составила 4,3 т/мин, средняя скорость подачи – 2,8 м/мин.

Комбайн РКУ13 был принят к серийному производству с 1986 г.

На шахте "Распадская" ПО "Южжубассуголь" с 10 октября по 19 декабря 1984 г. проводились приемочные испытания комбайна унифицированного ряда 1РКУ20 с рейкой 2УКП02.00.100 в комплексе 2УНПЕ (напряжение питания 1140 В) в лаве № 0-3-1-4 с мощностью пласта 4,5 м, углами 11° (по падению) и 12–16° на отдельных участках (по простиранию). Сопротивляемость угля резанию 205–210 кН/м.

За время испытаний было добыто всего 41,6 тыс. т угля; среднесуточная добыча 603 и максимальная 2127 т.

Показатели были невысокие из-за увеличения в период испытаний длины комплекса с 40 до 120 м с наращиванием 71 секции крепи и разворотом комплекса на 90°. БСП работала надежно.

В октябре 1983 г. на шахте им. В.И. Ленина ПО "Южжубассуголь" в лаве № 0-3-1-2 длиной 108 м были начаты приемочные испытания унифицированного комбайна 1РКУП20 со скорректированным вариантом реечного става – 2УКПК в комплексе 2УКПЕ (напряжение питания 1140 В) и специальными скальвателями на козырьках крепи для выемки пласта угля мощностью до 5 м. Угол падения составил 6–11°, сопротивляемость угля резанию 205–210 кН/м.

За период с 10.10.83 г. по 10.06.84 г. добыто 388,6 тыс. т угля (всего при отработке выемочного столба 480,5 тыс. т).

Основные технико-экономические показатели работы комплекса: месячная нагрузка составила 32–51,3 тыс. т угля, суточная 1146–1724 т, среднесуточная – 1663 т, а максимальная – 3305 т в сутки. Производительность труда рабочего очистного забоя составила в среднем 38 т на выход. Более высокая нагрузка сдерживалась необходимостью проведения доводочных работ комплекса (крепь сопряжения, траковая цепь), разворота комплекса в плоскости пласта.

Выемку угля проводили при работе комбайна сверху вниз, у почвы оставалась пачка угля мощностью от 1 м до 0,5 м. Вслед за движением комбайна проводились передвижка секций крепи и после ее распора скальвание верхней пачки угля. При движении комбайна вверх извлекалась нижняя пачка угля, передвигался конвейер и косым заездом производилась зарубка комбайна.

При движении комбайна вверх со скоростью 2,5–4,4 м/мин потребляемая мощность переднего (верхнего) шнека составила 120–

330 кВт, а заднего (нижнего) — 85–180 кВт. Производительность комбайна составляла 5,5–10,5 т/мин. Удельная энергоэффективность находилась в пределах 0,5–0,9 кВт · ч/т.

Износ цевочных пальцев после добычи 250 тыс. т угля оставался в середине рейки 0,5–1,5 мм, по ее концам 4–6 мм.

Встроенная в каждый привод механизма подачи тормозная система обеспечивала удержание комбайна при остановках на уклонах, исключая применение предохранительной лебедки.

Тормозной путь при исходной скорости 7–8 м/мин равен 0,4 м.

При движении комбайна вверх максимальное тяговое усилие составляло 400–420 кН.

В период с декабря по март 1984 г. на шахте им. 60-летия Октябрьской революции в комплексе КМЕ130 (напряжение питания 1140 В) проходили приемочные испытания комбайна РКУП25 с рейкой ПУУК с круглой направляющей.

Горно-геологические условия лавы № 43-К1-3: выемка мощностью пласта 3,8 м с прослойкой углистого аргиллита (10–15 % общей мощности); угол падения 6–10°, сопротивляемость угля равна 202–270 кН/м; геологические нарушения с углом падения 6–3°.

За время испытаний добыто 351 тыс. т угля при средней суточной добыче 1057 и максимальной 2542 т. Подвигание очистного забоя составляло 425 м.

В связи с необходимостью проведения доводочных работ было решено изготовить опытную партию комбайнов РКУП25.

В 1982–1983 гг. на шахте "Молодогвардейская" производственного объединения "Краснодонуголь" в лаве № 2-сев. длиной 135–165 м с мощностью пласта 1,72–2,15 м и углом падения 4–14° проходили приемочные испытания механизированного комплекса ПУК с экспериментальным образцом комбайна К10 с ЗБСП, предназначенного для выемки угольных пластов мощностью 1,2–2,5 м с обрушаемой кровлей.

