

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ВЫСШЕЕ УЧЕБНОЕ ЗАВЕДЕНИЕ
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**



**В.В. Ткачев
А.В. Бубликов**

**ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО
УПРАВЛЕНИЯ ДОБЫЧНЫМ КОМБАЙНОМ**

Монография

Днепропетровск
НГУ
2015

УДК 681.5.013:622.232.72:004.942
ББК 33.31
Т48

Рекомендовано вченою радою Державного ВНЗ «Національний гірничий університет»
(протокол № 11 від 29 грудня 2014).

Рецензент:

С.А. Положаєнко, д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри комп'ютеризованих систем управління Одеського національного політехнічного університету.

Ткачев В.В.

Т48 Использование имитационного моделирования для исследования системы автоматического управления добычным комбайном: монография / В.В. Ткачев, А.В. Бубликов; М-во образования и науки Украины, Нац. горн. ун-т. – Д.: НГУ, 2015. – 182 с.

ISBN 978-966-350-537-4

Представлены результаты исследований процессов автоматического управления добычным комбайном в условиях тонких пологих угольных пластов с целью уменьшения удельных энергозатрат на резание, транспортирование и погрузку угля шнеком. Разработаны информативные признаки для идентификации системой автоматического управления режимов работы комбайна и на их основе обоснован алгоритм автоматического управления скоростями подачи и резания с позиции стабилизации погрузочной производительности исполнительных органов.

Для инженерно-технических и научных работников, аспирантов, деятельность которых связана с автоматизацией процессов управления горными машинами, а также для студентов, обучающихся по специальности «Автоматизация производственных процессов».

Ил. 82. Табл. 9. Библиогр.: 72 назв.

Подано результати досліджень процесів автоматичного керування видобувним комбайном в умовах тонких пологих вугільних пластів з метою зменшення питомих енерговитрат на різання, транспортування та навантаження вугілля шнеком. Розроблено інформативні ознаки для ідентифікації системою автоматичного керування режимів роботи комбайна та на їх основі обґрунтовано алгоритм автоматичного керування швидкостями подачі та різання з позиції стабілізації навантажувальної продуктивності виконавчих органів.

Для інженерно-технічних працівників та науковців, які займаються питаннями автоматизації процесів керування гірничими машинами, а також для студентів і аспірантів вузів, які отримують освіту в галузі автоматизації виробничих процесів.

Ил. 82. Табл. 9. Библиогр.: 72 назви.

ISBN 978-966-350-537-4

© В.В. Ткачев, А.В. Бубликов, 2015
© Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», 2015

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	5
1. Постановочные аспекты проблемы автоматизации добычных комбайнов для тонких пологих пластов	7
1.1. Анализ добычных комбайнов как объектов автоматизации	7
1.2. Способы автоматизации режимов работы добычных комбайнов..	12
1.3. Проблемные вопросы автоматизации добычных комбайнов в условиях тонких пластов	17
2. Имитационная модель “очистной забой – исполнительный орган – привод резания”	25
2.1. Имитация момента сопротивления на исполнительном органе при транспортировании и погрузке угля	25
2.2. Имитация момента сопротивления на исполнительном органе при разрушении угольного массива	40
2.3. Имитационная модель “очистной забой – исполнительный орган – привод резания”	51
3. Анализ режимов работы добычных комбайнов на тонких пластах....	58
3.1. Анализ режимов работы добычных комбайнов на тонких пластах на основе рабочих статических характеристик	58
3.2. Влияние изменения горно-геологических параметров пласта и конструктивных параметров исполнительного органа на режим работы добычного комбайна	64
4. Энергоэффективный режим разрушения угля резцами шнека добычного комбайна	70
4.1. Уменьшение удельных энергозатрат на резание угля за счет применения схемы размещения резцов с одним резцом в линии резания	70
4.2. Определение критерия поломки резца на основе статистического анализа мощности, потребляемой электродвигателем привода резания	76
4.3. Анализ зависимости критерия поломки резца от положения исполнительного органа в момент начала замера мощности	83
4.4. Разработка критерия поломки резца для угольных пластов сложного строения	86
5. Автоматизация процесса управления добычным комбайном со стабилизацией погрузочной производительности шнеков	95
5.1. Определение критерия заштыбовки шнека на основе статистического анализа мощности, потребляемой электродвигателем привода резания	95
5.2. Анализ зависимости критерия заштыбовки шнека от положения исполнительного органа в момент начала замера мощности	104
5.3. Разработка критерия заштыбовки шнека для угольных пластов сложного строения	110

5.4. Алгоритм автоматического управления добычным комбайном на тонких пластах по критерию заштыбовки шнека	117
6. Вычислительный эксперимент на основе имитационной модели САУ добычным комбайном. Особенности технической реализации научных разработок	142
6.1. Вычислительный эксперимент работы системы автоматического управления добычным комбайном на основе ее имитационной модели	142
6.2. Проверка адекватности имитационной модели системы автоматического управления добычным комбайном реальной системе	163
6.3. Особенности технической реализации способа автоматизации режимов работы добычных комбайнов для тонких пластов	174
Литература	178

ВВЕДЕНИЕ

Добычной комбайн – основное оборудование комплексно-механизированного забоя, от которого во многом зависят степень использования оборудования всех последующих технологических циклов, экономические и производственные показатели шахтного предприятия. Добычные комбайны предназначены для разрушения угольного массива и погрузки угля на забойный конвейер.

Основные принципы автоматизации горных машин были сформулированы в первой половине 20-го века из расчета максимального использования мощностей приводных двигателей. С того времени способам автоматизации режимов работы машин горно-металлургического комплекса посвящено много исследований и публикаций, среди которых можно выделить работы таких ученых, как Н.И. Стадник, В.А. Ульшин, Я.П. Гринберг и др. [1-7].

Теоретически обоснованы несколько способов автоматизации добычных комбайнов, но на практике применение получил минимальный вариант автоматизации, который обеспечивает поддержание мощностей двигателей приводов резания на заданном уровне за счет регулирования скорости подачи при неизменной скорости резания [1-7]. Главным недостатком минимального варианта автоматизации является то, что в алгоритме управления не учитывается количество электроэнергии, затрачиваемой на добычу угля. Для угольных комбайнов, которые работают на мощных пластах, такой подход оправдан тем, что в интенсивных режимах работы имеет место минимальное удельное энергопотребление комбайна [8,9]. Это происходит потому, что исполнительные органы справляются с погрузкой угля, и на данный процесс затрачивается в несколько раз меньше усилий, чем на резание угля [10]. Но на тонких пластах, которых в Украине большинство [11], при увеличении скорости подачи комбайна до момента максимального использования мощности электродвигателя привода резания наступает заштыбовка шнека. Это приводит к тому, что добычные комбайны на тонких пластах в автоматическом режиме работают с заштыбовкой шнека. При этом существенно увеличиваются удельные энергозатраты из-за значительного давления угля на лопасти при транспортировке и погрузке угольной массы в объемно сжатом состоянии [12]. Ухудшается сортность угля вследствие дополнительного измельчения шнеком [13], что отрицательно сказывается на его себестоимости.

Поэтому разработка нового способа автоматизации режимов работы добычных комбайнов для тонких пластов, который обеспечит работу комбайна с минимальными удельными энергозатратами и максимально возможной производительностью, является актуальной задачей.

Таким образом, целью научной работы, описанной в монографии, является снижение удельных энергозатрат добычного комбайна путем создания и реализации нового способа автоматизации режимов работы добычных комбайнов для тонких пластов.

Для достижения поставленной цели в монографии решены следующие задачи:

- создание интегральной имитационной модели нескольких физических процессов, совмещенных в пространстве и времени при работе комбайна: резания угля резцами исполнительного органа, транспортирования и погрузки угля шнеком малого диаметра, формирования механических моментов в редукторе привода резания и преобразования энергии в асинхронном электродвигателе привода резания;

- на основе созданной интегральной модели физических процессов в приводе резания выполнен анализ режимов работы добычных комбайнов на тонких пластах с позиции снижения их удельного энергопотребления;

- разработаны численные критерии поломки резца и заштыбовки шнека;

- установлены закономерности изменения во времени численных критериев поломки резца и заштыбовки шнека, и с помощью их анализа сформулированы условия наступления поломки резца и заштыбовки шнека для системы автоматического управления;

- на основе численного критерия заштыбовки шнека разработан алгоритм автоматического управления добычным комбайном на тонких пластах с позиции снижения удельных энергозатрат на добычу угля для случаев нерегулируемого и регулируемого электропривода резания;

- проведена проверка адекватности имитационной модели системы автоматического управления добычным комбайном реальной системе и оценена эффективность предложенного способа автоматизации режимов работы добычных комбайнов для тонких пластов.

1. ПОСТАНОВОЧНЫЕ АСПЕКТЫ ПРОБЛЕМЫ АВТОМАТИЗАЦИИ ДОБЫЧНЫХ КОМБАЙНОВ ДЛЯ ТОНКИХ ПОЛОГИХ ПЛАСТОВ

1.1. Анализ добычных комбайнов как объектов автоматизации

Добычной забой – начало общешахтного технологического процесса, от которого во многом зависят степень использования оборудования всех последующих технологических циклов, экономические и производственные показатели шахтного предприятия. Основное оборудование комплексно-механизированного забоя – это добычной комбайн или струг, гидравлическая крепь и забойный конвейер, которые объединяются в очистной механизированный комплекс (ОМК) [14,15]. Очистные механизированные комплексы предназначены для механизации выемки угля и доставки его на подготовительную выработку, поддержания пород кровли и управления состоянием вмещающих пород в призабойном пространстве.

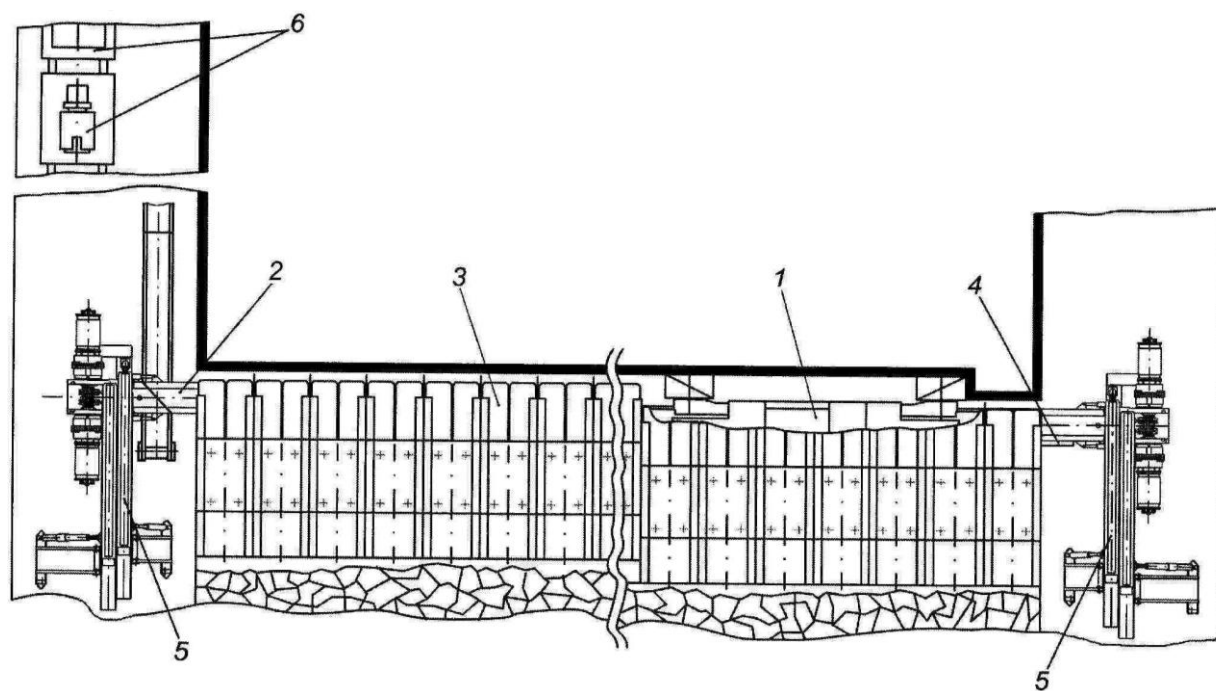


Рис. 1.1. Очистной механизированный комплекс 1МДТ

Рассмотрим очистной механизированный комплекс 1МДТ, применяемый для отработки длинными лавами тонких пологонаклонных пластов, в которых сосредоточено 83,2% промышленных запасов угля в Украине [11]. Схема комплекса изображена на рис.1.1. В его состав входят: добычной комбайн УКД300 (позиция 1 на рис.1.1); забойный скребковый конвейер КСД26В (поз. 2) для транспортирования отделенной комбайном горной массы по лаве; механизированная крепь 1ДТ (поз. 3). Механизированные крепи предназначены для поддержания пород кровли и управления состоянием вмещающих пород, защиты рабочего пространства от продуктов обрушения, передвижки и удержания в заданном положении забойного конвейера.

В состав вспомогательного оборудования входят: кабелеукладчик (поз. 4), предназначенный для укладки и защиты подводимых к комбайну коммуникаций; крепи сопряжения (поз. 5), обеспечивающие необходимое состояние кровли на участках сопряжений лавы со штреками; станция управления, обеспечивающая питание, запуск и защиту всех токоприемников очистного комплекса; насосная установка, подающая воду для охлаждения электродвигателей, регуляторов скорости, редукторов выемочной машины и к местам пылеподавления; комплект средств управления и диагностики машин и механизмов, входящих в состав комплекса. Станция управления и насосная установка располагаются на откаточном штреке в виде энергопоезда (поз. 6), который периодически перемещается по мере подвигания лавы.

Рассмотрим технологическую схему работы ОМК 1МДТ, под которой подразумевается определенная последовательность соответствующих операций, направленных на реализацию конечной цели – добычи угля [14,15].

В очистном механизированном комплексе 1МДТ применяется последовательная посекционная передвижка секций по заряженной схеме. В исходном положении забойный конвейер придвинут к забою, комбайн расположен на одном из концов лавы и подготовлен к снятию полосы угля, секции крепи расперты и удалены от конвейера на шаг передвижки, крепи сопряжения расперты. Затем комбайн начинает перемещаться и осуществляется выемка угля. При этом вслед за проходом комбайна производится снятие распора, передвижка секций крепи и их распор. Если комбайн прошел отметку 6-7 метров от секции, а процесс перемещения секции и распора стоек не успел завершиться, происходит останов комбайна, так как крепь не успевает перекрывать обнаженное за ним пространство. На расстоянии 13-14 метров от комбайна начинается передвижка в сторону обнаженного пространства соответствующей части конвейера. То есть, реализуется волнообразная схема передвижки забойного конвейера. Рекомендованное значение длины выработанного и незакрепленного пространства за комбайном определяется по состоянию пород кровли. С позиции эффективного управления состоянием вмещающих угольный пласт пород, объем обнаженного пространства за комбайном должен быть как можно меньшим. С другой стороны, есть требование по безопасному расстоянию перемещаемой секции от работающего исполнительного органа комбайна. Для ОМК оно равняется 2-3 метрам [15].

При подходе комбайна к откаточному или вентиляционному штреку выполняются концевые операции, в состав которых, наряду с другими работами, входит самозарубка комбайна в пласт с целью его подготовки к выемке угля в противоположном направлении [14,15]. В настоящее время применяют два способа самозарубки – фронтальную и косыми заездами. При работе добычного комбайна УКД300 применяется вторая схема самозарубки [15]. После выполнения концевых операций комбайн начинает выемку полосы угля в противоположном направлении. Вышеописанная последовательность операций соответствует челноковой схеме работы комбайна, которая в большинстве случаев имеет место при работе очистных механизированных комплексов.

Характер движения корпусных элементов комбайна в пространстве и характер изменения усилий в трансмиссиях приводов определяются как внутренними динамическими свойствами конструктивных элементов комбайна, так и процессом взаимодействия комбайна с основной внешней средой, которой для него являются [16-18]:

1) горный массив как система природного характера, включающая подсистемы разрушаемого угольного пласта, его почвы и кровли. Данные подсистемы формируют нагрузку на исполнительных органах комбайна, которая также зависит от режима его работы. В рабочем режиме комбайна нагрузка на исполнительные органы носит резко переменный характер и условно может быть разделена на следующие составляющие [16]:

а) инфранизкочастотная с частотой $10^{-2} - 10^{-3}$ Гц, зависящая от изменчивости сопротивляемости угля резанию по длине лавы;

б) низкочастотная с частотой $10^{-1} - 3$ Гц, определяемая конструкцией исполнительных органов и изменчивостью сопротивляемости угля резанию в направлении скорости резания;

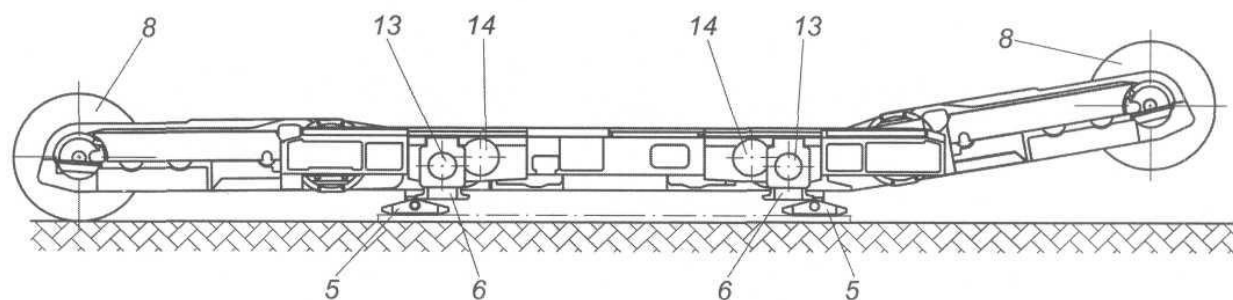
в) высокочастотная – в виде сплошного спектра частот от 3 до 50 Гц, определяемая свойствами угля в сечении вынимаемого пласта.

2) при выемке пологонаклонных пластов – забойный конвейер как техническая система, включающая подсистему рештачного става (обеспечивает для добычного комбайна функции опорного и направляющего механизмов базирования и функции восприятия и передачи тягового усилия) и подсистему транспортирования отделенной горной массы.

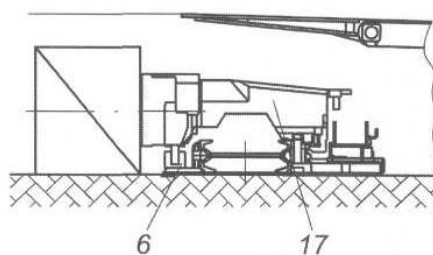
Для тонких пологонаклонных пластов перспективным в настоящее время считается следующее построение добычных комбайнов [15]: с двумя разнесенными шнековыми исполнительными органами (ИО); с основным корпусным узлом в виде общего корпуса; с подсистемами подвески и перемещения ИО на базе поворотных блоков резания; с двумя встроенными подсистемами подачи с индивидуальным частотно-регулируемым электроприводом и жестким тяговым органом; с индивидуальным электродвигателем для обеих подсистем привода ИО и для насосного узла гидроблока, предназначенного для питания рабочей жидкостью всех силовых подсистем. Удовлетворяющим всем перечисленным требованиям является добычный комбайн УКД300. Рассмотрим подробнее его конструктивные особенности [15,19].

На рис.1.2 указаны основные узлы добычного комбайна УКД300, обозначенные следующими позициями: 1 – электродвигатели: два индивидуальных по 150 кВт для каждой подсистемы ИО (ЭКВ4-150-6); 2э1 и 2э2 – блоки электрические без электродвигателей; 5 и 6 – нерегулируемые завальные и забойные опорные механизмы; 8 – исполнительные органы; 9, 11 – редукторы и электродвигатели системы подачи: два индивидуальных по 30 кВт для каждой подсистемы подачи (ЭКВ4-30-6); 13,14 – приводные и промежуточные звездочки подсистем подачи; 15 – гидродомкраты подсистем подвески и перемещения исполнительного органа; 17 – порталная часть корпусной подсистемы комбайна; 18 – общий корпус корпусной подсистемы

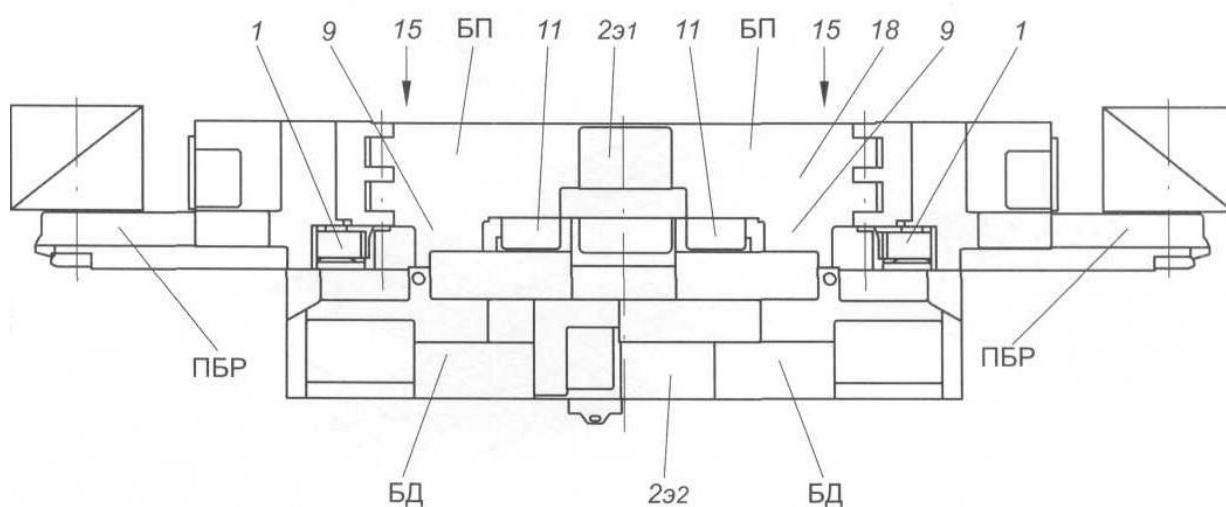
машины; ПБР – поворотные блоки резания; БД – блоки двигателя, формирующего подсистему перемещения комбайна.



а



б



в

Рис. 1.2. Добычной комбайн УКД300: *а* – фронтальный вид; *б* – вид сбоку; *в* – вид сверху

Кинематические цепи комбайна УКД300 построены на основе цилиндрических и планетарных передач. Поворотные блоки резания (ПБР) характеризуются наличием более короткой кинематической цепи без недостаточно надежной конической передачи. В составе редуктора поворотных блоков резания имеется одна планетарная передача. Короткая кинематическая

цепь в сочетании с планетарной передачей со значительным передаточным числом в конце цепи позволяет выполнить силовую разгрузку элементов редуктора.

Блок подачи (БП) включает электродвигатель и редуктор. В составе редуктора блока подачи имеется одна планетарная передача.

Блок движителя (БД) включает корпус блока с цилиндрической передачей, приводным и промежуточным колесами движителя.

У комбайна УКД300 (рис.1.2) кинематическая связь между блоком подачи (БП), расположенным в основном корпусе 18, и блоком движителя (БД), находящимся в порталном корпусе 17, осуществляется с помощью торсионного вала между зубчатыми муфтами.

В настоящее время доминирующее распространение в Украине получили жесткие тяговые органы на базе цевочных реек, обеспечивающих достаточное качество зацепления с приводным элементом [20]. На комбайне УКД300 применяется вариант компоновки трехэлементного движителя с зубчатым колесом, которое через сидящее на оси промежуточное колесо взаимодействует с цевками рейки. Промежуточное колесо обеспечивает приемлемость габаритных размеров приводного колеса при соответствующих значениях межосевого расстояния.

В гидросистемах машины УКД300 для управления исполнительными гидроцилиндрами используются электрогидрораспределители.

В качестве исполнительных органов комбайна УКД300 чаще всего используются двухзаходные шнеки с конструктивным параметром меньше единицы диаметром 0,8 0,9 1 метр и шириной захвата 0,7 метров [19]. Шнековые ИО являются дальнейшим развитием барабанных ИО с горизонтальной осью. Они приспособлены к самозарубке косыми заездами, осуществляют погрузку угля на забойный конвейер и обеспечивают челноковую схему работы.

Конструктивно шнек представляет собой два соединенных между собой полых цилиндра [12]. Один цилиндр, называемый трубой или ступицей шнека, имеет наружный диаметр 325-360 мм, и длину 590 мм. Второй цилиндр имеет наружный диаметр, который обуславливается диаметром шнека по резцам, высотой резцедержателя, радиальным конструктивным вылетом резцов и толщиной, как правило, 70-75 мм. На наружной поверхности указанного цилиндра крепятся резцедержатели, резцы которых образуют так называемую кутковую группу. Этот цилиндр принято называть отрезным диском. К наружной поверхности трубы с помощью сварки крепятся спиралевидные лопасти. Резцы, установленные в резцедержателях, которые крепятся к лопастям шнека, принято называть линейными (забойными) и они образуют забойную группу резцов.

К поверхности внутреннего диаметра трубы крепится так называемая шлицевая втулка, с помощью которой он подвешивается и крепится на шлицевом хвостовике выходного вала поворотного редуктора привода резания. Такая конструкция подвески и крепления шнека обеспечивает возможность его вращения вокруг оси выходного вала и качания вокруг оси редуктора привода

резания. Последнее обуславливает возможность регулирования рабочего органа по высоте или мощности пласта.

При работе комбайна УКД300 опережающий шнек располагают у почвы для выемки нижней части пласта для прохода основных корпусных узлов машины вслед за этим органом, а отстающий ИО – у кровли.

Из описания технологической схемы работы добычного комбайна совместно с другими горными машинами забоя и особенностей его конструктивного исполнения можно выделить два основных процесса, которыми необходимо управлять в процессе работы комбайна. Это изменение скорости перемещения добычного комбайна и изменение высоты подъема отстающего ИО. В основном эти два процесса определяют экономическую эффективность добычи угля.

Управление скоростью перемещения добычного комбайна на данный момент осуществляется либо машинистом дистанционно с соответствующих пультов, носимых машинистом или размещенных в лаве, с беспроводными каналами управления, либо машинистом при местном управлении (с рабочего места на машине), либо автоматически регулятором режимов работы комбайна [21]. Добычным комбайн является непростым объектом управления ввиду постоянного изменения положения в пространстве при сложном взаимодействии с навесным оборудованием забойного конвейера и тяговым органом с одной стороны, и с массивом угля с другой. В процессе работы на него оказывают влияние множество внешних воздействий, которые невозможно спрогнозировать и которые изменяют режим работы комбайна, отклоняя его от желаемого. Поэтому во многих случаях ведется автоматизированное управление добычным комбайном, при котором машинист сам регулирует скорость перемещения комбайна. Особенно это относится к концевым участкам забоя, где необходимо осуществлять сложную последовательность операций. На центральной участке забоя машинист, как правило, задает автоматический режим управления скоростью подачи с визуальным контролем над работой комбайна.

От алгоритма управления скоростью перемещения комбайна зависят такие основные показатели экономической эффективности работы комбайна, как производительность, удельные энергозатраты на добычу угля, сортность угля. Поэтому актуальным является исследование целесообразности применения существующих алгоритмов автоматического управления скоростью перемещения комбайна к тонким пологонаклонным пластам, которых в Украине большинство.

1.2. Способы автоматизации режимов работы добычных комбайнов

Основные принципы автоматизации добычных комбайнов были сформулированы в 30-е годы 20-го века коллективом специалистов под руководством академика А.Н. Терпигорева [21,22]. Целью первых исследований и разработок в этом направлении было наиболее полное использование мощности приводных двигателей, увеличение срока их службы

и облегчение труда машиниста. В целом рассматривались два варианта автоматизации режимов работы добычных машин – минимальный и максимальный. Минимальный вариант предусматривал поддержание потребляемой двигателем мощности на заданном уровне за счет регулирования скорости подачи при постоянной скорости резания. Максимальный вариант – поддержание потребляемой мощности на заданном уровне одновременным и независимым регулированием скорости резания и подачи. В последующие годы, в результате разработки мощных электродвигателей для добычных машин и совершенствования средств контроля и управления возникли дополнительные варианты автоматизации [22-24]. Далее проводится анализ существующих способов автоматизации режимов работы добычных комбайнов [22-24]:

1. Система стабилизации по скорости подачи обеспечивает постоянство производительности. В такой системе скорость подачи является неизменной величиной ($V_{п} = \text{const}$), как и скорость резания ($V_{р} = \text{const}$). Мощность, потребляемая электродвигателем привода резания, изменяется случайным образом ($P = \text{var}$). Данный способ автоматизации режимов работы добычных комбайнов целесообразно применять в том случае, когда стабилизируемая скорость подачи обеспечивает оптимальные параметры резания и погрузки угля. Недостатком является то, что заранее значение скорости подачи, при котором наблюдаются оптимальные параметры резания и погрузки угля, – неизвестно. Отклонение же от него может привести к повышению удельных энергозатрат, потери производительности комбайна и ухудшению сортности угля.

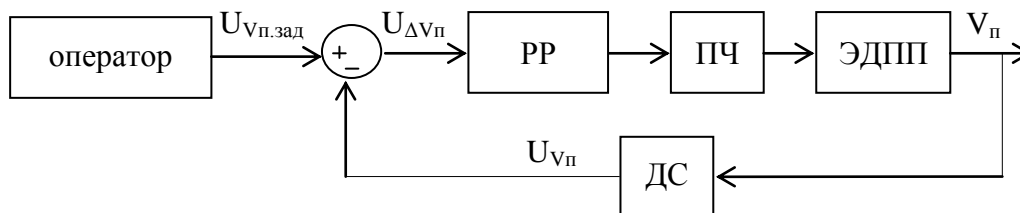


Рис. 1.3. Структурная схема системы стабилизации по скорости подачи

На рис.1.3: “оператор” – блок, в котором формируется заданное значение скорости подачи соответствующим уровнем напряжения $U_{V_{п.зад}}$; РР – регулятор режимов работы; ПЧ – преобразователь частоты напряжения питания электродвигателя привода подачи; ЭДПП – электродвигатель привода подачи комбайна; ДС – датчик скорости подачи комбайна, на выходе которого появляется соответствующее напряжение $U_{V_{п}}$.

Система автоматического управления (САУ) добычным комбайном, представленная на рис.1.3, является замкнутой автоматической системой стабилизации по скорости подачи. Благодаря отрицательной обратной связи по скорости подачи система обладает приемлемой гибкостью в управлении и обеспечивает возможность реализации схем автоматической защиты от опрокидывания электродвигателей комбайна.

2. Система стабилизации по мощности обеспечивает полное использование мощности, потребляемой электродвигателем привода резания комбайна. При этом происходит регулирование скорости подачи при неизменных скорости резания и мощности: $V_p = \text{const}$; $V_n = \text{var}$; $P = \text{max}$. Применение этого варианта автоматизации режимов работы добычных комбайнов допустимо на машинах с исполнительными органами, обладающими значительной погрузочной способностью. Иначе возникает заштыбовка исполнительных органов и повышаются удельные энергозатраты комбайна.

Добычной комбайн является инерционным объектом и для снижения его скорости требуется некоторое время. Поэтому для реализации системы стабилизации по мощности требуется применение электродвигателей привода резания с завышенной мощностью или с большим опрокидным моментом для исключения опрокидывания двигателя при экстремальных технологических перегрузках. Только в этом случае будет наблюдаться повышение производительности комбайна по сравнению с ручным управлением. Наиболее целесообразно применение варианта при работе на пластах с малыми колебаниями крепости угля и на комбайнах с мощными электродвигателями привода резания.

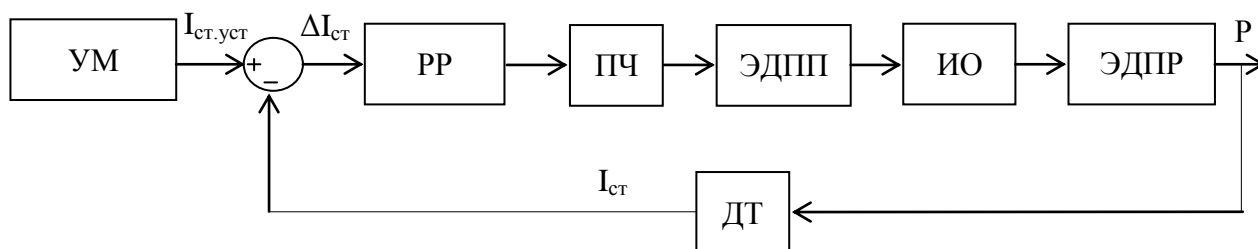


Рис. 1.4. Структурная схема системы стабилизации по мощности

Из рис.1.4 видно, что система стабилизации по мощности, как и система стабилизации по скорости подачи, является замкнутой системой с отрицательной обратной связью по току статора (замеряется с помощью датчика тока ДТ). Однако в этом случае в цепочке управления присутствуют два дополнительных блока: ИО – исполнительный орган добычного комбайна; ЭДПР – электродвигатель привода резания комбайна. В связи с этим передаточная функция объекта управления становится более сложной, что приводит к усложнению закона управления. В блоке “УМ” задается устойчивое значение мощности электродвигателя привода резания соответствующим уровнем тока статора $I_{ст.уст.}$, для расчета которого требуется знание характера случайного распределения крепости угля в пространстве угольного массива.

3. Система параметрической стабилизации обеспечивает поддержание постоянной глубины среза при потреблении постоянной мощности. При этом регулируются как скорость резания, так и скорость подачи ($V_p = \text{var}$; $V_n = \text{var}$; $h_{\text{опт}} = (\frac{V_n}{V_p})_{\text{опт}} = \text{const}$; $P = \text{const}$). А.И. Берон и Е.З. Позин на основе анализа

закономерностей процесса резания сделали вывод о том, что для каждой конструкции исполнительного органа имеет место оптимальное с точки зрения удельных энергозатрат значение средней толщины стружки и, соответственно, соотношение скоростей резания и подачи [22]. Таким образом, если регулировать скорость подачи по алгоритму стабилизации мощности, регулируя согласованно со скоростью подачи скорость резания с оптимальным коэффициентом отношения, можно обеспечить работу комбайна с максимальной производительностью, минимальными удельными энергозатратами и наилучшей сортностью угля. Недостатком этого варианта является то, что на всех добычных комбайнах на сегодняшний день в приводах резания стоят асинхронные нерегулируемые электродвигатели большой мощности. Для реализации регулирования скорости вращения ротора этих двигателей нужны дорогостоящие и объемные преобразователи частоты, размещать которые придется в боковых штреках, что приведет к появлению дополнительного силового кабеля.

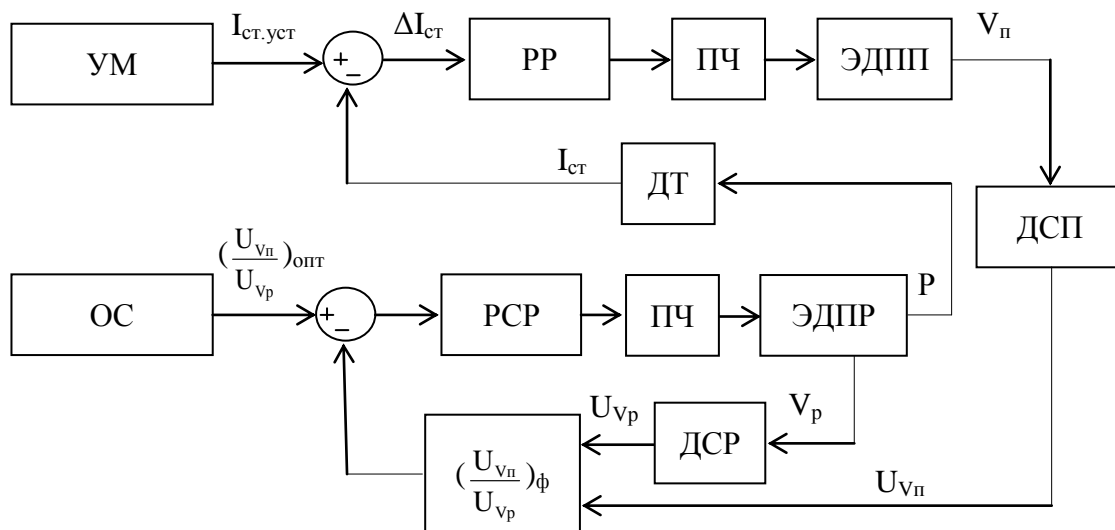


Рис. 1.5. Структурная схема системы параметрической стабилизации

На рис.1.5: ДСП – датчик скорости подачи; ДСР – датчик скорости резания; РСР – регулятор скорости резания. Как видно из структурной схемы на рис.1.5, система состоит из двух подсистем стабилизации – подсистемы стабилизации мощности за счет регулирования скорости подачи (блоки УМ, РР, ПЧ, ЭДПП, ЭДПР, ДТ), и подсистемы стабилизации отношения скоростей подачи и резания за счет регулирования скорости резания (блоки ОС, РСР, ПЧ, ЭДПР, ДСР, ДСП). Каждая подсистема имеет свой канал управления и преобразователь частоты питающего напряжения ПЧ. Первая подсистема управляет электродвигателем привода подачи, вторая – электродвигателем привода резания.

В процессе управления комбайном имеет место постоянное сравнение фактического тока статора электродвигателя привода резания (замеренного с помощью датчика тока ДТ) с токовой уставкой, которая задается в блоке “УМ”.

Регулятор режимов работы РР отработывает отклонение по току статора и выдает управляющий сигнал на ПЧ, с помощью которого изменяется скорость вращения вала ЭДПП и, соответственно, скорость перемещения комбайна, нагрузка на валу ЭДПП и фактическая мощность Р.

Текущая скорость подачи (управляющая величина первой подсистемы) изменяет фактическое значение отношения скоростей подачи и резания, играя роль возмущающего воздействия для второй подсистемы стабилизации. Фактическое значение отношения напряжений на выходах датчиков скоростей подачи и резания вычисляется в блоке $\left(\frac{U_{vп}}{U_{vр}}\right)_ф$. Затем оно сравнивается с расчетным значением, которое задается в блоке ОС, и сигнал рассогласования поступает на блок РСР, формирующий управляющее воздействие на блок ПЧ. Блок ПЧ изменяет скорость вращения вала ЭДПП и, соответственно, скорость резания, корректируя фактическое значение отношения скоростей подачи и резания.

4. Если задаться целью минимизировать мощность, потребляемую электродвигателем привода резания, с помощью независимого регулирования скоростей подачи и резания, то получим экстремальное регулирование ($V_p = var; V_n = var; P = min$).

Проанализируем, насколько эффективны существующие способы автоматизации режимов работы применительно к добычным комбайнам, работающим на шахтах Украины. Поскольку добычные комбайны на данный момент не оснащаются регулируемыми электродвигателями приводов резания, актуальными остаются только два способа – стабилизация скорости подачи добычного комбайна и стабилизация мощности электродвигателя привода резания.

Для эффективного применения первого способа необходимы предварительные и емкие расчеты значения скорости подачи, при котором будут наблюдаться оптимальные экономические показатели работы комбайна. Этим расчетам должны предшествовать дорогостоящие исследования горно-геологических свойств разрабатываемого угольного пласта. Поэтому стабилизация скорости подачи комбайна больше подходит как вспомогательный вариант автоматизации режимов работы, а для обеспечения автоматической работы комбайна с оптимальными экономическими показателями необходим другой вариант.

Система стабилизации по мощности – идеальный вариант для добычных комбайнов, технические ограничения которых позволяют работать на высоких скоростях подачи. С увеличением скорости подачи улучшаются сразу три базовых экономических показателя эффективности работы комбайна – его производительность, удельные энергозатраты и сортность добываемого угля. Однако на тонких угольных пластах Украины, которых большинство, техническое ограничение по погрузочной способности исполнительных органов не позволяет работать комбайнам в зоне больших скоростей подачи. Особенно это заметно при движении комбайна сверху вниз, когда сила тяжести

препятствует вытеснению массы угля из рабочего пространства шнека. С учетом высоких мощностей электродвигателей, которые стоят в приводах резания, при начале заштыбовки исполнительных органов остается некоторый запас по мощности. При стабилизации мощности, после начала заштыбовки исполнительного органа этот запас расходуется на преодоление сил трения скопившегося угля о поверхности исполнительного органа, то есть на бесполезную работу. В итоге, добычный комбайн работает с производительностью, которая ограничивается погрузочной способностью исполнительных органов, и завышенными удельными энергозатратами.

Из всего сказанного следует вывод, что ни один из существующих способов автоматизации режимов не обеспечивает работу добычных комбайнов на тонких пластах с оптимальными экономическими показателями. Следовательно, есть необходимость в разработке нового способа автоматизации режимов работы добычных комбайнов для тонких пластов, который обеспечит работу добычного комбайна с минимальными удельными энергозатратами без потери производительности.

1.3. Проблемные вопросы автоматизации добычных комбайнов в условиях тонких пластов

Сегодня распространение получили САУ добычными комбайнами, реализующие минимальный вариант автоматизации, так как на данный момент не осуществляется регулирование скорости резания. Интенсивное развитие вычислительной техники, средств передачи информации, измерительной и преобразовательной техники не отразилось на способе автоматизации режимов работы добычного комбайна, и на сегодняшний день автоматическое управление режимами работы комбайнов происходит по такому же алгоритму, как и 80 лет назад [1-7]. Различие между САУ комбайнов, созданными разными разработчиками, состоит лишь в способе технической реализации старого алгоритма управления и неодинаковом наборе диагностируемых рабочих параметров комбайна в процессе добычи угля.

При разработке средств управления добычными комбайнами в Украине руководствуются требованиями к подсистемам автоматизированного управления, которые сформулированы в проекте национального стандарта Украины “Комбайны шахтные очистные. Общие технические условия” [26]. Согласно этим требованиям, основные автоматические режимы работы добычных комбайнов при выемке угля следующие:

- поддержание заданного скоростной уставкой значения скорости подачи V_n , если средний уровень мощности P (а, следовательно, и тока статора) наиболее нагруженного электродвигателя подсистем привода исполнительного органа машины не превышает заданного токовыми уставками устойчивого значения мощности P_y этого двигателя;
- стабилизация на заданном токовыми уставками уровне среднего значения мощности P путем соответствующего регулирования основного режимного параметра V_n .

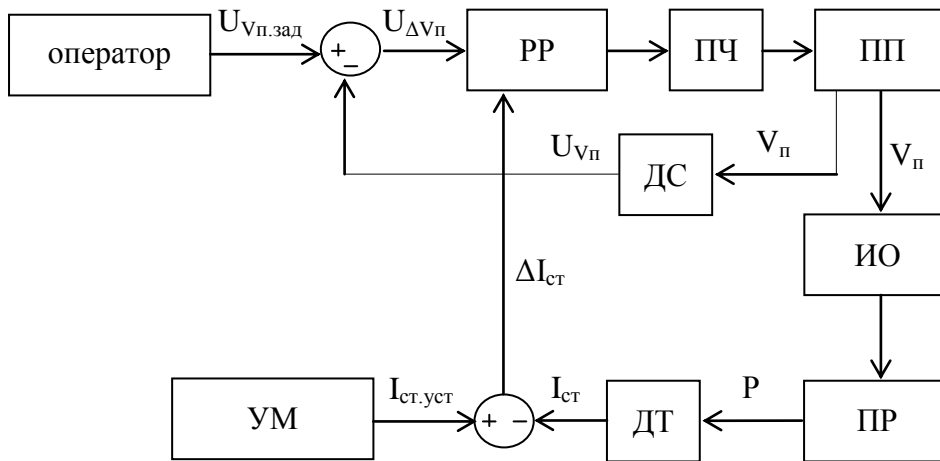


Рис. 1.6. Структурная схема существующих САУ режимами работы добычных комбайнов

Режим работы добычного комбайна выбирается машинистом. В случае стабилизации скорости подачи, как видно из рис.1.6, САУ представляет собой автоматическую систему, в которой используется принцип замкнутого управления и реализуется вид управления – стабилизация [14]. Объектом управления является преобразователь частоты питающего напряжения ПЧ и привод подачи ПП. Отрицательная обратная связь реализуется по скорости подачи, фактическое значение которой замеряется датчиком скорости ДС. Таким образом, регулятор режимов работы РР подает на преобразователь частоты ПЧ управляющий сигнал, который формируется по величине отклонения фактической скорости подачи от заданного значения.

Рассмотрим динамические свойства САУ в этом режиме работы [16,22]. Блоки ПЧ и ДС принимаются усилительными звеньями в виду быстротечности переходных процессов внутри данных устройств, по сравнению с переходными процессами в блоке ПП. Привод подачи без учета деформации связей между элементами трансмиссии описывается двумя последовательно соединенными динамическими звеньями – апериодическим и интегрирующим. Таким образом, объект управления имеет передаточную функцию второго порядка. С допустимой точностью в пределах большого интервала времени все звенья можно считать линейными с неизменными параметрами. Следовательно, для данного режима работы комбайна вполне достаточно использовать один из типовых законов управления (пропорциональный), реализуемый в блоке РР.

Из рис.1.6 видно, что и во втором режиме работы комбайна САУ представляет собой автоматическую систему, в которой используется принцип замкнутого управления и реализуется вид управления – стабилизация. Однако в этом случае отрицательная обратная связь реализуется по току статора электродвигателя привода резания, фактическое значение которого замеряется датчиком тока ДТ. Объект управления становится сложнее. Если в первом режиме работы комбайна управление велось только электродвигателем привода подачи, то теперь управлять мощностью, потребляемой электродвигателем привода резания, необходимо через скорость перемещения комбайна и нагрузку

на исполнительном органе. То есть, к блокам, составляющим объект управления, присоединяются исполнительный орган ИО и привод резания ПР. Посредством анализа динамических свойств данных блоков проследим, как их добавление отразится на алгоритме формирования управляющей величины регулятором режимов работы ПР [16,22].

Привод резания описывается двумя последовательно соединенными колебательными звеньями, одно из которых является представлением трансмиссии в виде двухмассовой расчетной электромеханической схемы, а другое описывает процессы преобразования энергии внутри электродвигателя. Исполнительный орган описывается одним колебательным звеном. И если параметры передаточных функций привода резания на большом промежутке времени можно считать неизменными величинами, то коэффициент усиления передаточной функции исполнительного органа зависит от крепости разрушаемого угля, площадки затупления резцов, наличия контакта резцов с включениями и других факторов. Это означает, что данный коэффициент изменяется в широких пределах и в широком спектре частот в процессе работы комбайна. Условием же устойчивости автоматической системы является неизменность ее коэффициента усиления.

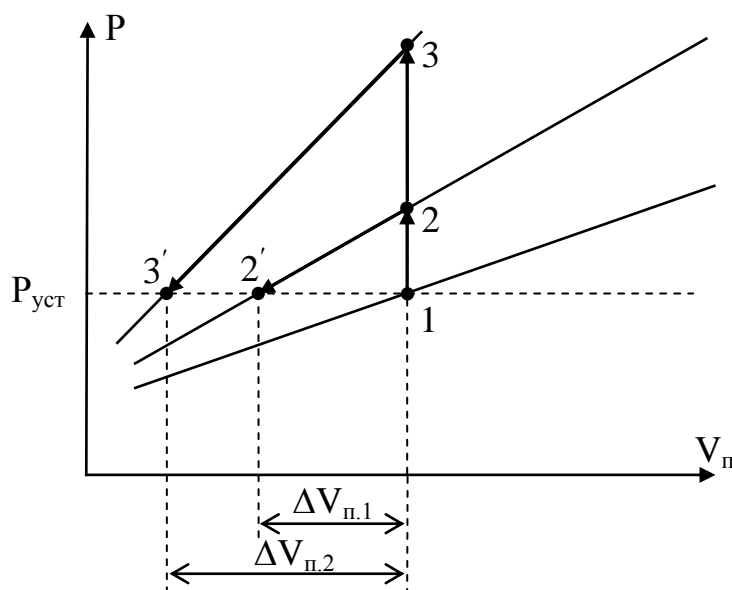


Рис. 1.7. Энергетические характеристики добычного комбайна

На рис.1.7 можно наблюдать за изменением коэффициента усиления объекта (тангенс угла наклона энергетической характеристики) при изменении крепости угля [14]. Энергетическая характеристика с наибольшим углом наклона соответствует наибольшей крепости угля. Допустим, комбайн разрушает уголь с небольшой крепостью (см. точку 1 на рис.1.7). При увеличении крепости угля точка, которая характеризует текущий режим работы комбайна, переместится из “1” в “2”, и теперь отношение приращения мощности к приращению скорости подачи (и тангенс угла наклона энергетической характеристики) будет больше. Это может привести к выходу

коэффициента усиления автоматической системы из области устойчивости. Снизить коэффициент усиления автоматической системы можно только изменив коэффициент усиления регулятора [22]. Постоянство коэффициента усиления объекта предполагает постоянство отношения скоростей изменения выходной величины (мощности) и входной (скорость подачи) во времени. При большей крепости угля больше скорость изменения мощности при изменении скорости подачи и больше величина отклонения мощности от устойчивого значения $P_{уст}$ (позиция “3” выше позиции “2” на рис.1.7). И тем больше потребуется изменять за аналогичное время скорость подачи ($\Delta V_{п.2} > \Delta V_{п.1}$). На рис.1.7 видно, что для перехода к позиции “3” необходимо уменьшить скорость подачи на большую величину, чем при переходе к позиции “2’”. Отсюда следует, что скорость изменения во времени управляющего воздействия должна быть величиной переменной и пропорциональной рассогласованию по нагрузке [21,22].

В современных САУ режимами работы добычных комбайнов для регулирования скорости изменения управляющего воздействия применяется широтно-импульсная модуляция управляющего сигнала, причем скважность управляющего сигнала определяется по формуле [21,22]

$$q = \begin{cases} 1, & \text{если } \Delta I_{cm} \geq 0,25 \cdot I_{cm.уст}; \\ \frac{0,25 \cdot I_{cm.уст}}{\Delta I_{cm}}, & \text{если } \Delta I_{cm} < 0,25 \cdot I_{cm.уст}, \end{cases}$$

где q – скважность управляющего сигнала; ΔI_{cm} – рассогласование по току статора (отклонение фактического тока статора от токовой уставки $I_{cm.уст}$), А.

Следует отметить, что для эффективной стабилизации мощности системой автоматического управления режимами работы комбайна отработка рассогласования по току статора должна проводиться за время, большее времени переходного процесса в комбайне, иначе возможны автоколебания стабилизируемой величины. Однако скорость изменения во времени фактического тока статора и, соответственно, рассогласования по току в процессе работы комбайна может быть значительной (частота колебаний до 50 Гц [16]), поэтому в современных САУ добычными комбайнами прибегают к фильтрации высокочастотных колебаний измеряемого тока.

Рассмотрим принцип действия регулятора режимов работы добычного комбайна К101 “УРАН” [21], который имеет блочное построение и выполнен на интегральных микросхемах. В состав регулятора входят два блока – блок контроля скорости подачи (БКС) и блок контроля нагрузки на исполнительном органе комбайна (БКН). БКН имеет канал воздействия на БКС. Проследим за взаимодействием БКН и БКС при различных сочетаниях загрузки электродвигателей приводов резания и соотношениях заданной и фактической скоростей подачи.

Если фактическая скорость подачи меньше заданной и электродвигатели приводов резания недогружены более чем на 25 %, то канал воздействия БКН

на БКС заблокирован, при этом в канале увеличения скорости подачи блока БКС появляется постоянный сигнал и происходит непрерывное увеличение скорости перемещения комбайна. Если фактическая скорость подачи становится равной заданной и недогруз электродвигателей по-прежнему больше 25%, сигнал в канале увеличения скорости подачи исчезает, и добычный комбайн начинает работать в режиме стабилизации скорости подачи (см. рис.1.3).

В случае, когда недогруз уменьшается до зоны 5 – 25 % от устойчивой мощности, а фактическая скорость подачи по-прежнему меньше заданной, БКН начинает импульсно блокировать канал увеличения скорости подачи в БКС и интенсивность увеличения скорости перемещения добычного комбайна уменьшается. При номинальной нагрузке одного из электродвигателей приводов резания (с точностью ± 5 % от устойчивой мощности) БКН полностью блокирует канал увеличения скорости подачи БКС. Таким образом, скорость подачи увеличиваться не может, даже если она меньше заданного значения. При перегрузке одного из электродвигателей приводов резания в пределах 5 – 25 % БКН импульсно воздействует на канал уменьшения скорости подачи БКС, вызывая уменьшение скорости подачи с заниженной интенсивностью. Если перегруз не уменьшится, а возрастет за пределы 25 %, то воздействие БКН на канал уменьшения скорости подачи становится непрерывным, и скорость перемещения добычного комбайна начинает уменьшаться с максимальной интенсивностью. Такой режим работы регулятора “УРАН” соответствует режиму стабилизации по мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, при автоматическом управлении комбайном (см. рис.1.4). При другом соотношении фактической и заданной скоростей подачи процессы протекают аналогично.

В процессе эксплуатации добычных комбайнов на тонких пластах в автоматическом режиме операторами визуально замечено, что заштыбовка шнека возникает при неполной нагрузке электродвигателей приводов резания. Проведем анализ работы САУ комбайном в режиме стабилизации мощности электродвигателя привода резания (см. рис.1.4) для этой ситуации.

Система автоматического управления комбайном увеличивает скорость подачи до момента превышения фактической мощности электродвигателя ее устойчивого значения, даже если имеет место заштыбовка шнека. При этом в рабочем пространстве шнека начинает накапливаться циркулирующий уголь, который зажимается между лопастью и корпусом редуктора, оказывая давление на лопасти шнека [12]. После превышения фактической мощности ее устойчивого значения САУ комбайном выдает команду на снижение скорости подачи. Когда фактическая мощность становится меньше ее устойчивого значения, САУ комбайном выдает команду на повторное увеличение скорости подачи. Однако при этом циркулирующий уголь в рабочем пространстве шнека не устраняется полностью. Дополнительные энергозатраты, связанные с заштыбовкой шнека, компенсируются запасом электродвигателя по мощности, который имеет место при работе комбайна на грани заштыбовки. Следовательно, можно предположить, что характер работы добычных

комбайнов в автоматическом режиме на тонких пластах будет такой же, как и у комбайнов на средних и мощных пластах, но работа комбайна будет происходить с постоянной заштыбовкой шнека. Несмотря на то, что мощность, потребляемая электродвигателем привода резания, будет использоваться полностью, только часть ее будет тратиться на полезную работу, остальная мощность будет тратиться на преодоление сил трения циркулирующего угля о поверхность ИО.

Отсюда можно предположить, что из-за неэффективности применяемого способа автоматизации режимов работы добычных комбайнов, заложенного в существующих САУ, при добыче угля комбайнами на тонких пластах происходит увеличение удельных энергозатрат.

Из описания особенностей работы добычного комбайна на тонких пластах в автоматическом режиме при существующем алгоритме управления можно сделать следующий вывод. Для снижения удельных энергозатрат на добычу угля за счет устранения давлений угля на лопасти при его погрузке исполнительным органом необходимо, чтобы автоматическая система фиксировала момент начала заштыбовки шнека и исключала работу комбайна с затянувшейся заштыбовкой шнека. На сегодняшний день отсутствуют датчики заштыбовки шнека, поскольку их невозможно установить вблизи зоны рабочего пространства шнека из-за агрессивной внешней среды, поэтому заштыбовку шнека необходимо определять косвенным способом. Перспективным является способ обнаружения заштыбовки шнека на основе статистического анализа физических величин, которые уже замеряются в процессе работы добычных комбайнов, – тока статора (активной мощности) электродвигателя привода резания и скорости подачи. В этом случае удастся избежать введения каких-либо конструктивных изменений в добычных комбайнах, что снизит стоимость внедрения результатов исследований.

Выполненный в первом разделе анализ добычных комбайнов, работающих на шахтах Украины, как объектов автоматизации, существующих способов автоматизации и регуляторов режимов работы добычных комбайнов позволяет сделать следующие выводы:

- для тонких пологонаклонных пластов, в которых сосредоточено 83,2% промышленных запасов угля в Украине [11], перспективным в настоящее время считается следующее построение добычных комбайнов: с двумя разнесенными шнековыми исполнительными органами (ИО); с двумя встроенными подсистемами подачи с индивидуальным частотно-регулируемым электроприводом и жестким тяговым органом; с индивидуальным электродвигателем для обеих подсистем привода ИО. Удовлетворяющими всем перечисленным требованиям являются добычные комбайны серии УКД;

- главной особенностью работы добычных комбайнов на тонких пластах является ограниченное рабочее пространство, из-за чего процесс транспортирования и погрузки угля шнеком существенно отличается от аналогичных процессов, имеющих место при работе комбайнов на средних и мощных пластах. В связи с этим возникает вопрос о целесообразности

применения существующих алгоритмов автоматического управления добычными комбайнами на тонких пологонаклонных пластах;

- для снижения удельных энергозатрат на добычу угля за счет устранения давлений угля на лопасти при его погрузке исполнительным органом необходимо, чтобы автоматическая система фиксировала момент начала заштыбовки шнека и исключала работу комбайна с затянувшейся заштыбовкой шнека. Поскольку в существующем алгоритме автоматического управления добычными комбайнами на тонких пластах не отслеживается заштыбовка шнека, можно предположить, что это приводит к увеличению удельных энергозатрат на добычу угля;

- ни один из существующих способов автоматизации режимов не обеспечивает работу добычных комбайнов на тонких пластах с оптимальными экономическими показателями. Следовательно, есть необходимость в разработке нового способа автоматизации режимов работы добычных комбайнов для тонких пластов, который обеспечит работу добычного комбайна с минимальными удельными энергозатратами без потери производительности;

- на сегодняшний день отсутствуют датчики заштыбовки шнека, поскольку их невозможно установить вблизи зоны рабочего пространства шнека из-за агрессивной внешней среды, поэтому заштыбовку шнека необходимо определять косвенным способом. Перспективным является способ обнаружения заштыбовки шнека на основе статистического анализа тока статора (активной мощности) электродвигателя привода резания и скорости подачи.

В связи с этим целью научной работы в монографии является снижение удельных энергозатрат добычного комбайна путем создания и реализации нового способа автоматизации режимов работы добычных комбайнов для тонких пластов.

Для достижения поставленной цели необходимо:

- создать интегральную имитационную модель нескольких физических процессов, совмещенных в пространстве и времени при работе комбайна: резания угля резцами исполнительного органа, транспортирования и погрузки угля шнеком малого диаметра, формирования механических моментов в редукторе привода резания и преобразования энергии в асинхронном электродвигателе привода резания;

- на основе созданной интегральной модели физических процессов в приводе резания выполнить анализ режимов работы добычных комбайнов на тонких пластах с позиции снижения их удельного энергопотребления;

- разработать численные критерии поломки резца и заштыбовки шнека;

- установить закономерности изменения во времени численных критериев поломки резца и заштыбовки шнека, и с помощью их анализа сформулировать условия наступления поломки резца и заштыбовки шнека для системы автоматического управления;

- на основе численного критерия заштыбовки шнека разработать алгоритм автоматического управления добычным комбайном с позиции снижения удельных энергозатрат на добычу угля;

- провести проверку адекватности имитационной модели системы автоматического управления добычным комбайном реальной системе и оценить эффективность предложенного способа автоматизации режимов работы добычных комбайнов для тонких пластов.

2. ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ “ОЧИСТНОЙ ЗАБОЙ – ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ ОРГАН – ПРИВОД РЕЗАНИЯ”

2.1. Имитация момента сопротивления на исполнительном органе при транспортировании и погрузке угля

Расчет погрузочной способности шнека до недавнего времени выполнялся на основе математической модели расчета производительности винтового конвейера [27]. Применительно к шнекам большого диаметра указанная модель дает приемлемые результаты при расчете производительности шнека по погрузке угля. Однако, для шнеков малого диаметра результаты по погрузочной способности органа, полученные экспериментально, отличаются от результатов расчета согласно указанной модели в 2-4 раза в зависимости от параметров шнека и режима работы комбайна [12]. Это происходит из-за того, что в модели расчета производительности винтового конвейера не учитываются характер заполнения межлопастного пространства шнека разрушенным углем, напряженное состояние перемещаемого угля, циркуляция угля в органе, прерывность выгрузки угля и ряд других явлений. Кроме того, модель расчета производительности винтового конвейера не дает возможности определять силовые параметры процесса транспортирования и погрузки угля шнеком. Поэтому для имитации работы добычного комбайна на тонких пластах в монографии использована модель погрузки и транспортирования угля шнеком малого диаметра, предложенная Бойко Н.Г. [12]. В этой модели осуществлено совмещение во времени и пространстве трех процессов: заполнения рабочего органа разрушенным углем, изменения рабочего объема органа и формирования окна выгрузки угля по мере поворота шнека.

Расчет силовых параметров процесса погрузки угля согласно модели погрузки и транспортирования угля шнеком малого диаметра выполняется в соответствии со схемой алгоритма, представленной на рис.2.1 [28]. В блоке 1 задается текущее значение скорости подачи комбайна, которое обновляется на каждом шаге моделирования, когда происходит переход к следующему пространственному положению шнека (блок 13).

Во втором блоке определяется объем угля, разрушенного исполнительным органом и поступившего в его рабочий объем [12]

$$V_{yu}(\varphi) = \begin{cases} V_{yu}(0) = V_o + 0,5 \cdot \rho \cdot D \cdot \int_0^{\varphi_{o5}} h(\varphi) \cdot f(\varphi) d\varphi, \text{ м}^3, & \text{если } \varphi = 0; \\ V_{yu}^1(\varphi) = V_{yu}(0) + 0,5 \cdot \rho \cdot D \cdot S_{cp.max} \cdot \int_0^{\varphi} f(\gamma) d\gamma, \text{ м}^3, & \text{если } 0 \leq \varphi \leq 2 \cdot C \cdot \pi; \\ V_{yu}^1(\varphi) + 0,5 \cdot \rho \cdot D \cdot \int_{\varphi - 2 \cdot C \cdot \pi}^{\pi} h(\gamma) \cdot f(\gamma) d\gamma, \text{ м}^3, & \text{если } 2 \cdot C \cdot \pi < \varphi \leq (2 \cdot C + 1) \cdot \pi, \end{cases}$$

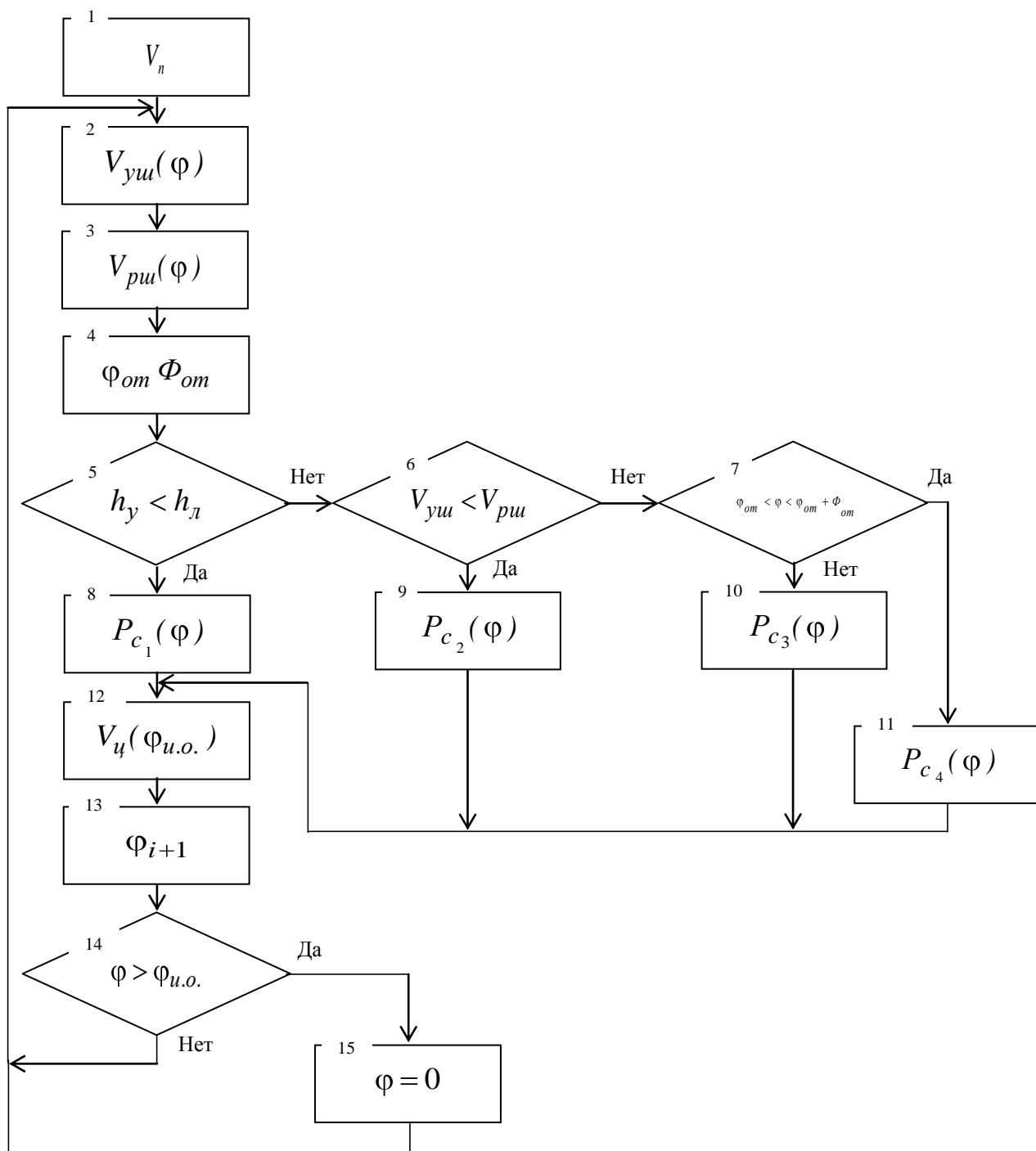


Рис. 2.1. Алгоритм математической модели процесса транспортирования и погрузки угля шнеком малого диаметра

где $\varphi_{об}$ – угол обхвата рабочего органа разрушаемым пластом, рад; φ – текущий угол поворота исполнительного органа относительно начала координат, рад; $\vec{\gamma}$ – вектор значений угла поворота шнека диапазоном от φ_0 до φ с интервалом между элементами, определяемым шагом моделирования, рад; D – диаметр шнека ($D = 0,9$ м); V_o – объем угля, разрушенного резцами отрезного диска и поступившего в рабочий объем шнека [12]

$$V_o = 0,5 \cdot \kappa_o \cdot \rho \cdot b_o \cdot D \cdot \left[(1 - \cos \varphi) \cdot h_{max} + 0,5 \cdot D \cdot \left(\varphi - \int_0^{\varphi} R(\gamma) d\gamma \right) \right], \text{ м}^3,$$

где h_{max} – максимальная толщина стружки [12,25]

$$h_{max} = \frac{V_n}{n_{об}}, \text{ м},$$

$$R(\gamma) = \sqrt{1 - \frac{4 \cdot h_{max}^2}{D^2} \cdot \cos^2(\gamma)},$$

$h(\gamma)$ – толщина стружки в радиальном направлении на элементарном угле поворота шнека [12]

$$h(\gamma) = h_{max} \cdot \sin \gamma + 0,5 \cdot D - \sqrt{0,25 \cdot D^2 - h_{max}^2 \cdot \cos^2(\gamma)}, \text{ м},$$

$S_{cp.max}$ – площадь максимального сечения стружки [12]

$$S_{cp.max} = 0,5 \cdot D \cdot \left[2 \cdot h_{max} + 0,5 \cdot D \cdot \left(\pi - \int_0^{\pi} R(\gamma) d\gamma \right) \right], \text{ м}^2,$$

$f(\gamma)$ – уравнение линии расположения режущего инструмента при линейной зависимости от угла поворота шнека

$$f(\gamma) = (\varphi - \gamma) \cdot \cos^{-1}(\alpha_r). \quad (2.1)$$

Аналитические зависимости, описывающие процесс заполнения пространства перед лопастью шнека углем, справедливы при следующих допущениях: перемещение добычного комбайна равномерное, поэтому максимальная толщина стружки величина постоянная; площадь среза резцами забойной и кутковой групп одинакова; зависимость линии расположения режущего инструмента от угла поворота исполнительного органа комбайна линейная.

В качестве входных данных математической модели процесса транспортирования и погрузки угля шнеком малого диаметра используются конструктивные параметры шнека, редуктора привода резания и забойного конвейера, а также горно-геологические параметры пласта С₅ шахты “Павлоградская”, которые приведены соответственно в таблицах 2.2 и 2.1 [12,19,29,30].

Таблица 2.1

Горно-геологические параметры пласта С₅ шахты «Павлоградская»

Наименование параметров	Условное обозначение	Значение параметра
Коэффициент разрыхления угля для вязких углей	ρ	1,7
Коэффициент внутреннего трения угля в покое при его ненапряженном состоянии (I фаза)	$f_{y.1}$	0,65
Коэффициент сопротивления перемещению угля у лопасти в ненапряженном состоянии (при трении о сталь, I фаза)	f_1	0,43
Угол падения пласта, град	α_n	12
Коэффициент внутреннего трения угля в покое при практически ненапряженном состоянии (II фаза)	$f_{y.2}$	0,72
Коэффициент сопротивления перемещению угля у лопасти в практически ненапряженном состоянии (при трении о сталь, II фаза)	f_2	0,55
Коэффициент сопротивления перемещению угля у трубы шнека в практически ненапряженном состоянии (при трении о сталь, II фаза)	f_2^*	0,45
Коэффициент внутреннего трения угля в покое при напряженном состоянии (III фаза)	$f_{y.3}$	0,89
Коэффициент сопротивления перемещению угля у лопасти в напряженном состоянии (при трении о сталь, III фаза)	f_3	0,75
Коэффициент сопротивления перемещению угля у трубы шнека в напряженном состоянии (при трении о сталь, III фаза)	f_3^*	0,65
Коэффициент внутреннего трения угля в покое в зоне разгрузочного торца шнека (IV фаза)	$f_{y.4}$	1,0
Коэффициент сопротивления перемещению угля в зоне разгрузочного торца шнека (IV фаза)	f_4	0,84
Коэффициент сопротивления перемещению угля в зоне, прилегающей к разгрузочному торцу шнека (IV фаза)	f_4^*	0,67
Коэффициент объемной жесткости угля, кПа/м ³	C_y	94,63
Коэффициент сопротивления перемещению угля в радиальном направлении у зоны, прилегающей к разгрузочному торцу шнека	f_p	0,47

Таблица 2.2

Конструктивные и технологические параметры комбайна УКД300

Наименование параметров	Условное обозначение	Значение параметра
1	2	3
Ширина отрезного диска шнека, м	b_δ	0,12
Частота вращения шнека, об/мин	$n_{об}$	78
Угол подъема винта шнека, град.	α_δ	19,8
Конструктивный параметр исполнительного органа	$C = Dl/(2 \cdot \pi)$	0,76

Продолжение табл. 2.2

1	2	3
Условный диаметр шнека, м	D_y	0,68
Угол, обусловленный толщиной лопасти и углом ее наклона, рад	φ_0	0,11
Коэффициент, учитывающий часть угля, разрушенного резцами отрезного диска и попавшего в шнек	κ_{∂}	0,72
Угол наклона воображаемой радиальной плоскости, ограничивающей сверху рабочий объем шнека, рад	ψ_{n1}	0,6
Угол наклона воображаемой радиальной плоскости, ограничивающей сверху рабочий объем шнека, рад	ψ_{n2}	1,0
Начальная величина угла контакта угля с лопастью на рабочей стороне шнека, рад	ψ_{nn_1}	0,1
Начальная величина угла контакта угля с лопастью на нерабочей стороне шнека, рад	ψ_{nn_2}	0,15
Диаметр трубы шнека, м	d	0,385
Радиус кривизны корпуса поворотного редуктора, м	R_k	0,245
Угол наклона стенки корпуса поворотного редуктора, рад	β_k	0,098
Высота борта конвейера, м	H_k	0,228
Условная высота лопасти, м	h_l	0,157
Усредненное значение ускорения угля в нормальном к лопасти направлении, м/с^2	j_n	0,664
Усредненное значение ускорения угля в нормальном к оси исполнительного органа направлении, м/с^2	j_v	1,823
Расстояние между соседними лопастями винта, м	t_l	0,4
Расстояние от разгрузочного торца шнека до полки конвейера, м	l_k	0,41
Отношение нормального давления угля, находящегося в межлопастном пространстве, к среднему нормальному давлению, действующему со стороны лопасти на уголь	q	0,257
Отношение средних нормальных давлений, действующих на уголь со стороны трубы и лопасти шнека в зоне, прилегающей к разгрузочному торцу	n_e	0,59
Угол обхвата шнека в подвижной системе координат, при котором давления в уплотненных телах клиновидной формы достигают нулевого значения, рад	Θ_l	1,484
Отношение нормального давления, действующего со стороны угля, находящегося в межлопастном пространстве, к среднему нормальному давлению, действующему со стороны лопасти на уголь	υ	0,616
Угол, определяющий место положения участка лопасти, где формируется давление $p_{c4.2}$, от торца шнека, рад	$\varphi_{л2}$	$0,25\pi$
Число заходов шнека	$N_{ш}$	2
Усредненная площадь сечения зазоров между нерабочим участком лопасти и корпусом поворотного редуктора, м^2	S_3	0,027
Средневзвешенный коэффициент отставания угля от перемещения лопасти	k_o	0,25

В блоке 3 определяется значение рабочего объема шнека по формулам [12]

$$V_{pш0}(\varphi) = E \cdot \left[0,5 \cdot D \cdot \int_{-\pi+\varphi_0}^{0,5\cdot\pi+\psi_{n2}} f_2(\varphi) d\varphi - 0,5 \cdot D \cdot \int_{-\pi+\varphi_0}^{0,5\cdot\pi+\psi_{n2}} f_1(\varphi) d\varphi \right], \text{ м}^3, \text{ если } \varphi = 0;$$

$$V_{pш1}(\varphi) = E \cdot \left[0,5 \cdot D \cdot \int_{-\pi+\varphi_0}^{0,5\cdot\pi+\psi_{n2}+\varphi} f_2(\varphi) d\varphi - 0,5 \cdot D \cdot \int_0^{0,5\cdot\pi+\psi_{n2}+\varphi} f_1(\varphi) d\varphi \right], \text{ м}^3, \text{ если } 0 < \varphi < \varphi_0 + \psi_{n1} - 0,5 \cdot \pi;$$

$$V_{pш2}(\varphi) = E \cdot \left[0,5 \cdot D \cdot \int_{\varphi-0,5\cdot\pi-\psi_{n1}}^{0,5\cdot\pi+\psi_{n2}+\varphi} f_2(\varphi) d\varphi - 0,5 \cdot D \cdot \int_0^{0,5\cdot\pi+\psi_{n2}+\varphi} f_1(\varphi) d\varphi \right], \text{ м}^3,$$

если $\varphi_0 + \psi_{n1} - 0,5 \cdot \pi < \varphi \leq (2 \cdot C - 1,5) \cdot \pi - \psi_{n2}$;

$$V_{pш3}(\varphi) = E \cdot \left[0,5 \cdot D \cdot \int_{\varphi-0,5\cdot\pi-\psi_{n1}}^{(2\cdot C-1)\cdot\pi} f_2(\varphi) d\varphi - 0,5 \cdot D \cdot \int_0^{0,5\cdot\pi+\psi_{n2}+\varphi} f_1(\varphi) d\varphi + (B_3 - b_\delta) \cdot (\varphi - \psi_{n2} - (2 \cdot C - 1,5) \cdot \pi) \right], \text{ м}^3,$$

если $(2 \cdot C - 1,5) \cdot \pi - \psi_{n2} < \varphi \leq 0,5 \cdot \pi + \psi_{n1}$;

$$V_{pш4}(\varphi) = E \cdot \left[0,5 \cdot D \cdot \int_{\varphi-0,5\cdot\pi-\psi_{n1}}^{(2\cdot C-1)\cdot\pi} f_2(\varphi) d\varphi - 0,5 \cdot D \cdot \int_{\varphi-0,5\cdot\pi-\psi_{n1}}^{0,5\cdot\pi+\psi_{n2}+\varphi} f_1(\varphi) d\varphi + (B_3 - b_\delta) \cdot (\varphi + \psi_{n2} + (2 \cdot C - 1,5) \cdot \pi) \right], \text{ м}^3,$$

если $0,5 \cdot \pi + \psi_{n1} < \varphi \leq (2 \cdot C - 0,5) \cdot \pi - \psi_{n2}$;

$$V_{pш5}(\varphi) = E \cdot \left[0,5 \cdot D \cdot \int_{\varphi-0,5\cdot\pi-\psi_{n1}}^{(2\cdot C-1)\cdot\pi} f_2(\varphi) d\varphi - 0,5 \cdot D \cdot \int_{\varphi-0,5\cdot\pi-\psi_{n1}}^{2\cdot C\cdot\pi} f_1(\varphi) d\varphi + (B_3 - b_\delta) \cdot \pi \right], \text{ м}^3,$$

если $(2 \cdot C - 0,5) \cdot \pi - \psi_{n2} < \varphi \leq (2 \cdot C - 0,5) \cdot \pi + \psi_{n1}$;

$$V_{pш6}(\varphi) = E \cdot \left[(B_3 - b_\delta) \cdot (\psi_{n1} + (2 \cdot C + 0,5) \cdot \pi - \varphi) - 0,5 \cdot D \cdot \int_{\varphi-0,5\cdot\pi-\psi_{n1}}^{2\cdot C\cdot\pi} f_1(\varphi) d\varphi \right], \text{ м}^3,$$

если $(2 \cdot C - 0,5) \cdot \pi + \psi_{n1} < \varphi \leq (2 \cdot C + 0,5) \cdot \pi + \psi_{n1}$;

$$E = 0,125 \cdot (D_y^2 - d^2), \text{ м}^2,$$

где $f_1(\varphi), f_2(\varphi)$ – уравнения винтовых линий соответственно рабочей поверхности лопасти, с помощью которой производится выгрузка угля, и нерабочей, расположенной ближе к разгрузочному торцу шнека. Поскольку принято, что развертка винтовой линии шнека – прямая с одинаковым углом наклона по всему периметру, оба уравнения описываются формулой (2.1).

В четвертом блоке вычисляются угол открытия окна выгрузки и интервал угла поворота шнека, на котором оно остается открытым (соответственно φ_{om} и Φ_{om}) [12]

$$\varphi_{om} = (2 \cdot C - 1) \cdot \pi + \varphi_n, \text{ рад};$$

$$\Phi_{om} = \pi - \varphi_n + \varphi_\delta, \text{ рад},$$

где $\varphi_n, \varphi_\theta$ – углы, обусловленные параметрами шнека, корпуса поворотного редуктора и мощностью пласта H ($H = 0,9$ м) [12]

$$\varphi_n = \begin{cases} \arctg \frac{\sqrt{R_k^2 - (0,5 \cdot D + H_k - H)^2}}{H - H_k - 0,5 \cdot D}, & \text{если } R_k > H - H_k - 0,5 \cdot D; \\ 0, & \text{если } R_k = H - H_k - 0,5 \cdot D; \\ -\arctg \frac{H - H_k - 0,5 \cdot D - R_k}{(H - H_k - 0,5 \cdot D) \cdot \operatorname{tg} \beta_k}, & \text{если } R_k < H - H_k - 0,5 \cdot D, \end{cases}$$

$$\varphi_\theta = \arctg \frac{R_k \cdot \operatorname{tg} \beta_k - \sqrt{0,25 \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \beta_k) \cdot D_y^2 - R_k^2}}{(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_k) \cdot R_k - (R_k \cdot \operatorname{tg} \beta_k - \sqrt{0,25 \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \beta_k) \cdot D_y^2 - R_k^2}) \cdot \operatorname{tg} \beta_k}.$$

В зависимости от физического состояния перемещаемого угля и характера его силового воздействия на лопасть, при вращении шнека имеют место четыре фазы, которые чередуются в соотношении, определяемым режимом работы добычного комбайна и горно-геологическими условиями. В течение первой фазы уголь транспортируется в ненапряженном состоянии, контактируя только с лопастью. При этом соблюдается условие в блоке 5, где h_y – высота угля у лопасти. В математической модели отслеживание за условием отсутствия контакта транспортируемого угля с трубой шнека происходит за счет сравнения текущего объема угля, поступившего в межлопастное пространство, и максимально возможного объема угля V_{max}^1 , при котором условие в блоке 5 соблюдается. Приняв форму перемещаемого угля в виде полуконуса, основание которого находится у лопасти, получим

$$V_{max}^1 = \frac{1}{3} \cdot S_{D1.max}(y_{max}) \cdot y_{max}, \text{ м}^3,$$

где y_{max} – расстояние от края перемещаемой массы угля до лопасти (длина массы угля) при $h_y = h_l$

$$y_{max} = \frac{(D_y - d)}{2 \cdot \operatorname{tg}(\mu_\theta)}, \text{ м},$$

где μ_θ – угол естественного откоса угля в движении [31,32]

$$\mu_\theta = 0,8 \cdot \arctg(f_{y.1}), \text{ рад},$$

$S_{D1.max}(y_{max})$ – площадь соприкосновения угля с поверхностью лопасти при $h_y = h_l$; находится по зависимости площади соприкосновения

транспортируемой массы угля с поверхностью шнека от длины массы угля для первой фазы [12]

$$S_{D1}(y) = \frac{1}{\cos \alpha_n} \cdot \left[0,25 \cdot D_y^2 \cdot \arctg\left(\frac{2 \cdot \sqrt{(D_y - y \cdot \operatorname{tg} \mu_\delta) \cdot y \cdot \operatorname{tg} \mu_\delta}}{D_y - 2 \cdot y \cdot \operatorname{tg} \mu_\delta}\right) - (0,5 \cdot D_y - \right. \\ \left. - y \cdot \operatorname{tg} \mu_\delta) \cdot \sqrt{(D_y - y \cdot \operatorname{tg} \mu_\delta) \cdot y \cdot \operatorname{tg} \mu_\delta} \right], \text{ м}^2.$$

Среднее давление угля в перпендикулярном к лопасти направлении для первой фазы находится в блоке 8 по формуле [12]

$$p_{c1}(\varphi) = \frac{f_1 \cdot \gamma_{\delta.1}}{r} \cdot (e^{r \cdot y} - 1) \cdot \cos(\alpha_n), \text{ кПа}, \\ r = f_1 \cdot n_{\delta.D} \cdot L_{D1}(y)_{y=0,5 \cdot (D_y - d) \cdot \operatorname{ctg} \mu_\delta} \cdot S_{D1}^{-1}(y)_{y=0,5 \cdot (D_y - d) \cdot \operatorname{ctg} \mu_\delta}, \text{ м}^{-1},$$

где y – длина транспортируемой массы угля в нормальном к лопасти направлении, м; $\gamma_{\delta.1}$ – динамическая плотность насыпного угля для первой фазы [12]

$$\gamma_{\delta.1} = \gamma_n \cdot \left(1 + \frac{j_n}{9,8}\right), \text{ т/м}^3,$$

$n_{\delta.D}$ – отношение бокового давления угля к давлению, перпендикулярному лопасти [12]

$$n_{\delta.D} = (1 + 2 \cdot f_1^2 + \sqrt{1 + f_1^2 \cdot (f_1 + \sqrt{f_1^2 - f_{y.1}^2})})^{-1}, \quad (2.2)$$

$L_{D1}(y)$ – длина линии соприкосновения транспортируемой массы с поверхностью шнека для первой фазы [12]

$$L_{D1}(y) = \frac{D_y}{\cos \alpha_n} \cdot \arctg\left(\frac{2 \cdot \sqrt{(D_y - y \cdot \operatorname{tg} \mu_\delta) \cdot y \cdot \operatorname{tg} \mu_\delta}}{D_y - 2 \cdot y \cdot \operatorname{tg} \mu_\delta}\right), \text{ м}^2.$$

Вторая фаза имеет место на интервале поворота шнека, когда уголь продолжает перемещаться практически в ненапряженном состоянии, однако контактируя не только с лопастью, но и с трубой исполнительного органа. Среднее давление угля в перпендикулярном к лопасти направлении для этой фазы находится в блоке 9 при соблюдении условия в блоке 6 [12]

$$p_{c2}(\varphi) = \frac{f_{\delta 2} \cdot \gamma_\delta \cdot S}{n_{\delta.D} \cdot L_D \cdot f_2 + n_{\delta.d} \cdot L_d \cdot f_2^*} \cdot (e^{r_2 \cdot t_n} - 1) \cdot \cos(\alpha_n), \text{ кПа},$$

$$r_3 = \frac{n_{\delta.D} \cdot L_D \cdot f_2 + n_{\delta.d} \cdot L_d \cdot f_2^*}{S}, \text{ м}^{-1},$$

где S – площадь поверхности угольной массы, которая соприкасается с поверхностями шнека [12]

$$S = S_D + S_d, \text{ м}^2,$$

где S_D – площадь контакта угля с лопастью [12]

$$S_D(\varphi) = \begin{cases} S_{D_n} + k_l \cdot \varphi, & \text{если } 0 < \varphi \leq \varphi_c; \\ S_{D_n} + k_l \cdot \varphi_c = S_{D_{max}}, & \text{если } \varphi_c < \varphi \leq (2 \cdot C - 0,5) \cdot \pi - \psi_{n_2}; \\ S_{D_{max}} \cdot \left(1 - \frac{\varphi - (2 \cdot C - 0,5) \cdot \pi}{\pi + \psi_{n_1} + \psi_{n_2}}\right), & \text{если } (2 \cdot C - 0,5) \cdot \pi - \psi_{n_2} < \varphi \leq (2 \cdot C + 0,5) \cdot \pi + \psi_{n_1} \end{cases}, \text{ м}^2,$$

где φ_c – угол поворота шнека, соответствующий моменту заполнения углем всего рабочего объема. Находится решением уравнения с одной неизвестной $V_{yul}(\varphi) = V_{пу}(\varphi)$; S_{D_n} – начальная величина площади контакта угля с лопастью [12]

$$S_{D_n} = 0,5 \cdot (D_y - h_y) \cdot h_y \cdot (\psi_{n_1} + \psi_{n_2}) \cdot \cos^{-1} \alpha_l, \text{ м}^2,$$

$$h_y(\varphi) = \frac{3 \cdot V_{пу0}(\varphi)}{S_D(\varphi) \cdot \text{tg} \mu_\delta}, \text{ м},$$

k_l – коэффициент связи между текущим углом поворота шнека и площадью контакта поверхности лопасти с транспортируемым ею углем [12]

$$k_l = (0,5 \cdot (D_y - h_l) \cdot h_l \cdot \cos^{-1} \alpha_l - S_{D_n}) \cdot (\pi + \psi_{n_1} + \psi_{n_2}) \cdot \varphi_c^{-1}, \text{ м}^2,$$

S_d – площадь контакта угля с поверхностью трубы шнека [12]

$$S_d(\varphi) = \begin{cases} 0,25 \cdot d \cdot y_d \cdot (\rho_1(\varphi) + \rho_2(\varphi)), & \text{если } 0 < \rho_1(\varphi), \rho_2(\varphi) < \psi_{n_1}, \psi_{n_2}; \\ 0,25 \cdot d \cdot y_d \cdot (\psi_{n_1} + \psi_{n_2}) = S_{d_{max}}, & \text{если } \rho_1(\varphi), \rho_2(\varphi) \geq \psi_{n_1}, \psi_{n_2} \end{cases}, \text{ м}^2,$$

где $\rho_1(\varphi), \rho_2(\varphi)$ – углы, зависящие от наполнения рабочего объема углем. Если принять распределение угля в рабочем объеме пропорциональным относительно оси шнека ($\rho_1 = \rho_2$), то [12]

$$\rho_1(\varphi) = \frac{\pi \cdot S_D(\varphi)}{(D_y/2)^2 - (d/2)^2}, \text{ рад,}$$

y_d – ширина линии соприкосновения массы угля с поверхностью трубы шнека [12]

$$y_d(\varphi) = 0,5 \cdot d \cdot (1 - \cos(\rho_1(\varphi))) \cdot \text{tg}^{-1} \mu_0, \text{ м,}$$

$f_{\varphi 2}$ – эквивалентное значение сопротивления перемещению угля исполнительным органом при контакте массы угля с несколькими поверхностями [12]

$$f_{\varphi 2} = \frac{S_D}{S} \cdot f_2 + \frac{S_d}{S} \cdot f_2^*,$$

γ_δ – динамическая плотность насыпного угля для второй фазы [12]

$$\gamma_\delta = \gamma_n \cdot \sqrt{\left(1 + \frac{j_e}{9,8}\right)^2 + \left(\frac{j_n}{9,8}\right)^2}, \text{ т/м}^3,$$

L_D – длина линии соприкосновения рассматриваемого слоя угля с поверхностью лопасти [12]

$$L_D(\varphi) = S_D(\varphi) \cdot h_l^{-1}, \text{ м,}$$

L_d – длина линии соприкосновения рассматриваемого слоя угля с поверхностью трубы шнека [12]

$$L_d(\varphi) = S_d(\varphi) \cdot y_d^{-1}(\varphi), \text{ м,}$$

$n_{\delta.D}, n_{\delta.d}$ – отношение бокового давления угля к давлению, перпендикулярному соответственно лопасти и трубе шнека. Определяются по формуле (2.2), где значения коэффициентов сопротивления перемещению угля берутся в зависимости от местонахождения поверхности исполнительного органа, с которой контактирует транспортируемый уголь, и фазы вращения шнека (см. таблицу 2.1).