Работа ЗБСП проходила в условиях неспокойной поверхности выемания угольного пласта. Углы наклона конвейера вдоль забоя достигли 14°, а углы перегиба между соседними секциями 3–4°. В отдельные месяцы наклон конвейера на забой достигал 18° при максимальном допустимом 10° по технической характеристике.

Усилие, развиваемое механизмом подачи, достигало 219 кН. Скорость подачи комбайна составила при выемке 3–6,7 и максимуме — 12,8 м/мин при зачистке.

Износ цевочных пальцев наблюдался на стыках реек и на зубьях по диаметру 3–4 мм, износ зубьев цевочного колеса был незначительным.

Несмотря на сложные условия, комплексом с комбайном К10 с января по май 1983 г. было добыто 197,8 тыс. т с нагрузками: максимальной 37390–51890 т, среднесуточной 1392–1853 и максимальной — 3050 т в сутки.

С 13.04 по 10.12.86 г. на шахте "Бельковская" объединения "Новомосковский уголь" в лаве № 50 Юго-Восточная проводили промышленные испытания механизма подачи Г412 с комбайном КШ1КГУ. Комплекс 20КП был оснащен рейками ЗБСП. Вынимаемая мощность пласта — 2,3—2,7 м, сопротивляемость угля резанию 130 кН/м, гипсометрия пласта — слабоволнистая, непосредственная кровля — неустойчивая, длина лавы 100 м. Комбайном в сложных горно-геологических условиях (частые прорывы песка, геологические нарушения) добыто 120,5 тыс. т угля при среднесуточной нагрузке 730 т и максимальной 1919 т. В период испытаний установлена высокая надежность механизма подачи и его узлов. Общая наработка комбайна на отказ составила 38 ч, отказов по движению и речному ставу не было.

Значительный накопленный опыт показал, что БСП существенно улучшили технико-экономические показатели работы лав и обеспечили создание высокопроизводительных комплексов нового технического уровня.

В результате выполнения научно-исследовательских и проектно-конструкторских работ, проведения значительного объема промышленных испытаний различных вариантов БСП были приняты к серийному производству очистные комбайны — 2ГШ68Б, 2КШЗ, 1КШЭ, РКУ10, РКУ13; очистные механизированные комплексы — 2УКП, 4КМ130, МК75Б, 30КП70Б, 40КП70Б, КМ130, 2УКП5.

Продолжается создание и проводятся испытания опытных образцов очистных комбайнов — унифицированного ряда РКУ16, РКУ20 и РКУ25, КШ1КГУ с Г412 (КШ1Б), 2К52МУ (2К52Б), 1К101У (1К101Б), К10; механизированных комплексов — 1УКП, 2КМТ, 20КП40Б, 20КП70Б, КМ87УМВ, КМ138, 10КП70Б и автоматизированных комплексов с применением микропроцессорных средств управления.

Сегодня высокопроизводительные очистные комплексы с БСП работают во всех основных бассейнах страны.

Постоянно расширяются объемы их применения в Кузнецком угольном бассейне, где в среднем в работе находятся по 11—13 лав на шахтах "Распадская", "Усинская", "Шушталепская", им. В.И. Ленина, "Новокузнецкая", "Нагорная", которые оборудованы механизированными комплексами 2УКП, 4КМ130, 1УКП, 2УКП5, 30КП70Б, КМ130, 40КП70Б с комбайнами 2КШЗ, 1КШЭ, 2ГШ68Б, 1РКУ20. Ежемесячная добыча составляет 380—420 тыс. т. На 01.11.86 г. в бассейне добыто 28 млн. 850 тыс. т угля.

В Карагандинском угольном бассейне за время испытаний и эксплуатации комплексов 3МК, КМ87Э, 10КП, МК75Б, 30КП70Б, 40КП70Б, 4КМЕ130, 4КМТ130 с комбайнами КШЗМ, 1КШЗ, 1КШЗМЭ, 2ГШ68Б, 2КШЗ, КШЭ, РКУП25, оснащенных БСП, на 01.01.86 было добыто 3,4 млн. т угля.

На 01.11.86 г. в Донецком бассейне комплексами 1УКП, КСВ, 10КП, КМ87УМВ, КМ87 с комбайнами К10, 2ГШ68Б, ВМ1, КШ1КГ, РКУ10, РКУ13, 2К52МБ добыто 6 млн. 436 тыс. т угля.