Третья фаза соответствует режиму работы шнека, при котором объем угля, поступившего в рабочий объем исполнительного органа, начинает его превосходить. Поэтому транспортируемая масса угля рассматривается как объемно сжатая сыпучая среда, в которой образуются уплотненные тела клиновидной формы [12]. Формирующееся давление угля на этой фазе и его нарастание значительно превышает эти величины на предыдущих фазах и достигает 300 кПа. Дальнейшее поступление угля в межлопастное пространство

существенно не меняет площади контакта угля с поверхностями шнека, которые достигают максимальных значений. Среднее давление угля в перпендикулярном к лопасти направлении для третьей фазы находится в блоке 10 при несоблюдении условия в блоке 7 (условие открытого состояния окна выгрузки) [12]

$$p_{c3}(\varphi) = \frac{f_3 \cdot \gamma_{\partial}}{r_3^*} \cdot (e^{r_3^* \cdot t_{\partial}} - 1) \cdot \cos(\alpha_n), \text{ кПа},$$

$$r_3^* = (n_{\sigma.D} \cdot L_{D.max} \cdot f_3 + n_{\sigma.d} \cdot L_{d.max} \cdot f_3^*) \cdot \left(1 + \frac{n_{\partial}}{n_{\sigma\partial}}\right) \cdot S_{max}^{-1}, \text{ м}^{-1},$$

где n_{∂} – коэффициент, оценивающий интенсивность нарастания давления угля на соприкасающиеся с ним поверхности [12]

$$n_{\partial} = \frac{C_y \cdot (V_{yu}(\varphi) - V_{yu}(\varphi_c))}{P_{c2.max}},$$

$n_{\sigma\partial}$ – эквивалентное значение отношения бокового давления угля к давлению, перпендикулярному лопасти, полученное при совместном рассмотрении двух процессов – взаимодействия угля с лопастью и взаимодействия угля с трубой шнека [12]

$$n_{\sigma\partial} = (1 + 2 \cdot f_{\partial 3}^2 + \sqrt{1 + f_{\partial 3}^2 \cdot (f_{\partial 3} + \sqrt{f_{\partial 3}^2 - f_{y.3}^2})})^{-1}.$$

В момент открытия окна выгрузки наступает четвертая фаза. Ее особенностью является сочетание во времени двух процессов, происходящих на данной стадии вращения шнека – выгрузки угля из рабочего объема и его погрузки на забойный конвейер. Четвертая фаза, как и третья, отличается повышенной затратой энергии на погрузку угля из-за наличия значительного по величине лобового сопротивления, обусловленного небольшим по площади окном выгрузки, бортом конвейера на его рабочей стороне и корпусом редуктора привода на нерабочей стороне шнека [12]. Среднее давление угля в перпендикулярном к лопасти направлении для этой фазы находится в блоке 11 при соблюдении условия в блоке 7 (условие открытого состояния окна выгрузки) [12]

$$p_{c4}(\varphi) = p_{c4.1}(\varphi) + p_{c4.2}(\varphi), \text{ кПа},$$

где $p_{c4.1}(\varphi)$ – среднее давление угля в перпендикулярном к лопасти направлении в зоне разгрузочного торца шнека для текущего угла поворота исполнительного органа относительно начала координат [12]

$$P_{c4.1}(\varphi) = \begin{cases} \frac{Q_{ок}}{q} \cdot \left[\left(1 - \frac{0,5D_l \cdot (\Theta_l + 1,5\pi - \varphi)}{\pi(D_l - D_c)} \right)^{-c} \cdot \left(1 - \frac{0,5D_c \cdot (\Theta_l + 1,5\pi - \varphi) \cdot \sin \gamma}{0,5D_c \cdot \Theta_l \cdot \sin \gamma + l_0 \cdot \sin \beta} \right)^{-b} \right] \times \\ \times e^{m(\Theta_l + 1,5\pi - \varphi)}, \text{ кПа, если } \varphi \in (1,5\pi, 2\pi); \\ \frac{Q_{ок}}{q} \cdot \left[\left(1 - \frac{0,5D_l \cdot \varphi}{\pi(D_l - D_c)} \right)^{-c} \cdot \left(1 - \frac{0,5D_c \cdot \varphi \cdot \sin \gamma}{0,5D_c \cdot \Theta_l \cdot \sin \gamma + l_0 \cdot \sin \beta} \right)^{-b} \right] \times \\ \times e^{m\varphi}, \text{ кПа, если } \varphi \in (0, 0,5\pi), \end{cases}$$

где D_l, D_c – соответственно диаметр шнека по лопасти и ступице, м; $Q_{ок}$ – осевое сопротивление перемещению угля в окне выгрузки [12]

$$Q_{ок}(\varphi) = \begin{cases} Q_в \cdot \exp \left[n_в \cdot (0,5 \cdot \pi - \varphi) \cdot \frac{D_l - D_c}{D_l - D_c - V_n \cdot (0,5 \cdot \pi - \varphi) \cdot \omega_{ш}^{-1} \cdot \sin \varphi_n} \right], \text{ кПа,} \\ \text{если } \varphi \in (0, 0,5\pi); \\ Q_в \cdot \exp \left[n_в \cdot (\varphi - 1,5 \cdot \pi) \cdot \frac{D_l - D_c}{D_l - D_c - V_n \cdot (\varphi - 1,5 \cdot \pi) \cdot \omega_{ш}^{-1} \cdot \sin \varphi_n} \right], \text{ кПа,} \\ \text{если } \varphi \in (1,5\pi, 2\pi), \end{cases}$$

где $Q_в$ – пассивное давление, действующее со стороны непогруженного “валка” угля, расположенного впереди поворотного корпуса редуктора привода шнека против окна выгрузки [12]

$$Q_в = 0,5 \cdot \gamma_д \cdot l_к \cdot (1 + \sin \Delta_y) \cdot (1 - \sin \Delta_y)^{-1} \cdot \sin 2\Delta_y, \text{ кПа,} \\ \Delta_y = \arctg(f_{y.4}),$$

c, b, m – коэффициенты, отражающие изменение давления угля вдоль корпуса поворотного редуктора [12]

$$c = \frac{\pi \cdot n_в \cdot \sin \alpha_l}{0,5 \cdot D_l \cdot (\sin \alpha_l + f_4 \cdot \cos \alpha_l)} \cdot (D_c \cdot (f_{y.4} - f_4^*) - 0,5 \cdot \pi \cdot D_l), \\ b = \frac{0,5 \cdot \sin \beta \cdot (q \cdot f_{y.4} + v \cdot \sin \alpha_l \cdot \sin^{-1} \beta \cdot (f_{y.4} \cdot \cos \gamma + \sin \gamma))}{D_c \cdot (\sin \alpha_l + f_4 \cdot \cos \alpha_l) \cdot \sin \gamma} \times \\ \times \left\{ 2 \cdot D_c + D_l \cdot \left[1 - \frac{(l_0 + 0,5 \cdot D_c \cdot \Theta_l \cdot \sin \gamma \cdot \sin^{-1} \beta) \cdot \sin \beta}{\pi \cdot D_l \cdot \sin \gamma} \right] \right\},$$

$$m = \frac{f_p + f_{y.4} \cdot (n_g \cdot \sin \alpha_l + 0,25 \cdot (\pi \cdot D_c)^{-1} \cdot D_l \cdot q \cdot \sin \beta)}{\sin \alpha_l + f_4 \cdot \cos \alpha_l} + \frac{0,25 \cdot v \cdot D_l \cdot \sin \alpha_l \cdot (f_{y.4} \cdot \cos \gamma + \sin \gamma)}{\pi \cdot D_c \cdot \sin \gamma},$$

где β – угол наклона плоскости скольжения к поверхности участка лопасти длиной l_l [12]

$$\beta = 0,5 \cdot \left\{ 0,5 \cdot \pi + \Delta_y + \left[\arcsin \left(\frac{\sin \Delta_l}{\sin \Delta_y} \right) + \Delta_l \right] \right\}, \text{ рад,}$$

$$\Delta_l = \text{arctg} (f_4),$$

$$l_l = 0,5 \cdot D_c \cdot \Theta_l \cdot \sin \Delta_y \cdot \sin^{-1} (\alpha_l + \Delta_y), \text{ м,}$$

γ – угол между поверхностью разрыва зон с различным характером формирования напряженного состояния угля и осью Z подвижной системы координат [12]

$$\gamma = \pi - \alpha_l - \beta, \text{ рад,}$$

l_0 – длина участка лопасти, секторный угол которого равен Θ_{min} , м. Находится по формуле для l_l при $\Theta_l = \Theta_{min} = 0,1$ рад.

На всем интервале изменения угла поворота исполнительного органа выражение для нахождения среднего давления угля в перпендикулярном к лопасти направлении в зоне разгрузочного торца шнека можно представить периодической функцией вида [12]

$$p_{c4.1}(\varphi) = p_{c4.1}(0,5\pi) \cdot \exp(\chi \cdot \cos(2 \cdot (\varphi - 1,5\pi)) - 1), \text{ кПа,}$$

$$\chi = \ln \sqrt{\frac{\Phi(\varphi)_{|\varphi=0,5\pi}}{\Phi(\varphi)_{|\varphi=0}}},$$

где $\Phi(\varphi)$ – множители в формуле для нахождения $p_{c4.1}(\varphi)$, которые зависят от текущего угла поворота шнека.

Среднее нормальное давление угля в зоне, прилегающей к разгрузочному торцу шнека, определяется по формуле [12]

$$p_{c4.2}(\varphi) = p_{н.маx} \cdot e^{n_c \cdot \cos(\varphi - \pi - \varphi_{n2}) - 1} + \sigma_n(\varphi) \cdot f_4^*, \text{ кПа,}$$

где $p_{н.маx}$ – максимальное нормальное давление угля на лопасть в зоне, прилегающей к разгрузочному торцу. По экспериментальным испытаниям

установлено, что отношение между максимальными нормальными давлениями на участках лопасти, расположенных поблизости от разгрузочного торца и непосредственно у него, равно 0,7 [12]

$$p_{н. max} = 0,7 \cdot p_{c4.1 max} = 0,7 \cdot p_{c4.1}(0,5\pi), \text{ кПа},$$

n_c – коэффициент, характеризующий состояние угля в зоне окна выгрузки [12]

$$n_c = 3 \cdot f_{y.4} \cdot (1 - \sin \Delta_y) \cdot (1 + \sin \Delta_y)^{-1},$$

$\sigma_n(\varphi)$ – среднее нормальное давление на трубу шнека в зоне, прилегающей к разгрузочному торцу [12]

$$\sigma_n(\varphi) = n_c \cdot p_{н. max} \cdot e^{n_c \cdot \cos(\varphi - \pi - \varphi_{12})^{-1}}, \text{ кПа}.$$

В блоке 12 определяется объем угля, переброшенного из рабочей стороны шнека на его нерабочую сторону и повторно затянутого в рабочий объем вслед идущей лопастью [12]

$$V_y = V_y - V_3 - V_g - V_{ocm}, \text{ м}^3,$$

где V_y – объем угля, разрушенного лопастью и поступившего в рабочий объем шнека за период его полного оборота, м^3 ; V_3 – объем угля, прошедшего в зазоры между лопастью и корпусом поворотного редуктора [27]

$$V_3 = \frac{0,033 \cdot \pi \cdot S_3 \cdot V_n}{\omega_{ш} \cdot N_{ш}}, \text{ м}^3,$$

где $\omega_{ш}$ – угловая скорость вращения шнека, равная 8,168 рад/с; V_g – объем угля, выгруженного шнеком на конвейер [33]

$$V_g = 0,5 \cdot k_o \cdot d \cdot \text{tg} \alpha_l \cdot F_{ок} \cdot \Phi_{om}, \text{ м}^3,$$

где $F_{ок}$ – усредненное значение площади окна выгрузки, определяемое интегрированием уравнения площади сечения окна выгрузки, как функции угла поворота шнека, по текущему угловому интервалу, на протяжении которого окно выгрузки угля на конвейер открыто [12]

$$F_{ок} = \begin{cases} \int_{\varphi_{om}}^{2C\pi + \varphi_n + \varphi_g} (\varphi - \varphi_{om}) \cdot \pi^{-1} \cdot \left[\left(\frac{D_y}{2} \right)^2 - R_k^2 \right] d\varphi, \text{ м}^2, & \text{если } F_{ок} \leq F_{ок. max}; \\ 1,698 \cdot \pi^{-1} \cdot \left[\left(\frac{D_y}{2} \right)^2 - R_k^2 \right] = F_{ок. max}, \text{ м}^2, & \text{если } F_{ок} > F_{ок. max}, \end{cases}$$

$V_{ост}$ – объем угля, оставшегося на почве за период оборота шнека

$$V_{ост} = \frac{1}{n_{об}} \cdot V_n \cdot (H_k - (H - D)) \cdot l_k, \text{ м}^3.$$

В блоке 13 происходит итерация текущего угла поворота исполнительного органа относительно начала координат. И если он не больше конечного значения (блок 14), все вычисления повторяются для нового текущего угла поворота шнека. В противном случае в блоке 15 обнуляется угол φ_u , поскольку шнек совершил полный оборот на 360^0 и занял исходное положение в неподвижной системе координат.

Во внутреннем цикле схемы алгоритма на рис.2.1 вычисляется момент сопротивления погрузке угля на исполнительном органе по касательной к исполнительному органу [12]

$$F(\varphi) = p_c(\varphi) \cdot S(\varphi), \text{ кН},$$
$$M_{yn}(\varphi) = 500 \cdot \frac{(h_a + d)}{2} \cdot F(\varphi) \cdot (f_i \cdot \sin(N\hat{x}) + \cos(N\hat{x})), \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $N\hat{x}$ – угол между перпендикуляром к поверхности лопасти и плоскостью поперечного сечения шнека (1,225 рад.); f_i – коэффициент сопротивления перемещению угля у лопасти (см. табл. 2.1). Таким образом, на каждом шаге моделирования вычисляется мгновенное значение момента сопротивления погрузке угля шнеком для текущих значений скорости подачи, высоты подъема и угла поворота шнека.

Анализ модели процесса погрузки угля шнеком малого диаметра показал, что при начале заштыбовки шнека на отдельных интервалах оборота исполнительного органа имеет место различный характер формирования давления угля на лопасть и различное значение момента сопротивления на шнеке, возникающего при погрузке угля. При нормальной погрузке угля момент сопротивления на шнеке существенно не изменяется в процессе оборота исполнительного органа. Данная закономерность может быть использована для создания косвенного способа обнаружения заштыбовки шнека при автоматическом управлении добычным комбайном на основе статистического анализа нагрузки на исполнительном органе посредством замера мощности, потребляемой электродвигателем привода резания. При этом необходима статистическая оценка мощности, закономерность изменения во времени которой существенно изменяется при наступлении заштыбовки шнека.

2.2. Имитация момента сопротивления на исполнительном органе при разрушении угольного массива

На процесс формирования нагрузки на исполнительном органе оказывают влияние большое количество внешних факторов, степень и характер воздействия которых невозможно предсказать. Нагрузка на исполнительном органе является функцией множества переменных, изменяющихся во времени и пространстве случайным образом и в больших пределах. Однако, многими учеными (Берон А.И., Позин Е.З., Докукин А.В. и др.) на основе огромного количества собранной эмпирической информации проведена статистическая обработка нагрузки на исполнительном органе при его взаимодействии с забоем, и в процессе анализа полученных результатов выявлены основные факторы, влияющие на процесс формирования нагрузки, а также предложены корреляционные функции, спектральные плотности и другие статистические характеристики для имитации данных влияний [17,25,34,35].

Случайные колебания нагрузки на исполнительном органе с низкими частотами [16] (до 3 Гц) вызваны изменчивостью сопротивляемости угля резанию вдоль лавы и траектории движения резца (из-за изменения прочностных свойств массива в направлении скорости резания). Согласно [17,25,34], случайное изменение крепости угля описывается автокорреляционной функцией экспоненциального вида

$$R_A(\tau) = D_A \cdot k_A \cdot e^{-\alpha_{н.нод}\tau} + D_A \cdot (1 - k_A) \cdot e^{-\alpha_{н.рез}\tau}, \quad (\text{Н/мм})^2, \quad (2.3)$$

где D_A – дисперсия сопротивляемости угля резанию, $(\text{Н/мм})^2$; $\alpha_{н.нод}$ – коэффициент затухания автокорреляционной функции при изменении сопротивляемости угля резанию в направлении движения комбайна, с^{-1} ; $\alpha_{н.рез}$ – коэффициент затухания автокорреляционной функции при изменении сопротивляемости угля резанию в направлении скорости резания, с^{-1} ; k_A – коэффициент отношения дисперсий низкочастотных составляющих сопротивляемости угля резанию [36].

Коэффициент затухания $\alpha_{н.нод}$ и коэффициент отношения k_A определены в процессе статистической обработки результатов экспериментальных замеров мощности электродвигателя привода резания при испытании комбайна УКД300 в реальных условиях на шахте “Павлоградская” [30]. Поскольку низкочастотные колебания сопротивляемости угля резанию присутствуют в спектре мощности без искажений [34], их статистические характеристики можно определить по статистическим характеристикам мощности, умножив на соответствующий коэффициент пропорциональности. Чтобы выделить колебания мощности с особо низкой частотой [16] (до 0,01 Гц), которые связаны с колебаниями сопротивляемости угля резанию вдоль пласта, данные экспериментальных замеров мощности предварительно подверглись фильтрации с полосой пропускания частот от 0 до 0,01 Гц [37]. Далее

проведена несмещенная оценка нормированной автокорреляционной функции мощности, графический вид которой представлен на рис.2.2 [38].

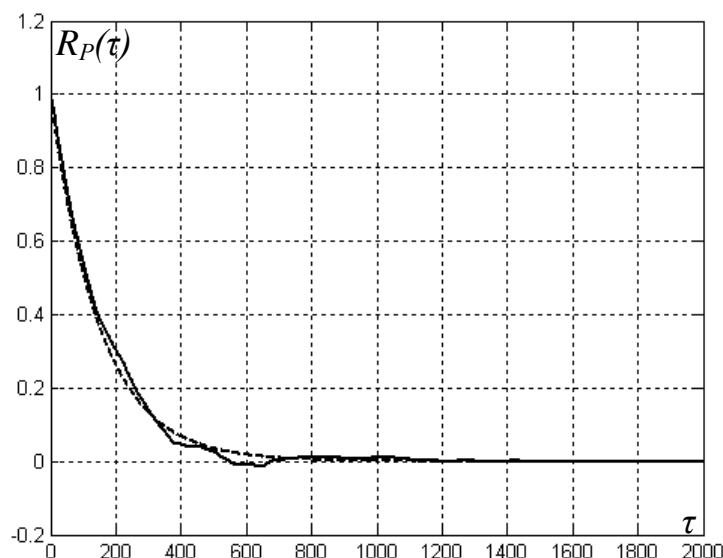


Рис. 2.2. Экспериментальная нормированная автокорреляционная функция мощности электродвигателя привода резания ($\tau = 9,5$ с) (сплошная линия) и аппроксимирующая кривая (пунктирная линия)

Принято, что экспериментальная автокорреляционная функция мощности электродвигателя привода резания имеет экспоненциальный вид и описывается аналитическим выражением вида [39]

$$R_p(\tau) = e^{-\alpha_{н.под} \cdot \tau}.$$

С помощью метода наименьших квадратов [38,40] найдено экспериментальное значение коэффициента затухания автокорреляционной функции $\alpha_{н.под}$ при изменении сопротивляемости угля резанию вдоль пласта, которое составило $0,00714 \text{ с}^{-1}$. При этом остаточная дисперсия равна $0,00011$, а остаточный коэффициент вариации составил $0,021$, что свидетельствует о допустимой точности аппроксимации экспериментальной автокорреляционной функции мощности с учетом поставленной задачи. С учетом того, что средняя скорость подачи добычного комбайна при замере мощности составила $2,5$ м/мин, сделаем переход к пространству горного массива [34]:

$$\alpha_{н.А} = \frac{\alpha_{н.под} \cdot 60}{V_n} = \frac{0,00714 \cdot 60}{2,5} = 0,171, \text{ м}^{-1}.$$

Коэффициент затухания корреляционной функции пространственного распределения крепости угля вдоль пласта $\alpha_{н.А}$ постоянен для пласта, следовательно коэффициент затухания автокорреляционной функции сопротивляемости угля резанию для текущей скорости подачи $\alpha_{н.под}(V_n)$ будет

определяться как произведение скорости подачи на коэффициент затухания $\alpha_{n.A}$ [34].

Экспериментальное значение коэффициента отношения k_A определено как отношение дисперсии мощности после фильтрации данных экспериментальных замеров к дисперсии мощности без фильтрации данных и составило 0,57.

С учетом известной средней сопротивляемости угля резанию пласта C_5 шахты “Павлоградская” \bar{A} [30] и экспериментальных статистических оценок мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, определено экспериментальное значение дисперсии сопротивляемости угля резанию

$$D_A = (\sigma_P)^2 \cdot \left(\frac{\bar{A}}{\bar{P}}\right)^2 = 594 \cdot \left(\frac{407}{115}\right)^2 = 7440, \text{ (Н/мм)}^2,$$

где \bar{P} , $(\sigma_P)^2$ – соответственно среднее значение и дисперсия мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, полученные в ходе статистической обработки данных экспериментальных замеров [30].

Шаг экспериментальной реализации мощности [30], потребляемой электродвигателем привода резания, равный 1 с, не позволяет оценить коэффициент затухания автокорреляционной функции $\alpha_{n.рез}$ при изменении сопротивляемости угля резанию в направлении скорости резания. Однако, имея эмпирическую информацию о пространстве корреляции и нарушении горного массива вдоль забоя, коэффициент затухания корреляционной функции пространственного распределения крепости угля в направлении скорости резания $\alpha_{p.A}$ взят для схожего по своим характеристикам пласта из литературных источников, где приведены результаты эмпирических исследований множества пластов Донецкого бассейна [17,25,34,41]. Согласно этим источникам, коэффициент затухания $\alpha_{p.A}$ принят равным $0,112 \text{ м}^{-1}$. Коэффициент затухания автокорреляционной функции сопротивляемости угля резанию при изменении крепости угля вдоль траектории движения резца $\alpha_{n.рез}$ равен произведению скорости резания на коэффициент затухания $\alpha_{p.A}$ [34].

Как установлено в [25], случайные колебания сопротивляемости угля резанию подчинены нормальному закону распределения с функцией плотности вероятности для случая работы комбайна УКД300 на пласте C_5 шахты “Павлоградская”

$$p_A(A_i) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot D_A}} \cdot e^{-\frac{(A_i - \bar{A})^2}{2 \cdot D_A}}. \quad (2.4)$$

Вследствие неравномерности распределения крепости угля в сечении снимаемой исполнительным органом пачки угля, а также из-за особенности физической природы процесса взаимодействия резца с угольным массивом, на исполнительном органе имеют место высокочастотные колебания момента

сопротивления (от 3 до 50 Гц [16]), которые описываются автокорреляционной функцией вида [25,34,39]

$$R_{\epsilon}(\tau) = D_{\epsilon,1}(\bar{Z}_o) \cdot e^{-\alpha_{\epsilon,1}(\bar{Z}_o)\tau} + D_{\epsilon,2}(\bar{Z}_o) \cdot e^{-\alpha_{\epsilon,2}(\bar{Z}_o)\tau} \cdot \cos(\beta_{\epsilon}(\bar{Z}_o) \cdot \tau), \quad (\text{Н}\cdot\text{м})^2, \quad (2.5)$$

где $\alpha_{\epsilon,1}, \alpha_{\epsilon,2}$ – параметры затухания, с^{-1} ; β_{ϵ} – преобладающая частота колебаний, с^{-1} ; $D_{\epsilon,1}$ и $D_{\epsilon,2}$ – дисперсии соответственно экспоненциальной и экспоненциально-косинусной составляющих автокорреляционной функции [36]. Значения перечисленных параметров автокорреляционной функции (2.5) являются функциями средней силы резания на одиночном резце \bar{Z}_o и взяты из табл.3.4 [25]. Дисперсия высокочастотной составляющей момента сопротивления на исполнительном органе определяется по формуле [25]

$$D_{\epsilon} = ((0,56 \cdot \bar{Z}_o + 50) \cdot \sqrt{n_{p,p}} \cdot 0,5 \cdot D)^2, \quad (\text{Н}\cdot\text{м})^2, \quad (2.6)$$

где D – диаметр исполнительного органа по резцам (0,9 м); n_p – число одновременно режущих резцов. Если угол охвата угольного массива исполнительным органом равен 180° , то

$$n_p = \frac{N_z + N_k}{2},$$

где N_z, N_k – число соответственно забойных и кутковых резцов на шнеке ($N_z = 24, N_k = 10$).

Из [25,34] известно, что мгновенные усилия резания и подачи на резце являются случайными величинами, которые подчиняются гамма распределению. Таким образом, высокочастотные колебания момента сопротивления на шнеке подчинены гамма распределению с функцией плотности [25,34]

$$p_{\epsilon}(M_{\epsilon,i}) = \frac{\lambda(\bar{Z}_o)^{\eta(\bar{Z}_o)}}{\int_0^{\infty} t^{\eta(\bar{Z}_o)-1} \cdot e^{-t} dt} \cdot M_{\epsilon,i}^{\eta(\bar{Z}_o)-1} \cdot e^{-\lambda(\bar{Z}_o) \cdot M_{\epsilon,i}}, \quad (2.7)$$

где $\lambda(\bar{Z}_o), \eta(\bar{Z}_o)$ – соответственно параметры масштаба и формы распределения [42]

$$\lambda(\bar{Z}_o) = \frac{\sum_{i=1}^{n_p} \bar{Z}_{o,i} \cdot 0,5 \cdot D}{D_{\epsilon}}, \quad \eta(\bar{Z}_o) = \sum_{i=1}^{n_p} \bar{Z}_{o,i} \cdot 0,5 \cdot D \cdot \lambda(\bar{Z}_o).$$

При переходе от среднеквадратического отклонения нагрузки на резце к среднеквадратическому отклонению нагрузки на исполнительном органе была применена предельная теорема теории вероятности (теорема Ляпунова) [42]. Формулы (2.6) и (2.7) справедливы в том случае, если процесс разрушения резцом горной породы практически не оказывает влияния на нагрузки соседнего резца.

Периодические колебания момента сопротивления на шнеке вызваны неравномерностью расположения резцов на шнеке, из-за чего средние нагрузки меняются в процессе оборота исполнительного органа даже при постоянстве сопротивляемости угля резанию и скорости подачи. Для имитации периодических колебаний момента сопротивления на шнеке используется методика расчета сил резания на резцах шнека, за базу которой принято экспериментальное исследование энергоемкости процесса резания угля эталонным резцом в эталонном режиме [8,25-27,41,43,44]. Расчет силы резания на шнеке осуществляется по алгоритму на рис.2.3.

В блоке 1 задаются текущие значения скорости подачи комбайна и сопротивляемости угля резанию. Данные значения меняются в процессе моделирования согласно алгоритму управления комбайном и случайным изменениям горно-геологических свойств пласта. Поэтому они обновляются каждый раз, когда выполняется условие в блоке 13.

Во втором блоке вычисляется текущее значение толщины стружки, снимаемой i -ым резцом, по формуле [25-27]

$$h_{тек.i} = 0,278 \cdot K_i \cdot V_n \cdot \frac{\theta \cdot \pi \cdot D}{V_p \cdot 60}, \text{ см,}$$

где K_i – коэффициент контакта i -го резца с пластом [25-27]

$$K_i = \begin{cases} 0,95 \cdot \sin(\varphi_{p.i}) + 0,05, & \text{если } \sin(\varphi_{p.i}) \geq 0; \\ 0, & \text{если } \sin(\varphi_{p.i}) < 0, \end{cases}$$

где $\varphi_{p.i}$ – текущее значение угла поворота i -го резца относительно неподвижной системы координат

$$\varphi_{p.i} = \varphi_{ш} + i \cdot \delta, \quad (2.8)$$

где $\varphi_{ш}$ – текущее значение угла поворота шнека относительно неподвижной системы координат, рад.

В блоке третьем вычисляются кинематические углы резца. При присутствии подачи резца на забой, он совершает не только вращательное движение, но и поступательное. Это приводит к большему отклонению его оси от направления подачи при контакте с массивом угля и, как следствие,

изменению углов реза. Чем больше скорость подачи, тем значительнее отличие кинематических значений угла резания γ_k и заднего угла α_k от геометрических [26]

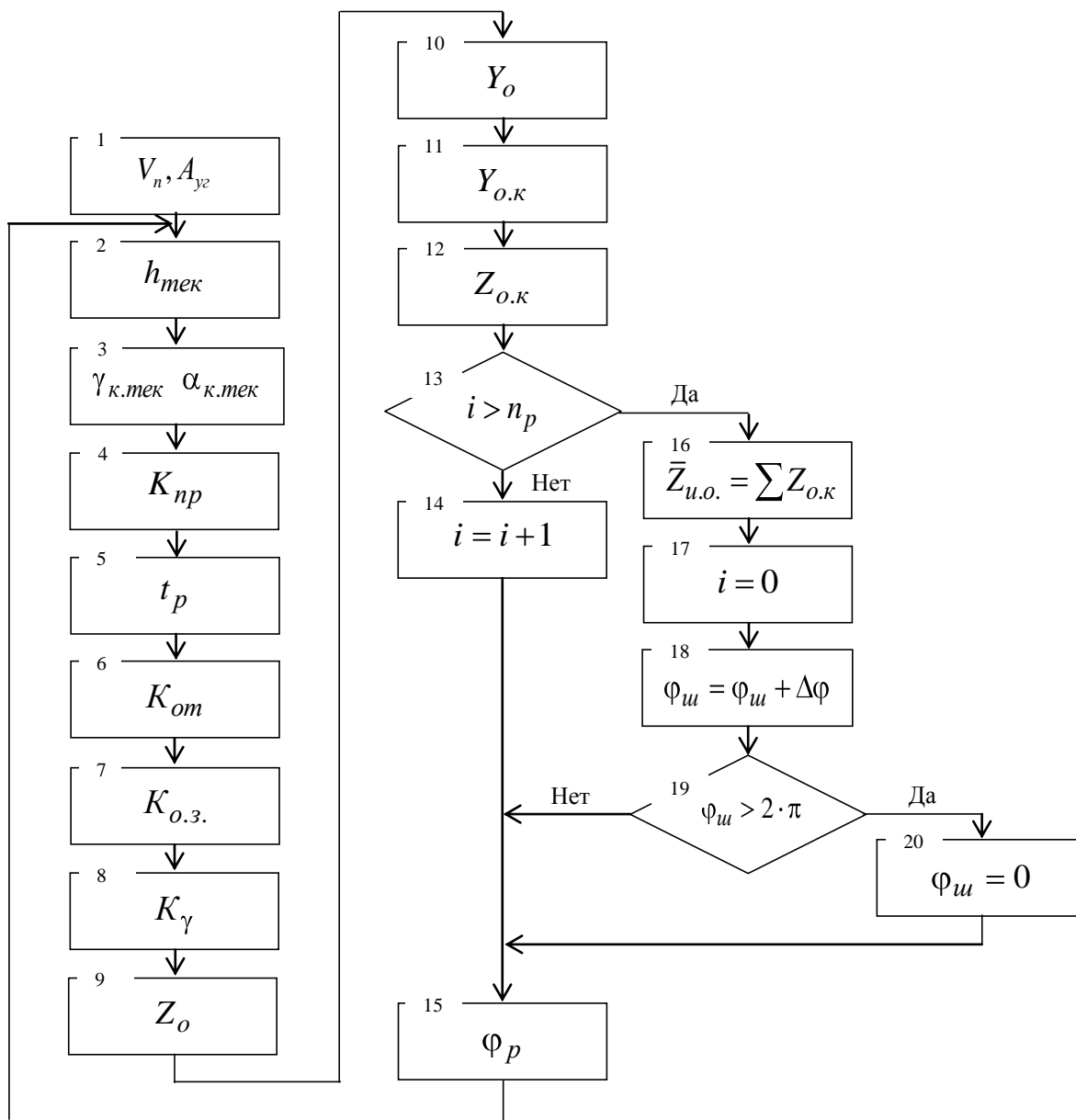


Рис. 2.3. Схема алгоритма математической модели процесса разрушения угла резцами шнека

$$\gamma_k = \gamma_p - \arctg\left(\frac{V_n}{V_{рез} \cdot 60}\right), \text{ рад,}$$

$$\alpha_k = \alpha_p - \arctg\left(\frac{V_n}{V_{рез} \cdot 60}\right), \text{ рад.}$$

Отметим, что в качестве забойных и кутковых резцов на шнеке установлены тангенциальные резцы РКС2. Конструктивные параметры резца

РКС2 и шнека, а также горно-геологические параметры пласта С₅ шахты “Павлоградская”, которые являются входными данными модели процесса разрушения угля резцами шнека, представлены соответственно в таблицах 2.4 и 2.3 [15,25-27,30,41,43,45-47].

Таблица 2.3

Горно-геологические параметры пласта С₅ шахты “Павлоградская”

Наименование параметров	Условное обозначение	Значение параметра
Номинальная плотность добываемой породы, т/м ³	γ_H	1,43
Средняя мощность пласта, м	H	0,9
Коэффициент для вязких и хрупких углей	c	0,1
Среднее значение коэффициента отжима	\bar{K}_{om}	0,67
Коэффициент для вязких и хрупких углей	d	1,0
Коэффициент сопротивления резанию	f	0,38
Сопротивляемость угля резанию пласта, Н/мм	\bar{A}_{yz}	407
Марка угля пласта		Г
Хрупкость угля	B	1,6
Коэффициент вариации среднего значения коэффициента отжима на кромке забоя	v_{om}	0,16
Угол наклона по простиранию пласта, град.	α_{np}	18

Таблица 2.4

Конструктивные и технологические параметры комбайна УКД300

Наименование параметров	Условное обозначение	Значение параметра
1	2	3
Скорость резания комбайна, м/с	V_p	3,674
Диаметр и. о. комбайна по резцам, м	D	0,9
Ширина захвата и. о. комбайна, м	$B_{и.о}$	0,7
Число забойных резцов на шнеке, шт	$N_з$	24
Число кутковых резцов на шнеке, шт	$N_к$	10
Центральный угол между соседними забойными и кутковыми резцами в линии резания, град	θ	180
Коэффициент влияния диаметра буртика на державке резца	K_{δ}	1,0
Максимальный диаметр керна резца, см	$d_к$	1,2
Коэффициент формы передней грани резца	K_{ϕ}	1,0
Углы поворота крайних кутковых резцов, град	$\beta_{к1}, \beta_{к2}, \beta_{к3}$	18, 23, 26
Угол резца к направлению подачи, град	ϕ	45
Угол поворота забойных и кутковых резцов, град	$\beta_з, \beta_к$	10
Шаг резания для кутковых резцов, см	$t'_к$	3,5

Продолжение табл. 2.4

1	2	3
Расстояние между соседними линиями резания для крайних кутковых резцов, см	$t'_{к1}, t'_{к2}, t'_{к3}$	3,5 2,5 1,5
Коэффициент обнажения забоя крайними кутковыми резцами	$K_{з.к}$	1,25
Статическое значение угла резания, град.	γ_p	90
Статическое значение заднего угла резца, град.	α_p	5
Длина забойной части шнека, м	B_3	0,58
КПД режущей части комбайна	η_p	0,925
Шаг резания для забойных резцов, см	t'_3	5
Угол сдвига забойного резца относительно предыдущего, рад.	δ_3	0,43
Угол сдвига куткового резца относительно предыдущего, рад.	$\delta_к$	0,525
Коэффициент трения скольжения сталь/сталь	$k_{см}$	0,15

В четвертом блоке определяется коэффициент влияния поворотного резца на силу резания [26,44]

$$K_{np.i} = K_{\beta.i} \cdot K_{\delta.i},$$

где $K_{\delta.i}$ – коэффициент влияния диаметра буртика на державке резца и конструктивного вылета твердосплавного керна; $K_{\beta.i}$ – коэффициент влияния угла поворота β_i i -го резца [26,44]

$$K_{\beta.i} = 1 - 0,01 \cdot \beta_i.$$

В пятом блоке происходит вычисление текущей ширины стружки угля, снимаемой i -ым резцом [25-27]

$$t_{p.i} = \begin{cases} b_{p.i} + h_{тек.i} \cdot tg(\psi_i), & \text{если } t_{p.i} < t'; \\ t', & \text{если } t_{p.i} \geq t', \end{cases} \text{ см,}$$

где ψ_i – угол бокового развала i -го резца [25-27]

$$\psi_i = arctg\left(\frac{B}{\sqrt{h_{тек.i}}}\right), \text{ рад,}$$

$b_{p.i}$ – расчетная ширина режущей части i -го резца [25-27]

$$b_{p.i} = \begin{cases} \frac{2 \cdot \Delta_i \cdot \sin(0,5 \cdot (\gamma_k - \alpha_k))}{\sin \gamma_k} \cdot \sqrt{\cos(\gamma_k - \alpha_k) + \sin(\gamma_k - \alpha_k) \cdot \operatorname{ctg} \alpha_k}, & \text{если } b_{p.i} < d_k; \\ d_k, & \text{если } b_{p.i} \geq d_k, \end{cases} \text{ см,}$$

где Δ_i – среднее значение высоты контакта резца с массивом угля [25-27]

$$\Delta_i \approx 0,45 \cdot \sqrt{h_{\text{мек}.i}}, \text{ см.}$$

Для крайних кутковых резцов текущая ширина стружки определяется по формуле [25]

$$t_{k.i} = \frac{t'_{k.i}}{2} + \frac{b_{p.i}}{2} \cdot \cos \beta_{k.i}, \text{ см.}$$

Следующим этапом является определение в шестом блоке коэффициента отжима угля в зоне i -го резца [25,43]

$$K_{om.i} = \bar{K}_{om} + \frac{(2 \cdot B_{3.i} / H) - c}{(B_{3.i} / H) + d} - \frac{(B_{3.i} / H) \cdot ((B_{3.i} / H) - c)}{((B_{3.i} / H) + d)^2},$$

где $B_{3.i}$ – расстояние от кромки забоя до текущего резца, м; \bar{K}_{om} – средний коэффициент отжима, который определен для условий: совместно с добычным комбайном работает механизированная крепь с гидравлическими стойками, плотность крепления которых $> 1,5$ шт/м²; кровля легкообрушаемая, скорость подвигания фронта забоя значительная, ширина призабойного пространства – не более 2,5 м; комбайн работает с малометаморфизированными углями марки Г [41]

$$\bar{K}_{om} = \bar{K}_{om_0} \cdot 1,08 \cdot 1,1 \cdot (1 + 1,3 \cdot v_{om}) + \frac{(B_{u.o.} / H) - c}{(B_{u.o.} / H) + d}.$$

В седьмом блоке рассчитывается коэффициент обнажения забоя для кутковых и забойных резцов [25,43]

$$K_{3.i} = \begin{cases} \left[1 + 1,6 \cdot \left(\frac{t_{p.i}}{t_{onm.i}} - 1 \right)^2 \right] \cdot K_{o.3onm}, & \text{если } t_{p.i} \leq t_{onm.i}; \\ \left[1 + 0,21 \cdot h_{\text{мек}.i} \cdot \left(\frac{t_{p.i}}{t_{onm.i}} - 1 \right) \right] \cdot K_{o.3onm}, & \text{если } t_{p.i} > t_{onm.i}, \end{cases}$$

где $t_{onm.i}$ – оптимальное значение ширины стружки для $h_{\text{мек}.i}$ [25,43]

$$t_{onmi} = b_{p.i} + \frac{1,47 \cdot B}{B + 1,2} \cdot \left(\frac{h_{mek.i} \cdot 5}{0,5 \cdot h_{mek.i} + 4,5} + 0,7 \cdot h_{mek.i} \right), \text{ см,}$$

$K_{o.3_{onm}}$ – оптимальное значение коэффициента обнажения забоя при $t_{p.i} = t_{onmi}$ [43]

$$K_{o.3_{onm}} = 0,25 + \frac{0,66}{h_{mek.i} + 1,3}.$$

В восьмом блоке определяется коэффициент влияния кинематического угла резания на удельную энергию резания [27,43]

$$K_{\gamma} = 0,012 \cdot \gamma_{\kappa} + \frac{0,42 \cdot B}{B + 3,45}.$$

За базу методики расчета силы резания резцом (в девятом блоке) принято экспериментальное исследование энергоемкости процесса резания угля эталонным резцом в эталонном режиме. Влияние параметров, отличных от эталонных, учитывается с помощью коэффициентов, определенных выше. Сила резания острым резцом вычисляется по формуле [25-27,43]

$$Z_{o.i} = 10 \cdot A \cdot \frac{0,35 \cdot b_{p.i} + 0,3}{b_{p.i} + B \cdot \sqrt{h_{mek.i}}} \cdot h_{mek.i} \cdot t_{p.i} \cdot K_{om.i} \cdot K_{z.i} \cdot K_{\gamma} \cdot K_{\phi} \cdot K_{np.i} \cdot \frac{1}{\cos(\phi)}, \text{ Н.}$$

В десятом блоке находится сила подачи на остром резце [25-27,43]

$$Y_{o.i} = K_{n.i} \cdot Z_{o.i}, \text{ Н,}$$

где $K_{n.i}$ – коэффициент, характеризующий отношение силы подачи к силе резания на i -ом остром резце. Для добычных комбайнов рекомендованы значения 0,5–0,7. Обобщение экспериментальных данных позволяет учитывать влияние толщины стружки и степени хрупкости угля на коэффициент по следующей зависимости [25-27]:

$$K_{n.i} = \frac{0,6 \cdot B}{\sqrt{h_{mek.i}} \cdot (B - 0,6)}.$$

Учет изменения заднего угла резца, по причине наличия его поступательного движения, при вычислении силы подачи происходит в одиннадцатом блоке по формуле [26]

$$Y_{ок.i} = Y_{о.i} \cdot \left(\frac{9}{\alpha_k + 2} + 0,25 \right), \text{ Н.} \quad (2.9)$$

Сила резания с учетом кинематического значения заднего угла резца рассчитывается в блоке двенадцать по формуле [26]

$$Z_{ок.i} = Z_{о.i} + f \cdot (Y_{ок.i} - Y_{о.i}), \text{ Н.}$$

В тринадцатом блоке проверяется количество резцов, для которых найдена сила резания. Если i меньше количества резцов, одновременно находящихся в контакте с забоем (n_p), то в блоке 14 происходит итерация переменной счетчика i . Далее в блоке 15 по формуле (2.8) определяется текущее значение угла поворота нового резца относительно неподвижной системы координат и повторяется вычисление силы резания. Для исполнительных органов, полностью охватывающих массив угля и имеющих равномерную расстановку резцов, в контакте с углем постоянно находится половина общего количества резцов.

Если сила резания определена для всех резцов, то в блоке 16 вычисляется сила резания для исполнительного органа, повернутого на угол $\varphi_{ш}$ относительно неподвижной системы координат [25-27]

$$Z_{и.о.} = K_{охв} \cdot K_{осл} \cdot \sum_{i=1}^{n_p} Z_i, \text{ Н,}$$

где $K_{охв}$ – коэффициент, характеризующий влияние угла контакта исполнительного органа с разрушаемой пачкой угля. В случае полного контакта шнека с разрушаемой пачкой угля он равен единице; $K_{осл}$ – коэффициент ослабления массива. В случае, когда разрушаемый шнеком массив угля не ослаблен, коэффициент ослабления массива принимается равным единице.

В блоке 17 обнуляется счетчик резцов. В блоке 18 происходит увеличение текущего значения угла поворота шнека на величину $\Delta\varphi$, обусловленную шагом моделирования рассматриваемых процессов на ЭВМ и круговой скоростью вращения исполнительного органа

$$\Delta\varphi = \Delta t \cdot \omega_{ш}, \text{ рад,}$$

где Δt – шаг моделирования (0,008 с); $\omega_{ш}$ – угловая скорость шнека

$$\omega_{ш} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{об}}{60}, \text{ рад/с,}$$

где $n_{об}$ – число оборотов шнека в минуту ($n_{об} = 78$).

В блоке 19 проверяется условие полного оборота исполнительного органа. Если условие не выполняется, повторяется процедура вычисления силы резания на исполнительном органе для нового его пространственного положения. Если условие выполняется, то в блоке 20 обнуляется угол $\varphi_{ш}$, поскольку шнек совершил полный оборот на 360^0 и занял исходное положение в неподвижной системе координат.

Мгновенное значение конструктивной (периодической) составляющей момента сопротивления на исполнительном органе рассчитывается для каждого промежуточного положения шнека через интервал времени Δt по формуле

$$M_k(\varphi_{ш}) = 0,5 \cdot D \cdot Z_{u.o.}(\varphi_{ш}), \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Анализ модели процесса резания угля показал, что при разрушении угольного массива шнеком имеют место как случайные, так и периодические колебания момента сопротивления на исполнительном органе в широком спектре частот и диапазоне изменения значений. Эти колебания не содержат информации о процессе транспортирования и погрузки угля шнеком, следовательно, статистическая оценка мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, которая используется для обнаружения заштыбовки шнека, должна быть нечувствительной к этим колебаниям.

2.3. Имитационная модель “очистной забой – исполнительный орган – привод резания”

На сегодняшний день основным возмущающим воздействием, по которому осуществляется автоматическое управление добычным комбайном, является нагрузка на исполнительном органе. И именно анализ данного параметра позволяет получить информацию об эффективности процессов разрушения, транспортирования и погрузки угля шнеком. Однако нагрузку на шнеке контролируют косвенным способом посредством мощности, потребляемой электродвигателем привода резания. В связи с этим, для решения задачи совершенствования алгоритма автоматического управления комбайном необходимо провести исследования закономерностей изменения во времени мощности при различных режимах резания и погрузки угля шнеком с учетом переходных процессов в механической части и электродвигателе привода резания. Учет переходных процессов в приводе резания добычного комбайна осуществляется с помощью имитационных моделей двухмассовой расчетной электромеханической схемы и электромеханического преобразования энергии в асинхронном электродвигателе.

С учетом упругих и диссипативных свойств механической части привода резания, уравнения движения для двухмассовой расчетной электромеханической схемы [16]:

$$\begin{cases} M_{ep} - M_y = J_p \cdot \varphi_p''; \\ M_y - M_{u.o} = J_{u.o} \cdot \varphi_{u.o}''; \\ M_y = c_{mp} \cdot (\varphi_p - \varphi_{u.o.}) + \beta \cdot (\varphi_p' - \varphi_{u.o.}'), \end{cases}$$

где M_{ep} – вращающий момент электродвигателя, Н·м; M_y – упругий момент, возникающий в приводе, Н·м; $\varphi_p, \varphi_{u.o.}$ – относительные угловые перемещения валов электродвигателя и исполнительного органа; $M_{u.o}$ – приведенный к валу электродвигателя момент сопротивления на исполнительном органе, Н·м; β – коэффициент линеаризованного внутреннего сопротивления механической части электропривода резания, которое по результатам экспериментальных исследований [16,34] может считаться вязким и пропорциональным относительной скорости вращающихся масс. Данный коэффициент находится по формуле [16]

$$\beta = 2 \cdot \xi \cdot \sqrt{c_{mp} \cdot J}, \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с},$$

где J – суммарный момент инерции, приведенный к валу электродвигателя, кг·м²; ξ – относительный безразмерный коэффициент, эквивалентный вязкому трению. Согласно [34], относительный безразмерный коэффициент, эквивалентный вязкому трению, при несилевой погрузке угля изменяется в пределах 0,15 – 0,21. При значительном давлении массы отбитого угля на шнек значение коэффициента увеличивается до 0,7. Как уже упоминалось, в зависимости от характера протекания процесса транспортирования и погрузки угля период оборота шнека можно разбить на четыре фазы (см. подраздел 2.1). В имитационной модели механической части привода резания значение коэффициента, эквивалентного вязкому трению, меняется за период оборота шнека и зависит от физического состояния перемещаемого угля и характера его силового воздействия на лопасть в текущий момент времени

$$\xi = \begin{cases} 0,15, & \text{когда имеет место I фаза;} \\ 0,21, & \text{когда имеет место II фаза;} \\ 0,7, & \text{когда имеет место III, IV фазы.} \end{cases}$$

Значения конструктивных параметров привода резания взяты для добычного комбайна УКД300 и приведены в табл.2.5 [16,30,47,48].

Таблица 2.5

Конструктивные параметры электропривода резания комбайна УКД300

Наименование параметров	Условное обозначение	Значение параметра
1	2	3

Продолжение табл. 2.5

1	2	3
Активное сопротивление обмотки статора, Ом	$r_{\alpha}^s, r_{\beta}^s$	0,51
Активное сопротивление обмотки ротора, Ом	$r_{\alpha}^r, r_{\beta}^r$	0,13
Полная индуктивность обмотки статора, Гн	$L_{\alpha}^s, L_{\beta}^s$	0,0698
Полная индуктивность обмотки ротора, приведенная к обмотке статора, Гн	$L_{\alpha}^r, L_{\beta}^r$	0,0733
Взаимная индукция между обмотками статора и ротора по осям α, β , Гн	M	0,06962
Амплитуда фазного напряжения на обмотках статора, В	$u_{\alpha}^s, u_{\beta}^s$	930,806
Число пар полюсов электродвигателя	p	2
Механический момент инерции исполнительного органа, приведенный к валу электродвигателя, кг·м ²	$J_{u.o.}$	0,1
Механический момент инерции ротора электродвигателя, кг·м ²	J_p	1,37
Коэффициент жесткости трансмиссии электропривода, приведенный к валу электродвигателя, Н·м	c_{mp}	1870
Критический вращающий момент электродвигателя привода резания, Н·м	$M_{к,p}$	2139

Математическое описание процессов, протекающих при преобразовании энергии в асинхронном электродвигателе привода резания, основано на уравнениях электромеханического преобразования энергии (2.10), записанных относительно системы координат α, β [16], в которой наблюдатель рассматривает процессы преобразования энергии со стороны неподвижного статора

$$\left\{ \begin{array}{l} u_{\alpha}^s = r_{\alpha}^s \cdot i_{\alpha}^s + \frac{d}{dt} \cdot L_{\alpha}^s \cdot i_{\alpha}^s + \frac{d}{dt} \cdot M \cdot i_{\alpha}^r; \\ u_{\alpha}^r = \frac{d}{dt} \cdot M \cdot i_{\alpha}^s + r_{\alpha}^r \cdot i_{\alpha}^r + \frac{d}{dt} \cdot L_{\alpha}^r \cdot i_{\alpha}^r + p \cdot L_{\beta}^r \cdot i_{\beta}^r \cdot \varphi_p' + p \cdot M \cdot i_{\beta}^s \cdot \varphi_p'; \\ u_{\beta}^r = \frac{d}{dt} \cdot M \cdot i_{\beta}^s + r_{\beta}^r \cdot i_{\beta}^r + \frac{d}{dt} \cdot L_{\beta}^r \cdot i_{\beta}^r - p \cdot L_{\alpha}^r \cdot i_{\alpha}^r \cdot \varphi_p' - p \cdot M \cdot i_{\alpha}^s \cdot \varphi_p'; \\ u_{\beta}^s = r_{\beta}^s \cdot i_{\beta}^s + \frac{d}{dt} \cdot L_{\beta}^s \cdot i_{\beta}^s + \frac{d}{dt} \cdot M \cdot i_{\beta}^r; \\ M_{\epsilon p} = M_{\epsilon m} = \frac{3}{2} \cdot p \cdot M \cdot (i_{\beta}^s \cdot i_{\alpha}^r - i_{\alpha}^s \cdot i_{\beta}^r), \end{array} \right. \quad (2.10)$$

$$P_a = u_{\alpha}^s \cdot i_{\alpha}^s + u_{\beta}^s \cdot i_{\beta}^s,$$

где $i_{\alpha}^s, i_{\alpha}^r, i_{\beta}^s, i_{\beta}^r$ – токи в обмотках статора и ротора по осям α, β ; φ_p' – угловая скорость ротора; P_a – активная мощность, потребляемая электродвигателем привода резания.