В целом по стране на 01.11.86 г. очистными комбайнами с БСП добыто 71,5 млн. т угля и получен экономический эффект 23,8 млн. руб. Бесцепные системы подачи внедрены в 80 комплексно-механизированных лавках 44 шахт 13 производственных объединений всех основных угольных бассейнов страны, в которых добывается ежемесячно более 1,5 млн. т угля.

## 5. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ И ТЕХНИЧЕСКИЙ УРОВЕНЬ

Кроме повышения производительности и безопасности труда в очистном забое БСП позволила получить существенный экономический эффект за счет:

повышения нагрузки на лаву за счет применения более мощных электродвигателей и улучшения тяговых характеристик, роста максимальной скорости подачи и вынимаемой мощности;

сокращения потерь времени на ремонтные операции в связи с повышением надежности деталей и сборочных единиц комбайна за счет уменьшения динамичности нагрузок при более равномерном и плавном перемещении комбайна и на подготовку комплекса к выполнению следующего цикла, что объясняется отсутствием тяговой цепи и натяжных устройств;

повышения безопасности ведения работ в лаве и производительности труда.

Экономическая эффективность определялась путем сравнения технической характеристики, области применения, горнотехнических условий, производительности, нагрузки на очистной забой, себестоимости, оптовой цены, эксплуатационных затрат, капитальных вложений и других показателей базовой и новой техники. При этом брались следующие исходные данные: приведенные затраты на создание и изготовление единицы базового и нового изделий;

годовой объем продукции, производимой при использовании базового и нового изделий;

нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений  $E_n$ ;

доли отчисления от балансовой стоимости на полное восстановление (реновацию) базового и нового изделий;

годовые эксплуатационные издержки базового и нового изделий в расчете на объем продукции, производимой с помощью нового изделия;

сопутствующие капитальные вложения потребителя при использовании базового и нового изделий в расчете на объем продукции, производимой с помощью нового изделия;

дополнительный годовой экономический эффект.

Годовой (народнохозяйственный) экономический эффект (в тыс. руб) составил: для комбайнов 2ГШ68Б — 113,2, 2КШЗ — 350,7, КШКГ — 40; для комплексов МК75Б — 192,6, ЗОКП7Б — 833,3, 4ОКП70Б — 144,5, 2ОКП40Б — 408,4, 4КМ130 — 689.

Проведены также расчеты экономического эффекта от создания и использования цевочной рейки ЗБСП. Факторы экономической эффективности применения ЗБСП следующие:

сокращение потерь времени на ремонтные операции, связанные с повышением надежности тягового органа и отсутствием натяжного устройства;

сокращение потерь на подготовку комплекса к выполнению следующего цикла в связи с отсутствием цепи и натяжного устройства;

повышение безопасности условий труда в очистном забое.

Годовой (народнохозяйственный) экономический эффект по одной секции цевочной рейки ЗБСП в зависимости от ее длины составил (в руб.): 132 при длине 780 мм; 165 при 1080 мм; 179 при 1280 мм; 186 при 1380 мм; 195 при 1480 мм; 249 при 1880 мм.

Следует отметить, что, хотя первоначальная стоимость БСП выше стоимости цепной системы, при сравнении следует учесть затраты, связанные с заменой цепи в процессе эксплуатации, а также стоимость оборудования, необходимого для крепления и натяжения цепи на концах лавы.

Наличие БСП в очистных забоях повышает технический уровень комбайна, механизированного комплекса, в которые они входят, улучшает их качественную сторону.

Актуальной задачей угольного машиностроения и институтов-разработчиков является перевод очистных комбайнов и механизированных комплексов на БСП. Этому вопросу уделяется большое внимание в странах — членах СЭВ и других зарубежных странах.

В угольной промышленности разработана отраслевая методика оценки технического уровня и качества "Рейки бесцепной системы подачи очистных комбайнов" М12.44.152-83, которая введена в действие с 01.08.82 г.

Методика устанавливает номенклатуру показателей качества, определяет метод оценки уровня качества реек БСП очистных комбайнов. Она позволяет оценить уровень качества реек, находящихся на стадии проектирования, в опытном производстве, освоенных промышленными производством, и производить сравнительную оценку отечественных конструкций с зарубежными аналогами.

Основным нормативно-техническим документом для оценки, является карта технического уровня и качества продукции, в которой отражены требования, предъявляемые к конкретному типу реек, а также данные о показателях качества базового и отечественных или зарубежных аналогов.

Для оценки уровня качества реек определена номенклатура показателей. В нее входят: назначение (технические параметры, тяговый фактор, подвижность рейки); надежность и долговечность (средний

ресурс до списания); технологичность (уменьшенная масса на 1 м длины рейки, трудоемкость замены секции рейки); инновационный показатель (патентная защита и чистота); инновационный показатель (цена 1 м длины рейки).

С целью дальнейшего повышения технического уровня и качества горношахтного оборудования экспертами стран - членами (СНГ, ПНР, СРР, СССР, ЧССР) в 1984 г. были согласованы условия методики, предназначенные для определения технического уровня и качества очистных механизированных комплексов для выемки и транспортировки (до 35°) пластов и передвижных забойных конвейеров.

При разработке рабочих методик было уделено особое внимание наличию или возможности применения бесцепной системы подачи.

Оценка уровня качества новых изделий производится с целью выбора оптимального варианта, контроля закладываемого в проект уровня качества, подготовки рекомендаций по категориям качества и, исходя из этого, стимулирования постановки на серийное производство высококачественных и высокоэффективных изделий.

Оценку технического уровня и качества выпускаемых изделий производят с целью планирования работ по совершенствованию этих изделий или снятия их с производства.

При определении номенклатуры показателей эффективности и увязки оборудования очистных механизированных комплексов (с разделением экспертным методом коэффициентов выемки) в числе показателей особое внимание уделено способу выемки (БСП, ВСП, ЦСП) выемочной машины. Для БСП этот коэффициент равен 0,2 (самый высокий).

По данному показателю комбайновый механизированный комплекс оценивается согласно приведенным ниже данным.

Механизм подачи .....	БСП	ВСП (без БСП в желобах)	ВСП (с БСП в желобах)	ЦСП
Вынимаемая мощность пласта, м:				
≤ 1,2 .....	1,0	0,9	0,7	0,5
> 1,2 .....	1,0	0,0	0,0	0,5

В рабочей методике оценки технического уровня и качества передвижных забойных конвейеров в число 11-ти показателей включен показатель "Навесное оборудование для систем подачи комбайна" с коэффициентом весомости 0,1. Значения показателей приведены ниже.

Возможность установки навесного оборудования для:	Относительный показатель
БСП .....	1,0
ВСП:	
с размещением цепей в желобах .....	0,9
с открытыми цепями .....	0,5
механизма подачи с тяговой цепью вдоль лавы .....	0,5

Для обеспечения дальнейшего повышения технического уровня и качества в указанных рабочих методиках вместо трех (ранее предусмотренных категорий) признано целесообразным иметь две категории качества — высшую (обобщенный показатель качества более 0,9) и первую — (0,80—0,90).

К высшей категории качества относятся комплексы и конвейеры, соответствующие мировому уровню. К первой — оборудование, подлежащее модернизации в процессе производства. При обобщенном показателе качества ниже 0,8 оборудование подлежит снятию с производства.

В целях дальнейшего совершенствования БСП, повышения надежности, долговечности и эффективности ее применения институтами отрасли ведутся разработки, исследования и испытания ее узлов и движителей. Это потребовало создания единой методики, предусматривающей исследования и испытания элементов и сборочных единиц движителей, опорно-направляющих элементов и механизма подачи в сборе с комбайном.

Сложность и специфика работ движителей, узлов и опорно-направляющего механизма БСП определяют выполнение ряда требований:

обеспечение нормального зацепления зубчатого колеса с рейкой в условиях высоких нагрузок и изменяющихся параметров зацепления, вызванных перекосами комбайна относительно конвейера, прохождения стыков по изогнутому в двух плоскостях конвейеру и опорно-направляющих элементов;

обеспечение работоспособности элементов движителя в условиях заштыбовки и повышенной влажности.