Следует заметить, что система уравнений (2.10) справедлива для идеальной электрической машины. В идеальной электрической машине воздушный зазор равномерный и гладкий (в машине нет пазов на роторе и статоре), обмотки выполнены в виде токовых слоев, создающих синусоидальное распределение МДС в воздушном зазоре. При этом машина не насыщена, магнитная проницаемость стали равна бесконечности. Машина симметричная, т. е. ее обмотки, магнитная система, воздушный зазор симметричны по осям α, β . Кривизна магнитного поля не учитывается – поле плоскопараллельное. Вибрационный и деформационный моменты приняты равными нулю.

Имитационная модель “очистной забой - шнек малого диаметра - привод резания” получена в результате совмещения в пространстве и времени процессов резания угля резами исполнительного органа, транспортирования и погрузки угля шнеком малого диаметра, формирования механических моментов в редукторе привода резания и преобразования энергии в асинхронном электродвигателе. Структурная схема имитационной модели представлена на рис.2.4.

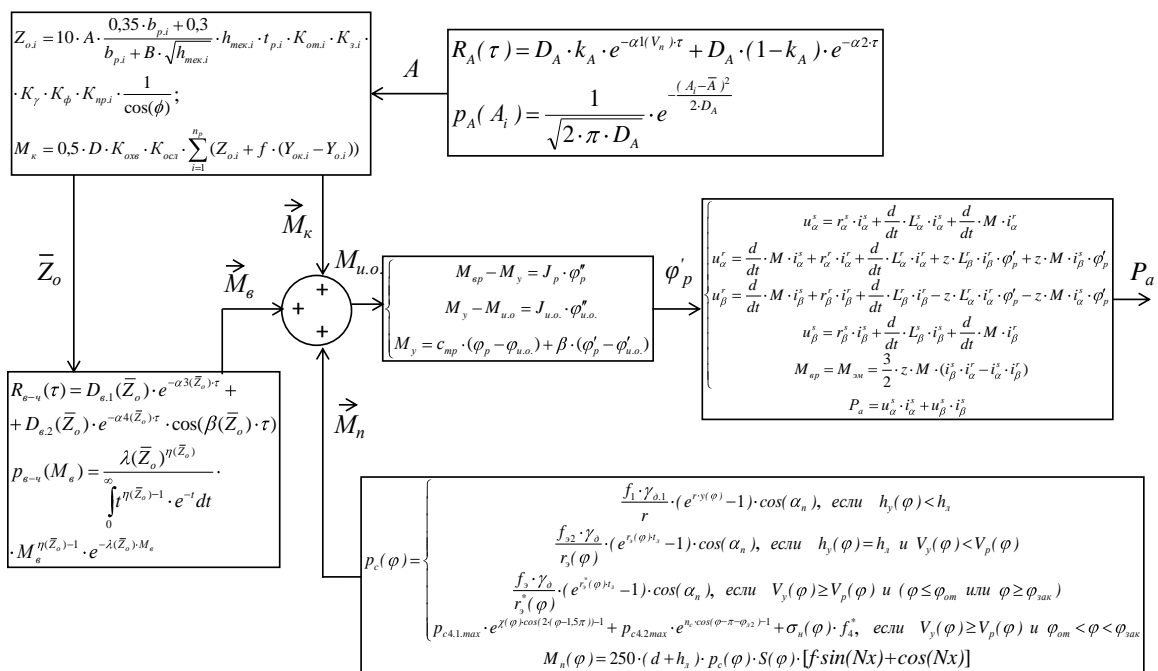


Рис. 2.4. Структурная схема имитационной модели “очистной забой – шнек малого диаметра – привод резания добычного комбайна”

Рассмотрим алгоритм совместной работы известных математических моделей, описывающих отдельные физические процессы при разрушении и погрузке угля шнеком. В начале, с помощью генератора случайных чисел задается случайное изменение сопротивляемости угля резанию A согласно автокорреляционной функции (2.3) и плотности вероятности распределения (2.4). Мгновенные значения сопротивляемости угля резанию A используются

для вычисления мгновенных значений периодической составляющей момента сопротивления на шнеке при резании угля M_k , а также средних значений силы резания на резце \bar{Z}_o , на основе которых рассчитываются параметры автокорреляционной функции (2.5) и функции плотности вероятности распределения (2.7) высокочастотных колебаний момента сопротивления на шнеке при резании угля M_e . Одновременно вычисляется момент сопротивления на шнеке при транспортировании и погрузке угля шнеком малого диаметра M_n .

Таким образом, объединение моделей, имитирующих нагрузку на шнеке, осуществлено путем перехода к общей для всех моделей выходной величине – моменту сопротивления на шнеке $M_{и.о.}$, который является одним из параметров уравнений, описывающих движение механической части привода резания. В результате решения уравнений движения механической части привода резания определяется угловая скорость вращения ротора электродвигателя привода резания φ'_p , которая является одним из параметров уравнений электромеханического преобразования энергии в асинхронном электродвигателе привода резания. В итоге решения уравнений электромеханического преобразования энергии вычисляется выходная величина имитационной модели “очистной забой – шнек малого диаметра – привод резания” – активная мощность, потребляемая электродвигателем привода резания P_a .

Следует отметить, что имитационное моделирование нескольких физических процессов, совмещенных в пространстве и времени при работе комбайна в режиме заштыбовки шнека, проводится впервые. Оно позволяет исследовать для этого режима закономерности изменения во времени мощности, потребляемой электродвигателем привода резания. До этого момента задачи совершенствования алгоритмов работы комбайнов с помощью моделирования решались только для режима нормальной погрузки угля шнеком [1-6].

Реализованная в приложении SIMULINK среды математического программирования Matlab [49] имитационная модель имеет несколько идеализированный вид, поскольку в ее структурной схеме не учитываются собственные колебания исполнительного органа и добычного комбайна в направлении каждой оси пространственной системы координат, которые оказывают влияние на мгновенную величину стружки [43]. Амплитуда и частота данных колебаний зависят от характера взаимодействия исполнительного органа с очистным забоем в предыдущие отрезки времени. Чтобы более глубоко проанализировать процессы, протекающие в динамической системе “исполнительный орган – добычной комбайн”, необходимо замкнутое соединение информационного обмена между блоками с использованием блока моделирования перемещения в пространстве исполнительного органа и добычного комбайна для определения мгновенного значения толщины стружки [43]. Однако при решении задачи, поставленной в монографии, можно использовать упрощенный вариант имитационной модели, предполагая прямолинейное и равномерное перемещение оси шнека в

направлении подачи. Это предположение допустимо, когда модель используется для исследования статистических характеристик нагрузки, которые оцениваются на значительном интервале времени, намного большем, чем период собственных колебаний исполнительного органа. Учет мгновенной толщины стружки действительно важен в тех случаях, когда процессы в динамической системе “исполнительный орган – добычной комбайн” анализируются на очень небольшом промежутке времени. Кроме того, при применении бесцепной системы подачи на добычном комбайне колебание скорости подачи оценивается незначительным коэффициентом вариации [20,50] и данный фактор может не учитываться.

В качестве итога ко второму разделу монографии выделим особенности подхода к исследованию режимов работы добычного комбайна на тонких пластах на основе имитационного моделирования физических процессов, протекающих при резании, транспортировании и погрузке угля шнеком:

- анализ модели процесса погрузки угля шнеком малого диаметра показал, что при начале заштыбовки шнека на отдельных интервалах оборота исполнительного органа имеет место различный характер формирования давления угля на лопасть и различное значение момента сопротивления на шнеке, возникающего при погрузке угля. При нормальной погрузке угля момент сопротивления на шнеке существенно не изменяется в процессе оборота исполнительного органа. Данная закономерность может быть использована для разработки численного критерия заштыбовки шнека на основе статистического анализа нагрузки на исполнительном органе. При этом необходима статистическая оценка мощности, потребляемой двигателем привода резания, закономерность изменения во времени которой существенно изменяется при наступлении заштыбовки шнека;

- анализ модели процесса резания угля показал, что при разрушении угольного массива шнеком имеют место как случайные, так и периодические колебания момента сопротивления на исполнительном органе в широком спектре частот и диапазоне изменения значений. Эти колебания не содержат информации о процессе транспортирования и погрузки угля шнеком, следовательно, статистическая оценка мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, которая используется для обнаружения заштыбовки шнека, должна быть нечувствительной к этим колебаниям;

- при исследовании режимов работы добычных комбайнов на тонких пластах на основе имитационного моделирования необходимо рассматривать несколько физических процессов, совмещенных в пространстве и времени: процесс резания угля резцами исполнительного органа, процесс транспортирования и погрузки угля шнеком малого диаметра, процесс формирования механических моментов в редукторе привода резания и процесс преобразования энергии в асинхронном электродвигателе привода резания;

- имитационная модель “очистной забой – шнек малого диаметра – привод резания добычного комбайна” имеет несколько идеализированный вид, поскольку в ее структурной схеме не учитываются собственные колебания исполнительного органа и добычного комбайна в направлении каждой оси

пространственной системы координат, которые оказывают влияние на мгновенную величину стружки. Однако при решении задачи, поставленной в монографии, можно использовать упрощенный вариант имитационной модели, предполагая прямолинейное и равномерное перемещение оси шнека в направлении подачи, поскольку модель используется для исследования статистических оценок нагрузки на шнеке на значительном интервале времени, намного большем, чем период собственных колебаний исполнительного органа.

3. АНАЛИЗ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДОБЫЧНЫХ КОМБАЙНОВ НА ТОНКИХ ПЛАСТАХ

3.1. Анализ режимов работы добычных комбайнов на тонких пластах на основе рабочих статических характеристик

В научных трудах [25,41] оценка энергетической эффективности работы добычного комбайна делается на основе рассмотрения только одной составляющей мощности, которая связана с резанием угля. Составляющая, которая связана с транспортированием и погрузкой угля, не учитывается. При этом рабочие характеристики, по которым оценивается энергетическая эффективность работы комбайна, выглядят так, как на рис.3.1.

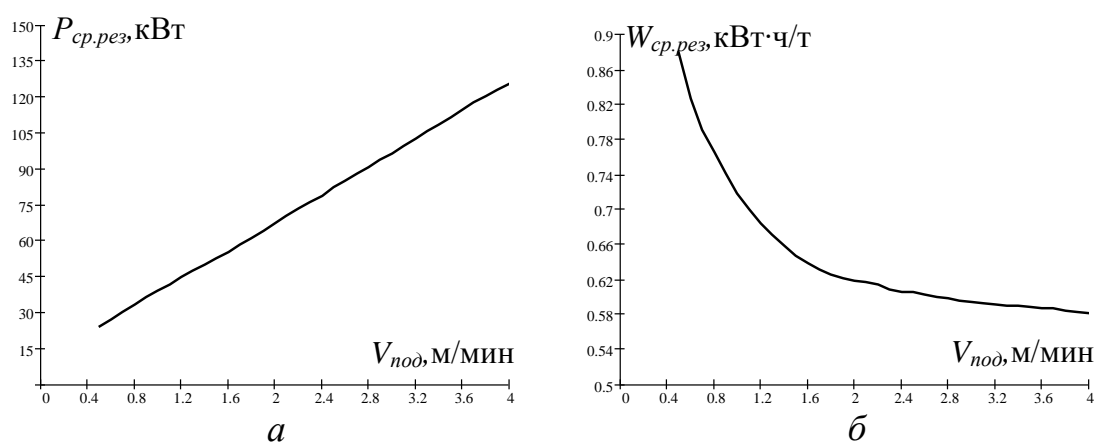


Рис. 3.1. Зависимости от скорости подачи комбайна УКД300: а – средней мощности резания; б – среднего удельного энергопотребления при резании угля

Статические характеристики на рис.3.1 и остальные характеристики, приведенные далее, получены с помощью имитационной модели, которая описана во втором разделе монографии. Вид статических характеристик на рис.3.1 справедлив для комбайнов, которые работают на мощных пластах (от 1,3 метров). В этом случае доля составляющей мощности, связанной с транспортированием и погрузкой угля, менее 10 процентов [12]. На тонких пластах ситуация другая. Из-за ограниченной погрузочной способности шнека мощность погрузки может достигать 50 % всей мощности, потребляемой электродвигателем привода резания [12,28]. Поэтому при оценке энергетической эффективности работы комбайна ее учет важен. На рис.3.2 показаны рабочие характеристики добычного комбайна УКД300 с учетом составляющей, связанной с транспортированием и погрузкой угля шнеком, полученные при имитационном моделировании. Все характеристики рассмотрены для неизменной крепости угля (407 Н/мм).

Как видно из рис.3.2,а, статическая зависимость потребляемой электродвигателем мощности от скорости подачи нелинейная, в отличие от аналогичной зависимости для шнеков большого диаметра, которыми снабжены

добычные комбайны для средних и высоких пластов (см. рис.3.1,а). Причина нелинейности – нелинейный характер статической зависимости от скорости подачи составляющей мощности, которая связана с транспортированием и погрузкой угля. Как было отмечено в подразделе 2.1, при заштыбовке шнека наблюдается резкое увеличение давления угля на поверхности шнека, что вызывает резкий рост мощности погрузки после т. А. Таким образом, мощность погрузки оказывает существенное влияние на зависимость мощности электродвигателя привода резания от скорости подачи.

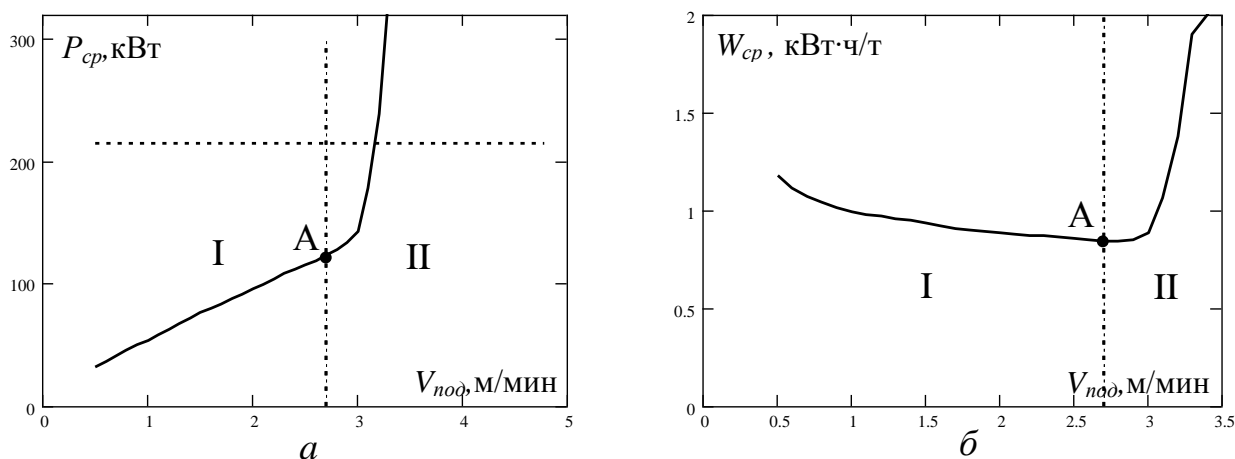


Рис. 3.2. Зависимости от скорости подачи комбайна УКД300: *а* – средней мощности электродвигателя привода резания; *б* – средних удельных энергозатрат на резание, транспортирование и погрузку угля

После т. А, как видно из рис.3.2,б, из-за роста потребляемой мощности начинается также интенсивное увеличение средних удельных энергозатрат комбайна. Точка А соответствует скорости подачи, когда поддерживается баланс между количеством угля, который поступил в рабочий объем шнека, и количеством угля, который выгружается шнеком на конвейер. Эта скорость подачи называется критической скоростью подачи по заштыбовке ($V_{н.кр.}$).

Сегодня за рациональный режим работы добычного комбайна принят режим работы с максимальной возможной скоростью подачи, которая ограничивается жесткими техническими ограничениями (это, в основном, устойчивая мощность электродвигателя привода резания) [12,13,51,52]. Заштыбовка шнека – не жесткое ограничение, то есть добычной комбайн некоторое время может работать с заштыбовкой шнека без возникновения аварийной ситуации. Для обоснования энергетически эффективного режима работы добычного комбайна на тонких пластах необходимо провести исследование характера зависимостей средней мощности и средних удельных энергозатрат от скорости подачи в области заштыбовки шнека (область II на рис.3.2). Также необходимо исследовать, каким сейчас является режим работы комбайна в области заштыбовки шнека при существующем автоматическом управлении. Эти исследования проводятся с помощью имитационной модели

“очистной забой – шнек малого диаметра – привод резания”, описанной во втором разделе монографии.

Статическую характеристику условно можно поделить на две области – I и II (см. рис.3.2). В первой области зависимости имеют классический вид. Во второй области нельзя говорить об одной зависимости, поскольку мощность становится также функцией начального объема циркулирующего угля, прироста циркулирующего угля за оборот, и времени замера.

Зависимости, которые представлены на рис.3.3, получены в результате различных алгоритмов замеров средних значений мощности двигателя. Зависимость, которая представлена сплошной линией, получена в результате замера каждого среднего значения мощности в течение 3 оборотов шнека (2,3 с) с сохранением объема циркулирующего угля, который скопился на предыдущих интервалах замера. Зависимость, которая представлена пунктирной линией, получена без сохранения объема циркулирующего угля для каждой скорости подачи добычного комбайна. Таким образом, в области II рис.3.3 имеем семейство характеристик, которые уже нельзя назвать статическими и которые зависят от параметров замера мощности двигателя и времени.

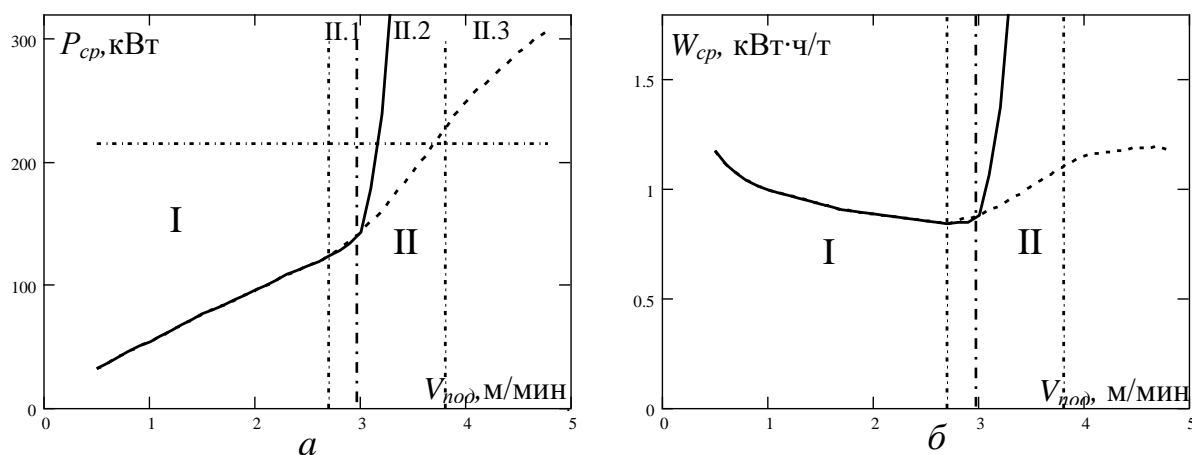


Рис. 3.3. Зависимости от скорости подачи комбайна УКД300: *а* – средней мощности электродвигателя привода резания; *б* – средних удельных энергозатрат комбайна при разных алгоритмах усреднения

Область II на рис.3.3 для пунктирной линии поделена на три участка: II.1, II.2 и II.3. На данных участках графика наблюдаются разные наклоны зависимости мощности двигателя от скорости подачи очистного комбайна. Установлено, что неодинаковость этих наклонов зависимости связана с различным характером протекания процесса транспортировки и погрузки угля на каждом участке графика [28]. На участке II.1 объем циркулирующего угля ($V_{цирк.}$) намного меньше рабочего объема шнека ($V_{р.о.}$) и угол наклона характеристики такой же, как и в области I. На участке II.2 ($V_{цирк.} = 0,3-0,8 \cdot V_{р.о.}$) имеется наибольший угол наклона. Это связано с тем, что кроме увеличения давления угля на лопасть при увеличении скорости подачи и объема

циркулирующего угля, интенсивно увеличивается длительность временных интервалов силовой погрузки и транспортирования угля (с повышенным давлением массы угля на лопасти) в периоде оборота шнека. Мощность погрузки в несилевом режиме равна 22 кВт, в силовом – 65 кВт. На участке П.3 ($V_{цирк.} = 0,8-1,5 \cdot V_{p.o.}$) на всем периоде оборота шнека имеют место силовые погрузка и транспортирование угля. И теперь мощность погрузки увеличивается только за счет увеличения давления угля на лопасти, поэтому угол наклона уменьшается. Присутствие данных участков можно проследить при изменении мощности погрузки во времени.

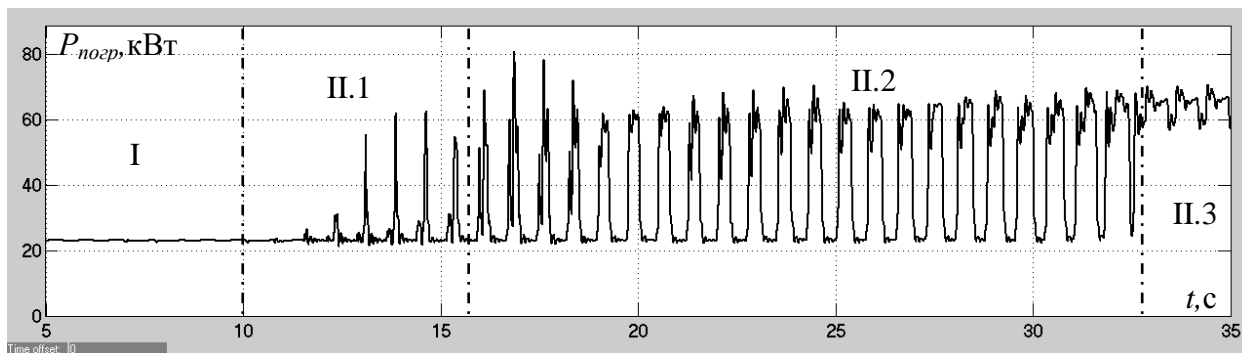


Рис. 3.4. Изменение во времени мощности погрузки добычного комбайна УКД300 при заштыбовке шнека

В каждый момент времени на плоскости, в которой строятся статические рабочие характеристики добычного комбайна, существует только одна точка (точка режима работы), которая соответствует режиму работы комбайна именно в этот момент времени. В процессе работы добычного комбайна точка режима работы меняет свое положение на плоскости рабочих характеристик комбайна. Рассмотрим характер перемещения точки режима работы добычного комбайна УКД300 на плоскости его рабочих характеристик при автоматическом управлении добычным комбайном регулятором режимов работы, который реализует минимальный вариант автоматизации (см. подраздел 1.2) [53].

Если выбран режим стабилизации мощности электродвигателя привода резания, то регулятор режимов работы выдаст команду на увеличение скорости подачи до момента, когда текущее значение мощности электродвигателя превысит устойчивое значение (215 кВт). На рис.3.5 данный момент обозначен точкой Б.

Отметим тот факт, что после прохождения т. А в рабочем объеме шнека постепенно начинает накапливаться циркулирующий уголь, который зажимается между лопастью и корпусом редуктора, оказывая значительное давление на лопасти и трубу шнека. Это давление может достигать 300 кПа [12], а энергозатраты на погрузку угля становятся соизмеримыми с энергозатратами на разрушение угля. Поэтому устойчивое значение текущая

мощность электродвигателя привода резания превысит не при скорости подачи 4,7 м/мин, а при 3,7 м/мин.

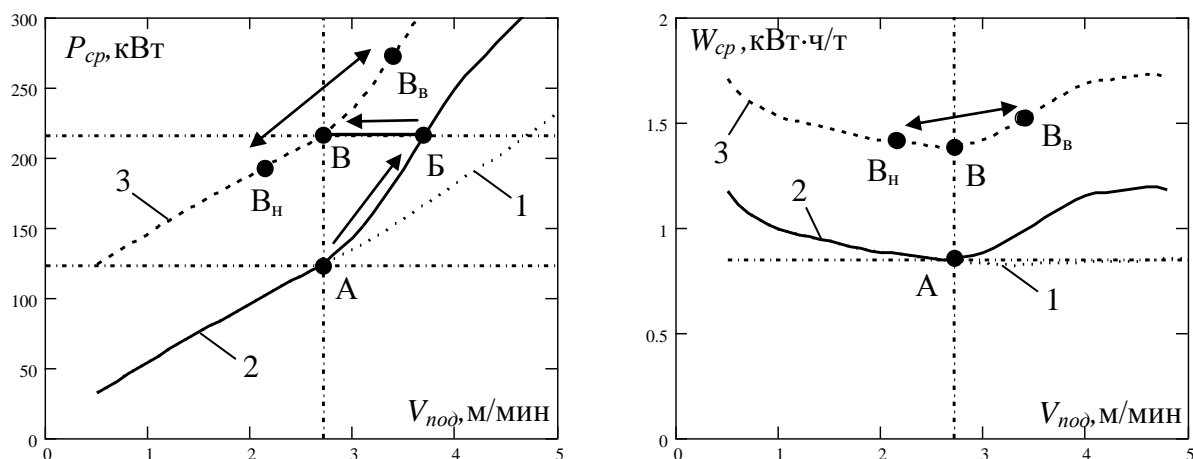


Рис. 3.5. Рабочие статические характеристики добычного комбайна УКД300: 1 – без заштыбовки шнека; 2 – с заштыбовкой шнека; 3 – при работе комбайна с постоянным средним объемом циркулирующего угля

Далее регулятор режимов работы выдает команду на снижение скорости подачи. Но точка текущего режима работы комбайна начнет перемещаться не обратно по кривой 2 к точке А, а по прямой БВ к точке В. Это вызвано тем, что несмотря на уменьшение скорости подачи, толщины стружки угля и составляющей мощности, затрачиваемой на разрушение угля, общая мощность электродвигателя не будет уменьшаться из-за продолжающегося роста объема циркулирующего угля, силы трения угля о лопасти и составляющей мощности, связанной с погрузкой угля. После достижения точки В точка текущего режима работы станет перемещаться к точке В_н, и только когда текущая скорость подачи комбайна опустится ниже 2,77 м/мин, начнется снижение мощности погрузки и общей мощности электродвигателя привода резания. В определенное время текущее значение мощности электродвигателя станет меньше устойчивого значения, после чего точка текущего режима работы комбайна начнет двигаться по кривой 3 вверх к точке В_в.

Обратим внимание на важную особенность – циркулирующий уголь в момент, когда текущая мощность электродвигателя становится меньше устойчивого значения, не устраняется полностью. Дополнительные энергозатраты комбайна, связанные с заштыбовкой шнека, компенсируются запасом электродвигателя привода резания по мощности, который имеет место при работе комбайна на грани заштыбовки (т. А). Поэтому точка текущего режима работы комбайна будет двигаться вверх по кривой 3, а не по кривой 2, как было в начале работы комбайна. Перемещение точки вверх по кривой 3 будет происходить до тех пор, пока текущее значение мощности не станет больше устойчивого значения. После этого регулятор режимов работы комбайна выдаст команду на снижение скорости подачи, точка режимов работы начнет перемещаться по кривой 3 вниз к точке В_н, после чего все повторится.

Следовательно, характер работы комбайна УКД300 при автоматическом управлении будет такой же, как и у комбайнов для средних и мощных пластов, но работа комбайна будет происходить с постоянной заштыбовкой шнека. Несмотря на то, что мощность электродвигателя привода резания будет использоваться полностью, только 123 кВт будет тратиться на полезную работу, остальные 92 кВт будут тратиться на преодоление сил трения циркулирующего угля о лопасти и трубу шнека при транспортировании и погрузке угля. Из-за появления дополнительных затрат мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, добычной комбайн, как видно из рис.3.5, работает с заниженной теоретической производительностью при средней скорости подачи, равной критической скорости подачи по заштыбовке.

Введем количественные критерии, которые характеризуют степень эффективности работы комбайна по двум основным экономическим показателям (производительности и удельным энергозатратам комбайна) при различных скоростях подачи:

$$K_Q = \frac{Q_{cp}(V_{под})}{Q_{теор.макс}}$$

$$K_W = \frac{W_{мин}}{W_{cp}(V_{под})}$$

Минимальные удельные энергозатраты $W_{мин}$, согласно зависимостям на рисунках 3.2 и 3.3, наблюдаются в точке А и равны 0,841 кВт·ч/т. Максимальная теоретическая производительность добычного комбайна $Q_{теор.макс}$, как видно из анализа работы комбайна при автоматическом регулировании согласно минимальному варианту автоматизации, ограничена погрузочной способностью шнека и равна

$$Q_{т.ср} = \gamma_n \cdot D \cdot B_z \cdot V_{под} \cdot 60 = 1,43 \cdot 0,9 \cdot 0,7 \cdot 2,77 \cdot 60 = 150, \text{ т/ч}.$$

Из формул коэффициентов K_Q и K_W следует, что наиболее рациональная работа добычного комбайна имеет место, когда коэффициенты равны 1. Чем ближе коэффициент к 1, тем ближе экономические показатели к своему оптимальному значению.

По зависимостям на рис.3.6 видно, что оба коэффициента K_Q и K_W равны 1 (рациональный режим работы комбайна) только в точке А – на границе между областями заштыбовки шнека и нормальной работы. Отсюда следует, что рациональная работа комбайна с максимальной производительностью и минимальными удельными энергозатратами на тонких пластах возможна только при одном значении скорости подачи (т. А на рис. 3.2 и 3.6), когда реализуется баланс между объемом угля, поступившим в рабочий объем шнека, и объемом угля, выгруженным шнеком на конвейер.

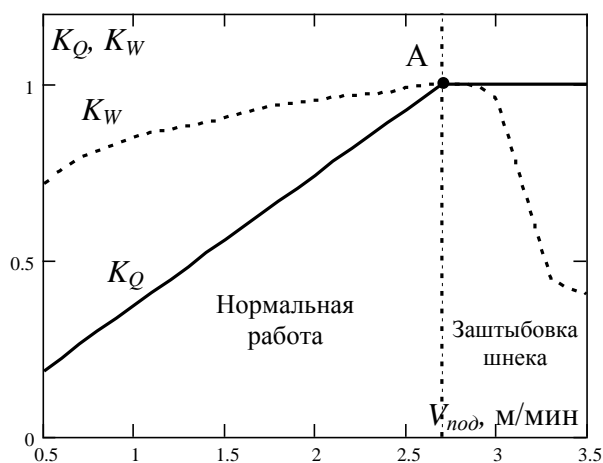


Рис. 3.6. Зависимости численных экономических критериев рациональной работы добычного комбайна УКД300 от скорости подачи

Если же говорить о работе комбайна с заштыбовкой шнека, то из рис.3.3 следует, что даже при постоянной скорости подачи точка режимов работы комбайна, находясь в области II, будет перемещаться вверх с течением времени и скорость этого перемещения зависит от расстояния этой точки до границы между областями I и II. Отсюда следует вывод – чем больше время работы комбайна с заштыбовкой шнека и разница между средней фактической скоростью подачи и ее критическим значением по заштыбовке, тем меньше энергетическая эффективность режима работы добычного комбайна.

3.2. Влияние изменения горно-геологических параметров пласта и конструктивных параметров исполнительного органа на режим работы добычного комбайна

В подразделе 3.2 ставится задача исследовать характер перемещений минимального экстремума зависимости удельных энергозатрат комбайна от скорости подачи на плоскости рабочих характеристик при изменении горно-геологических параметров пласта, конструктивных параметров комбайна и забойного конвейера. Данное исследование необходимо для обоснования алгоритма поиска системой автоматического управления режима работы комбайна, при котором наблюдается минимальное среднее удельное энергопотребление.

Для тонких пластов применяются комбайны, конструктивной особенностью которых является расположение части корпусных узлов с забойной стороны конвейера. Поэтому опережающий исполнительный орган работает постоянно у почвы пласта, чтобы обеспечить проход корпуса комбайна следом за ним [15]. Отсюда следует, что в процессе работы добычного комбайна положение минимума удельных энергозатрат будет изменять только один параметр – сопротивляемость угля резанию.

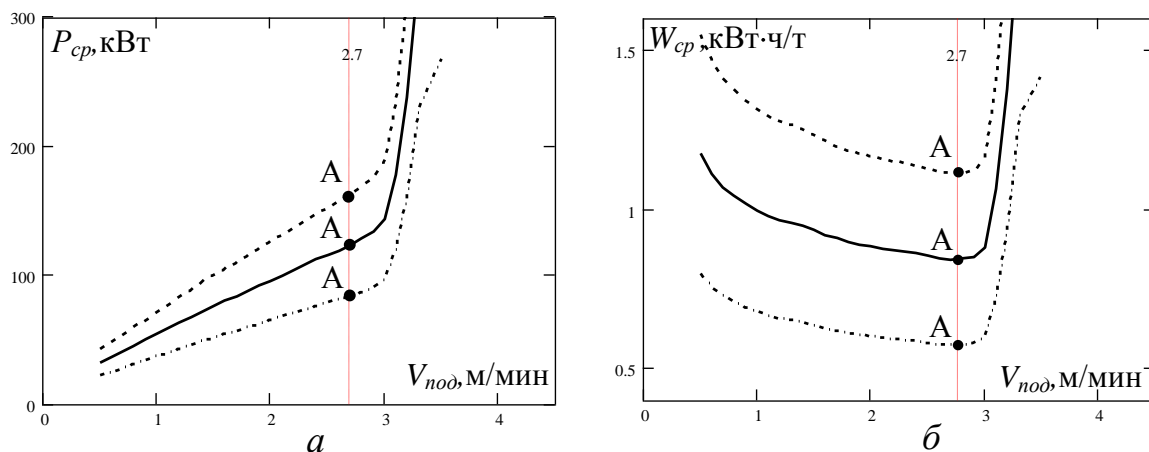


Рис. 3.7. Статические зависимости от скорости подачи комбайна УКД300: *а* – средней мощности электродвигателя привода резания; *б* – средних удельных энергозатрат комбайна (сплошной линией – при сопротивляемости угля резанию 407 Н/мм; пунктирной линией – 537 Н/мм; штрихпунктирной – 277 Н/мм)

Как видно из рис.3.7,б, при изменении сопротивляемости угля резанию происходит существенное смещение минимального экстремума статической зависимости удельных энергозатрат от скорости подачи, однако строго в вертикальном направлении [9,28]. Форма кривой зависимости удельных энергозатрат от скорости подачи не изменяется, происходит пропорциональное перемещение в вертикальном направлении. При увеличении сопротивляемости угля резанию увеличивается угол наклона зависимости потребляемой электродвигателем привода резания мощности от скорости подачи, но точки перегибов, как можно заметить из рис.3.7,а, лежат на одной вертикальной линии. Отсюда следует вывод о том, что изменение сопротивляемости угля резанию не отражается на режиме работы комбайна, при котором наблюдается минимальное удельное энергопотребление, но приводит к изменению самих удельных энергозатрат и потребляемой мощности. Так, увеличение сопротивляемости угля резанию с 277 до 537 Н/мм приводит к увеличению минимальных удельных энергозатрат с 0,572 кВт·ч/т до 1,11 кВт·ч/т, т. е. в 1,94 раза.

С помощью имитационного моделирования исследуем, как изменится положение минимума удельных энергозатрат комбайна при изменении конструктивных параметров комбайна (диаметр шнека) и забойного конвейера (высота борта), от которых существенно зависит погрузочная способность шнека.

Как видно из рис.3.8, из-за уменьшения рабочего объема шнека уменьшилась его погрузочная способность, что привело к снижению критической скорости подачи по заштыбовке с 2,7 м/мин до 2,3 м/мин при уменьшении диаметра шнека с 0,9 м до 0,8 м (уменьшилась координата т. А по оси абсцисс). Из-за уменьшения значения критической скорости подачи по заштыбовке уменьшилось количество энергии, которая тратится на разрушение

угля, что привело к незначительному уменьшению координаты т. А по оси ординат.

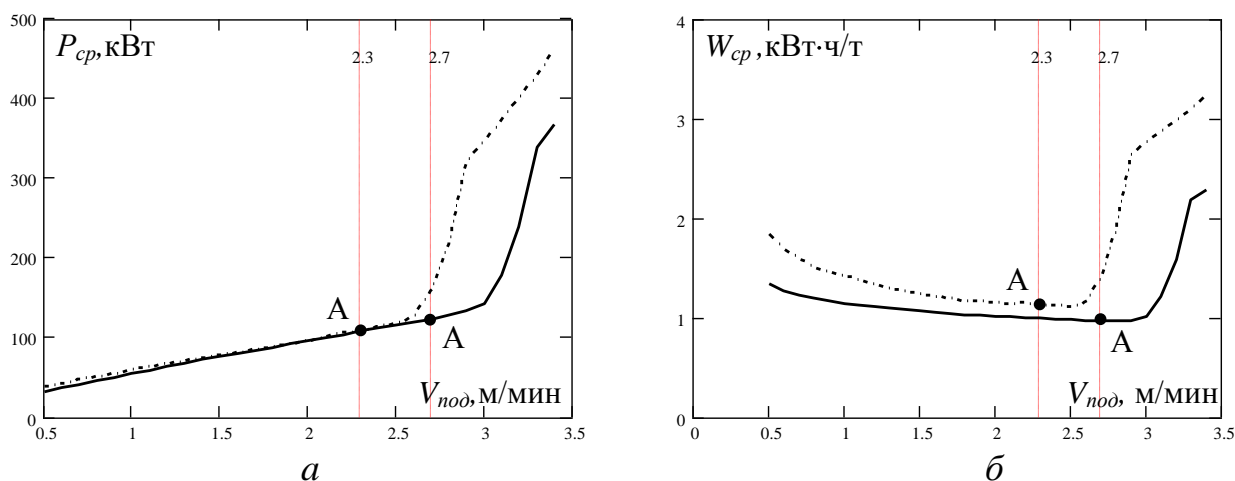


Рис. 3.8. Статические зависимости от скорости подачи комбайна УКД300: *а* – средней мощности электродвигателя привода резания; *б* – средних удельных энергозатрат комбайна (сплошная линия – при диаметре шнека 0,9 м; пунктирная линия – при диаметре шнека 0,8 м)

С помощью имитационного моделирования установлена графическая зависимость критической скорости подачи по заштыбовке от диаметра шнека. Из рис.3.9 видно, что в диапазоне значений диаметра шнека для комбайна УКД300 (0,8–1 м) критическая скорость подачи увеличивается с увеличением диаметра шнека по нелинейному закону.

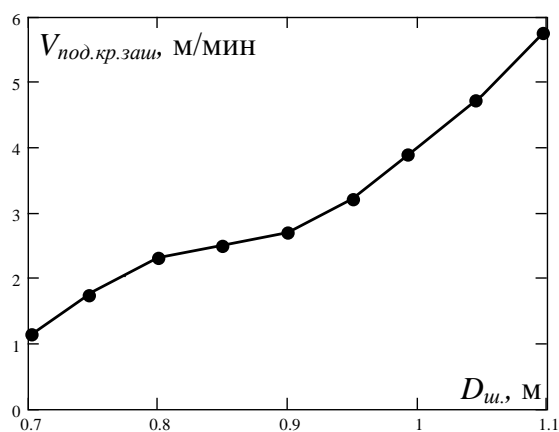


Рис. 3.9. Зависимость критической по заштыбовке шнека скорости подачи от диаметра шнека

На рис.3.10 представлены рабочие характеристики добычного комбайна УКД300 при различных высотах борта конвейера. Сплошной линией представлены характеристики при работе комбайна с конвейером КСД26В с высотой борта 0,228 м [15]; пунктирной – с конвейером СП36 (0,245 м);

штрихпунктирной – с конвейером КСД26 (0,192 м); точечной – при работе шнека с бермы.

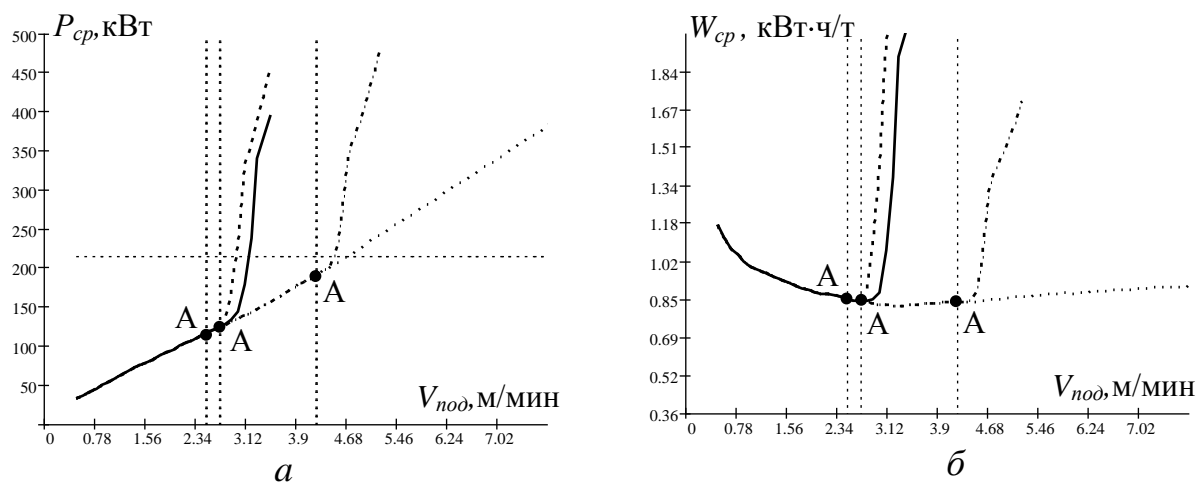


Рис. 3.10. Статические зависимости от скорости подачи комбайна УКД300: *а* – средней мощности электродвигателя привода резания; *б* – средних удельных энергозатрат при работе комбайна с различными типами забойного конвейера

Из рис.3.10 видно, что уменьшение высоты борта конвейера приводит к увеличению площади окна выгрузки угля, в результате чего увеличивается критическая скорость подачи по заштыбовке добычного комбайна [28]. С помощью имитационного моделирования установлена графическая зависимость критической скорости подачи по заштыбовке от высоты борта конвейера.

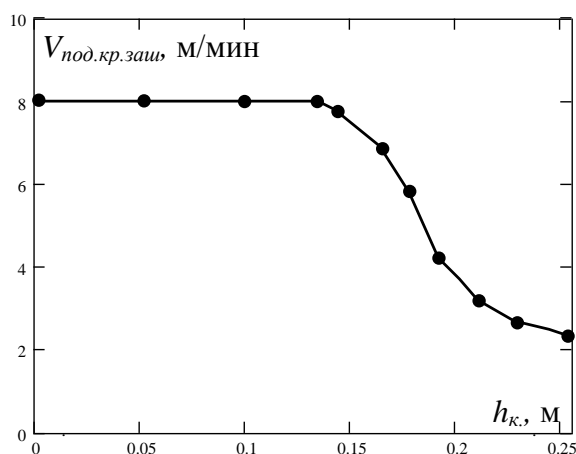


Рис. 3.11. Зависимость критической по заштыбовке шнека скорости подачи от высоты борта забойного конвейера

Из рис.3.11 заметно, что с уменьшением высоты борта конвейера критическая скорость подачи по заштыбовке увеличивается по нелинейному закону. После значения высоты борта конвейера 0,15 м, когда он перестает

ограничивать площадь окна выгрузки угля, критическая скорость подачи по заштыбовке постепенно стабилизируется на значении 8 м/мин.

Из полученных результатов исследований можно сделать вывод, что несмотря на то, что в процессе работы добычного комбайна его критическая по заштыбовке скорость подачи остается неизменной, традиционные методы поиска минимального экстремума функции одной переменной (зависимость удельных энергозатрат от скорости подачи) [54,55] непригодны, поскольку координата точки минимума удельных энергозатрат по оси ординат изменяется пропорционально сопротивляемости угля резанию. То есть, координата минимального экстремума зависимости удельных энергозатрат от скорости подачи по оси ординат изменяется случайным образом в широком диапазоне значений и частот (от 0,001 Гц до 50 Гц [16]). Это нужно учитывать при создании способа обнаружения заштыбовки шнека.

Также следует отметить, что критическая по заштыбовке скорость подачи меняет свое значение, если меняются конструктивные параметры шнека комбайна или тип забойного конвейера. Система автоматического управления добычным комбайном должна обеспечивать минимальное удельное энергопотребление любого типа комбайна в различных условиях его работы. Поэтому система автоматического управления добычным комбайном должна обладать способностью поиска критической по заштыбовке скорости подачи.