Критериями оценок движителей являются:

максимально допустимые величины отклонения от номинальных значений основных геометрических параметров движителя — межосевого расстояния рейки и колеса, шага зацепления рейки, связанные с непрямолинейностью става конвейера;

КПД движителя БСП при варьируемых межосевом расстоянии, шаге и перекосе в зацеплении и различных значениях окружного усилия и частоты вращения ведущего элемента;

величины контактных напряжений, возникающих в зацеплении; значения радиальных затягивающих или выталкивающих усилий, действующих в зацеплении, при экстремальных отклонениях геометрических параметров движителя;

величины и частота ударных нагрузок, возникающих в зацеплении при различных условиях работы движителя;

прочность движителя и его долговечность по износу элементов зацепления;

эффективность тормозных устройств при работе комбайна с БСП на углах падения пласта до  $35^\circ$  без предохранительной лебедки.

Выбор оптимального варианта движителя и отработка конструкции с учетом указанных выше требований определяют необходимость проведения всесторонних исследований и испытаний как отдельных элементов, так и механизма подачи в сборе с комбайном. Качество

и кинематику зацепления целесообразно исследовать на специально-кинематическом стенде, ресурсные испытания — на силовом, контрольные — на заводском стенде, приемочные и продолжительные испытания комбайнов.

Основная цель расширенных предварительных испытаний И.3: определение работоспособности элементов двигателя, вращающего устройства и опорно-направляющих механизмов при длительной работе по конвейеру под нагрузкой и проверка соответствия фактической производительности двигателя и механизма подачи очистных комбайнов заявленной характеристике.

Основная цель приемочных (шахтных) испытаний — проверка эффективности, надежности и перспективности двигателя и механизма БСП в промышленных условиях.

Типовая методика предварительных и приемочных испытаний цепных механизмов подачи очистных комбайнов была разработана рядом организаций и утверждена в 1984 г. Мининдустриальным СССР. Она содержит три раздела:

методика исследований элементов двигателей на кинематическом и силовом стендах;

методика предварительных испытаний БСП на заводе-изготовителе;

методика приемочных испытаний БСП на шахте [16].

Для обеспечения механизированных комплексов и угледобывающих комбайнов элементами БСП высокого технического уровня и качества на Краснолучском машиностроительном заводе ВПО "Союзуглемаш" в 1983 г. введен в эксплуатацию комплекс технологического оборудования для производства реек ЗБСП с плоской направляющей длиной 780, 1080, 1280, 1380, 1480, 1880 мм (для различных конвейеров и комплексов).

Производительность комплекса 400 комплектов (длина 120 м) реек в год.

Комплекс нестандартизированного технологического сборочно-сварочного оборудования, предназначенный для сборки, сварки и закалки реечного става ЗБСП с плоской направляющей, разработан институтом ВНИИПТуглемаш ВПО "Союзуглемаш". Комплекс состоит из линии сборки и сварки бортов, линии сборки и сварки реек, линии закалки реек, которые обеспечивают производство реек ЗБСП нескольких типоразмеров по длине.

Линия сборки и сварки бортов состоит из приемного рольганга, установки для сборки борта, установки для автоматической сварки, снабженной двумя сварочными головками, установки для автоматического сброса изделий в специальную тару.

Все установки связаны автоматическим транспортом.

Линия может работать в автоматическом и наладочном режимах.

Линии сборки и сварки реек предназначены для сборки и сварки двух бортов с цевками.

Имеются три линии, в состав каждой из которых входят: приемочный рольганг; установка для сборки элементов рейки, оснащенная

специальными пневмоприжимами, которые позволяют обеспечить заданные конструктивные размеры; правая и левая установки для полуавтоматической сварки цевок; автоматический сбрасыватель для укладки изделий в специальную тару.

Линия закалки реек предназначена для упрочнения опорных поверхностей плазменной дугой.

Линия состоит из следующих узлов: закалочного устройства с приводом перемещения плазмотрона, раздаточного устройства, транспортера, пневмо- и электрооборудования.

Закалочное устройство объединяет механизм продольного и поперечного перемещения горелки, собственно горелку и трубопроводы, по которым осуществляется подвод к горелке электропитания, газа и охлаждающей воды.

Жесткая кинематическая связь между механизмами продольного и поперечного перемещений горелки обеспечивает сохранение шага закаленной полосы.

Годовая экономическая эффективность от внедрения составляет 2,5 млн. руб.

В связи с принятием к серийному производству БСП с круглой направляющей институтами ВНИИТПуглемаш, ПНИУИ и Краснолучским машиностроительным заводом проведена технологическая подготовка — одна из линий ЗБСП была переоборудована для производства реек типа 2УКП (шифр 2УКПК02.00.100), и с 1985 г. начато их серийное производство для механизированных комплексов УКП, 4КМ130, КМ130, 2УКП5, 3ОКП70Б, 2ОКП70Б с комбайнами тяжелого типа: 2КШЗ, 1КШЭ, РКУ20, РКУ25.

Для обеспечения дальнейшего повышения производительности, надежности и долговечности угледобывающих комбайнов ИГД им. А.А. Скочинского, Техническим управлением Минуглепрома СССР, ПНИУИ, ТПИ разработан руководящий технический материал РТМ 44.058-85 "Комбайны очистные. Бесцепная система подачи. Расчет параметров движителей. Методика".

Дальнейшим этапом в развитии и совершенствовании БСП в отрасли должна быть разработка отраслевых методик оценки технического уровня и качества очистных узкозахватных комбайнов, механизированных комплексов и скребковых передвижных конвейеров с элементами БСП, отвечающих мировым стандартам.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализируя многолетний опыт создания и применения различных вариантов бесцепных систем подачи угледобывающих комбайнов во многих основных типах механизированных комплексов в угольной промышленности СССР, следует отметить, что, БСП дает возможность решить ряд социальных, технических и экономических вопросов:

значительно повысить безопасность и комфортность труда шахтеров за счет устранения тяговой цепи как потенциального источника травматизма, исключить несчастные случаи от обрыва и колебаний цепи;

увеличить производительность труда горнорабочих на 7—10 % совмещением технологических операций по всей длине лавы с работой комбайна без его остановок устранением ниш за счет монтажа цевочных реек до приводов конвейера и возможности выхода комбайна к штрекам;

повысить технический уровень комбайнов и механизированных комплексов в целом;

снизить на 25—30 % динамические нагрузки, устранив колебания скорости подачи;

более полно использовать мощность;

увеличить технический ресурс на 10—15 %, надежность и срок службы комбайнов;

значительно повысить нагрузку на лаву одновременной работой 2—3 комбайнов;

устранить в лаве дополнительные цепи полиспастной системы при работе комбайнов на пластах, залегающих на углах до 35°;

сократить потребность в предохранительных лебедках, устанавливаемых на вентиляционных штреках при работе комбайнов в лавах с углами падения более 9°;

совместить операции по передвижке приводных головок забойных конвейеров с работой комбайна;

предотвратить повреждение шахтного оборудования при обрывах тяговой цепи, чем сокращается его техническое обслуживание;

значительно сократить расход калиброванных тяговых цепей;

устранить на приводах лавного конвейера прицепные и натяжные устройства тяговой цепи;

получить значительный экономический эффект;

снизить уровень шума, производимый при контакте с движущейся частью конвейера, и запыленность в лаве.