По итогам анализа в третьем разделе монографии энергосберегающего режима работы добычных комбайнов на тонких пластах и его зависимости от горно-геологических параметров пласта и конструктивных параметров комбайна и забойного конвейера можно сделать следующие выводы:

- работа добычного комбайна на тонких пластах с максимальной теоретической производительностью и минимальными удельными энергозатратами возможна только при одном значении скорости подачи (критическая скорость подачи по заштыбовке шнека), когда реализуется баланс между объемом угля, поступившим в рабочий объем шнека, и объемом угля, выгруженным шнеком на конвейер. Чем больше время работы комбайна с заштыбовкой шнека и разность между средней фактической скоростью подачи и ее критическим значением по заштыбовке, тем меньше энергетическая эффективность режима работы добычного комбайна;

- при существующем алгоритме автоматического управления характер работы добычных комбайнов на тонких пластах будет такой же, как и у комбайнов для мощных пластов, но работа комбайна будет происходить с постоянной заштыбовкой шнека. Несмотря на то, что мощность электродвигателя привода резания будет использоваться полностью, только часть ее (57,2% для работы комбайна УКД300 в условиях шахты "Павлоградская") будет тратиться на полезную работу, остальная будет тратиться на преодоление сил трения циркулирующего угля о лопасти и трубу шнека. Это говорит об энергетической неэффективности работы комбайнов на тонких пластах при существующем алгоритме автоматического управления;

- несмотря на то, что в процессе работы добычного комбайна его критическая скорость подачи по заштыбовке остается неизменной,

традиционные методы поиска минимального экстремума функции одной переменной (зависимость удельных энергозатрат от скорости подачи) непригодны, поскольку удельные энергозатраты при работе комбайна изменяются случайным образом в широком диапазоне значений и частот (от 0,001 Гц до 50 Гц);

- критическая скорость подачи по заштыбовке шнека меняет свое значение, если меняются конструктивные параметры шнека комбайна или тип забойного конвейера. Система автоматического управления добычным комбайном должна обеспечивать минимальное удельное энергопотребление любого типа комбайна при его работе в различных условиях. Поэтому система автоматического управления добычным комбайном должна обладать способностью поиска критической скорости подачи по заштыбовке;

- критическая скорость подачи по заштыбовке увеличивается по нелинейному закону при увеличении диаметра шнека и при уменьшении высоты борта забойного конвейера.

4. ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЙ РЕЖИМ РАЗРУШЕНИЯ УГЛЯ РЕЗЦАМИ ШНЕКА ДОБЫЧНОГО КОМБАЙНА

4.1. Уменьшение удельных энергозатрат на резание угля за счет применения схемы размещения резцов с одним резцом в линии резания

Существуют два разных по своей сути подхода при решении задачи снижения удельных энергозатрат добычных комбайнов, работающих на тонких пластах. Первый подход касается совершенствования алгоритма автоматического управления добычным комбайном, который рассматривается в пятом разделе монографии. Второй подход связан с изменением некоторых конструктивных параметров шнека, от которых зависят удельные энергозатраты на разрушение или погрузку и транспортирование угля.

В связи с низкой погрузочной способностью шнека добычные комбайны на тонких пластах работают в зоне низких скоростей подачи, из-за чего уголь разрушается с толщиной стружки менее 2 см. Разрушение угля резцом с толщиной стружки менее 2 см считается энергетически неэффективным [25]. Увеличение толщины снимаемой резцом стружки до 4-5 см позволит затрачивать на разрушение аналогичного объема угля на 15–20% меньше электроэнергии.

Среди добычных комбайнов для тонких пластов с целью повышения погрузочной способности в основном применяются шнеки с двумя лопастями. На каждой лопасти устанавливаются забойные резцы, из-за чего средняя толщина стружки, снимаемой резцами при низких скоростях подачи, имеет небольшое значение (порядка 1,7 см для комбайна УКД300). Забойные резцы располагают на обеих лопастях из соображений безопасности проведения горных работ. Если в процессе работы комбайна ломается резец, то уголь продолжает разрушаться в нормальном режиме оставшимся резцом второй лопасти в данной линии резания.

Среднюю толщину стружки угля при разрушении его резцом можно увеличить только двумя способами: или увеличить скорость перемещения комбайна (в данном случае недопустимо из-за ограничения по погрузочной способности шнека), или уменьшить число резцов в линии резания. В четвертом разделе монографии предлагается применить второй способ [56].

Энергоемкость процесса резания резцом угля имеет нелинейную зависимость от толщины стружки угля [25]. До значений толщины стружки угля 4–5 см удельные энергозатраты по экспоненциальной зависимости интенсивно снижаются с увеличением толщины стружки. При дальнейшем увеличении толщины стружки угля они существенно не меняются. Эту закономерность можно наблюдать на рис.4.1,б. На нем сплошной линией показана зависимость средних удельных энергозатрат комбайна УКД300 от скорости подачи при исходной схеме расстановки резцов.

Сплошная линия на рис.4.1,б снижается по экспоненциальной зависимости до значения скорости подачи 1,8 м/мин, после чего снижение происходит практически по линейному закону и интенсивность снижения уменьшается. На

линейном отрезке данной линии находится точка А – точка режима работы комбайна с максимальной погрузочной способностью шнека. Именно в этой точке, как показали исследования в третьем разделе, происходит рациональная работа комбайна УКД300 – с максимальной теоретической производительностью и минимальными удельными энергозатратами. По координатах точки А на рис.4.1,а и рис.4.1,б видно, что при исходной схеме расстановки резцов средняя мощность, потребляемая электродвигателем привода резания, составляет 125,7 кВт, а удельные энергозатраты на разрушение и погрузку угля – 0,8615 кВт·ч/т.

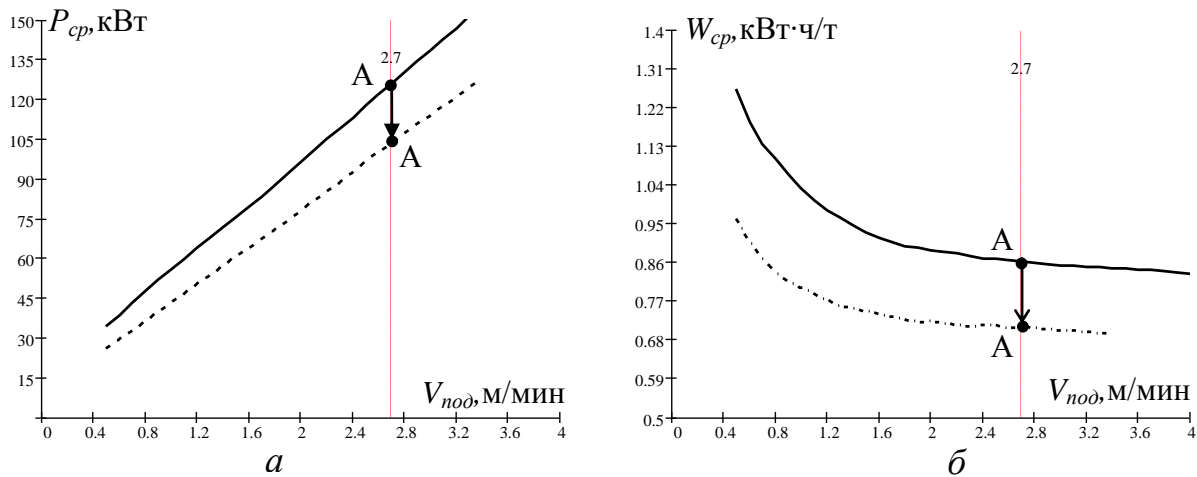


Рис. 4.1. Статические зависимости от скорости подачи комбайна УКД300: а – мощности электродвигателя привода резания; б – удельных энергозатрат комбайна при работе шнека с бермы

Пунктирными линиями на рис.4.1 показаны статические рабочие характеристики комбайна УКД300 при разрушении угля одним резцом в линии резания. При изменении схемы расстановки резцов ограничение на скорость подачи по погрузочной способности шнека остается таким же (2,77 м/мин). Поэтому при переходе к разрушению угля одним резцом в линии резания, т. А на рис.4.1 сместится вниз по вертикальной линии ограничения скорости подачи со сплошной линии на пунктирную (на рис.4.1 показано стрелкой). Для нового положения т. А мощность электродвигателя привода резания равна 103,5 кВт, а удельные энергозатраты – 0,7091 кВт·ч/т. То есть, при переходе к разрушению угля одним резцом в линии резания средняя мощность и удельные энергозатраты уменьшаются на 17,7 % (для комбайна УКД300).

Однако при применении одного резца в линии резания возникает опасность контакта массива угля с лопастью при поломке резца в процессе работы комбайна [57]. А это может привести к значительным перегрузкам элементов привода резания, потери устойчивости корпуса комбайна и опасности возникновения искрения. Поэтому предлагается использовать такое же количество резцов на шнеке, как и в исходной схеме расстановки, но половину из них (вторые резцы в линии резания) использовать в качестве

страхующих резцов [56]. У данных резцов предлагается уменьшить конструктивный вылет, чтобы они не контактировали с массивом угля при нормальном режиме резания, и начали разрушать уголь, если основной резец вышел из строя. Ниже приведено обоснование конструктивного вылета страхующих резцов.

Для предотвращения контакта вторых резцов в линии резания с массивом угля, необходимо, чтобы их конструктивный вылет был меньше на величину, равную расстоянию, которое проходит шнек в направлении перемещения комбайна за половину периода оборота шнека. Необходимо учитывать также колебательные движения шнека в пространстве, амплитуда которых по экспериментальным данным [50] незначительна (принята не более 2 см)

$$L_{\text{страх.рез}}(V_n) = L_{\text{рез}} - L_{\text{перем.шнека}}(V_n) - 2 = 10 - \frac{0,5 \cdot T_{\text{пер.шнека}} \cdot V_n \cdot 100}{60} - 2 =$$

$$= 10 - \frac{0,5 \cdot 0,768 \cdot V_n \cdot 100}{60} - 2, \text{ см.}$$

Для скорости подачи 2,77 м/мин (критическая скорость подачи комбайна УКД300 по погрузочной способности шнеков) конструктивный вылет страхующего резца должен быть равен

$$L_{\text{страх.рез}} = 10 - \frac{0,5 \cdot 0,768 \cdot 2,77 \cdot 100}{60} - 2 = 6,2, \text{ см.}$$

Применение резцов с уменьшенным конструктивным вылетом делает более жестким ограничение на скорость подачи по присечке державкой резца массива угля. Согласно данному ограничению, должно выполняться условие

$$L_{\text{страх.рез}}(V_n) - h_{\text{max}}(V_n) \geq 0,$$

где $h_{\text{max}}(V_n)$ – максимальная толщина стружки, снимаемой резцом (в середине серповидного среза), см.

Из графической зависимости на рис.4.2 видно, что добычной комбайн УКД300 со страхующими резцами на шнеке не сможет перемещаться со скоростью выше 4,2 м/мин. Однако это допустимо, поскольку скорость подачи комбайна ограничена погрузочной способностью шнека и имеет критическое значение 2,77 м/мин. Ниже приведено обоснование схемы размещения основных и страхующих резцов.

Один из основных критериев, характеризующих эффективность размещения резцов, – коэффициент вариации конструктивной составляющей момента сопротивления на шнеке. Чем меньше значение коэффициента вариации конструктивной составляющей, тем больше время безотказной работы элементов редуктора привода резания [16].

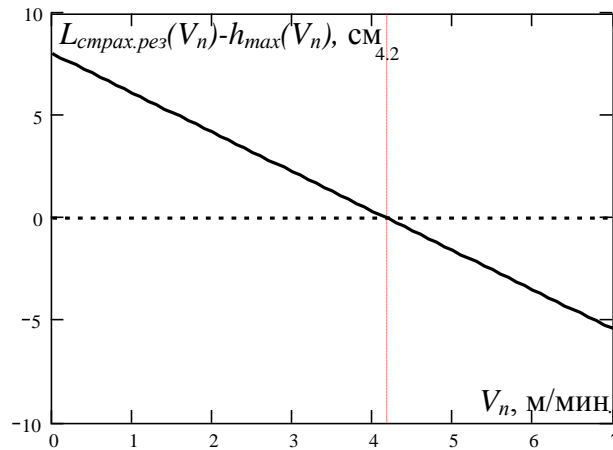


Рис. 4.2. Зависимость разности конструктивного вылета страхующего резца и максимальной толщины стружки от скорости подачи добычного комбайна

С помощью имитационного моделирования рассмотрены следующие схемы размещения основных и страхующих резцов (при этом основной и страхующий резцы должны быть в одной линии резания и повернутыми друг относительно друга на 180 град).

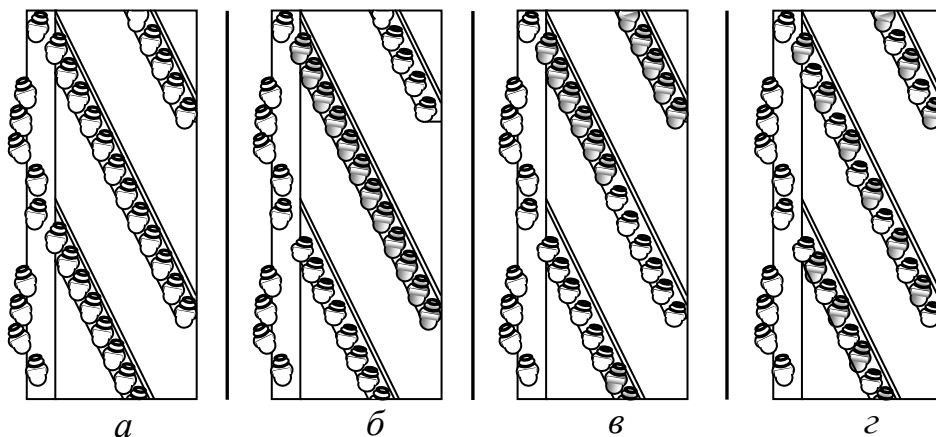


Рис. 4.3. Схемы размещения основных (с заливкой) и страхующих (без заливки) резцов на шнеке

На рис.4.3,а представлена исходная схема размещения резцов на шнеке с двумя резцами в линии резания. Для нее коэффициент вариации конструктивной составляющей момента сопротивления на шнеке равен 0,092. С помощью статистической обработки результатов имитационного моделирования процесса разрушения угля шнеком получены коэффициенты вариации для остальных схем: для схемы б – 0,236; для схемы в – 0,522; для схемы г – 0,117.

Для сравнения, на рис.4.4 показано изменение во времени конструктивной составляющей момента сопротивления на шнеке при применении схемы б и схемы г на рис.4.3.

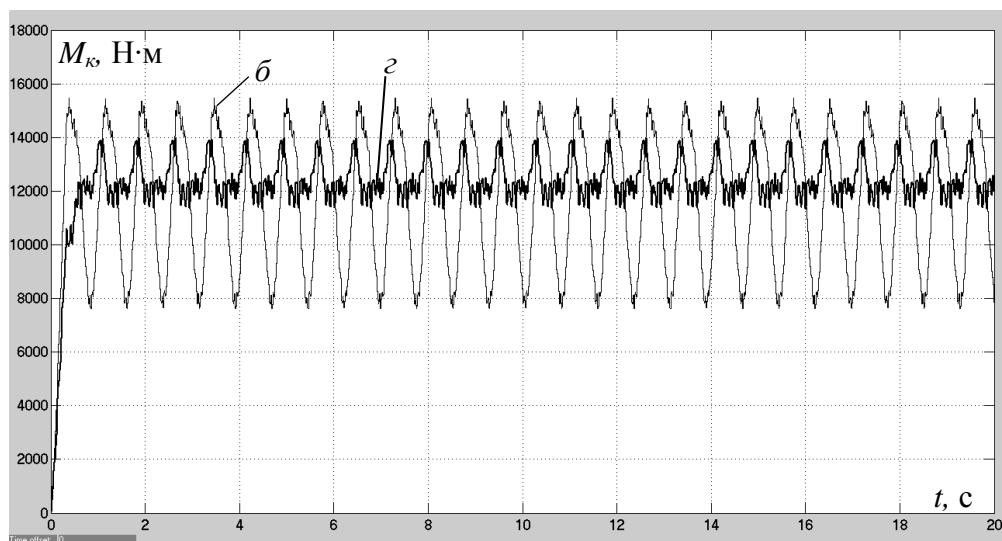


Рис. 4.4. Изменение во времени конструктивной составляющей момента сопротивления на шнеке при применении схемы б расстановки резцов (тонкая линия) и схемы з расстановки резцов (жирная линия) на рис.4.3

Из рис.4.4 видно, что амплитуда колебаний кривой б намного больше амплитуды колебаний кривой з.

Для учета остальных возможных комбинаций размещения основных и страхующих резцов на шнеке введен конструктивный параметр шнека, который определяет уравновешенность схемы расстановки основных и страхующих резцов. Это коэффициент отношения минимального углового расстояния между режущими резцами в соседних линиях резания к максимальному ($k_{\text{уравн}}$). Чем больше данное отношение, тем уравновешенней схема расстановки резцов (и меньше коэффициент вариации конструктивной составляющей момента сопротивления на шнеке). Для исходной схемы размещения резцов коэффициент $k_{\text{уравн}}$ равен 1, поскольку вдоль периметра шнека нет разрыва между режущими резцами (когда первая лопасть теряет контакт с массивом угля, с ним продолжают контактировать резцы второй лопасти). Для других схем он равен: схема б – 0,217; схема в – 0,113; схема з – 0,5. После рассмотрения всех возможных комбинаций размещения основных и страхующих резцов на шнеке получено наибольшее возможное значение коэффициента $k_{\text{уравн}}$ для схем с одним активным резцом в линии резания и с помощью имитационного моделирования построена зависимость коэффициента вариации конструктивной составляющей момента сопротивления на шнеке от коэффициента $k_{\text{уравн}}$.

Как видно из рис.4.5, при увеличении коэффициента $k_{\text{уравн}}$ коэффициент вариации снижается по экспоненциальной зависимости. Следовательно, минимальное значение коэффициента вариации будет соответствовать той схеме размещения основных и страхующих резцов, для которой коэффициент $k_{\text{уравн}}$ будет максимальным. Наибольшее возможное значение коэффициента $k_{\text{уравн}}$ для случая разрушения угля одним резцом в линии резания равно 0,5, и оно соответствует схеме, показанной на рис.4.3,г.

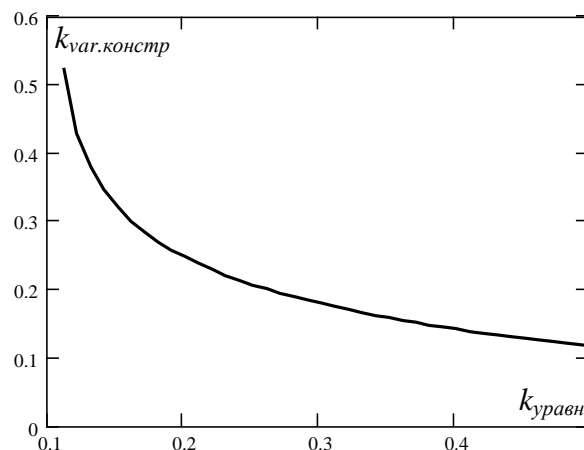


Рис. 4.5. Зависимость коэффициента вариации конструктивной составляющей момента сопротивления на шнеке от отношения минимального углового расстояния между режущими резацами в соседних линиях резания к максимальному

То есть, можно сделать вывод, что среди многих возможных вариантов размещений страхующих и основных резцов на шнеке, схема *з* на рис.4.3 наиболее полно удовлетворяет двум поставленным условиям:

1. Основной и страхующий резцы должны быть в одной линии резания и повернутыми друг относительно друга на 180 град.;
2. Коэффициент вариации конструктивной составляющей момента сопротивления на шнеке должен быть минимальным.

С помощью имитационного моделирования получено изменение во времени мощности электродвигателя привода резания, которое имеет место при работе добычного комбайна УКД300 с исходной схемой расстановки резцов на шнеке (линии 1 и 2 на рис.4.6) и со схемой на рис.4.3,г (линии 3 и 4 на рис.4.6).

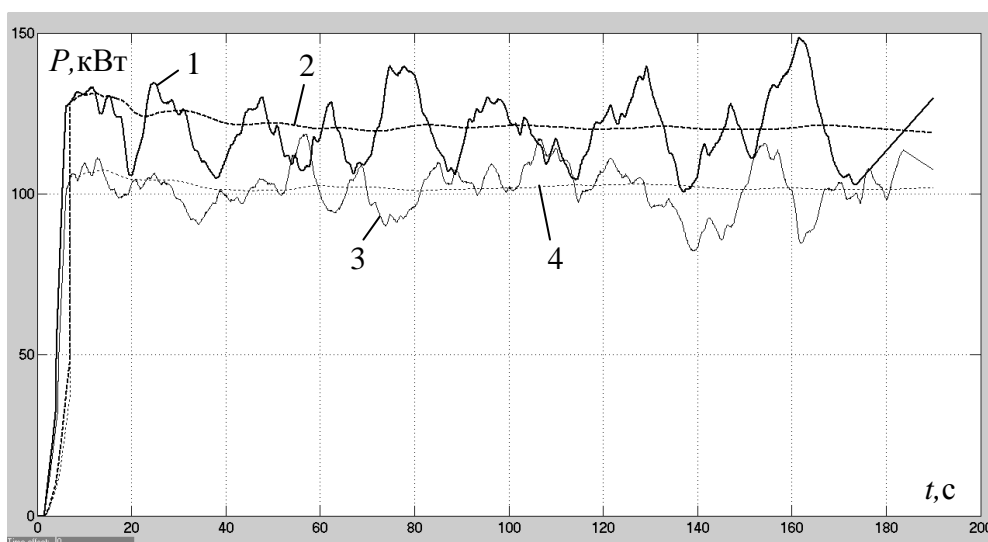


Рис. 4.6. Изменение во времени мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, при работе добычного комбайна УКД300 с постоянной средней скоростью 2,7 м/мин

Линиями 1 и 3 на рис.4.6 показано изменение во времени скользящей средней мощности, усредненной в течение 2,5 с. Линиями 2 и 4 показан результат усреднения скользящей средней мощности в течение всего времени моделирования.

Как видно из рис.4.6, скользящая средняя мощность электродвигателя привода резания при работе комбайна с исходной схемой размещения резцов изменяется в пределах от 100 кВт до 149 кВт. При работе комбайна с предложенной схемой размещения резцов скользящая средняя мощность изменяется в пределах от 82 кВт до 119 кВт. При работе комбайна с исходной схемой размещения резцов средняя мощность равна 124 кВт, а при работе с предложенной схемой – 101 кВт. То есть, при переходе к предложенной схеме размещения резцов на шнеке наблюдается уменьшение средней мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, на 18,6 %.

4.2. Определение критерия поломки резца на основе статистического анализа мощности, потребляемой электродвигателем привода резания

Переход к схеме размещения резцов на шнеке с одним резцом в линии резания предъявляет повышенные требования к предотвращению контакта лопасти с массивом угля и требует разработки специальных мер, которые обеспечат нормальный режим разрушения угля после поломки резца. Поэтому предложен способ диагностики поломки резца автоматической системой при резании угля одним резцом в линии резания на основе статистического анализа мощности электродвигателя привода резания [56].

Способ основывается на анализе отношения значений мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, замеренных на разных угловых интервалах оборота шнека, которое при нормальном режиме разрушения угля постоянно имеет одно значение, а при поломке резца изменяется. Изменение данного отношения возникает из-за изменения соотношения режущих резцов на разных интервалах замера, поскольку основной резец теряет контакт с массивом угля [57], а страхующий (который находится с противоположной стороны шнека) начинает контактировать с ним.

Основная сложность при формулировании условия наступления поломки резца и выборе численного критерия, по которому автоматической системой будет фиксироваться поломка резца, – это сложная динамика мощности, потребляемой электродвигателем привода резания. Из-за особенностей физического процесса разрушения угля шнеком, мощность изменяется случайным образом в широком диапазоне значений и широком спектре частот [25,34]. Численный критерий поломки резца должен удовлетворять требованиям к статистической оценке мощности, которые были сформулированы в третьем разделе монографии.

В качестве численного критерия поломки резца предложено скользящее среднее отношение мгновенных значений мощности электродвигателя привода

резания, замеренных со смещением во времени, равным полупериоду оборота шнека. Временное смещение между замерами выбрано равным полупериоду оборота шнека, потому что угловое расстояние между основным и страхующим резцами в линии резания равно 180 градусам. С помощью скользящего усреднения практически устраняется воздействие на отношение мощностей высокочастотной составляющей мощности. Обоснуем шаг замеров мгновенных значений мощности и время скользящего усреднения. Для этого получим спектральную плотность для высокочастотных колебаний мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, при резании угля по формуле [16,34]

$$S_{P.г}(\omega) = S_{M.г}(\omega) \cdot (A_P(\omega))^2,$$

где $S_{M.г}(\omega)$ – спектральная плотность для высокочастотных колебаний момента сопротивления на шнеке при резании угля (согласно формуле (2.5) автокорреляционной функции для высокочастотных колебаний момента сопротивления на шнеке) [38]

$$S_{M.г}(\omega) = \frac{D_{г.1}}{\pi} \cdot \frac{\alpha_{г.1}}{\omega^2 + \alpha_{г.1}^2} + \frac{D_{г.2}}{2 \cdot \pi} \cdot \left(\frac{\alpha_{г.2}}{\alpha_{г.2}^2 + (\omega + \beta_г)^2} + \frac{\alpha_{г.2}}{\alpha_{г.2}^2 + (\omega - \beta_г)^2} \right).$$

Параметры спектральной плотности для высокочастотных колебаний момента сопротивления на шнеке $S_{M.г}(\omega)$ взяты из подраздела 2.2 монографии для критического значения скорости подачи по заштыбовке.

$A_P(\omega)$ – амплитудно-частотная характеристика для мощности, потребляемой электродвигателем привода резания [16,34]

$$A_P(\omega) = \left(\frac{J_1^2}{T_m^2 \cdot T_e^2} \cdot (\beta^2 \cdot \omega^2 + c^2) \right)^{0,5} \cdot \left(\left(\beta \cdot (J_1 + J_2) + \frac{J_1 \cdot J_2}{T_e} \right) \cdot \omega^3 - \left(\frac{\beta \cdot J_1}{T_e \cdot T_m} + \frac{c \cdot (J_1 + J_2)}{T_e} \right) \cdot \omega \right)^2 + \left(J_1 \cdot J_2 \cdot \omega^4 - \left(\frac{J_1 \cdot J_2}{T_e \cdot T_m} + c \cdot (J_1 + J_2) + \frac{\beta \cdot (J_1 + J_2)}{T_e} \right) \cdot \omega^2 + \frac{J_1 \cdot c}{T_e \cdot T_m} \right)^{0,5},$$

где J_1 – механический момент инерции ротора электродвигателя привода резания, кг·м² (см. табл. 2.5); J_2 – механический момент инерции шнека, приведенный к ротору, кг·м²; β – коэффициент линеаризованного внутреннего сопротивления механической части электропривода резания, Н·м·с (см. подраздел 2.3); c – коэффициент жесткости трансмиссии электропривода резания, приведенный к валу электродвигателя, Н·м; T_m – электромеханическая постоянная времени, с [16]

$$T_m = \frac{\omega_{0.эл} \cdot s_{кр} \cdot (J_1 + J_2)}{2 \cdot p \cdot M_{кр}} = 0,003983, \quad (4.1)$$

где $\omega_{0,эл}$ – частота напряжения в питающей сети (314,159 рад/с); $s_{кр}$ – критическое скольжение электродвигателя (0,0738); p – количество пар полюсов электродвигателя; $M_{кр}$ – максимальный вращающий момент электродвигателя (2139 Н·м) [48].

T_e – электромагнитная постоянная времени, с [16]

$$T_e = \frac{1}{\omega_{0,эл} \cdot s_{кр}} = 0,043. \quad (4.2)$$

Обоснуем граничные верхнюю и нижнюю частоты для высокочастотных колебаний мощности при оценке ее дисперсии с помощью формул

$$\frac{\int_0^{1000} S_{P,в}(\omega) d\omega}{\int_0^{393} S_{P,в}(\omega) d\omega} = 8,38 \cdot 10^{-5}, \quad \frac{\int_0^{20} S_{P,в}(\omega) d\omega}{\int_0^{1000} S_{P,в}(\omega) d\omega} = 0,045.$$

Из формул видно, что практически все высокочастотные колебания мощности учитываются до частоты 393 рад/с (62,55 Гц). И если учитывать колебания мощности только выше нижней граничной частоты 20 рад/с (3,18 Гц), ошибка в определении дисперсии составит около 4,5 %. Рекомендуемые шаг замеров мгновенных значений мощности $T_{шаг}$ и время скользящего усреднения $T_{уср.в-ч}$ [36,38]

$$T_{шаг} = \frac{\pi}{\omega_{верх}} = \frac{\pi}{393} = 0,008, \text{ с}; \quad T_{уср.в-ч} = \frac{50}{\omega_{ниж}} = \frac{50}{20} = 2,5, \text{ с}. \quad (4.3)$$

Отсюда формула для численного критерия поломки резца, с помощью которого система автоматического управления добычным комбайном фиксирует поломку резца

$$k_{пол.и} = \frac{\sum_{x=i-T_{уср}}^i \begin{cases} \frac{P_{x-0,5 \cdot T_{нер}}}{P_x} & \text{если } \left\lfloor \frac{x}{0,5 \cdot T_{нер}} \right\rfloor - (2 \cdot k + 1) \\ \frac{P_x}{P_{x-0,5 \cdot T_{нер}}} & \text{если } \left\lfloor \frac{x}{0,5 \cdot T_{нер}} \right\rfloor - (2 \cdot k) \end{cases}}{T_{уср}},$$

где $T_{уср}$ – количество мгновенных значений мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, которое используется для скользящего усреднения (313); $T_{нер}$ – количество мгновенных значений мощности, замеренных в течение периода оборота шнека (96); k – некоторое целое число;

i – номер текущего мгновенного значения численного критерия $k_{пол.i}$; P_x – мгновенное значение мощности электродвигателя привода резания при усреднении, кВт; $P_{x-0,5 \cdot T_{пер}}$ – мгновенное значение мощности, смещенное во времени относительно значения мощности P_x на полупериод оборота шнека, кВт.

Благодаря тому, что выполняется деление мгновенных значений мощности, которые замерены с незначительной разницей во времени (0,384 с), практически устраняется влияние на численный критерий поломки резца низкочастотных колебаний мощности. Это происходит потому, что низкочастотная составляющая мощности электродвигателя привода резания имеет практически одинаковое значение на временных интервалах, смещенных на 0,384 секунды.

Исследуем закономерности изменения во времени численного критерия поломки резца без возникновения поломки резца при постоянной скорости подачи и в переходных режимах работы добычного комбайна. Примем момент начала замера мощности (точка N на рис.4.7), когда первый резец у отрезного диска входит в контакт с забоем. Таким образом, численный критерий будет вычисляться как отношение мощности, замеренной на полупериоде II оборота шнека (область без заливки на рис.4.7), к мощности, замеренной на полупериоде I.

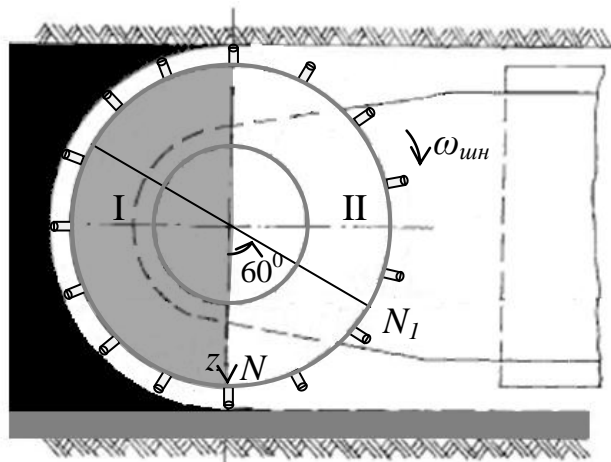


Рис. 4.7. Конструктивная схема шнека (вид со стороны отрезного диска; точка N показывает позицию первого забойного резца со стороны отрезного диска)

Из рис.4.8 заметно, что как при постоянной скорости подачи, так и при переходных режимах работы добычного комбайна наблюдается практически неизменное значение численного критерия. Если быть точнее, то наблюдаются случайные колебания численного критерия в постоянном диапазоне значений. Данные колебания имеют место из-за конечного времени усреднения (не полностью компенсировано влияние высокочастотных колебаний мощности) и из-за модуляции высокочастотных колебаний мощности низкочастотными (не полностью компенсировано влияние низкочастотных колебаний мощности).

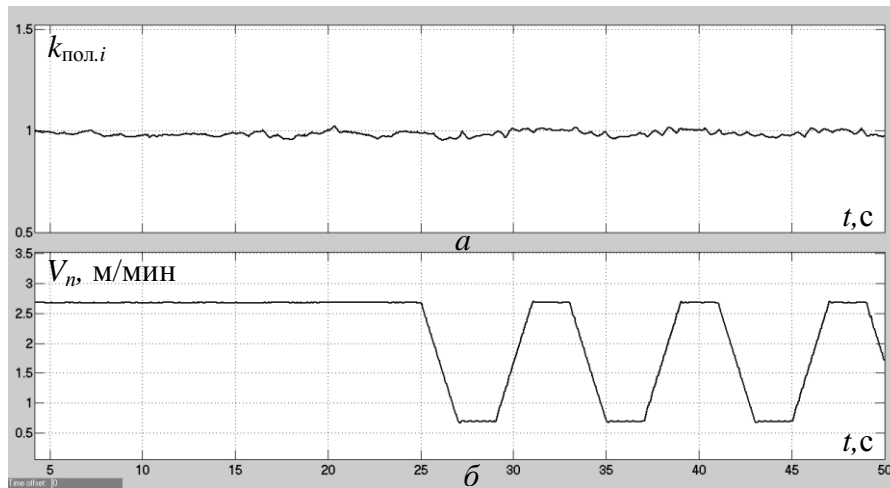


Рис. 4.8. Изменение во времени: *a* – численного критерия поломки резца; *б* – скорости подачи добычного комбайна УКД300

Определим границы диапазона изменения значений численного критерия поломки резца. Для этого произведем замер мгновенных значений численного критерия в течение времени [36,38]

$$T_{\text{зам}} = \frac{50}{\omega_{\text{ниж.н-ч}}}, \text{ с,}$$

где $\omega_{\text{ниж.н-ч}}$ – нижняя граничная частота для низкочастотных колебаний мощности, рад/с. Чтобы определить ее, получим спектральную плотность для низкочастотных колебаний мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, по формуле [16,34]

$$S_{P.H}(\omega) = S_{M.H}(\omega) \cdot (A_P(\omega))^2,$$

где $S_{M.H}(\omega)$ – нормированная спектральная плотность для низкочастотных колебаний момента сопротивления на шнеке с учетом автокорреляционной функции (2.3) для низкочастотных колебаний сопротивляемости угля резанию [36]

$$S_{M.H}(\omega) = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\alpha_{\text{н.под}}}{\omega^2 + \alpha_{\text{н.под}}^2} + \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\alpha_{\text{н.рез}}}{\omega^2 + \alpha_{\text{н.рез}}^2}.$$

Поскольку низкочастотные колебания сопротивляемости угля резанию присутствуют в спектре мощности без искажений [34], параметры спектральной плотности для низкочастотных колебаний момента сопротивления на шнеке $S_{M.H}(\omega)$ приняты равными параметрам автокорреляционной функции (2.3) для низкочастотных колебаний

сопротивляемости угля резанию при критической скорости подачи по заштыбовке.

$A_p(\omega)$ – амплитудно-частотная характеристика для мощности электродвигателя привода резания. Для определения нижней граничной частоты для низкочастотных колебаний мощности вычислим отношение

$$\frac{\int_{0,0001}^{1000} S_{P.n}(\omega) d\omega}{\int_0^{1000} S_{P.n}(\omega) d\omega} = 0,995. \quad (4.4)$$

Из формулы (4.4) видно, что если не учитывать колебания мощности ниже частоты 0,0001 рад/с, ошибка при определении дисперсии низкочастотной составляющей мощности составит около 0,5 %. Поскольку на численный критерий влияет в основном второе слагаемое спектральной плотности $S_{M.n}(\omega)$ с коэффициентом затухания $0,41 \text{ с}^{-1}$, то аналогичным способом найдена ошибка при определении дисперсии только для данной составляющей, которая составила 0 %.

Тогда замер мгновенных значений численного критерия поломки резца производится в течение времени [36,38]

$$T_{\text{зам}} = \frac{50}{\omega_{\text{ниж.н-ч}}} = \frac{50}{0,0001} = 1389, \text{ ч.}$$

Шаг замера мгновенных значений численного критерия принят равным времени спада автокорреляционной функции низкочастотной составляющей момента сопротивления на шнеке, которое равно 3,14 с.

Построена гистограмма распределения замеренных мгновенных значений численного критерия по интервалам, на которые разбит диапазон изменения численного критерия (рис.4.9).

Анализ рис.4.9 показывает, что вид гистограммы с большой вероятностью соответствует нормальному закону распределения случайной величины [38,58]. Среднее значение численного критерия равно 0,98. Также из рис.4.9 видно, что с вероятностью, равной единице для условий вычислительного эксперимента, можно утверждать, что изменение численного критерия всегда будет происходить в диапазоне значений от 0,93 до 1,03.

Исследуем закономерности изменения во времени численного критерия поломки резца при наступлении поломки первого резца со стороны отрезного диска.

Как видно из рис.4.10, численный критерий поломки резца до 40 с изменяется случайным образом в диапазоне значений от 0,93 до 1,03. Сразу после 40-ой с моделирования происходит резкое увеличение численного критерия (линия 2), и он становится больше верхней границы диапазона 1,03.

При работе добычного комбайна с поломанным резцом (после 40 с) диапазон изменения значений численного критерия смещается вверх (от 1,06 до 1,18), а его среднее значение увеличивается до 1,12 (на 14,3 %).

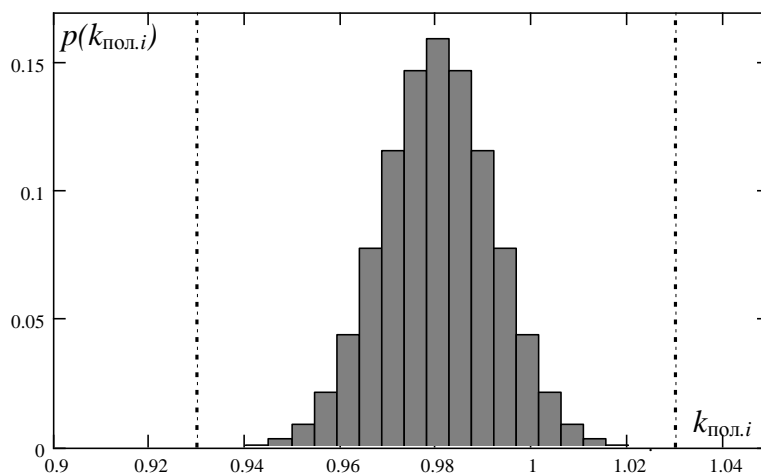


Рис. 4.9. Гистограмма распределения мгновенных значений численного критерия поломки резца по интервалам, на которые разбит диапазон изменения численного критерия

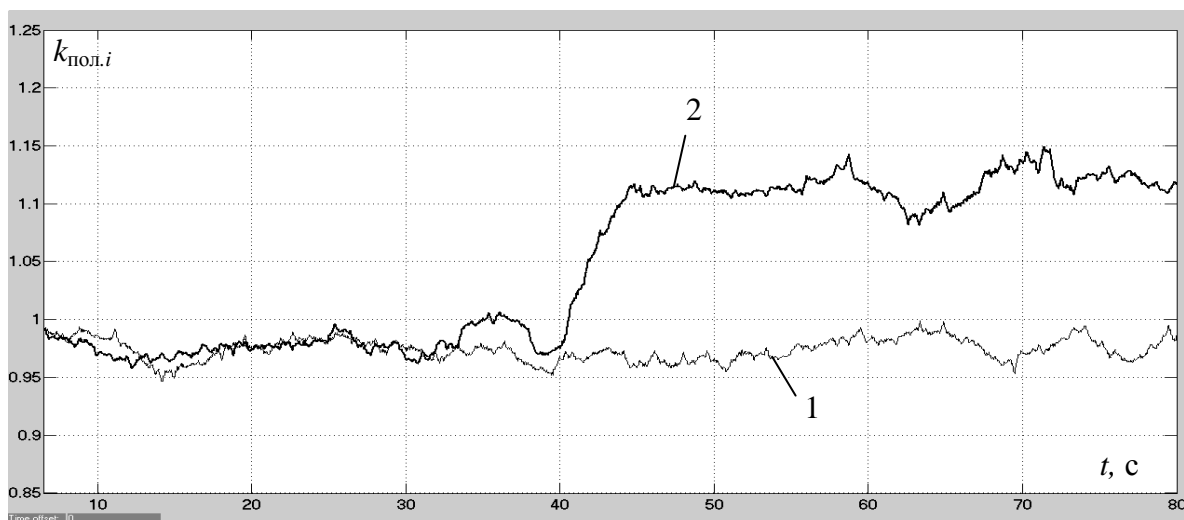


Рис. 4.10. Изменение во времени численного критерия поломки резца при нормальной работе шнека (линия 1) и при поломке на 40-й с первого забойного резца со стороны отрезного диска (линия 2)

Таким образом, условие наступления поломки резца звучит следующим образом: поломка резца имеет место, если скользящее среднее отношение мгновенных значений мощности электродвигателя привода резания, замеренных со смещением во времени, равным полупериоду оборота шнека, станет больше значения $(\bar{k}_{пол} + 0,051 \cdot \bar{k}_{пол})$ или меньше значения $(\bar{k}_{пол} - 0,051 \cdot \bar{k}_{пол})$

$$\left\{ \begin{array}{l} (\bar{k}_{\text{пол}} - 0,051 \cdot \bar{k}_{\text{пол}}) \leq k_{\text{пол},i} \leq (\bar{k}_{\text{пол}} + 0,051 \cdot \bar{k}_{\text{пол}}) - \\ \text{нормальная работа;} \\ k_{\text{пол},i} < \bar{k}_{\text{пол}} - 0,051 \cdot \bar{k}_{\text{пол}} \text{ или } k_{\text{пол},i} > \bar{k}_{\text{пол}} + 0,051 \cdot \bar{k}_{\text{пол}} - , \\ \text{поломка резца} \end{array} \right.$$

где $\bar{k}_{\text{пол}}$ – среднее значение численного критерия, усредненное в течение всей нормальной работы добычного комбайна.

4.3. Анализ зависимости критерия поломки резца от положения исполнительного органа в момент начала замера мощности

Проведем исследование зависимости закономерностей изменения во времени численного критерия поломки резца от положения шнека на момент начала замера мощности. Положение шнека на момент начала замера определяет смещение во времени интервалов замера мощностей по отношению к угловым интервалам вращения шнека и, соответственно, характер размещения временных интервалов замера на графике изменения во времени мощности.

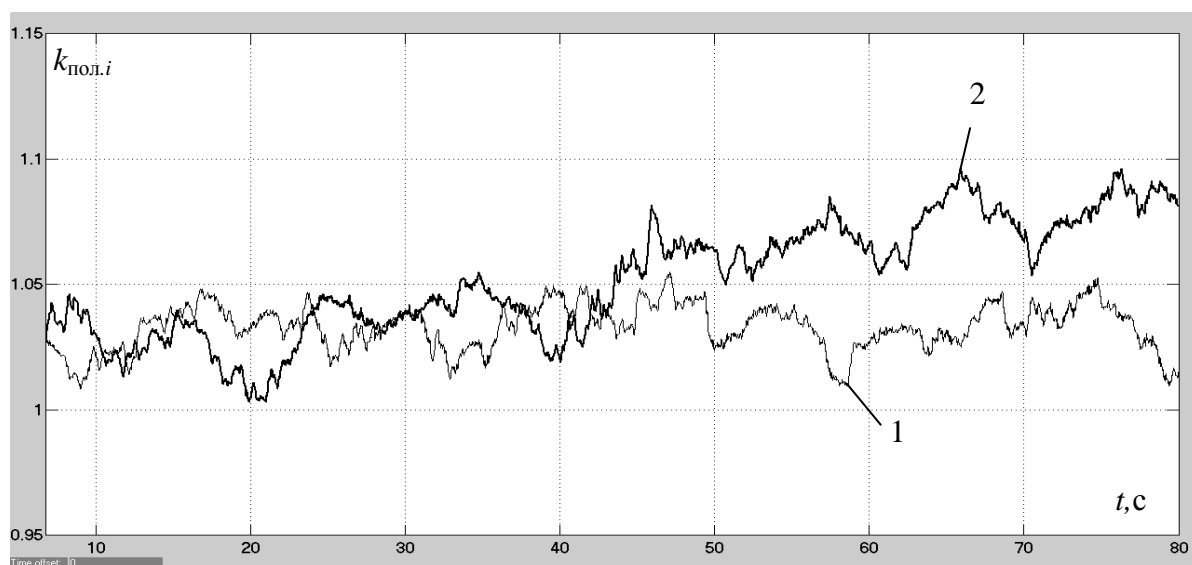


Рис. 4.11. Изменение во времени численного критерия поломки резца при нормальной работе шнека (линия 1) и при поломке на 40-й с первого забойного резца со стороны отрезного диска (линия 2), когда положение резца в момент начала замера мощности соответствует т. N_1 на рис.4.7

В связи с изменением положения шнека на момент начала замера мощности, произошло смещение диапазона изменения значений численного критерия, и его среднее значение составило 1,03. Как видно из рис.4.11, увеличение численного критерия после поломки резца (линия 2) происходит не

так интенсивно, как в первом случае (для т. N на рис.4.7). Среднее значение численного критерия после 40-й с составило 1,072, т. е. оно увеличилось на 4,08%. С помощью имитационного моделирования получена зависимость относительного отклонения среднего значения численного критерия при поломке резца от смещения первого резца относительно оси z неподвижной системы координат в момент начала замера мощности (см. рис.4.7).