Бесцепная система подачи угледобывающих комбайнов имеет в угольной промышленности Советского Союза достаточно широкую перспективу применения: во всех вновь создаваемых комбайнах и механизированных комплексах предусматриваются БСП.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Верзилов М.И., Семенов Ю.Н.* О разработке новой техники для механизации очистных и подготовительных работ. — Уголь, 1982, № 11, с. 24—26.
2. *Вейц В.Л.* Динамика машинных агрегатов. — М.: Машиностроение, 1969.
3. *Видуев Н.Г., Кондра Г.С.* Дисперсионный анализ в теории и практике геодезических измерений. — М.: Недра, 1968.
4. *Гавриков А.С., Лукиенко В.Г., Котков В.Ф.* Исследование влияния натяжения холостой цепи на работу выемочной машины. — Горные машины и автоматика, 1971, № 3, с. 8
5. *Гамынин Н.С.* Гидравлический следящий привод. — М.: Машиностроение, 1968.
6. *Исследование цепочного движителя БСП комбайна.* В.Г. Лукиенко, Л.П. Полосатов, В.В. Гончаров, С.Н. Смирнов. — В кн.: Подземно-транспортные и строительные машины. — Тула: 1979. с. 154—159.
7. *Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С.* Основы расчетов на трение и износ. М., Машиностроение, 1977.
8. *Лукиенко В.Г., Бабокин Г.И., Гавриков А.С.* Динамика привода выемочных комбайнов, работающих с бесцепной и цепной подачей. — Изв. вузов, Горный журнал, 1976, № 11, с. 112—115.
9. *Лукиенко В.Г., Бабокин Г.И., Гавриков А.С.* Выбор величины жесткости тягового звена системы подачи угольного комбайна. — Изв. вузов. Горный журнал, 1977, № 12, с. 68—72.
10. *Результаты промышленных исследований работы цепочного зацепления в системе подачи выемочных машин* /А.С. Гавриков, Г.И. Бабокин, Л.М. Гельфанд и др. — Изв. вузов, Горный журнал, 1975, № 1, с. 43.
11. *Результаты промышленных исследований характера движения выемочного комбайна* /В.Г. Лукиенко, В.А. Пастухов, А.С. Гавриков и др. — Изв. вузов, Горный журнал, 1973, № 12, с. 70—73.
12. *Результаты промышленных испытаний системы подачи с жестким тяговым звеном* /В.Г. Лукиенко, В.А. Пастухов, Л.М. Гельфанд и др. М, изд. ЦНИЭИ, "Экспресс-информация", 1972, № 9, с. 19—21.
13. *Семенов Ю.Н.* Развитие бесцепной системы подачи очистных комбайнов. — Уголь, 1985, № 1, 29—35 с.
14. *Семенов Ю.Н., Лукиенко В.Г.* Направления совершенствования бесцепной системы очистных комбайнов. — Уголь, 1986, № 3, 11—13 с.
15. *Семенов Ю.Н., Лукиенко В.Г.* Исследования элементов бесцепной системы подачи очистного комбайна. — Уголь Украины, 1985, № 9, с. 26—28.
16. *Типовая методика предварительных приемочных испытаний бесцепных механизмов подачи очистных комбайнов.* М., изд. ИГД им. А.А. Скочинского, 1984.
17. *Фролов А.Г., Семенов Ю.Н.* Развитие бесцепных механизмов перемещения угольных комбайнов. — Уголь, 1978, № 12, с. 29—33.
18. *Barker D.C.* Development and Successful Application of Rack-track at Nostell Colliery. — Colliery Guardian, 1976, vol. 224, № 2, p. 63—65.
19. *By Peach L.A.* Ceng Mimine and J. Clark, BSC Ceng, Mimine Experiences with Rack-a-Track Haulage. — The Mining Engineer, 1976, vol. 135, № 183, p. 531—540.
20. *Chainless haulage exhibition,* NCB MRDE swadlincote test site. — Colliery Guardian, October, 1975, p. 427—438.
21. *Cheetham D.T.* Pin wheel Haulage. — Mining Technology, 1976, vol. 50, № 671, p. 350—352.
22. *Moore K., Simpson D.* Chainless Haulage — Ten Years Experience. — The Mining Engineer, 1982, vol. 141, № 249, p. 695—706.
23. *Whitworth K.* Improving the cost effectiveness of longwall shearers. — Colliery Guardian, February, 1983, p. 62—68.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение . . . . .	3
1. Бесцепные системы подачи современных очистных комбайнов . . . . .	4
2. Геометрические и силовые параметры движителей БСП . . . . .	20
3. Экспериментальное определение характеристик БСП . . . . .	110
4. Опыт эксплуатации очистных комбайнов с БСП . . . . .	114
5. Экономическая эффективность и технический уровень . . . . .	145
Заключение . . . . .	151
Список литературы . . . . .	152

## ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ИЗДАНИЕ

Семенов Юрий Николаевич  
Лукиенко Виктор Георгиевич  
Геллер Борис Минаевич и др.

## БЕСЦЕПНЫЕ СИСТЕМЫ ПОДАЧИ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ

Заведующий редакцией *Е.Г. Вороновская*  
Редактор издательства *О.Н. Кожина*  
Художественный редактор *О.Н. Зайцева*  
Технический редактор *Н.С. Анашкина*  
Корректор *Л.В. Баранцева*  
Оператор *И.А. Налейкина*  
ИБ № 6540

---

Подписано в печать 08.01.88. Т-05711. Формат 60 x 90<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная № 2.  
Набор выполнен на наборно-лithущей машине. Гарнитура "Пресс-роман". Печать  
офсетная. Усл.печ.л. 9,50. Усл.кр.-отг. 9,87. Уч.-издл. 11,30. Тираж 3160 экз.  
Заказ 336 /737-6. Цена 55 коп.

---

Ордена "Знак Почета" издательство "Недра",  
125047, Москва, пл. Белорусского вокзала, 3.

Тульская типография Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР  
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.  
300600, г.Тула, проспект Ленина, 109.

5

---

2/46

1/268

**НЕДРА**