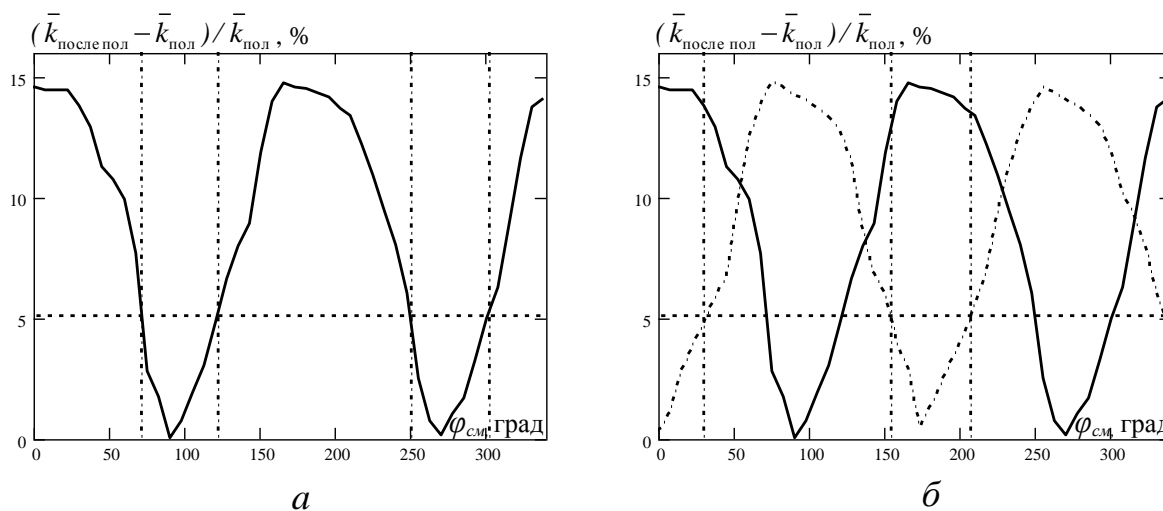


Рис. 4.12. Зависимость относительного отклонения среднего значения численного критерия после поломки первого (сплошная линия) и пятого (штрихпунктирная линия) резцов от смещения первого резца относительно оси z неподвижной системы координат в момент начала замера мощности

Из рис.4.12,а видно, что зависимость относительного отклонения среднего значения численного критерия от смещения первого резца относительно оси z является периодической. Для первого резца у отрезного диска неблагоприятными положениями шнека для начала замера мощности являются положения, когда резец повернут относительно оси z в направлении вращения шнека на 71–122 градуса и 250–302 градуса. При начале замера мощности на этих угловых интервалах оборота шнека, увеличение численного критерия будет настолько слабым, что он не превысит верхнюю границу контролируемого диапазона изменения значений и поломка резца не зафиксируется. Это происходит потому, что со смещением момента начала замера мощности соотношение режущих резцов на двух интервалах замера до и после поломки резца постепенно выравнивается и при смещении резца на 90 градусов его поломка не приводит к изменению соотношения количества режущих резцов на двух интервалах замера.

Из анализа рис.4.12,а следует, что наиболее выгодное положение шнека для начала замера мощности имеет место, когда на середине интервала замера наблюдается разрушение угля активным резцом (который контролируется) с максимальной стружкой. То есть, момент начала замера должен совпадать с моментом входа контролируемого резца в контакт с массивом угля. Именно в

этом случае будет наблюдаться максимальное относительное отклонение численного критерия поломки резца (для первого резца этому моменту соответствует угловой интервал смещения $-30 — 22,5$ градусов). Поскольку резцы распределены вдоль периметра шнека и входят в контакт с массивом угля поочередно, то для каждого резца оптимальный момент начала замера мощности будет разным.

Это подтверждает зависимость относительного отклонения среднего значения численного критерия от смещения первого резца относительно оси z при поломке пятого резца (он смещен относительно первого резца на 87 градусов), которая представлена на рис.4.12,б штрихпунктирной линией. По ней видно, что неблагоприятные положения шнека для начала замера мощности теперь будут другие – когда первый резец смещен относительно оси z на $-22 — 30$ и $207 — 338$ градусов, то есть произошло смещение относительно первоначальных угловых интервалов приблизительно на 90 градусов. И вообще – характеристика, которая представлена штрихпунктирной линией, практически совпадает с характеристикой, которая представлена сплошной линией, но смещена по оси абсцисс относительно ее приблизительно на 90 градусов, как и пятый резец относительно первого.

Поскольку нет информации о положении, которое занимает шнек при начале замера мощности электродвигателя привода резания, и из-за необходимости контроля всех активных резцов, одного значения численного критерия недостаточно для обнаружения системой автоматического управления добычным комбайном поломки резца. Контролироваться должно семейство значений численного критерия, для каждого из которых момент начала замера мощности должен быть смещен во времени на $0,008$ секунд относительно предыдущего. Поскольку после оборота на 360^0 шнек занимает исходную позицию, то для учета всех возможных его положений в момент начала замера мощности относительно неподвижной системы координат достаточно контролировать следующее количество значений численного критерия:

$$\frac{T_{шн}}{0,008} = \frac{0,768}{0,008} = 96,$$

где $T_{шн}$ – период оборота шнека, с.

Формула для интегрального численного критерия поломки резца будет выглядеть следующим образом:

$$k1_{пол.и} = \left(\sum_{x=i-T_{усп}}^i \left\{ \begin{array}{l} \frac{P_{x-0,5T_{неп}}}{P_x}, \text{ если } \left\lfloor \frac{x}{0,5 \cdot T_{неп}} \right\rfloor - (2 \cdot k + 1); \\ \frac{P_x}{P_{x-0,5T_{неп}}}, \text{ если } \left\lfloor \frac{x}{0,5 \cdot T_{неп}} \right\rfloor - (2 \cdot k) \end{array} \right\} \right) \cdot (T_{усп})^{-1};$$

$$\left\{ \begin{array}{l}
 k2_{\text{пол.}i} = \left(\sum_{x=i-T_{\text{уср}}-1}^{i-1} \left\{ \begin{array}{l}
 \frac{P_{x-0,5T_{\text{неp}}}}{P_x}, \text{ если } \left[\frac{x-1}{0,5 \cdot T_{\text{неp}}} \right] - (2 \cdot k + 1); \\
 \frac{P_x}{P_{x-0,5T_{\text{неp}}}}, \text{ если } \left[\frac{x-1}{0,5 \cdot T_{\text{неp}}} \right] - (2 \cdot k)
 \end{array} \right\} \right) \cdot (T_{\text{уср}})^{-1}; \\
 \dots \\
 k96_{\text{пол.}i} = \left(\sum_{x=i-T_{\text{уср}}-95}^{i-95} \left\{ \begin{array}{l}
 \frac{P_{x-0,5T_{\text{неp}}}}{P_x}, \text{ если } \left[\frac{x-95}{0,5 \cdot T_{\text{неp}}} \right] - (2 \cdot k + 1); \\
 \frac{P_x}{P_{x-0,5T_{\text{неp}}}}, \text{ если } \left[\frac{x-95}{0,5 \cdot T_{\text{неp}}} \right] - (2 \cdot k)
 \end{array} \right\} \right) \cdot (T_{\text{уср}})^{-1}.
 \end{array} \right.$$

Условие наступления поломки резца:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 k1_{\text{пол.}i} = \begin{cases} 1, & \text{если } (\bar{k}1_{\text{пол}} - 0,051 \cdot \bar{k}1_{\text{пол}}) \leq k1_{\text{пол.}i} \leq (\bar{k}1_{\text{пол}} + 0,051 \cdot \bar{k}1_{\text{пол}}); \\ 0, & \text{если } k1_{\text{пол.}i} < \bar{k}1_{\text{пол}} - 0,051 \cdot \bar{k}1_{\text{пол}} \text{ или } k1_{\text{пол.}i} > \bar{k}1_{\text{пол}} + 0,051 \cdot \bar{k}1_{\text{пол}}, \end{cases} \\
 k2_{\text{пол.}i} = \begin{cases} 1, & \text{если } (\bar{k}2_{\text{пол}} - 0,051 \cdot \bar{k}2_{\text{пол}}) \leq k2_{\text{пол.}i} \leq (\bar{k}2_{\text{пол}} + 0,051 \cdot \bar{k}2_{\text{пол}}); \\ 0, & \text{если } k2_{\text{пол.}i} < \bar{k}2_{\text{пол}} - 0,051 \cdot \bar{k}2_{\text{пол}} \text{ или } k2_{\text{пол.}i} > \bar{k}2_{\text{пол}} + 0,051 \cdot \bar{k}2_{\text{пол}}, \end{cases} \\
 \dots \\
 k96_{\text{пол.}i} = \begin{cases} 1, & \text{если } (\bar{k}96_{\text{пол}} - 0,051 \cdot \bar{k}96_{\text{пол}}) \leq k96_{\text{пол.}i} \leq (\bar{k}96_{\text{пол}} + 0,051 \cdot \bar{k}96_{\text{пол}}); \\ 0, & \text{если } k96_{\text{пол.}i} < \bar{k}96_{\text{пол}} - 0,051 \cdot \bar{k}96_{\text{пол}} \text{ или } k96_{\text{пол.}i} > \bar{k}96_{\text{пол}} + 0,051 \cdot \bar{k}96_{\text{пол}}, \end{cases}
 \end{array} \right.$$

$$k_{\text{пол.}i} = k1_{\text{пол.}i} \cdot k2_{\text{пол.}i} \cdot \dots \cdot k96_{\text{пол.}i},$$

$$\begin{cases} k_{\text{пол.}i} = 1 & - \text{ нормальная работа;} \\ k_{\text{пол.}i} = 0 & - \text{ поломка резца.} \end{cases}$$

4.4. Разработка критерия поломки резца для угольных пластов сложного строения

Исследуем закономерности изменения во времени численного критерия поломки резца при встрече шнека с прослойком песчаника, крепость которого в 2,46 раза больше крепости угля. Прослойк имеет мощность 10 см и начинается на расстоянии 0,4 м от почвы пласта, т. е. находится в зоне максимальной толщины стружки угля.

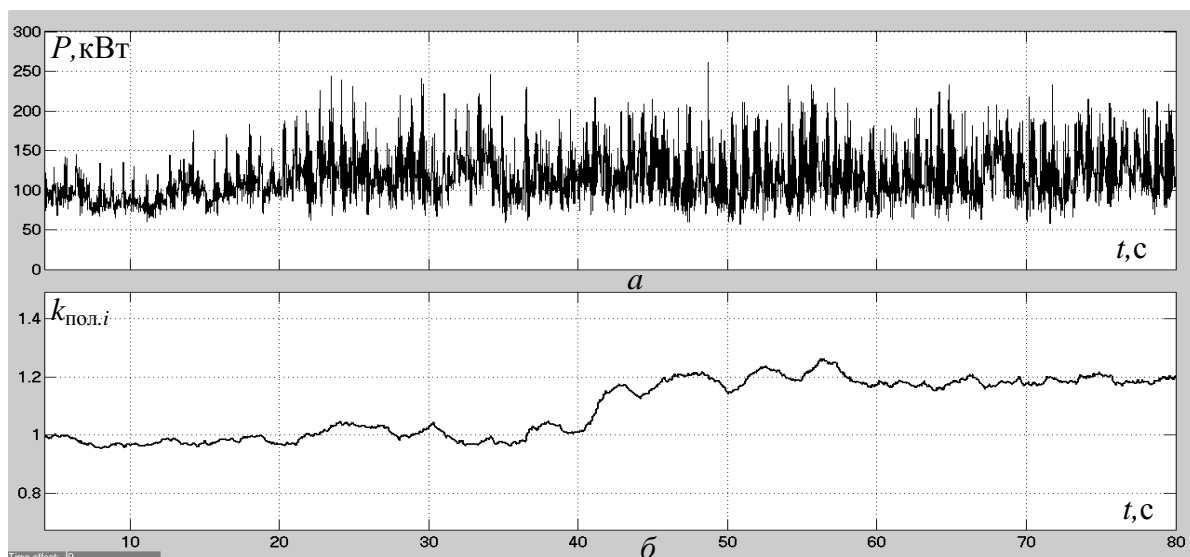


Рис. 4.13. Изменение во времени: *а* – мгновенной мощности электродвигателя привода резания; *б* – численного критерия поломки резца при встрече шнека с прослойком песчаника

До 20 с моделирования (разрушение угольного массива без прослойка) мощность на рис.4.13,а изменяется случайным образом в пределах от 52 до 159 кВт со средним значением 99 кВт. После начала контакта шнека с прослойком песчаника (20 с) увеличились как диапазон изменения мощности (от 52 до 220 кВт), так и ее среднее значение (124 кВт). После поломки резца (40 с) закономерности изменения во времени мощности существенно не изменились.

Численный критерий поломки резца (рис.4.13,б) до 20 с изменяется случайным образом в диапазоне значений от 0,93 до 1,03 со средним значением 0,98. После начала разрушения шнеком прослойка песчаника (20 с) происходит увеличение среднего значения численного критерия на 2% (до 1,0). Также происходит увеличение верхней границы диапазона изменения численного критерия (до 1,07). При этом ширина диапазона изменения значений критерия меняется несущественно: $\pm 7,0\%$ от среднего значения. После поломки резца (40 с) происходит значительное увеличение значения численного критерия (до 1,2), и он превышает верхнюю границу диапазона изменения значений 1,07.

Отсюда можно сделать вывод, что наличие прослойка крепкой породы в пласте угля не влияет существенно на закономерности изменения численного критерия во времени, а вероятность обнаружения поломки резца на основе данного критерия остается такой же, как и на угольных пластах простого строения.

Исследуем закономерности изменения во времени численного критерия поломки резца при встрече шнека с двумя карбонатными включениями, которые наиболее часто встречаются в Донецком бассейне [41]. Примем самый неблагоприятный случай с позиции максимального отклонения численного критерия при встрече резца с включением:

- сцепление между включением и массивом больше, чем сцепление частиц угля (имеет место на вязких углях средней и большой сопротивляемости резанию) [25];

- каждый раз резец производит центральное перерезание включения;

- при разрушении карбонатных включений затраты электроэнергии (и потребляемая мощность) больше, чем при разрушении карбонатно-пиритных и пиритных включений, поскольку, несмотря на то, что крепость последних в 1,5–1,7 раза больше, карбонатные включения имеют намного больший размер. Поэтому резец входит в контакт с карбонатным включением на следующих оборотах шнека несколько раз, тогда как пиритные включения, которые имеют небольшую длину, разрушаются резцом за один раз [41];

- включение расположено в середине серповидного среза стружки;

- удельное содержание включений максимальное для Донбасса (2,6 %) [25,41];

- резец встречается с включением, имеющим максимальные для Донбасса размеры – мощность 6 см, длина 25 см [25,41];

- с включениями одновременно встречаются первый и третий резцы, и повышение мощности из-за резания включений приходится только на первый полупериод оборота шнека.

Среднепиковая сила резания включения рассчитывается согласно методике, описанной в [25]

$$\bar{Z}_{\text{пик}} = \bar{Z}_{\text{эм}} \cdot k_b \cdot k_y \cdot k_\phi \cdot k_c, \text{ Н},$$

где $\bar{Z}_{\text{эм}}$ – значение среднепиковой силы резания при разрушении включения эталонным резцом (ширина режущей кромки 1 см, угол резания 90° , форма режущей кромки овальная), Н. По результатам обработки статистических данных о процессе разрушения эталонным резцом карбонатного включения, в работе [25] определена зависимость между среднепиковой силой резания, толщиной h и шириной t стружки

$$\bar{Z}_{\text{эм}} = \frac{5200 \cdot (1 + 2 \cdot h) \cdot t}{t + 2,5}, \text{ Н}.$$

Влияние ширины резца на среднепиковую силу резания учитывается коэффициентом [25]

$$k_b = 0,5 + 0,25 \cdot b_p,$$

где b_p – расчетная ширина режущей части резца (см. подраздел 2.2).

Влияние угла резания на среднепиковую силу резания учитывается коэффициентом [25]

$$k_y = \frac{0,7 \cdot \gamma_p}{150 - \gamma_p} + 0,65,$$

где γ_p – кинематический угол резания (см. подраздел 2.2).

Влияние клиновидной формы передней поверхности резца на величину среднепиковой силы резания учитывается коэффициентом [25]

$$k_\phi = \frac{0,58 \cdot (\alpha_k - 100)}{\alpha_k - 65} + 0,6,$$

где α_k – угол клина передней поверхности резца (для резца РКС2 равен 155°).

Влияние вида резания учитывается коэффициентом k_c , который для последовательного резания, применяемого на шнеках комбайна УКД300, равен единице.

Таким образом, в имитационную модель “очистной забой – шнек малого диаметра – привод резания добычного комбайна” добавляется две модели имитации силы резания на первом и третьем резцах при перерезании карбонатных включений, выходной величиной которых является сила резания, а входными – текущие значения толщины и ширины стружки, кинематического угла резания, расчетной ширины режущей части резца. В процессе моделирования в течение контакта i -го резца с включением сила резания резцом угля заменяется на среднепиковую силу резания включения. Имитация среднепикового значения силы резания, а не максимального пикового, осуществляется потому, что именно среднепиковые нагрузки проходят в трансмиссию редуктора привода резания и динамику мощности электродвигателя с коэффициентом усиления, равным единице, а кратковременные нагрузки (0,006–0,008 с) на 60-80 % демпфируются механической системой “исполнительный орган – ротор двигателя” [25,43].

В работе [43] определена зависимость вероятности встречи одного или нескольких резцов с включением от удельного содержания включений. Для рассматриваемого случая вероятность встречи с включением исполнительного органа

$$P_{u.o.} = \frac{1,07 \cdot S_{y\delta} \cdot n_{p.p.}}{100},$$

где $S_{y\delta}$ – удельное содержание включений в пласте, %; $n_{p.p.}$ – число резцов, находящихся одновременно в контакте с массивом. Для рассматриваемого случая, где $S_{y\delta} = 2,6$ % и $n_{p.p.} = 15$ (в кутковой группе резцов три линии резания), $P_{u.o.} = 0,417$. Вероятность контакта с включениями одновременно двух резцов [43]

$$P_{2.p} = \frac{(P_{u.o.})^2}{2!} \cdot e^{-P_{u.o.}} = 0,004775.$$

Таким образом, для удельного содержания включений 2,6 % имитируются встречи резцов с включениями с вероятностью 0,004775 (время обновления выходных величин равно 0,26 с). Т. е. на каждые 100 метров приходится 40 встреч шнека одновременно с двумя включениями [42,58]. Рассчитаем продолжительность контакта резца с включением мощностью 0,06 м

$$t_{\text{конт}} = \frac{0,06 \cdot T_{\text{об}}}{2 \cdot \pi \cdot 0,5 \cdot D} = \frac{0,06 \cdot 0,768}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,45} = 0,016, \text{ с},$$

где $T_{\text{об}}$ – период оборота шнека, с; D – диаметр исполнительного органа по резцам, м. Рассчитаем расстояние, которое пройдет резец при поступательном движении за оборот шнека

$$T_{\text{конт}} = \frac{V_n \cdot T_{\text{об}}}{60} = \frac{2,77 \cdot 0,768}{60} = 0,036, \text{ м},$$

где V_n – текущая скорость подачи комбайна (принята работа комбайна на грани заштыбовки), м/мин. Следовательно, учитывая, что в линии резания находится один активный резец и длина включения 25 см, число контактов резца с включением (с периодом, равным времени оборота шнека)

$$K = \frac{0,25}{0,036} = 6,94.$$

Таким образом, при имитировании встречи резцов с включениями сила резания угля на соответствующем резце заменяется на среднениковую силу резания включения в течение 0,016 секунд 7 раз с периодом, равным времени оборота исполнительного органа.

С учетом скорости перемещения добычного комбайна 2,77 м/мин и длины включений 25 см, максимальное время контакта резцов с включениями равно

$$T_{\text{конт}} = \frac{25 \cdot 60}{277} = 5,42, \text{ с}.$$

При моделировании встреча резцов с включениями происходит с 23 по 29 секунду. Как видно из рис.4.14,а, при этом происходят значительные и кратковременные скачки мощности, которые следуют с периодом, равным периоду вращения шнека. При резании включения значение мощности

достигает 320 кВт, тогда как при резании угля максимальное значение мощности не превышает 200 кВт.

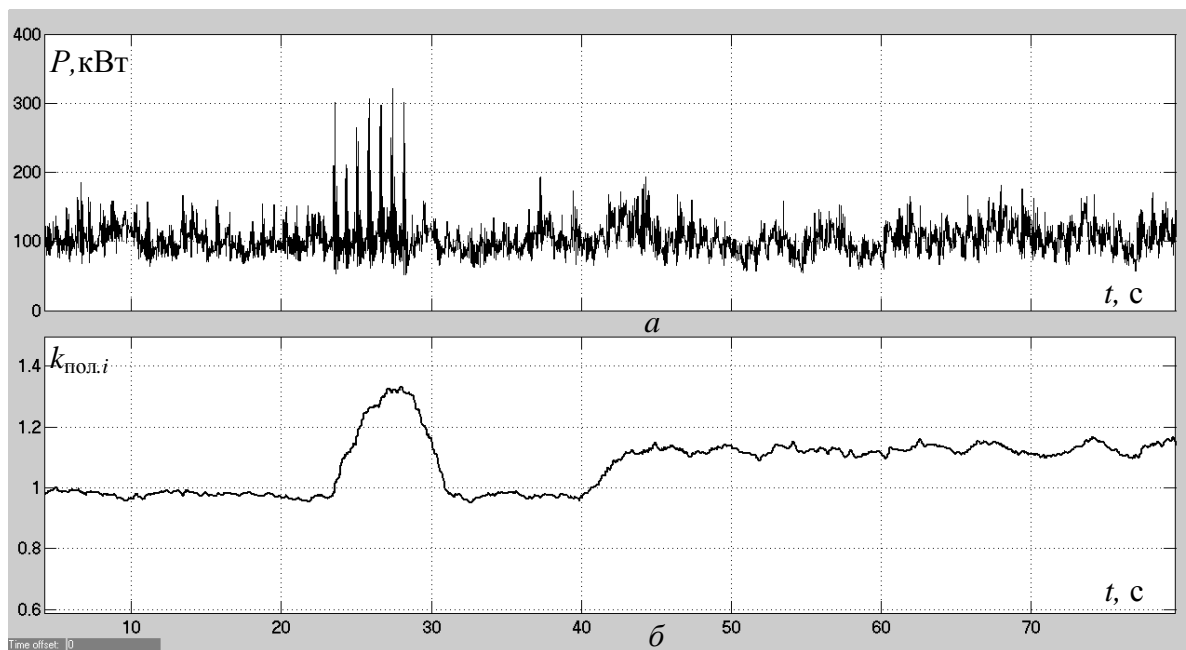


Рис. 4.14. Изменение во времени: *а* – мгновенной мощности электродвигателя привода резания; *б* – численного критерия поломки резца при встрече шнека с двумя карбонатными включениями

Как видно из рис.4.14,б, при резании угля значения численного критерия не выходят за границы $0,93 \div 1,03$. При встрече шнека с включениями (23 с) наблюдается резкое увеличение численного критерия и его максимальное значение на 27 секунде достигает 1,33. При прохождении шнеком области расположения включений с 29 секунды наблюдается спад численного критерия и к 31 секунде его значение возвращается в исходный диапазон изменения. Следует отметить инерционность изменения численного критерия относительно процесса резания включений (и скачков мощности), которая объясняется инерционным характером скользящего усреднения. После 40 секунды, когда происходит поломка резца, численный критерий опять начинает увеличиваться и выходит из диапазона изменения значений $0,93 \div 1,03$. Однако, в отличие от случая контакта резцов с включениями, он не возвращается в исходный диапазон изменения, а начинает изменяться в диапазоне, который смещен вверх относительно исходного ($1,06 \div 1,18$).

Отсюда можно сделать вывод, что при встрече шнека с двумя включениями происходит ложное выполнение условия поломки резца, то есть численный критерий пересекает верхнюю границу диапазона изменения 1,03. Поэтому необходимо добавить дополнительное условие наступления поломки резца: поломка резца имеет место в том случае, когда численный критерий выходит из контролируемого диапазона изменения значений

$$(\bar{k}_{\text{пол}} - 0,051 \cdot \bar{k}_{\text{пол}}) \leq k_{\text{пол},i} \leq (\bar{k}_{\text{пол}} + 0,051 \cdot \bar{k}_{\text{пол}}),$$

и не возвращается в него в течение времени $T_{\text{вкл}}$, которое нужно комбайну для прохождения области расположения включений в пласте. Как показал обзор источников, описывающих горно-геологические свойства пластов Донецкого бассейна [25,34,41,43,45], длина этой области в направлении перемещения комбайна не превышает 0,5 метров

$$\left\{ \begin{array}{l} (\bar{k}_{\text{пол}} - 0,051 \cdot \bar{k}_{\text{пол}}) \leq k_{\text{пол},i} \leq (\bar{k}_{\text{пол}} + 0,051 \cdot \bar{k}_{\text{пол}}) - \\ \text{нормальная работа;} \\ (k_{\text{пол},i} < \bar{k}_{\text{пол}} - 0,051 \cdot \bar{k}_{\text{пол}} \text{ или } k_{\text{пол},i} > \bar{k}_{\text{пол}} + 0,051 \cdot \bar{k}_{\text{пол}}) \text{ и } T_{\text{вкл}} > 0,5 \cdot 60 \cdot V_n^{-1} - \\ \text{поломка резца.} \end{array} \right.$$

Исследуем влияние на закономерности изменения во времени численного критерия поломки резца процесса заштыбовки шнека.

Как мы можем видеть из рис.4.15,а, при наступлении заштыбовки шнека (40-я с) закономерности изменения во времени мощности постепенно изменяются – колебания на высоких частотах становятся менее интенсивными, и в колебаниях мощности наблюдается преобладание частоты, соответствующей полупериоду оборота шнека. С 45 по 55 с наблюдается существенное увеличение ширины диапазона изменения значений мощности, его границ, а также среднего значения мощности.

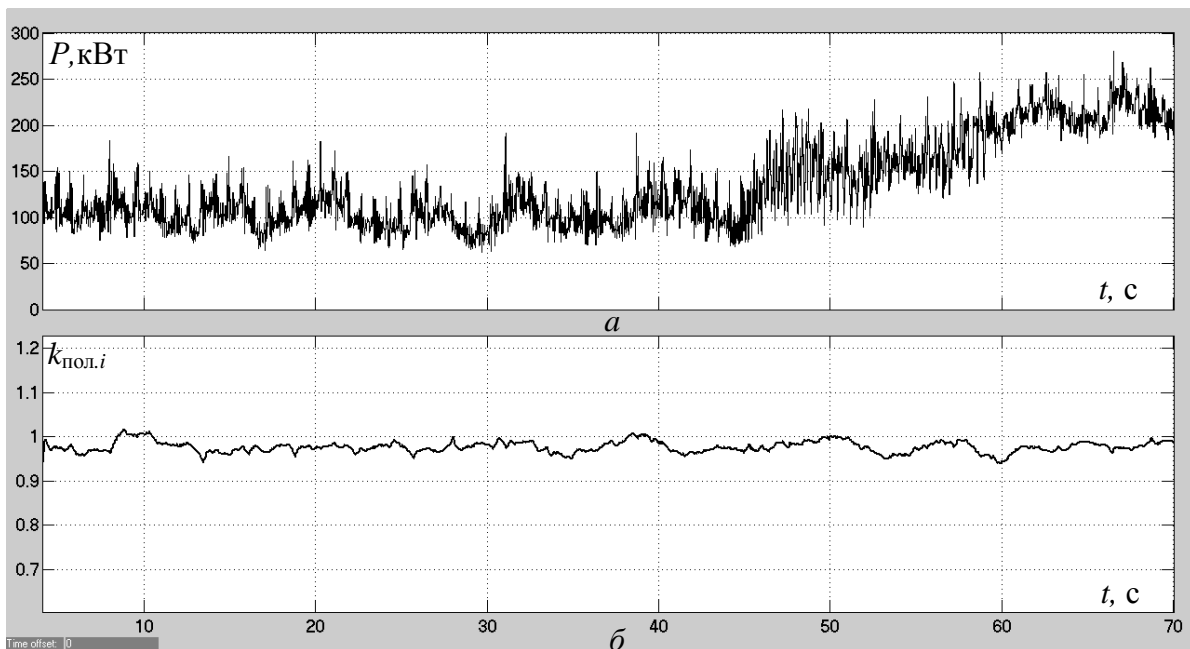


Рис. 4.15. Изменение во времени: а – мгновенной мощности электродвигателя привода резания; б – численного критерия поломки резца при заштыбовке шнека

Как видно из рис.4.15,б, закономерности изменения во времени численного критерия поломки резца существенных изменений при начале заштыбовки шнека не претерпели. Численный критерий после заштыбовки шнека продолжает изменяться в диапазоне

$$(\bar{k}_{\text{пол}} - 0,051 \cdot \bar{k}_{\text{пол}}) \leq k_{\text{пол},i} \leq (\bar{k}_{\text{пол}} + 0,051 \cdot \bar{k}_{\text{пол}}).$$

Это объясняется тем, что транспортирование и погрузка угля с повышенным давлением массы угля на поверхности шнека протекают практически одинаково на первом и втором полупериодах оборота шнека, поскольку на шнеке расположены две лопасти с угловым смещением 180 градусов. В связи с этим, составляющая мощности, связанная с погрузкой угля, входит практически с одинаковым весом, как в числитель формулы численного критерия, так и в знаменатель, не оказывая влияния на сам численный критерий.

В заключительной части четвертого раздела подведем итоги исследования энергоэффективного режима разрушения угля резцами шнека добычного комбайна:

- применение одного резца в линии резания на шнеке позволяет снизить среднюю мощность, потребляемую электродвигателем привода резания, при работе добычного комбайна с максимальной погрузочной способностью шнека на 18,6 % (для комбайна УКД300 с 124 кВт до 101 кВт). Для обеспечения разрушения угля одним резцом в линии резания с подстраховкой вторым резцом в этой же линии резания необходимо сократить конструктивный вылет страхующего резца на 40–50%;

- коэффициент вариации конструктивной составляющей момента сопротивления на шнеке уменьшается по экспоненциальному закону при увеличении отношения минимального углового расстояния между режущими резцами в соседних линиях резания к максимальному;

- из всех вариантов расположения основных и страхующих резцов на шнеке минимальное значение коэффициента вариации конструктивной составляющей момента сопротивления на шнеке наблюдается при схеме размещения, когда основные и страхующие резцы располагаются на обеих лопастях по всей длине, чередуясь через один;

- скользящее среднее отношение ($k_{\text{пол},i}$) мгновенных значений мощности электродвигателя привода резания, замеренных со смещением во времени, равным полупериоду оборота шнека, изменяется в диапазоне

$$(\bar{k}_{\text{пол}} - 0,051 \cdot \bar{k}_{\text{пол}}) \leq k_{\text{пол},i} \leq (\bar{k}_{\text{пол}} + 0,051 \cdot \bar{k}_{\text{пол}}),$$

при отсутствии поломки резца и выходит из данного диапазона при поломке резца ($\bar{k}_{\text{пол}}$ – среднее значение численного критерия, усредненное в течение всей нормальной работы добычного комбайна). При этом его среднее значение изменяется относительно исходного приблизительно на 14,3 %;

- зависимость относительного отклонения среднего значения численного критерия после поломки резца от положения шнека на момент начала замера мощности является периодической. Наиболее выгодное положение шнека для начала замера мощности имеет место, когда на середине интервала замера наблюдается разрушение угля активным резцом (который контролируется) с максимальной стружкой. То есть, момент начала замера мощности должен совпадать с моментом входа контролируемого резца в контакт с массивом угля. Именно в этом случае будет наблюдаться максимальное относительное отклонение численного критерия поломки резца от среднего значения. Поскольку нет информации о положении, которое занимает шнек при начале замера мощности, контролироваться должно семейство значений численного критерия, для каждого из которых момент начала замера мощности должен быть смещен во времени на 0,008 секунд относительно предыдущего;

- при встрече шнека одновременно с несколькими включениями происходит ложное выполнение условия поломки резца, то есть численный критерий пересекает верхнюю границу контролируемого диапазона изменения значений. Поэтому необходимо добавить дополнительное условие наступления поломки резца: поломка резца имеет место в том случае, когда значение численного критерия выходит из контролируемого диапазона его изменения

$$(\bar{k}_{\text{пол}} - 0,051 \cdot \bar{k}_{\text{пол}}) \leq k_{\text{пол},i} \leq (\bar{k}_{\text{пол}} + 0,051 \cdot \bar{k}_{\text{пол}}),$$

и не возвращается в него в течение времени, которое нужно добычному комбайну для прохождения области расположения включений в пласте;

- наличие прослойка крепкой породы в пласте угля и процесс заштыбовки шнека существенно не влияют на закономерности изменения во времени численного критерия, и условие поломки резца на основе данного критерия остается таким же, как и для угольных пластов простого строения и при отсутствии заштыбовки шнека.

5. АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА УПРАВЛЕНИЯ ДОБЫЧНЫМ КОМБАЙНОМ СО СТАБИЛИЗАЦИЕЙ ПОГРУЗОЧНОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ШНЕКОВ

5.1. Определение критерия заштыбовки шнека на основе статистического анализа мощности, потребляемой электродвигателем привода резания

Исследования, проведенные в подразделе 3.1, показали, что работа добычного комбайна с максимальной производительностью и минимальными удельными энергозатратами на тонких пластах возможна только при одном значении скорости подачи, когда реализуется баланс между объемом угля, поступившим в рабочий объем шнека, и объемом угля, выгруженным шнеком на конвейер. Для обеспечения данного режима работы комбайна при автоматическом управлении необходимо разработать способ фиксирования заштыбовки шнека [59-61].

Способ фиксирования заштыбовки шнека системой автоматического управления добычным комбайном основан на анализе отношения значений мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, замеренных на разных интервалах оборота шнека, которое при нормальном режиме погрузки угля постоянно имеет одно значение, а при заштыбовке шнека изменяется. Изменение данного отношения возникает из-за появления на определенных интервалах оборота шнека погрузки и транспортирования угля с повышенным давлением массы угля на лопасти, что вызывает увеличение мощности, замеренной на этих интервалах, в то время, как на остальных интервалах периода оборота шнека мощность существенно не меняется.

Проведем исследование закономерностей изменения во времени мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, без учета процесса резания угля резцами при различных режимах погрузки угля шнеком с одной лопастью [62]. Для этого момент сопротивления на шнеке при имитационном моделировании формируется только с помощью модели транспортирования и погрузки угля шнеком малого диаметра, описанной в подразделе 2.1. После 10 с моделирования скорость подачи комбайна увеличивается с 1,35 (критическое значение по заштыбовке для шнека с одной лопастью) до 1,39 м/мин, и далее поддерживается постоянной. Таким образом, будет наблюдаться заштыбовка шнека с незначительным и постоянным приростом объема циркулирующего угля за оборот исполнительного органа ($0,28 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ или 1,1 % рабочего объема шнека).

На рис.5.1 показан характер появления во времени повышенного значения мощности погрузки, которое имеет место в случае повышенного давления угля (до 300 кПа) на поверхность лопасти при его заклинивании между лопастью и корпусом редуктора. С серой заливкой показаны временные интервалы, соответствующие первому полупериоду оборота шнека (область I на рис.5.2). При этом за начальное положение шнека принят момент, когда конечный участок лопасти выходит из зоны скопившегося угля возле разгрузочного торца (линия *N* на рис.5.2; $\gamma = 50^\circ$).

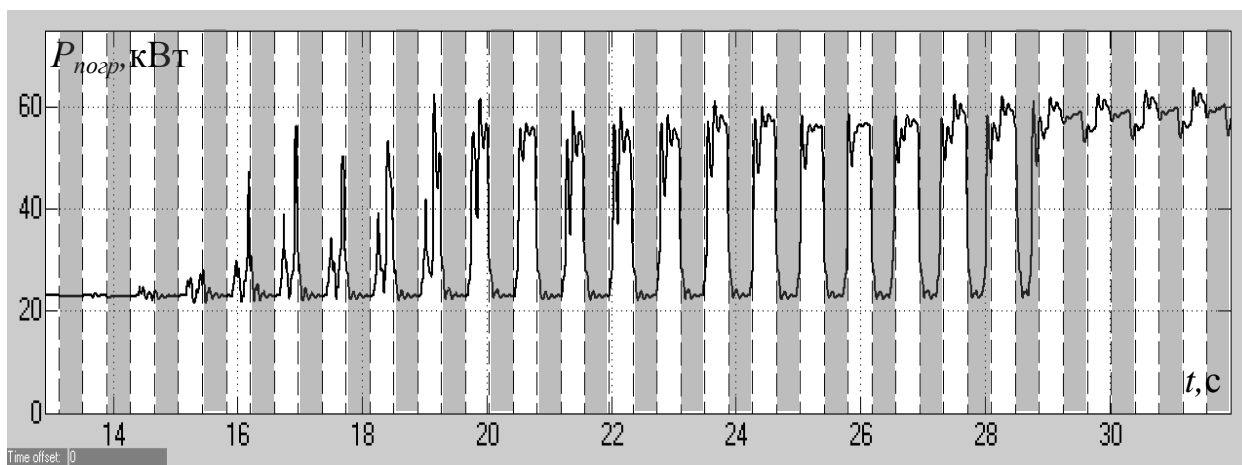


Рис. 5.1. Изменение во времени мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, при выполнении шнеком с одной лопастью только погрузки и транспортирования угля

Из рис.5.1 видно, что до 16 с мощность погрузки является практически неизменной и равной 22 кВт. С 16 с до 19 с наблюдаются короткие скачки мощности с 22 кВт до 55 кВт. Далее, с 19 по 29 с, длительность временных интервалов с повышенным значением мощности погрузки увеличивается, становясь больше с увеличением объема циркулирующего угля. После 29 с мощность погрузки в основном находится на уровне 60 кВт. Из рис.5.1 можно сделать важный вывод, что повышенное значение мощности погрузки между 16 и 29 с имеет место в основном на временных интервалах без серой заливки. Это означает, что погрузка и транспортирование угля с повышенным значением мощности погрузки появляются в основном в течение второго полупериода оборота шнека (область II на рис.5.2).

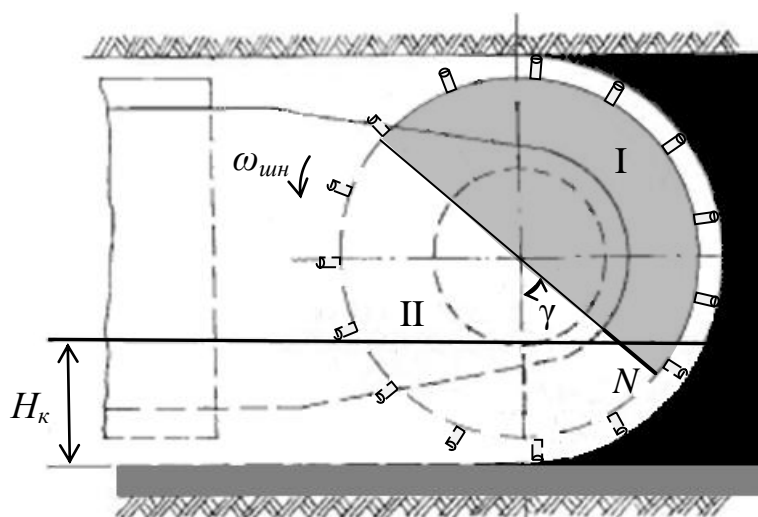


Рис. 5.2. Конструктивная схема шнека (вид со стороны разгрузочного торца); линия *N* показывает положение конечного участка лопасти

В процессе более детального анализа рис.5.1 установлено, что если за начальное положение шнека принять момент выхода конечного участка

лопасти из зоны скопившегося угля возле разгрузочного торца (линия N на рис.5.2), то транспортирование угля с повышенным значением мощности погрузки появляется в конце периода оборота шнека. Оно имеет место, когда лопасть находится на слишком близком расстоянии от корпуса редуктора привода резания в зоне скопившегося угля, из-за чего окно выгрузки угля уже закрыто, и оставшийся в рабочем объеме уголь заклинивается между поверхностями лопасти и корпуса редуктора. Транспортирование угля с повышенным значением мощности погрузки постоянно заканчивается в конце периода оборота шнека, когда лопасть уходит из зоны скопившегося угля возле разгрузочного торца исполнительного органа. Если заштыбовка затягивается, временной интервал, на котором наблюдается транспортирование угля с повышенным значением мощности погрузки, удлиняется в сторону начала периода оборота шнека.

Погрузка угля шнеком с повышенным значением мощности погрузки всегда заканчивается в момент закрытия окна выгрузки. Для комбайна УКД300 с однолопастным шнеком диаметром 0,9 м окно выгрузки закрывается на 0,572 с периода оборота шнека (период оборота шнека равен 0,768 с). Если заштыбовка затягивается, временной интервал, на котором наблюдается погрузка угля шнеком с повышенным значением мощности погрузки, удлиняется в сторону начала периода оборота шнека.

Рассмотрим справедливость сделанных заключений для наиболее распространенной конструкции шнека – с двумя лопастями [60,62]. Для этого после 10 с моделирования скорость подачи комбайна увеличивается с 2,77 (критическое значение по заштыбовке) до 2,86 м/мин, и далее поддерживается постоянной. Таким образом, будет наблюдаться заштыбовка шнека с незначительным и постоянным приростом объема циркулирующего угля за оборот шнека ($0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ или 2,0 % рабочего объема шнека).

На рис.5.3,а показан характер появления во времени повышенного значения мощности погрузки по отношению к полупериодам оборота шнека. С серой заливкой на рис.5.3,а представлены временные интервалы, соответствующие первому полупериоду оборота шнека (область I на рис.5.2). Из-за наличия второй лопасти, размещенной на шнеке с угловым сдвигом 180 градусов относительно первой лопасти, в периоде оборота шнека появляются дополнительные временные интервалы, на которых мощность погрузки имеет повышенное значение. Они сдвинуты во времени относительно интервалов погрузки с повышенным значением мощности, которые относятся к первой лопасти, на полупериод оборота шнека. Таким образом, на первом полупериоде оборота шнека на ранней стадии заштыбовки также имеют место повышенные значения мощности погрузки (см. рис.5.3,а), из-за чего характер протекания процесса заштыбовки шнека на двух полупериодах оборота становится практически одинаковым. Следовательно, отношение средних мощностей, усредненных на разных полупериодах оборота шнека с двумя лопастями, остается неизменным как в нормальном режиме работы шнека, так и при его заштыбовке.

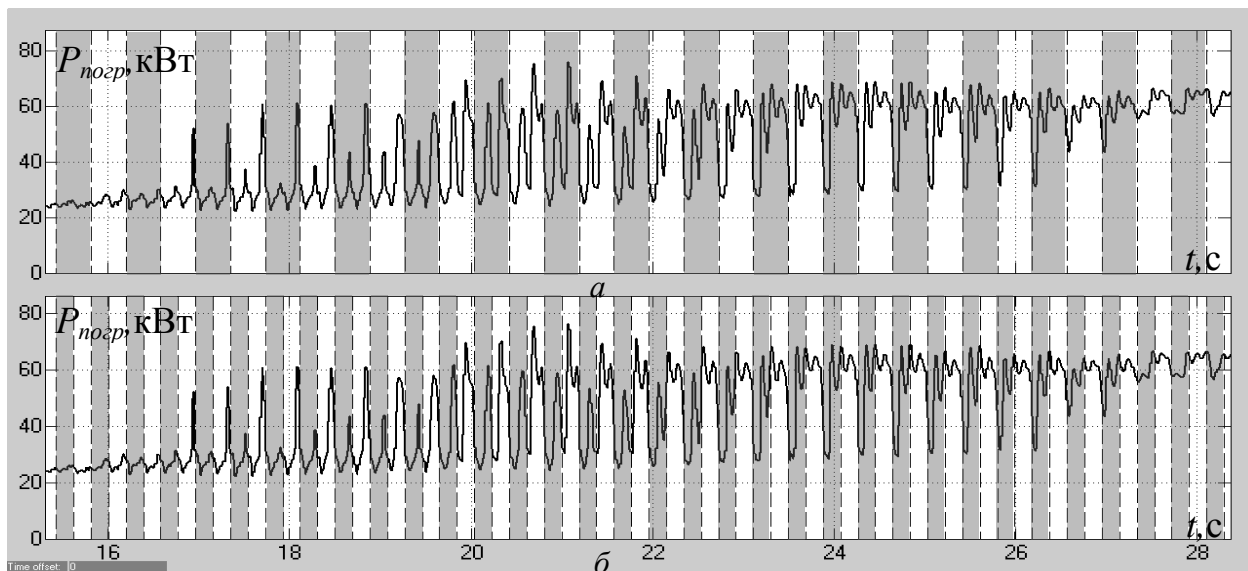


Рис. 5.3. Изменение во времени мощности погрузки угля шнеком с двумя лопастями: *а* – по отношению к полупериодам оборота шнека; *б* – по отношению к четвертям периода оборота шнека

Для того чтобы выделить только те временные интервалы в периоде оборота шнека с двумя лопастями, на которых имеют место повышенные значения мощности погрузки, необходимо рассматривать не один конечный участок периода оборота шнека, а два конечных участка полупериодов оборота. Для выделения вышеназванных временных интервалов в периоде оборота шнека, весь период делится на четыре равных участка, как показано на рис.5.4.

За начальное положение шнека принимается момент, когда конечный участок одной из лопастей выходит из зоны скопившегося угля возле разгрузочного торца (линия *N* на рис.5.4). С серой заливкой на рис.5.3,б представлены временные интервалы, соответствующие первой и третьей четвертям периода оборота шнека (области I и III на рис.5.4).

Как видно из рис.5.3,б, повышенные значения мощности погрузки с 17 по 27 с имеют место как на первой и третьей четвертях периода оборота шнека, так и на второй и четвертой (области II и IV без заливки на рис.5.4). Однако на первой и третьей четвертях периода оборота шнека скачок мощности погрузки не такой интенсивный, и его длительность существенно меньше. Это объясняется тем, что на первой и третьей четвертях периода оборота шнека имеет место выгрузка угля, в то время, как на второй и четвертой уголь заклинивается между лопастью и корпусом редуктора при приближении конечного участка лопасти у разгрузочного торца к почве. В последнем случае давление угля на поверхность лопасти существенно превышает аналогичный параметр при выгрузке угля. Таким образом, на ранней стадии заштыбовки мощность погрузки на второй и четвертой четвертях периода оборота шнека оказывается больше мощности погрузки на первой и третьей четвертях.

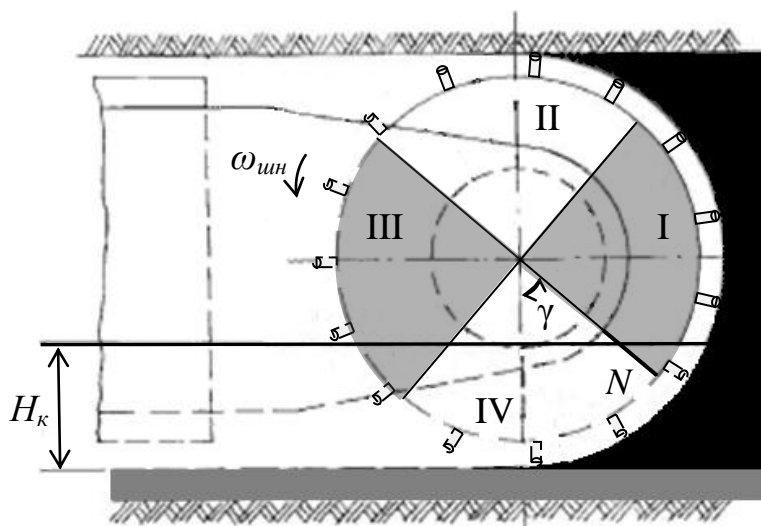


Рис. 5.4. Конструктивная схема шнека (вид со стороны разгрузочного торца); линия N показывает положение конечного участка лопасти

Отсюда можно сделать вывод, что средняя мощность, потребляемая электродвигателем привода резания, усредненная в течение второй и четвертой четвертей периода оборота шнека с двумя лопастями, при начале заштыбовки становится больше по сравнению со средней мощностью, усредненной на первой и третьей четвертях. Данная закономерность используется для обнаружения начала процесса заштыбовки шнека.

С учетом требований к статистической оценке мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, которые сформулированы во втором разделе монографии, в качестве численного критерия заштыбовки шнека предложено скользящее среднее отношение мгновенных значений мощности, замеренных со смещением во времени, равным четверти периода оборота шнека. Временное смещение между замерами выбрано равным четверти периода оборота шнека потому, что на соседних четвертях периода, как показано ранее, имеет место различный характер процесса заштыбовки.

Так как характер формирования высокочастотных и низкочастотных колебаний мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, для данных исследований такой же, как и в подразделе 4.2, шаг замера мгновенных значений мощности и время скользящего усреднения берутся из подраздела 4.2. Тогда формула для численного критерия заштыбовки шнека, с помощью которого система автоматического управления добычным комбайном фиксирует заштыбовку шнека:

$$k_{заштi} = \frac{\sum_{x=i-T_{уср}}^i \begin{cases} \frac{P_{x-0,25T_{пер}}}{P_x}, & \text{если } \left\lfloor \frac{x}{0,25 \cdot T_{пер}} \right\rfloor - (2 \cdot k + 1); \\ \frac{P_x}{P_{x-0,25T_{пер}}}, & \text{если } \left\lfloor \frac{x}{0,25 \cdot T_{пер}} \right\rfloor - (2 \cdot k) \end{cases}}{T_{уср}},$$

где $T_{уср}$ – количество мгновенных значений мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, которое используется для скользящего усреднения (313); $T_{пер}$ – количество мгновенных значений мощности, замеренных в течение периода оборота шнека (96); k – некоторое целое число; i – номер текущего мгновенного значения численного критерия $k_{заш.и}$; P_x – мгновенное значение мощности электродвигателя привода резания при усреднении, кВт; $P_{x-0,25 \cdot T_{пер}}$ – мгновенное значение мощности, смещенное во времени относительно значения мощности P_x на четверть периода оборота шнека, кВт.

С помощью скользящего усреднения практически устраняется воздействие на отношение мощностей высокочастотных колебаний мощности. И, поскольку низкочастотная составляющая мощности имеет практически одинаковое значение на временных интервалах, смещенных на 0,192 секунды, устраняется также воздействие низкочастотных колебаний мощности на отношение мощностей.

Исследуем закономерности изменения во времени численного критерия заштыбовки без возникновения заштыбовки шнека при постоянной скорости подачи и в переходных режимах работы добычного комбайна. Примем момент начала замера мощности, когда конечный участок одной из лопастей выходит из зоны скопившегося угля возле разгрузочного торца (линия N на рис.5.4).

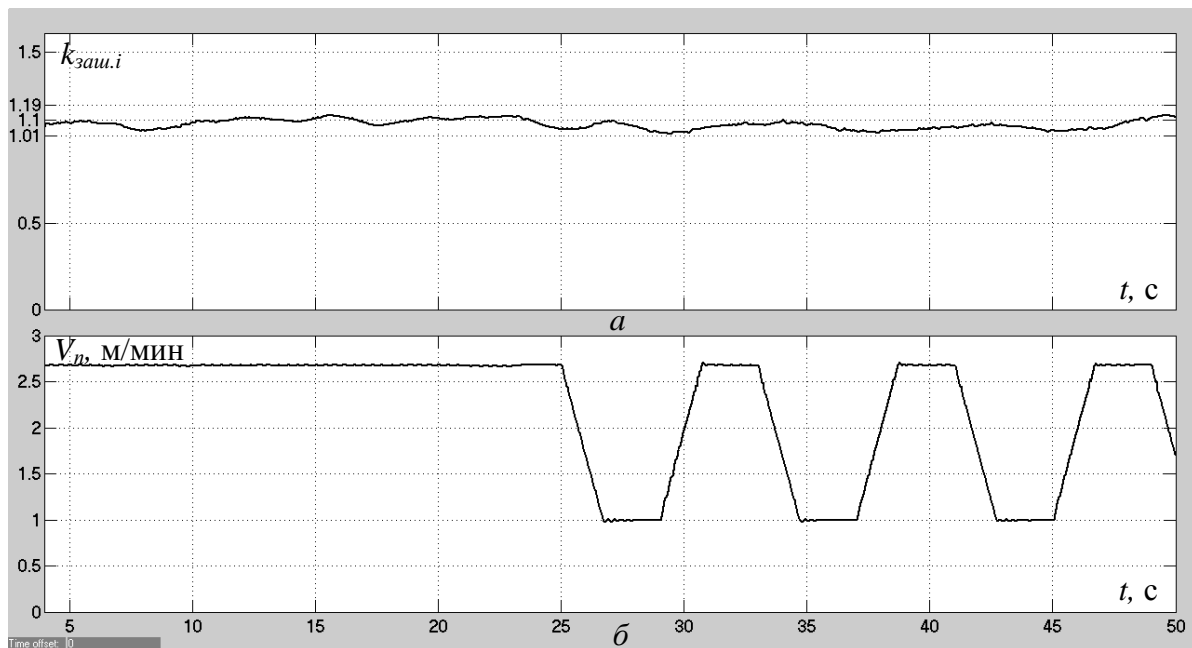


Рис. 5.5. Изменение во времени: *а* – численного критерия заштыбовки шнека; *б* – скорости подачи добычного комбайна УКД300

Как видно из рис.5.5, и при постоянной скорости подачи, и при переходных режимах работы добычного комбайна наблюдается практически неизменное значение численного критерия заштыбовки шнека. Если быть точнее, то наблюдаются случайные колебания численного критерия в

постоянном диапазоне изменения значений [60,62]. Случайные колебания численного критерия имеют место из-за конечного времени усреднения (не полностью компенсировано влияние высокочастотных колебаний мощности) и из-за модуляции высокочастотных колебаний мощности низкочастотными (не полностью компенсировано влияние низкочастотных колебаний мощности). Определим границы диапазона изменения значений численного критерия. Для этого при имитационном моделировании процессов разрушения и погрузки угля шнеком произведен замер мгновенных значений численного критерия при скорости подачи 2,77 м/мин в течение времени

$$T_{\text{зам}} = \frac{50}{\omega_{\text{ниж.н-ч}}} = \frac{50}{0,0001} = 1389, \text{ ч},$$

где $\omega_{\text{ниж.н-ч}}$ – нижняя граничная частота для низкочастотных колебаний мощности, которая определена в подразделе 4.2. Шаг замера мгновенных значений численного критерия взят равным 3,14 секундам.

Для определения границ диапазона изменения значений численного критерия построена гистограмма распределения замеренных мгновенных значений численного критерия по интервалам, на которые разбит диапазон изменения численного критерия.

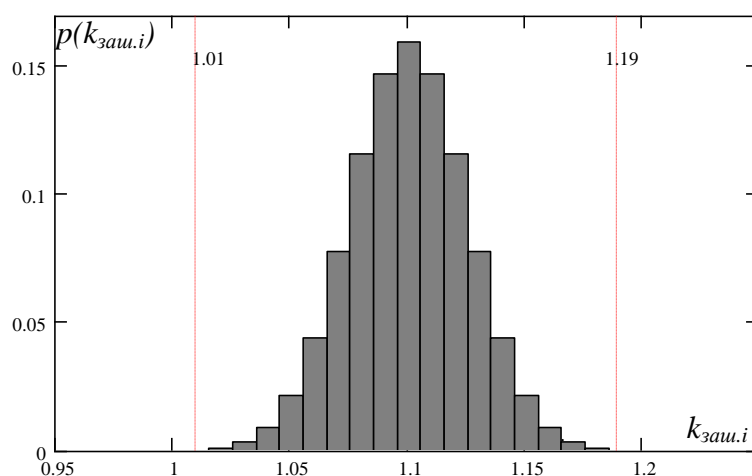


Рис. 5.6. Гистограмма распределения мгновенных значений численного критерия заштыбовки шнека по интервалам, на которые разбит диапазон изменения численного критерия

Из рис.5.6 заметно, что вид гистограммы распределения значений численного критерия с большой вероятностью соответствует нормальному закону распределения случайной величины [38,58]. Среднее значение численного критерия равно 1,1. Также на основе анализа рис.5.6 с вероятностью, равной единице для условий вычислительного эксперимента, можно утверждать, что изменение численного критерия всегда будет происходить в диапазоне значений от 1,01 до 1,19 (см. рис.5.5,а).

Исследуем закономерности изменения во времени численного критерия при наступлении заштыбовки шнека [60,62]. Как видно из рис.5.7, как линия 1, так и линия 2 до 40 с изменяются случайным образом в диапазоне значений от 1,01 до 1,19. Спустя 9 с после начала заштыбовки, когда длительность временных интервалов с повышенным значением мощности погрузки начинает увеличиваться, происходит увеличение значений линии 2, и на 51 с линия 2 пересекает верхнюю границу диапазона 1,19. После того, как повышенное значение мощности погрузки начинает наблюдаться практически на всем периоде оборота шнека (14 с после начала заштыбовки), численный критерий возвращается в исходный диапазон изменения значений, и далее не выходит из него. Линия 1 все время изменяется в диапазоне значений 1,01 — 1,19, что подтверждает отсутствие заштыбовки шнека.

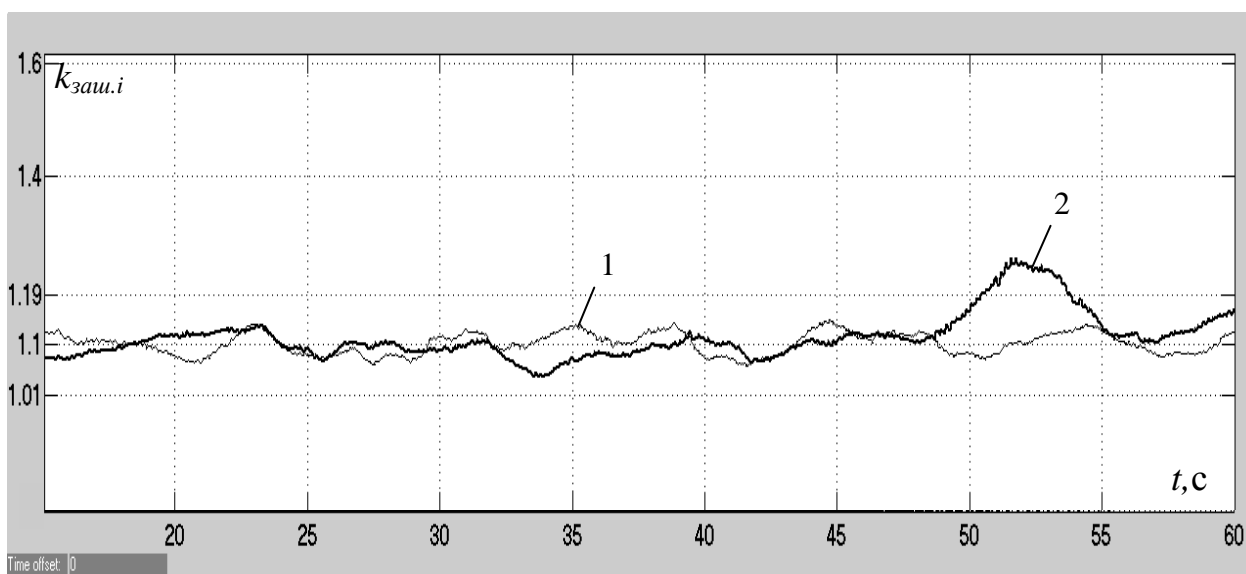


Рис. 5.7. Изменение во времени численного критерия заштыбовки шнека при погрузке угля в нормальном режиме (линия 1) и при заштыбовке шнека после 40-й с (линия 2)

Таким образом, условие наступления заштыбовки шнека можно сформулировать следующим образом: если скользящее среднее отношение мгновенных значений мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, которые замерены со смещением во времени, равным четверти периода оборота шнека, станет больше значения $(\bar{k}_{зашт} + 0,082 \cdot \bar{k}_{зашт})$ или меньше значения $(\bar{k}_{зашт} - 0,082 \cdot \bar{k}_{зашт})$, то имеет место заштыбовка шнека

$$\left\{ \begin{array}{l} (\bar{k}_{зашт} - 0,082 \cdot \bar{k}_{зашт}) \leq k_{зашт.и} \leq (\bar{k}_{зашт} + 0,082 \cdot \bar{k}_{зашт}) - \\ \text{нормальная работа шнека;} \\ k_{зашт.и} < \bar{k}_{зашт} - 0,082 \cdot \bar{k}_{зашт} \text{ или } k_{зашт.и} > \bar{k}_{зашт} + 0,082 \cdot \bar{k}_{зашт} - \\ \text{заштыбовка шнека,} \end{array} \right.$$

где $\bar{k}_{заш}$ – среднее значение численного критерия заштыбовки шнека, усредненное в течение всей работы добычного комбайна.

Усовершенствуем критерий заштыбовки шнека для его применения на разных скоростях вращения исполнительного органа. С этой целью исследуем характер появления во времени повышенного значения мощности электродвигателя привода резания в момент силовой погрузки угля по отношению к четвертям периода оборота шнека при низких и высоких скоростях вращения исполнительного органа. Для этого будем задавать только ту составляющую момента сопротивления на исполнительном органе, которая связана с процессом транспортирования и погрузки угля шнеком. Исследования проводятся с помощью имитационной модели подсистемы резания добычного комбайна, которая описана во втором разделе монографии.

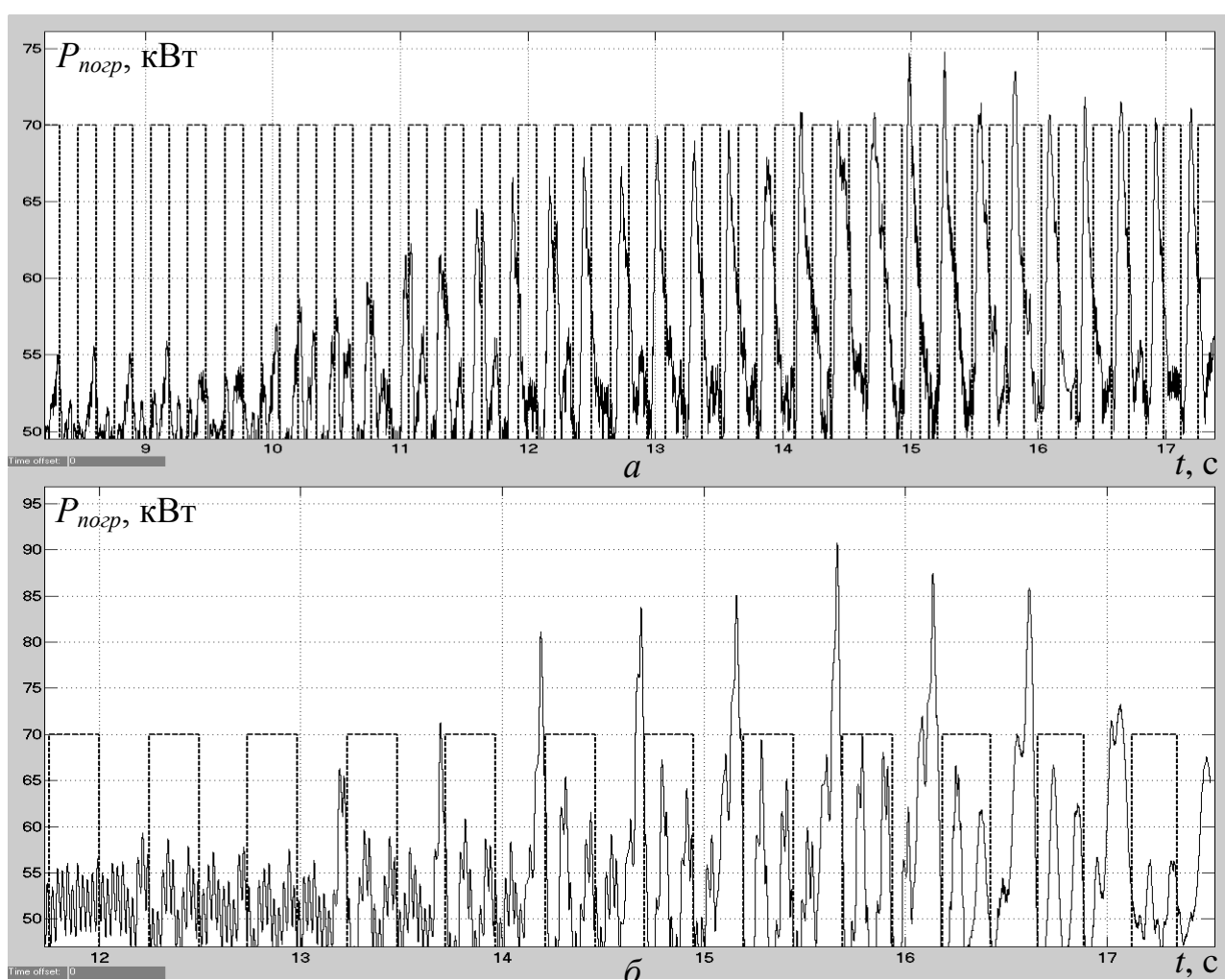


Рис. 5.8. Изменение во времени мощности электродвигателя привода резания: *а* – при погрузке угля шнеком на скорости вращения 105,5 об/мин; *б* – при погрузке угля шнеком на скорости вращения 61 об/мин

На рис.5.8 значение “0” импульсного сигнала (пунктирная линия) соответствует второй и четвертой четвертям периода оборотов шнека, а значение “70” – первой и третьей четвертям (рис.5.4).

Из рис.5.8 видно, что как на низкой, так и на высокой скоростях вращения шнека соблюдается закономерность появления повышенного значения мощности электродвигателя привода резания только в конце второй и четвертой четвертей периода оборотов шнека на начальной стадии процесса заштыбовки. Это является условием эффективности применения критерия заштыбовки шнека для скоростей резания комбайна, которые отличаются от номинальной, однако теперь численный критерий заштыбовки шнека будет определяться по формуле

$$k_{\text{зашт.}i} = \frac{\sum_{x=i-T_{\text{уср}}}^i \left\{ \begin{array}{l} \frac{P_{x-0,25 \cdot \frac{60}{V_p}}}{P_x}, \text{ если } \left[\frac{x}{0,25 \cdot \frac{60}{V_p}} \right] - (2 \cdot k + 1); \\ \frac{P_x}{P_{x-0,25 \cdot \frac{60}{V_p}}}, \text{ если } \left[\frac{x}{0,25 \cdot \frac{60}{V_p}} \right] - (2 \cdot k) \end{array} \right.}{T_{\text{уср}}}, \quad (5.1)$$

где $T_{\text{уср}}$ – количество мгновенных значений мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, которое используется для скользящего усреднения; V_p – скорость вращения шнека, об/мин; k – некоторое целое число для обозначения четного и нечетного числа; i – номер текущего мгновенного значения численного критерия $k_{\text{зашт.}i}$; P_x – мгновенное значение мощности электродвигателя привода резания при усреднении, кВт; $P_{x-0,25 \cdot \frac{60}{V_p}}$ – мгновенное

значение мощности, смещенное во времени относительно значения мощности P_x на четверть периода оборота шнека, кВт.

5.2. Анализ зависимости критерия заштыбовки шнека от положения исполнительного органа в момент начала замера мощности

Предложенный в подразделе 5.1 численный критерий заштыбовки шнека основывается на различии средних значений мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, которые замерены на разных угловых интервалах оборота шнека. Чем больше различие средних значений мощности, тем большее отклонение численного критерия возникает при начале заштыбовки шнека. От величины отклонения численного критерия зависит эффективность обнаружения автоматической системой момента начала заштыбовки шнека. Для гарантированного фиксирования заштыбовки шнека, численный критерий при отклонении должен выйти из диапазона изменения его значений при отсутствии заштыбовки. Следовательно, для обеспечения

надежного фиксирования заштыбовки шнека системой автоматического управления добычным комбайном, необходимо исследовать факторы, которые влияют на величину отклонения численного критерия при начале заштыбовки шнека. А также необходимо исследовать факторы, которые вызывают отклонение численного критерия, не связанное с заштыбовкой шнека, чтобы избежать ложного фиксирования заштыбовки.

В подразделе 5.1 было показано, что повышенные значения мощности погрузки угля шнеком возникают на определенных углах поворота шнека. При этом в исследованиях в подразделе 5.1 задавалось определенное положение шнека в момент начала замера мощности, потребляемой электродвигателем привода резания. Однако при работе добычного комбайна нет информации о положении, которое занимает шнек в текущее время. Следовательно, момент начала замера мощности может прийти на другое положение шнека, отличное от того, какое было принято в подразделе 5.1. В подразделе 5.2 проводится исследование зависимости между величиной отклонения численного критерия от своего среднего значения при начале заштыбовки и положением шнека в момент начала замера мощности [63].

За начальное положение шнека принят момент, когда конечный участок одной из лопастей у разгрузочного торца повернут относительно перпендикуляра к поверхности почвы на угол 16° в направлении вращения шнека (ось z на рис.5.9). При этом конечный участок лопасти выйдет из зоны скопившегося угля при повороте шнека через угловое расстояние 34° (линия N на рис.5.9).

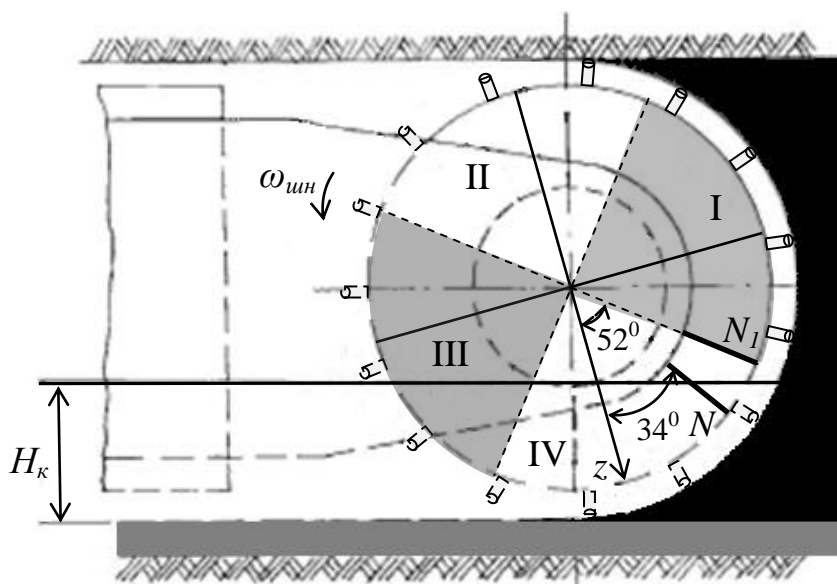


Рис. 5.9. Конструктивная схема шнека (вид со стороны разгрузочного торца)

Рассмотрим случай, когда конечный участок лопасти у разгрузочного торца шнека в момент начала замера мощности повернут относительно оси z на рис.5.9 на угол 52° в направлении вращения шнека (линия N_1). На рис.5.10,а показан характер появления повышенных значений мощности погрузки угля на

четвертях периода оборота шнека. Угловые интервалы поворота шнека, которые соответствуют разным четвертям периода, показаны на рис.5.9 римскими цифрами. Причем угловые интервалы, соответствующие первой и третьей четвертям периода, заполнены серой заливкой. На рис.5.10,а временные интервалы, в течение которых имеют место первая и третья четверти периода оборота шнека, также заполнены серой заливкой.

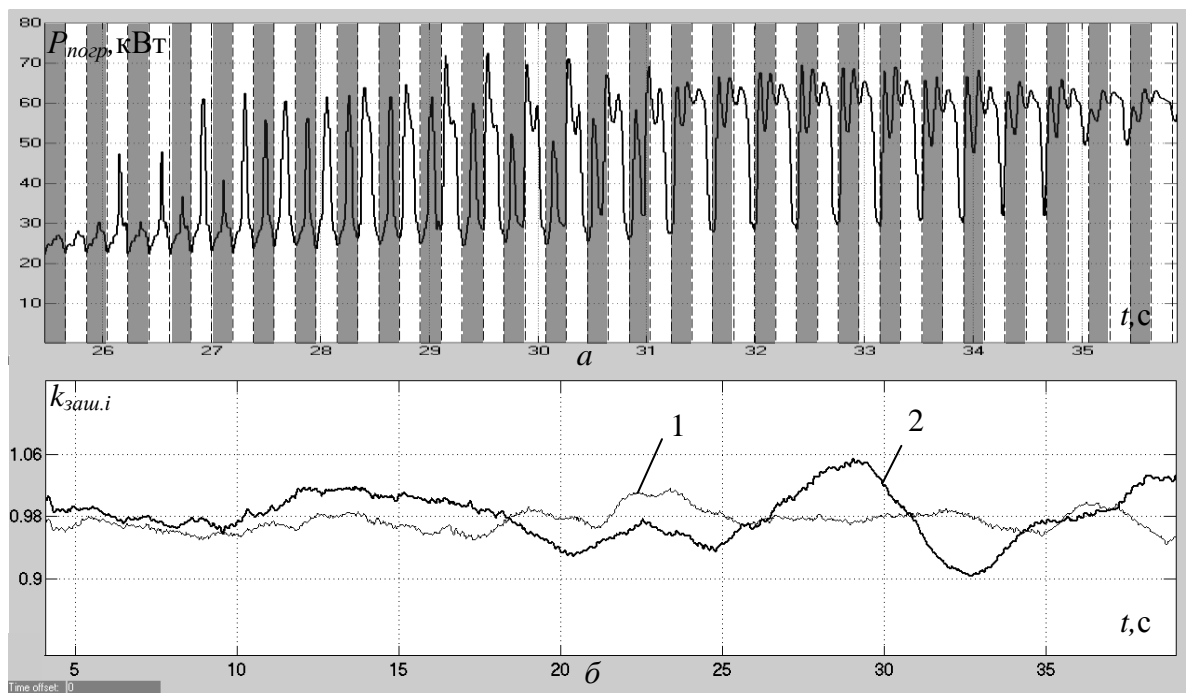


Рис. 5.10. Изменение во времени: *a* – мощности погрузки угля шнеком с двумя лопастями по отношению к четвертям периода оборота шнека; *б* – численного критерия заштыбовки шнека при нормальной погрузке угля (линия 1) и при заштыбовке шнека после 20-й с (линия 2)

Из рис.5.10,а видно, что на начальном этапе заштыбовки с 29 по 35 с повышенные значения мощности погрузки в большей мере появляются на первой и третьей четвертях периода оборота шнека по сравнению со случаем, когда момент начала замера мощности совпадает с моментом выхода конечного участка лопасти из зоны скопившегося угля (см. рис.5.3,б). Это вызвано тем, что с ростом объема циркулирующего угля угловые интервалы оборота шнека, на которых наблюдается заклинивание угля между поверхностями лопасти и корпуса редуктора, раньше начинают попадать на первую и третью четверти периода оборота шнека, распределяясь между разными интервалами замера мощности. Это приводит к тому, что различие между мощностью, замеренной на первой и третьей четвертях периода, и мощностью, замеренной на второй и четвертой четвертях периода, становится не таким заметным.

В связи с изменением положения шнека в момент начала замера мощности (линия N_1 на рис.5.9), из-за уменьшения разности суммарных средних толщин стружки угля, которые имеют место в течение разных интервалов замера

мощности, произошло смещение диапазона изменения значений численного критерия ($0,92 \div 1,04$), и его среднее значение составило 0,98. Ширина диапазона изменения значений численного критерия при отсутствии заштыбовки уменьшилась до $\pm 6,1\%$ от среднего значения численного критерия. Из рис.5.10,б мы можем наблюдать, что как линия 1, так и линия 2 изменяются случайным образом в данном диапазоне при отсутствии заштыбовки шнека.

С 27 с начинается увеличение длительности временных интервалов с повышенным значением мощности погрузки (см. рис.5.10,а), из-за чего происходит увеличение численного критерия заштыбовки (линия 2 на рис.5.10,б), однако не так интенсивно, как в случае, рассмотренном в подразделе 5.1 (для линии N на рис.5.9). Максимальное относительное отклонение численного критерия от среднего значения составило 8,1%. Следовательно, разность между максимальными относительными отклонениями численного критерия от среднего значения при заштыбовке и без заштыбовки уменьшилась с 6,3 % до 2% по сравнению со случаем, рассмотренным в подразделе 5.1.

С целью исследования благоприятных и неблагоприятных положений шнека для момента начала замера мощности, при имитационном моделировании получена зависимость между максимальным относительным отклонением численного критерия от среднего значения при заштыбовке шнека и угловым смещением конечного участка лопасти у разгрузочного торца относительно оси z неподвижной системы координат (см. рис.5.9) на момент начала замера мощности.

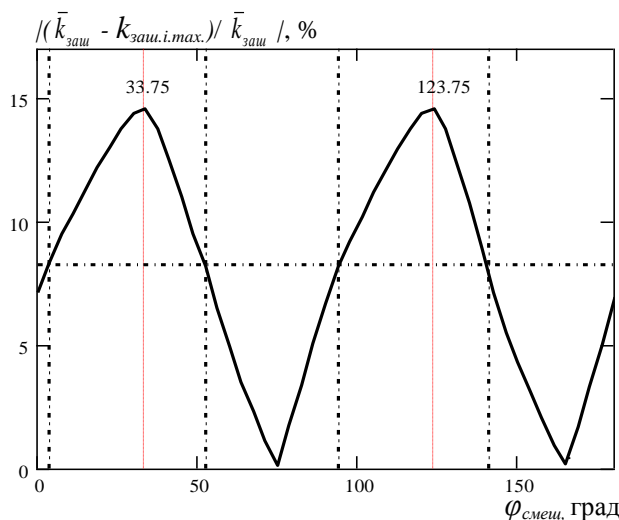


Рис. 5.11. Зависимость между максимальным относительным отклонением численного критерия от среднего значения при заштыбовке шнека и смещением конечного участка лопасти относительно оси z неподвижной системы координат на момент начала замера мощности (см. рис.5.9)

Из рис.5.11 видно, что зависимость между максимальным относительным отклонением от среднего значения численного критерия при заштыбовке шнека

и смещением конечного участка лопасти относительно оси z на момент начала замера мощности является периодической. Неблагоприятными положениями шнека для начала замера мощности являются положения, когда конечный участок лопасти у разгрузочного торца повернут относительно оси z на 52–94 градуса и 141–183 градуса. При начале замера мощности на этих угловых интервалах оборота шнека, увеличение численного критерия при заштыбовке будет настолько слабо выраженным, что критерий или превысит верхнюю границу диапазона его изменений без заштыбовки на незначительную величину, или не превысит ее вообще и заштыбовка шнека не зафиксируется. Это случается потому, что со смещением момента начала замера мощности во времени происходит постепенное перераспределение временных интервалов с повышенным значением мощности погрузки угля между четвертями периода оборота шнека. Длительность временных интервалов с повышенным значением мощности погрузки на первой и третьей четвертях становится больше, тогда как длительность аналогичных временных интервалов на второй и четвертой четвертях меньше. И наступает такой момент (75 градусов и 165 градусов по оси абсцисс на рис.5.11), когда длительности временных интервалов с повышенным значением мощности погрузки угля на первой и третьей четвертях периода оборота шнека, и на второй и четвертой становятся практически одинаковыми. А это означает, что характер протекания процесса заштыбовки на этих четвертях будет одинаковый и отношение средних мощностей, замеренных на данных интервалах, не изменится при наступлении заштыбовки.

Из анализа рис.5.11 следует, что наиболее выгодное положение шнека для момента начала замера мощности имеет место, когда конечный участок лопасти выходит из зоны скопившегося угля у разгрузочного торца шнека. Именно в этом случае длительность временных интервалов с повышенным значением мощности погрузки угля на первой и третьей четвертях периода оборота шнека минимальна, а на второй и четвертой – максимальна.

Следует отметить, что зависимость максимального относительного отклонения численного критерия от среднего значения при заштыбовке от смещения конечного участка лопасти у разгрузочного торца относительно оси z на момент начала замера мощности является периодической и период ее равен 90 градусам. Это объясняется тем, что после смещения момента начала замера мощности во времени на четверть периода оборота шнека, характер распределения временных интервалов с повышенным значением мощности погрузки угля по четвертям периода оборота шнека будет такой же, как и без смещения, но зеркально отраженный по отношению к четвертям. Однако, поскольку в формуле численного критерия числитель и знаменатель меняются местами через четверть периода оборота шнека, а максимальное относительное отклонение численного критерия от среднего значения при заштыбовке на рис.5.11 берется по модулю, то зависимость на рис.5.11 начинает повторяться не через полупериод, а через четверть периода оборота шнека.

Так как при работе добычного комбайна отсутствует информация о положении шнека на текущий момент времени, одного значения численного

критерия недостаточно для обнаружения системой автоматического управления добычным комбайном заштыбовки шнека. Контролироваться должно семейство значений численного критерия, для каждого из которых момент начала замера мощности должен быть смещен во времени на 0,008 секунд относительно предыдущего. Поскольку после поворота шнека на 90° зависимость максимального относительного отклонения численного критерия от среднего значения при заштыбовке от смещения положения шнека в момент начала замера мощности повторяется, достаточно контролировать следующее количество значений численного критерия:

$$\frac{0,25 \cdot T_{\text{шн}}}{0,008} = \frac{0,25 \cdot 0,768}{0,008} = 24,$$

где $T_{\text{шн}}$ – период оборота шнека, с.

Формула для интегрального численного критерия заштыбовки шнека будет выглядеть следующим образом:

$$\left\{ \begin{array}{l} k1_{\text{защ.}i} = \left(\sum_{x=i-T_{\text{ycp}}}^i \left\{ \begin{array}{l} \frac{P_{x-0,25T_{\text{неp}}}}{P_x}, \text{ если } \left[\frac{x}{0,25 \cdot T_{\text{неp}}} \right] - (2 \cdot k + 1); \\ \frac{P_x}{P_{x-0,25T_{\text{неp}}}}, \text{ если } \left[\frac{x}{0,25 \cdot T_{\text{неp}}} \right] - (2 \cdot k) \end{array} \right\} \right) \cdot (T_{\text{ycp}})^{-1}, \\ k2_{\text{защ.}i} = \left(\sum_{x=i-T_{\text{ycp}}-1}^{i-1} \left\{ \begin{array}{l} \frac{P_{x-0,25T_{\text{неp}}}}{P_x}, \text{ если } \left[\frac{x-1}{0,25 \cdot T_{\text{неp}}} \right] - (2 \cdot k + 1); \\ \frac{P_x}{P_{x-0,25T_{\text{неp}}}}, \text{ если } \left[\frac{x-1}{0,25 \cdot T_{\text{неp}}} \right] - (2 \cdot k) \end{array} \right\} \right) \cdot (T_{\text{ycp}})^{-1}, \\ \dots \dots \dots \\ k24_{\text{защ.}i} = \left(\sum_{x=i-T_{\text{ycp}}-23}^{i-23} \left\{ \begin{array}{l} \frac{P_{x-0,25T_{\text{неp}}}}{P_x}, \text{ если } \left[\frac{x-23}{0,25 \cdot T_{\text{неp}}} \right] - (2 \cdot k + 1); \\ \frac{P_x}{P_{x-0,25T_{\text{неp}}}}, \text{ если } \left[\frac{x-23}{0,25 \cdot T_{\text{неp}}} \right] - (2 \cdot k) \end{array} \right\} \right) \cdot (T_{\text{ycp}})^{-1}. \end{array} \right. \quad (5.2)$$

Условие наступления заштыбовки шнека:

$$\left\{ \begin{array}{l} k1_{\text{защ.}i} = \begin{cases} 1, & \text{если } (\bar{k}1_{\text{защ}} - 0,082 \cdot \bar{k}1_{\text{защ}}) \leq k1_{\text{защ.}i} \leq (\bar{k}1_{\text{защ}} + 0,082 \cdot \bar{k}1_{\text{защ}}); \\ 0, & \text{если } k1_{\text{защ.}i} < \bar{k}1_{\text{защ}} - 0,082 \cdot \bar{k}1_{\text{защ}} \text{ или } k1_{\text{защ.}i} > \bar{k}1_{\text{защ}} + 0,082 \cdot \bar{k}1_{\text{защ}}, \end{cases} \\ k2_{\text{защ.}i} = \begin{cases} 1, & \text{если } (\bar{k}2_{\text{защ}} - 0,082 \cdot \bar{k}2_{\text{защ}}) \leq k2_{\text{защ.}i} \leq (\bar{k}2_{\text{защ}} + 0,082 \cdot \bar{k}2_{\text{защ}}); \\ 0, & \text{если } k2_{\text{защ.}i} < \bar{k}2_{\text{защ}} - 0,082 \cdot \bar{k}2_{\text{защ}} \text{ или } k2_{\text{защ.}i} > \bar{k}2_{\text{защ}} + 0,082 \cdot \bar{k}2_{\text{защ}}, \end{cases} \end{array} \right.$$

$$k_{24_{защ.i}} = \begin{cases} 1, & \text{если } (\bar{k}_{24_{защ}} - 0,082 \cdot \bar{k}_{24_{защ}}) \leq k_{24_{защ.i}} \leq (\bar{k}_{24_{защ}} + 0,082 \cdot \bar{k}_{24_{защ}}); \\ 0, & \text{если } k_{24_{защ.i}} < \bar{k}_{24_{защ}} - 0,082 \cdot \bar{k}_{24_{защ}} \text{ или } k_{24_{защ.i}} > \bar{k}_{24_{защ}} + 0,082 \cdot \bar{k}_{24_{защ}}, \end{cases} \quad (5.3)$$

$$k_{защ.i} = k_{1_{защ.i}} \cdot k_{2_{защ.i}} \cdot \dots \cdot k_{24_{защ.i}},$$

$$\begin{cases} k_{защ.i} = 1 & - \text{ нормальная работа шнека;} \\ k_{защ.i} = 0 & - \text{ заштыбовка шнека.} \end{cases} \quad (5.4)$$

5.3. Разработка критерия заштыбовки шнека для угольных пластов сложного строения

Рассмотренный в подразделе 5.1 численный критерий заштыбовки шнека основывается на различии средних значений мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, усредненных на разных четвертях периода оборота шнека. Таким образом, если на первой или третьей четверти периода оборота шнека будет иметь место контакт резца с включением, это может привести к выходу численного критерия из установленных в подразделе 5.1 пределов изменения и ложному фиксированию автоматической системой начала процесса заштыбовки шнека. Следовательно, необходимо исследовать величину отклонения численного критерия от своего среднего значения при встрече резцов шнека с включениями или прослойком породы высокой крепости и пересмотреть условие наступления заштыбовки шнека для пластов сложного строения.

Рассмотрим закономерности изменения во времени численного критерия заштыбовки шнека при встрече шнека с карбонатным включением [64]. Условия встречи шнека с включением берутся такие же, как и в подразделе 4.4, за исключением одного: момент встречи резца с включением подобран таким образом, чтобы скачки мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, при перерезании включения резцом приходились только на первую и третью четверти периода оборота шнека.

Для имитации процесса резания включения резцом применяется математическая модель расчета среднепиковой силы резания на резце, которая описана в подразделе 4.4. В работе [43] определена зависимость вероятности встречи одного резца с включением от удельного содержания включений

$$P_{1.p} = \frac{1,07 \cdot S_{y\delta} \cdot n_{p.p}}{100 \cdot n_p},$$

где n_p – число резцов на исполнительном органе; $S_{y\delta}$ – удельное содержание включений в пласте, %; $n_{p.p}$ – число резцов, находящихся одновременно в

контакте с массивом угля. Для рассматриваемого случая: $S_{yd} = 2,6 \%$, $n_{p,p} = 15$ (в кутковой группе резцов три линии резания), $n_p = 30$, $P_{1,p} = 0,014$.

Таким образом, в имитационную модель “очистной забой – шнек малого диаметра – привод резания добычного комбайна” добавляется модель имитации среднепиковой силы резания на резце при его встрече с карбонатным включением. Для удельного содержания включений в пласте $2,6 \%$, встреча резца с включением имитируется с вероятностью $0,014$ (время обновления выходной величины равно $0,26$ с). Т. е. на каждые 100 метров приходится 120 включений [42,58]. Рассчитаем продолжительность контакта резца с включением мощностью $0,06$ м

$$t_{\text{конт}} = \frac{0,06 \cdot T_{об}}{2 \cdot \pi \cdot 0,5 \cdot D} = \frac{0,06 \cdot 0,768}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,45} = 0,016, \text{ с},$$

где $T_{об}$ – период оборота шнека, с; D – диаметр исполнительного органа по резцам, м. Рассчитаем расстояние, которое пройдет резец при поступательном движении за полуоборот шнека

$$T_{\text{конт}} = \frac{V_n \cdot T_{об}}{2 \cdot 60} = \frac{2,77 \cdot 0,768}{2 \cdot 60} = 0,018, \text{ м},$$

где V_n – текущая скорость подачи комбайна (принята работа комбайна на грани заштыбовки). Следовательно, учитывая, что в линии резания находится два резца и длина включения 25 см, число контактов резца с включением (с периодом, равным времени полуоборота шнека)

$$K = \frac{0,25}{0,018} = 13,89.$$

Таким образом, при имитировании встречи резца с включением сила резания угля на соответствующем резце заменяется на среднепиковую силу резания включения в течение $0,016$ секунд 14 раз с периодом, равным времени полуоборота исполнительного органа.

На рис.5.12 представлены результаты имитационного моделирования работы комбайна при встрече резца с включением, которая произошла между 23 и 29 с моделирования. Как видно из рис.5.12,а, именно в этот промежуток времени наблюдаются резкие кратковременные скачки мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, до 220 – 250 кВт. В контакт с включением вступает первый забойный резец со стороны отрезного диска.

Как видно из рис.5.12,б, резкие увеличения мощности привели к росту численного критерия заштыбовки шнека, максимальное значение которого при отклонении составило $1,176$ (максимальное относительное отклонение от среднего значения равно $6,9\%$).

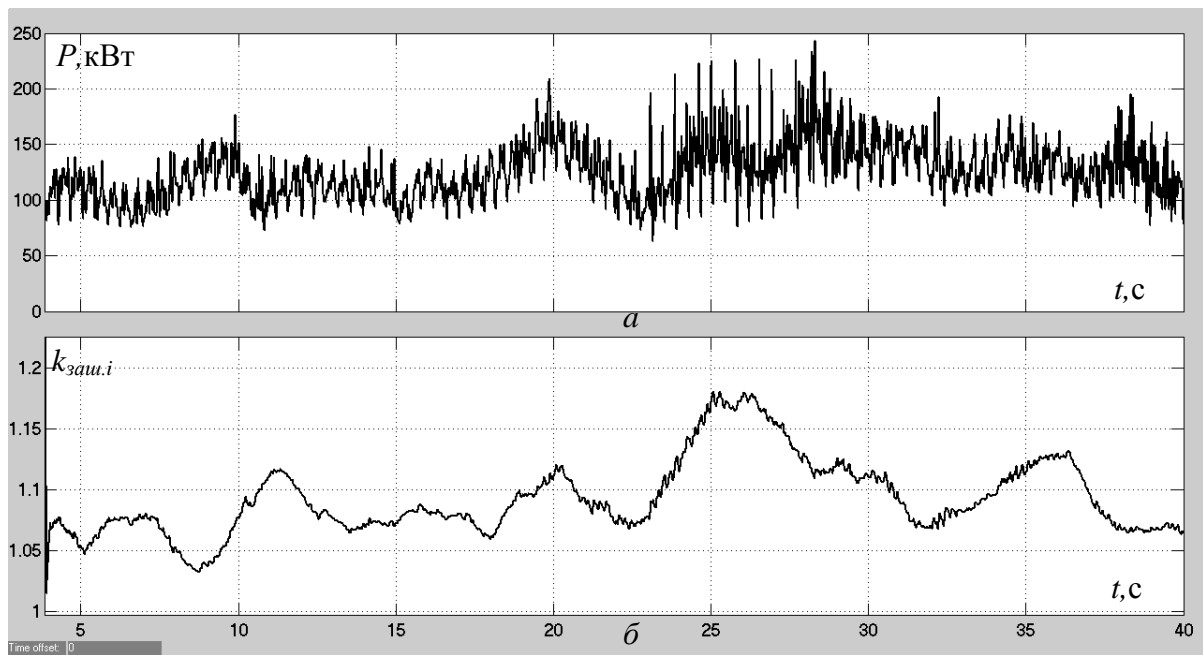


Рис. 5.12. Изменение во времени: *а* – мгновенной мощности, потребляемой электродвигателем привода резания; *б* – численного критерия заштыбовки шнека при встрече шнека с карбонатным включением

Для оценки границ диапазона изменения значений численного критерия при работе добычного комбайна на пласте с включениями, произведен замер мгновенных значений численного критерия при скорости подачи добычного комбайна 2,77 м/мин в течение времени, рекомендуемого в источниках [36,38]

$$T_{\text{зам}} = \frac{50}{\omega_{\text{ниж. н-ч}}} = \frac{50}{0,0001} = 1389, \text{ ч,}$$

где $\omega_{\text{ниж. н-ч}}$ – нижняя граничная частота для низкочастотных колебаний мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, которая определена в подразделе 4.2. Шаг замера мгновенных значений численного критерия взят равным 3,14 секундам.

Построена гистограмма распределения замеренных мгновенных значений численного критерия по интервалам, на которые разбит диапазон изменения численного критерия. На рис.5.13 одновременно представлены две гистограммы – для работы комбайна на пласте без включений (с серой заливкой) и с включениями, при контакте с включениями только одного резца (без заливки). Как видно из гистограммы с серой заливкой, характер распределения значений численного критерия заштыбовки шнека по интервалам с большой вероятностью соответствует нормальному закону распределения случайной величины [38,58]. Явно выраженное среднее значение равно 1,1. Частоты попадания значений численного критерия в интервалы, находящиеся за пределами диапазона изменения значений 1,01 ÷ 1,19, равны “0”.

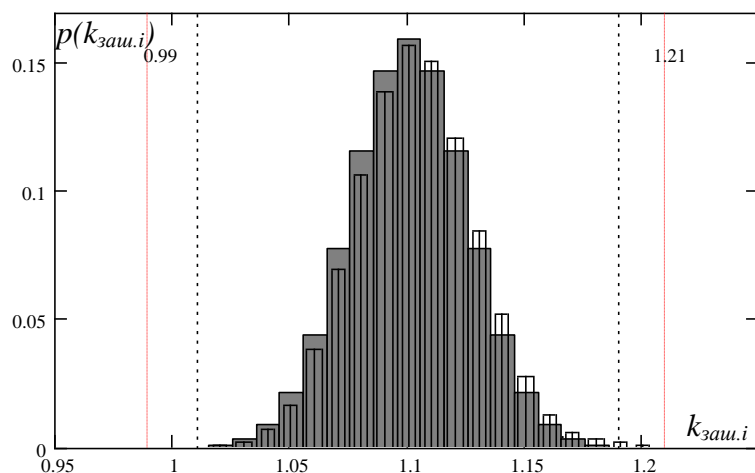


Рис. 5.13. Гистограмма распределения мгновенных значений численного критерия заштыбовки шнека по интервалам, на которые разбит диапазон изменения численного критерия

Если проанализировать гистограмму для случая работы комбайна на пласте с включениями, то можно сделать вывод, что наличие включений в пласте приводит к увеличению частот на интервалах правее среднего значения численного критерия, и наоборот – к уменьшению на интервалах, расположенных левее среднего значения. График гистограммы распределения значений численного критерия становится более вытянутым справа и более ниспадающим слева. Верхнее предельное значение численного критерия, после которого все частоты становятся равными нулю, увеличивается до “1,21”.

Отсюда следует, что для предотвращения ложных фиксирований заштыбовки шнека автоматической системой, что приведет к потере производительности комбайна, необходимо верхнюю границу контролируемого диапазона изменения значений численного критерия без заштыбовки шнека увеличить с “1,19” до “1,21” (с $0,082 \cdot \bar{k}_{заш}$ до $0,1 \cdot \bar{k}_{заш}$). Вычислительный эксперимент показал, что при этом объем циркулирующего угля на момент фиксирования заштыбовки увеличится с $0,00724 \text{ м}^3$ до $0,0087 \text{ м}^3$. Удельные энергозатраты комбайна увеличатся с $0,933 \text{ кВт}\cdot\text{ч/т}$ до $0,96 \text{ кВт}\cdot\text{ч/т}$. Экономия электроэнергии по сравнению с существующим способом автоматического управления комбайном снизится с $51,4 \%$ до $47,2 \%$.

Рассмотрим случай контакта с включениями одновременно двух резцов при работе комбайна на пласте с включениями [64]. Соотношение контактирующих с включениями резцов и момент начала контакта (23,04 с моделирования) подобраны таким образом, чтобы временные интервалы контактов пришлись в основном на первую и третью четверти периода оборота шнека (самый неблагоприятный случай).

Для имитации встречи шнека с двумя включениями в имитационную модель “очистной забой – шнек малого диаметра – привод резания добычного комбайна” добавлены две модели, которые имитируют встречи резцов с включениями с вероятностью 0,004775 (время обновления выходных величин

равно 0,26 с), заменяя силу резания угля на соответствующем резце на среднепиковую силу резания включения (см. подраздел 4.4) в течение 0,016 секунд 14 раз с периодом, равным времени полуоборота исполнительного органа.

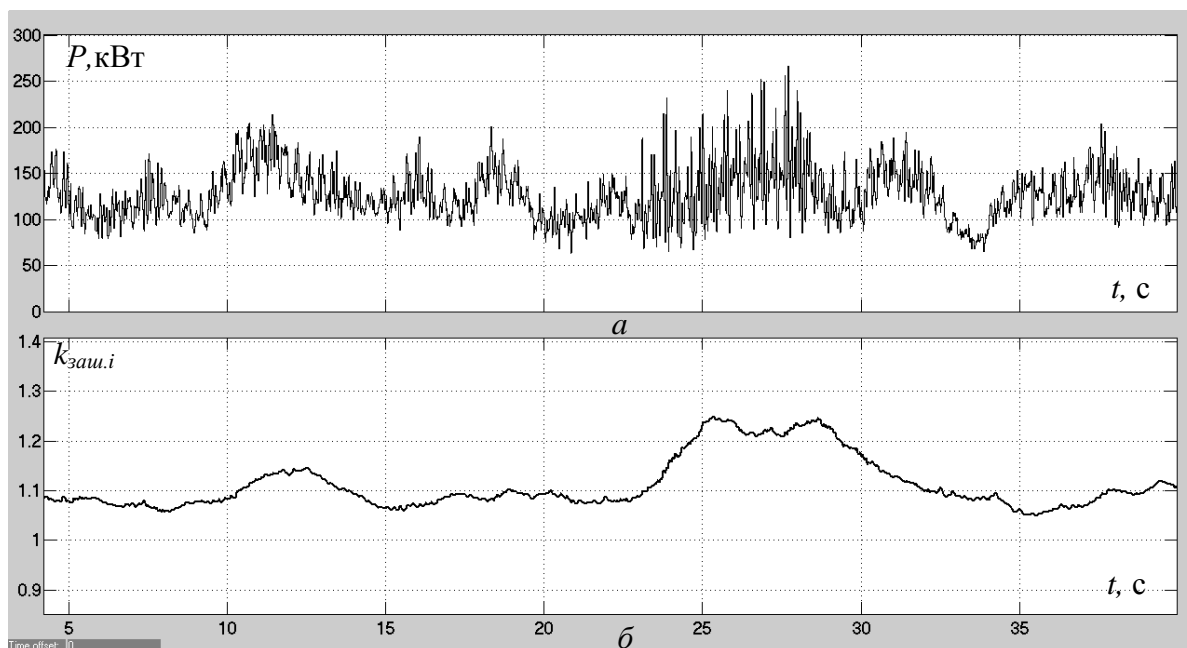


Рис. 5.14. Изменение во времени: *a* – мгновенной мощности, потребляемой электродвигателем привода резания; *б* – численного критерия заштыбовки шнека при встрече шнека с двумя карбонатными включениями

Из рис.5.14,а видно, что с 23 по 29 с моделирования происходят кратковременные, существенные скачки мощности. Причем максимальные значения мощности в некоторых случаях выше, чем при встрече с включением одного резца (более 250 кВт). Увеличивается и количество скачков мощности. Все это приводит к тому, что численный критерий заштыбовки шнека выходит за границы, в которых он изменялся при резании угля без включений (см. рис.5.14,б). Максимальное значение численного критерия при отклонении составило “1,25” (максимальное относительное отклонение от среднего значения равно 13,6%). Чтобы оценить границы диапазона изменения значений численного критерия, на рис.5.15 построена гистограмма распределения значений численного критерия для работы комбайна на пласте сложного строения в течение 1389 часов.

Из рис.5.15 видно, что с учетом встреч шнека с двумя включениями одновременно при работе комбайна на пласте сложного строения симметричность гистограммы распределения значений численного критерия еще больше нарушается. Среднее значение уже не столь явно выраженное, правая часть графика гистограммы делается еще более пологой, а верхнее предельное значение численного критерия, после которого все частоты становятся равными нулю, увеличивается до 1,29. Поскольку при начале

заштыбовки шнека численный критерий отклоняется до примерно такого же значения, отсюда следует, что по данному численному критерию невозможно определить, какое событие имело место – встреча одновременно двумя резцами включений или начало заштыбовки шнека.

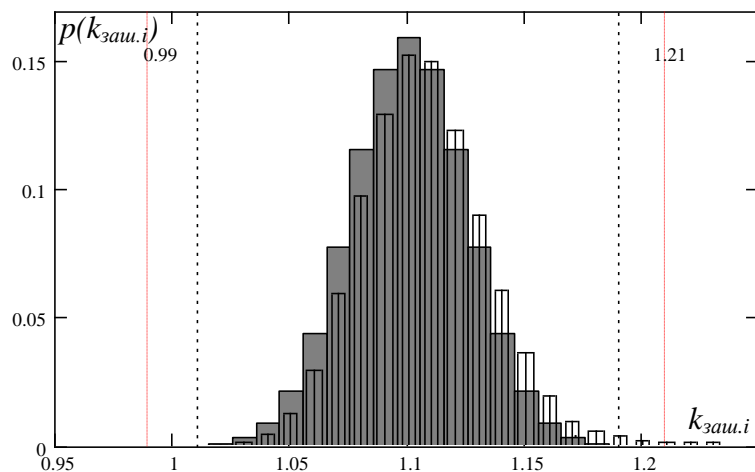


Рис. 5.15. Гистограмма распределения мгновенных значений численного критерия заштыбовки шнека по интервалам, на которые разбит диапазон изменения численного критерия

Таким образом, если автоматическое управление вести по предложенному численному критерию заштыбовки шнека, автоматическая система будет снижать скорость подачи каждый раз, когда будет происходить встреча с включениями одновременно двух резцов. Как в режиме поиска критической по заштыбовке скорости подачи, так и в режиме ее отслеживания, это приведет к временной работе добычного комбайна (как показали результаты исследований, примерно в течение 11 с) со скоростью подачи, заниженной на 0,2 м/мин. Учитывая незначительность потери производительности, а также малую вероятность наступления данного события (0,004775), можно сказать, что эффективность автоматического управления добычным комбайном на основе предложенного численного критерия заштыбовки шнека на пластах с включениями остается такой же высокой, как и на пластах простого строения (см. подраздел 5.1).

Исследуем закономерности изменения во времени численного критерия заштыбовки шнека при встрече шнека с прослойком песчаника, крепость которого в 2,46 раза больше крепости угля. Прослойк имеет мощность 10 см и начинается на расстоянии 0,4 м от почвы пласта, т. е. находится в зоне максимальной толщины стружки угля.

До 30 секунды моделирования (разрушение угольного массива простого строения) мощность на рис.5.16,а изменяется случайным образом в пределах от 74 до 210 кВт со средним значением 124 кВт. После начала контакта шнека с прослойком песчаника (30 с) увеличиваются как ширина диапазона изменения значений мощности (от 80 до 240 кВт), так и ее среднее значение (146 кВт). На

60 с скорость подачи добычного комбайна, которая до этого поддерживалась на уровне 2,77 м/мин, увеличивается на 0,1 м/мин, что вызывает заштыбовку шнека с приростом объема циркулирующего угля за оборот $0,55 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ или 2,2 % рабочего объема шнека. Как видно из рис.5.16,а, в колебаниях мощности после этого практически исчезает высокочастотная составляющая и появляется резонансная частота, которая соответствует полупериоду оборота шнека. С продолжением заштыбовки шнека наблюдается смещение вверх диапазона колебаний мощности и увеличение ее среднего значения.

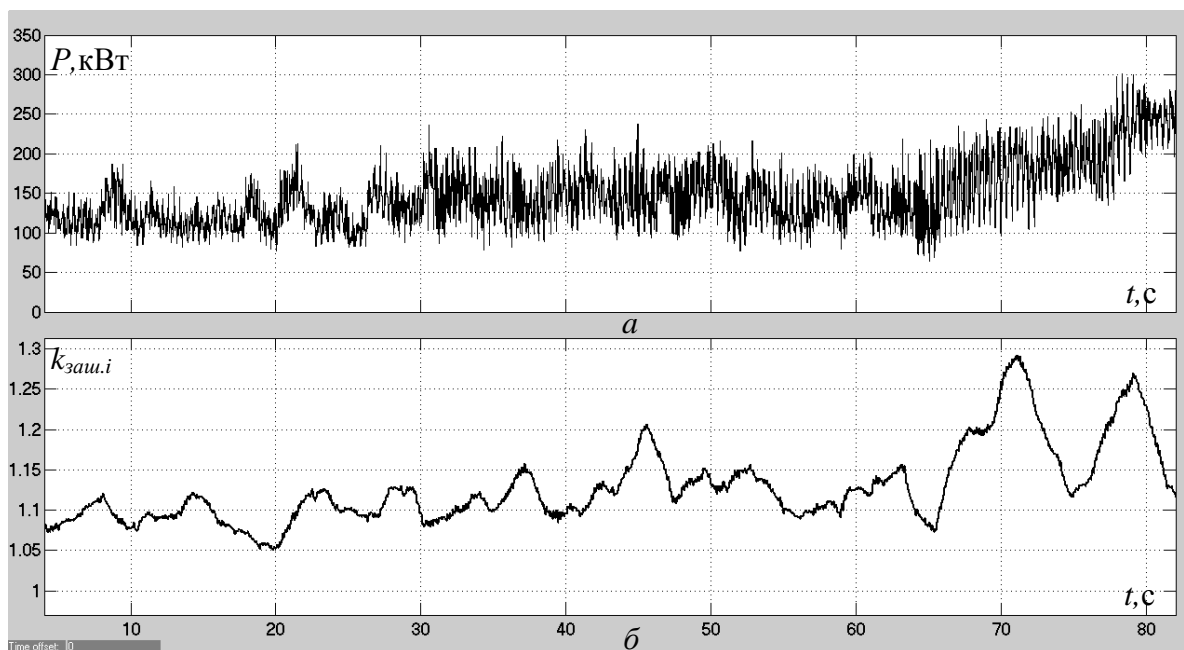


Рис. 5.16. Изменение во времени: а – мгновенной мощности, потребляемой электродвигателем привода резания; б – численного критерия заштыбовки шнека при встрече шнека с прослойком песчаника

Из рис.5.16,б видно, что до встречи шнека с прослойком породы (30 с) численный критерий изменяется случайным образом между значениями $1,01 \div 1,19$ и со средним значением 1,1. После начала резания прослойка происходит смещение среднего значения численного критерия, и оно становится равным 1,13. Это объясняется различием суммарных средних толщин стружки, которые имеют место на разных интервалах замера мощности. При разрушении прослойка породы шнеком численный критерий изменяется между значениями $1,03 \div 1,23$, то есть с максимальным относительным отклонением от среднего значения 8,8%. Увеличение максимального относительного отклонения численного критерия при работе шнека без заштыбовки объясняется увеличением дисперсии высокочастотных колебаний мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, при разрушении крепкого прослойка породы, что вызывает увеличение ошибки скользящего усреднения отношения мощностей.

Из рис.5.16,б видно, что при возникновении заштыбовки шнека (60 с) численный критерий начинает увеличиваться и достигает значения 1,29. То есть, максимальное относительное отклонение численного критерия от среднего значения при заштыбовке шнека составило 14,2%. Несмотря на увеличение максимального относительного отклонения численного критерия при работе шнека без заштыбовки, запас по отклонению численного критерия остался на достаточно высоком уровне и равен 5,4%.

Из анализа результатов исследований можно сделать вывод, что наличие прослойка крепкой породы в пласте угля не влияет на закономерности изменения во времени численного критерия заштыбовки шнека. Несмотря на изменение среднего значения численного критерия, смещение и расширение диапазона его колебаний, разность между максимальными относительными отклонениями численного критерия от среднего значения при заштыбовке и без нее (запас по относительному отклонению численного критерия) остается достаточно большой (уменьшается с 6,3% до 5,4%). Следовательно, вероятность обнаружения заштыбовки на основе данного критерия остается такой же высокой, как и на пластах простого строения (см. подраздел 5.1).

5.4. Алгоритм автоматического управления добычным комбайном на тонких пластах по критерию заштыбовки шнека

Эффект энергосбережения при автоматическом управлении добычным комбайном на основе предложенного в подразделе 5.1 численного критерия заштыбовки шнека зависит от вероятности фиксирования начала заштыбовки шнека на ранней стадии (когда объем циркулирующего угля не превышает 35% рабочего объема шнека). Если система автоматического управления добычным комбайном не зафиксирует начало заштыбовки шнека, то скорость подачи будет увеличиваться до полного использования мощности электродвигателя привода резания, когда около 40% потребляемой электроэнергии тратится на бесполезную работу (см. подраздел 3.1). В подразделах 5.1 и 5.3 показано, что для фиксирования начала заштыбовки шнека с вероятностью “1” в условиях вычислительного эксперимента нужно, чтобы при заштыбовке шнека численный критерий вышел из диапазона изменения значений $0,9 \cdot \bar{k}_{заш} \div 1,1 \cdot \bar{k}_{заш}$. Значит, необходимо исследовать, от каких факторов зависит величина относительного отклонения численного критерия от своего среднего значения при заштыбовке шнека, и определить характер данных зависимостей [59-61].

Из закономерностей изменения во времени мощности погрузки и численного критерия на рис.5.10 видно, что численный критерий начинает увеличиваться при наступлении перераспределения длительностей временных интервалов с низким и повышенным значениями мощности погрузки. Следовательно, можно предположить, что величина отклонения численного критерия при заштыбовке шнека зависит от того, насколько ярко выражена данная стадия процесса заштыбовки шнека, то есть от продолжительности ее

протекания. С помощью имитационной модели, описанной во втором разделе, установлена графическая зависимость между максимальным относительным отклонением численного критерия от среднего значения при заштыбовке и продолжительностью стадии перераспределения длительностей временных интервалов с низким и повышенным значениями мощности погрузки.

Как видно из рис.5.17, данная зависимость нелинейная. До значения продолжительности стадии перераспределения 15,2 с наблюдается интенсивный рост максимального относительного отклонения численного критерия от среднего значения. Затем величина относительного отклонения численного критерия при заштыбовке шнека постепенно стабилизируется на значении 19,5%. На рис.5.17 штрихпунктирной линией обозначено критическое значение максимального относительного отклонения численного критерия. Если максимальное относительное отклонение численного критерия будет меньше 10%, то начало заштыбовки шнека не зафиксируется системой автоматического управления добычным комбайном. Как видно из рис.5.17, для фиксирования заштыбовки шнека системой автоматического управления добычным комбайном с вероятностью “1” в условиях вычислительного эксперимента необходимо, чтобы продолжительность стадии перераспределения длительностей временных интервалов с низким и повышенным значениями мощности погрузки угля t_{II} была более 10 с.

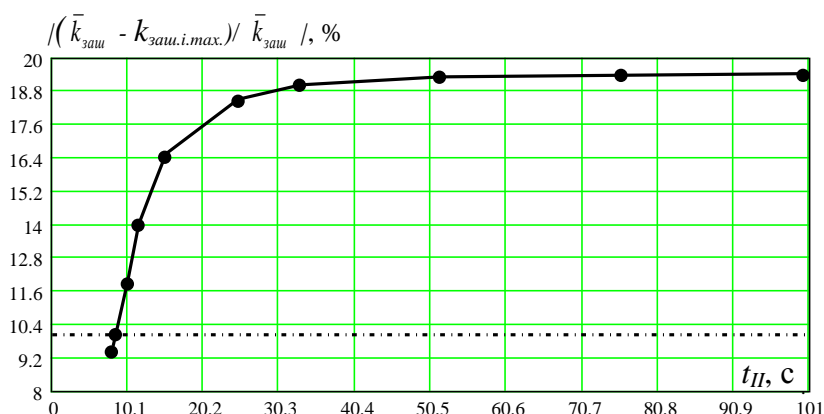


Рис. 5.17. Зависимость между максимальным относительным отклонением численного критерия от среднего значения при заштыбовке и продолжительностью стадии перераспределения длительностей временных интервалов с низким и повышенным значениями мощности погрузки

Чтобы установить связь продолжительности стадии перераспределения процесса заштыбовки шнека с режимом работы комбайна, в ходе имитационного моделирования определена ее графическая зависимость от прироста объема циркулирующего угля за оборот шнека.

Как видно из рис.5.18, данная зависимость также имеет нелинейный вид. Анализ рис.5.18 показывает, что для увеличения продолжительности стадии перераспределения длительностей временных интервалов с низким и повышенным значениями мощности погрузки нужно уменьшать прирост

объема циркулирующего угля за оборот шнека. Однако чрезмерное уменьшение прироста объема циркулирующего угля за оборот шнека приведет к неоправданно большому времени фиксирования заштыбовки шнека и, следовательно, поиска критической по заштыбовке скорости подачи. А это значит, что увеличится потеря производительности комбайна при поиске критической по заштыбовке скорости подачи.

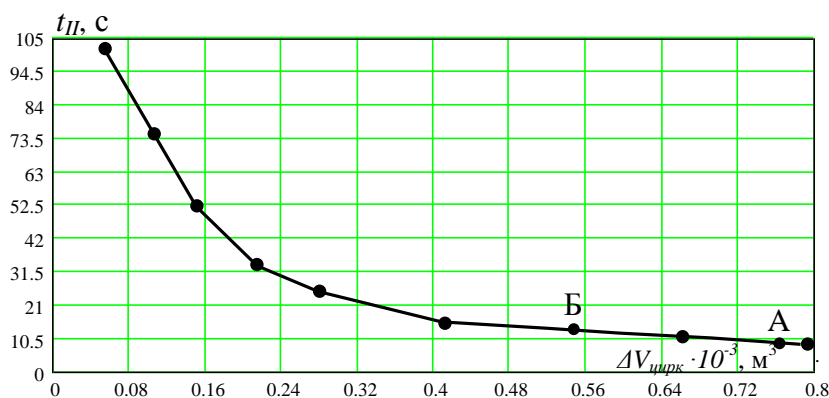


Рис. 5.18. Зависимость между продолжительностью стадии перераспределения процесса заштыбовки шнека и приростом объема циркулирующего угля за оборот шнека

Поэтому необходимо обоснование максимального значения прироста объема циркулирующего угля за оборот шнека $\Delta V_{цирк.крит}$, при превышении которого начало заштыбовки шнека не зафиксируется. С этой целью в ходе имитационного моделирования получена графическая зависимость между максимальным относительным отклонением численного критерия от среднего значения при заштыбовке и приростом объема циркулирующего угля за оборот шнека (рис.5.19).

Для того, чтобы потеря производительности добычного комбайна при поиске критической по заштыбовке скорости подачи была минимальна, необходимо прирост объема циркулирующего угля за оборот шнека взять равным значению $\Delta V_{цирк.крит}$, при котором максимальное относительное отклонение численного критерия от среднего значения при заштыбовке становится больше 10% (на рис.5.19 точка А). Это значение равно $0,76 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (3,1% от рабочего объема шнека). Отсюда следует, что для фиксирования заштыбовки шнека системой автоматического управления добычным комбайном с вероятностью “1” в условиях вычислительного эксперимента необходимо, чтобы прирост объема циркулирующего угля за оборот шнека не превышал значения $0,76 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (3,1% от рабочего объема шнека).

При первом запуске добычного комбайна критическое значение скорости подачи по заштыбовке неизвестно. Это означает, что невозможно предсказать, насколько фактическое значение скорости подачи превысит критическое значение по заштыбовке, то есть прирост объема циркулирующего угля за оборот шнека. Предлагается оставить запас по приросту объема

циркулирующего угля за оборот шнека ($\Delta V_{\text{цирк.зан.1}}$) для установления конечного времени анализа численного критерия, благодаря чему решается проблема неопределенности прироста объема циркулирующего угля.

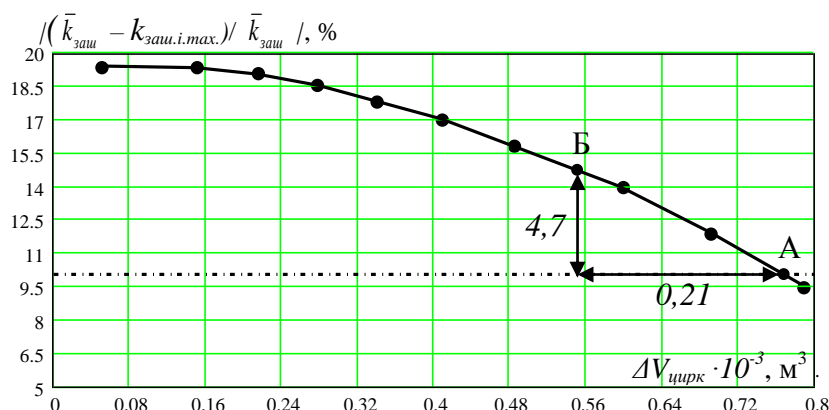


Рис. 5.19. Зависимость между максимальным относительным отклонением численного критерия от среднего значения при заштыбовке и приростом объема циркулирующего угля за оборот шнека

Проведен вычислительный эксперимент на имитационной модели “очистной забой – шнек малого диаметра – привод резания”, при котором замерялось время поиска критической по заштыбовке скорости подачи при различных значениях $\Delta V_{\text{цирк.зан.1}}$. Данный эксперимент показал, что минимальное время поиска критической по заштыбовке скорости подачи наблюдается при значениях $\Delta V_{\text{цирк.зан.1}}$ на уровне 0,5–0,7% от рабочего объема шнека. В данной работе запас по приросту объема циркулирующего угля за оборот шнека взят равным 0,6% от рабочего объема шнека. При этом для анализа численного критерия понадобится следующее количество времени:

$$t_{\text{оц.заш}} = \frac{V_{\text{фикс.заш}}}{\Delta V_{\text{цирк.зан.1}}} \cdot T_{\text{шн}},$$

где $V_{\text{фикс.заш}}$ – максимальный объем циркулирующего угля в рабочем пространстве шнека, при котором численный критерий пересекает верхнюю границу диапазона изменения значений $\bar{k}_{\text{заш}} + 0,1 \cdot \bar{k}_{\text{заш}}$, м^3 ; $T_{\text{шн}}$ – период вращения шнека, с.

Таким образом, если прирост объема циркулирующего угля за оборот шнека будет менее 0,6% от рабочего объема шнека, автоматическая система не зафиксирует заштыбовку. Однако прирост объема циркулирующего угля на следующем шаге итерации скорости подачи не превысит максимальное критическое значение $\Delta V_{\text{цирк.крит}}$, поскольку он будет равным

$$\Delta V_{\text{цирк}} = \Delta V_{\text{цирк.пред.}} + \Delta(\Delta V_{\text{цирк}}),$$

где $\Delta V_{цирк}$ – прирост объема циркулирующего угля за оборот шнека на следующем шаге итерации скорости подачи; $\Delta(\Delta V_{цирк})$ – увеличение прироста объема циркулирующего угля за оборот шнека за счет перехода к следующему значению скорости подачи (2,5% от рабочего объема шнека); $\Delta V_{цирк.пред}$ – прирост объема циркулирующего угля за оборот шнека на предыдущем шаге итерации скорости подачи ($< 0,6\%$).

При работе добычного комбайна его скорость подачи изменяется случайным образом в определенном диапазоне значений из-за конструктивных особенностей системы подачи и из-за воздействия силы реакции массива угля на шнек комбайна [25,50]. Вследствие этого, реальная скорость подачи, усредненная за время анализа численного критерия $t_{оц.зашт}$, может отличаться от заданного значения. И, следовательно, будут отличаться объем циркулирующего угля по истечении этого времени и среднее значение прироста объема циркулирующего угля за оборот шнека. Может так оказаться, что вследствие данного несовпадения реальной средней скорости подачи и заданной, увеличение прироста объема циркулирующего угля за оборот шнека за счет перехода к следующему значению скорости подачи $\Delta(\Delta V_{цирк})$ составит не 2,5% от рабочего объема шнека, а 2,6% или более. Как следствие, прирост объема циркулирующего угля за оборот шнека на текущем шаге итерации скорости подачи может оказаться больше максимального критического значения $\Delta V_{цирк.крит}$, и заштыбовка шнека не зафиксируется. Отсюда следует, что необходимо постоянно проверять соответствие фактической средней скорости подачи заданной, и если первая больше второй, то проводить анализ численного критерия заштыбовки шнека для текущей скорости подачи повторно. Однако это приведет к потере производительности комбайна при поиске критической по заштыбовке скорости подачи. Поэтому предлагается оставить также запас по приросту объема циркулирующего угля за оборот шнека ($\Delta V_{цирк.зап.2} = 0,3\%$ рабочего объема шнека) для учета несоответствия реальной средней скорости подачи добычного комбайна и заданной. При этом допустимым будет превышение реальной средней скорости подачи над заданной на 0,014 м/мин. Для добычного комбайна УКД300, критическая скорость подачи по заштыбовке которого равна 2,77 м/мин, это составляет 0,505% от уставки скорости подачи. Если реальная средняя скорость подачи превысила заданную на большее значение, проводится повторный анализ численного критерия заштыбовки для текущей скорости подачи.

Таким образом, делается переход от точки А на рис.5.18 и рис.5.19 к точке Б. То есть, для фиксирования заштыбовки шнека системой автоматического управления добычным комбайном с вероятностью “1” в условиях вычислительного эксперимента с учетом неопределенности прироста объема циркулирующего угля за оборот шнека и несоответствия реальной средней скорости подачи заданной, среднее значение прироста объема циркулирующего угля за оборот шнека должно быть равным $0,55 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (или 2,2% от рабочего объема шнека). При этом максимальное относительное отклонение численного критерия от среднего значения при заштыбовке шнека составит 14,7%.

Возможны несколько вариантов закона изменения скорости подачи после начала заштыбовки шнека. Скорость подачи может продолжать увеличиваться непрерывно или ступенчато, а может оставаться постоянной величиной. Закон изменения скорости подачи определяется требованием к приросту объема циркулирующего угля за оборот шнека. Согласно данному требованию, исключаются варианты непрерывного или ступенчатого увеличения скорости подачи после начала заштыбовки шнека, поскольку это приведет к интенсивному увеличению прироста объема циркулирующего угля за оборот шнека, и он очень быстро превысит максимальное допустимое значение $\Delta V_{\text{цирк.крит}}$. Отсюда следует, что скорость подачи после начала заштыбовки в течение времени анализа численного критерия должна оставаться неизменной, причем разность между ней и критическим значением по заштыбовке должна быть такой, при которой прирост объема циркулирующего угля за оборот шнека не превышает 2,2% от рабочего объема шнека. С помощью имитационного моделирования установлено, что для комбайна УКД300 средний прирост объема циркулирующего угля за оборот шнека 2,2% от рабочего объема шнека имеет место, когда разность между текущей средней скоростью подачи и ее критическим значением по заштыбовке равна 0,1 м/мин.

Из всего сказанного следует вывод, что в течение поиска критического по заштыбовке значения скорость подачи должна увеличиваться ступенчато. Шаг итерации значений скорости подачи должен быть равен 0,1 м/мин. Переход на новое значение осуществляется через время, необходимое для анализа численного критерия $t_{\text{оц.заш}}$, при условии, что фактическая средняя скорость подачи не превысила заданное значение на 0,505%. Для определения времени $t_{\text{оц.заш}}$ в ходе имитационного моделирования работы комбайна УКД300 проведено исследование зависимости характера изменения во времени численного критерия от объема циркулирующего угля в рабочем пространстве шнека.

Из рис.5.20 видно, что численный критерий заштыбовки шнека изменяется случайным образом в диапазоне значений $0,99 \div 1,21$ при объеме циркулирующего угля в рабочем пространстве шнека меньше значения $8,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ и выходит из данного диапазона при превышении объема циркулирующего угля значения $8,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$. Установлено, что объем циркулирующего угля, при котором численный критерий становится больше значения $1,21 (\bar{k}_{\text{заш}} + 0,1 \cdot \bar{k}_{\text{заш}})$, является случайной величиной. Это объясняется случайными колебаниями численного критерия из-за влияния составляющей мощности электродвигателя привода резания, которая связана с резанием угля. Если при начале заштыбовки шнека данное влияние вызывает уменьшение численного критерия, то оно частично компенсирует рост численного критерия, вызванный началом заштыбовки шнека, и численный критерий пересекает верхнюю границу диапазона “1,21” позже при большем значении объема циркулирующего угля. И наоборот, если данное влияние вызывает увеличение численного критерия, то его рост при начале заштыбовки шнека становится более интенсивным и численный критерий пересекает верхнюю границу диапазона “1,21” раньше при

меньшем значении объема циркулирующего угля. В ходе вычислительного эксперимента установлено, что для комбайна УКД300 максимальное значение объема циркулирующего угля в рабочем пространстве шнека, при котором численный критерий выходит из диапазона изменения значений $(\bar{k}_{защ} - 0,1 \cdot \bar{k}_{защ}) \div (\bar{k}_{защ} + 0,1 \cdot \bar{k}_{защ})$, равно $8,55 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (35% от рабочего объема шнека).

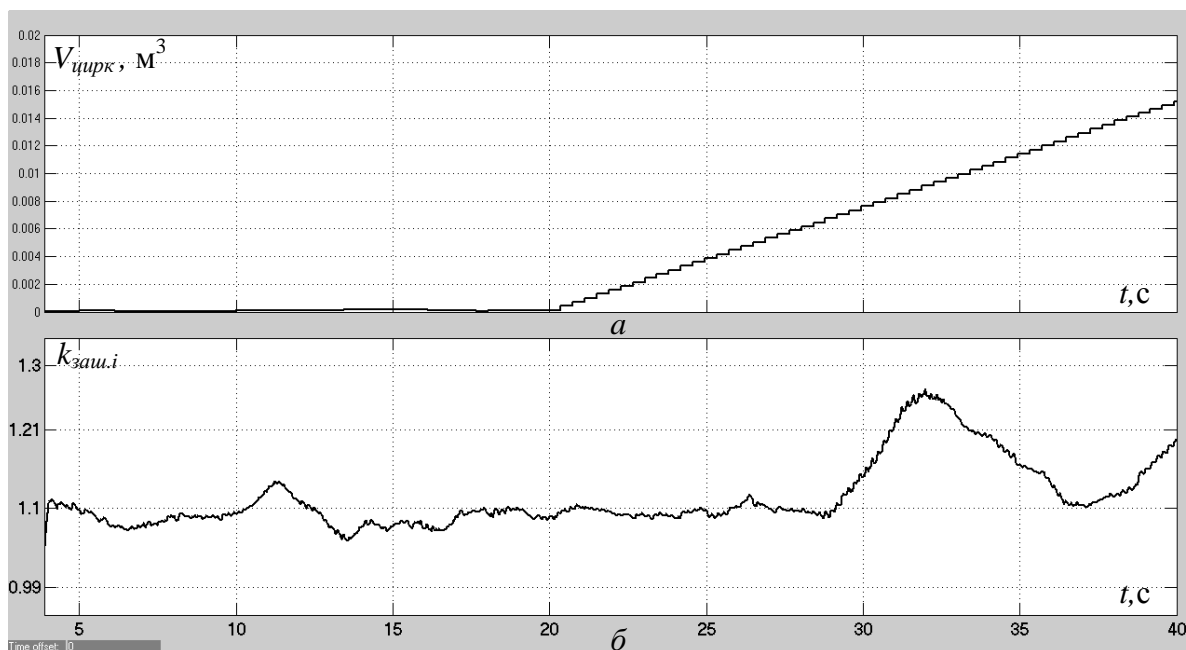


Рис. 5.20. Изменение во времени: *a* – объема циркулирующего угля в рабочем пространстве шнека; *б* – численного критерия заштыбовки шнека

Значит время, необходимое для анализа численного критерия заштыбовки шнека, равно

$$t_{оц.защ} = \frac{V_{фикс.защ}}{\Delta V_{цирк.зан.1}} \cdot T_{шн} = \frac{8,55 \cdot 10^{-3}}{0,1506 \cdot 10^{-3}} \cdot 0,768 = 43,6, \text{ с.}$$

Из рис.5.20 видно, что численный критерий заштыбовки шнека возвращается в диапазон изменения значений $0,99 \div 1,21$ при превышении объема циркулирующего угля уровня 42,5% рабочего объема шнека ($10,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$). Однако, если после выхода численного критерия из диапазона изменения значений $0,99 \div 1,21$ снизить скорость подачи для устранения циркулирующего угля (см. рис.5.21), численный критерий вернется в диапазон изменения значений $0,99 \div 1,21$ при снижении объема циркулирующего угля до уровня 22 – 26% от рабочего объема шнека, и станет меньше среднего значения “1,1” при объеме циркулирующего угля 10 – 14% от рабочего объема шнека. Данную закономерность изменения во времени численного критерия можно использовать в режиме отслеживания критической по заштыбовке скорости подачи для определения момента, когда циркулирующий уголь практически

удален из рабочего пространства шнека, и когда можно опять увеличить скорость подачи на шаг итерации.

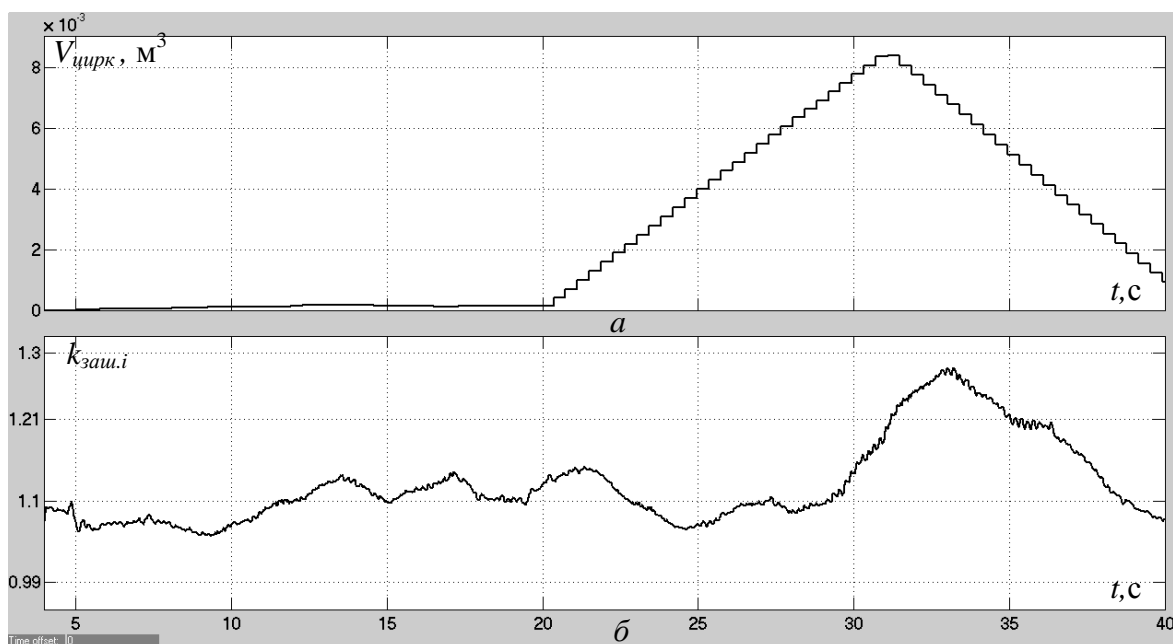


Рис. 5.21. Изменение во времени: *a* – объема циркулирующего угля в рабочем пространстве шнека; *б* – численного критерия заштыбовки шнека

Полученные результаты исследования закономерностей изменения во времени численного критерия заштыбовки шнека легли в основу алгоритма автоматического управления добычными комбайнами на тонких пластах с позиции снижения удельных энергозатрат на добычу угля [59-61].

В целом, согласно со схемой алгоритма управления, представленной на рис.5.22, можно выделить два режима работы системы автоматического управления добычным комбайном – режим поиска критической по заштыбовке скорости подачи и режим ее отслеживания.

Поиск критической по заштыбовке скорости подачи протекает следующим образом. После запуска добычного комбайна система автоматического управления задает в блоке 2 (рис.5.22) скорость подачи на уровне 1 м/мин. Согласно рис.3.9, при скорости подачи 1 м/мин шнеки с двумя лопастями диаметром 0,7 м и выше (с высотой борта конвейера 0,228 м) справляются с погрузкой угля на забойный конвейер. Увеличение начальной скорости подачи, с которой начинается поиск критического по заштыбовке значения, позволяет сократить время поиска. Далее в блоке 3 происходит опрос датчика скорости подачи с шагом 0,1 с. Согласно [16,20], частота колебаний скорости подачи добычного комбайна лежит в диапазоне 0,5 ÷ 3 Гц. Поэтому шаг опроса во времени датчика скорости подачи рассчитан по формуле (4.3) с условием, что граничная верхняя частота колебаний скорости подачи равна 5 Гц. В блоке 4 проверяется, достигла ли текущая скорость подачи добычного комбайна значения 1 м/мин. При этом допускается отклонение на 0,014 м/мин.

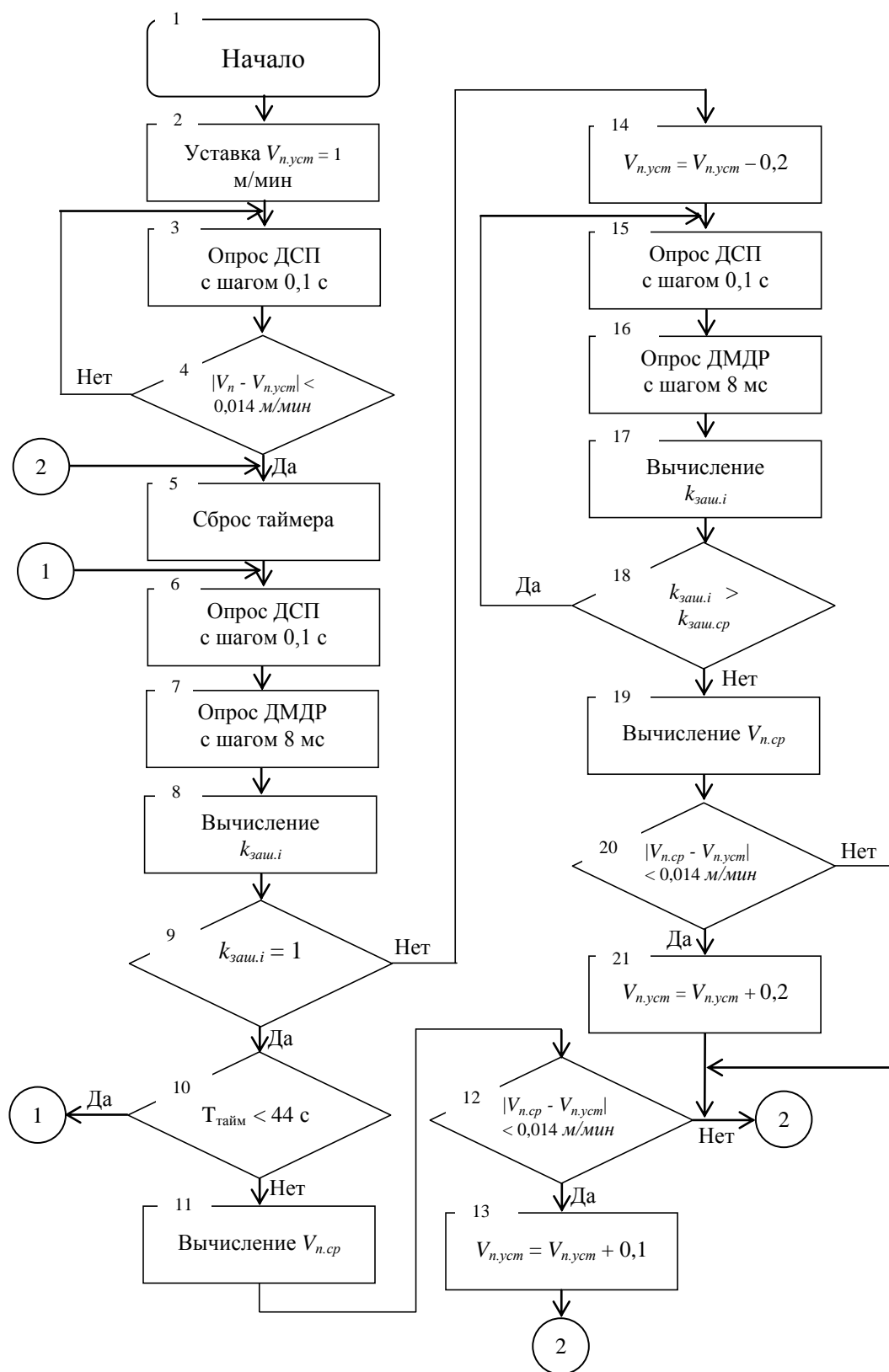


Рис. 5.22. Схема алгоритма автоматического управления добычным комбайном УКД300 с постоянной скоростью резания по критерию заштыбовки шнека

Система автоматического управления будет продолжать опрашивать датчик скорости подачи, не предпринимая никаких действий, пока текущая скорость подачи не станет больше значения 0,986 м/мин. После этого в блоке 5

произойдет обнуление таймера и его запуск. В блоке 6 опять производится опрос датчика скорости подачи с шагом 0,1 с и сбор мгновенных значений скорости подачи для того, чтобы дальше проверить соответствие фактической средней скорости подачи комбайна заданному значению. В блоке 7 происходит опрос датчика мощности электродвигателя привода резания с шагом во времени 0,008 с (см. подраздел 4.2).

Как показали исследования [16], частоты собственных колебаний электродвигателей приводов резания комбайнов лежат в пределах 9–18 Гц. Шаг опроса во времени датчика мощности рассчитан по формуле (4.3) с условием, что граничная верхняя частота колебаний мощности равна 63 Гц. Колебания мощности электродвигателя привода резания с большими частотами не имеют существенного веса в спектре частот.

Далее в блоке 8 вычисляется интегральный численный критерий заштыбовки шнека по формулах (5.2, 5.3 и 5.4), однако с диапазоном изменения значений при отсутствии заштыбовки шнека, который обоснован в подразделе 5.3. В блоке 9 проверяется условие возникновения заштыбовки шнека. Если заштыбовка шнека отсутствует, в блоке 10 проверяется содержимое таймера. Если с момента последнего сброса таймера не прошло 44 секунды, то осуществляется опрос датчика скорости подачи в блоке 6 и цикл повторяется. Если условие в блоке 10 не соблюдается, то в блоке 11 вычисляется среднее значение скорости подачи по формуле

$$\bar{V}_{n.i} = \frac{\sum_{x=440}^i V_{n.x}}{440}, \text{ м/мин,}$$

где $\bar{V}_{n.i}$ – текущее среднее значение скорости подачи добычного комбайна, усредненное в течение времени анализа численного критерия заштыбовки шнека, м/мин; $V_{n.x}$ – мгновенные значения скорости подачи, замеренные в блоке 6 и сохраненные в энергонезависимой памяти контроллера, м/мин; i – номер среднего значения скорости подачи, которое соответствует текущему моменту времени; x – номер мгновенного значения скорости подачи при усреднении.

В блоке 12 проверяется соответствие фактической средней скорости подачи добычного комбайна заданному значению согласно требованию, сформированному в подразделе 5.4. Если отклонение фактической средней скорости подачи от заданного значения по модулю не превышает 0,014 м/мин, то в блоке 13 увеличивается заданное значение скорости подачи на 0,1 м/мин. Далее в блоке 5 сбрасывается таймер, и в течение следующих 44 с будет иметь место описанное выше циклическое выполнение операций автоматической системой. Если же условие в блоке 12 не будет соблюдено, то последовательность выполняемых операций автоматической системой будет такая же, как и при соблюдении условия в блоке 12, однако заданное значение скорости подачи останется прежним. Повторный анализ фактической средней

скорости подачи позволит избежать случаев нефиксирования заштыбовки шнека автоматической системой из-за ошибки при стабилизации скорости подачи вследствие влияния внешних возмущающих воздействий.

По описанному замкнутому циклу работа системы автоматического управления добычным комбайном будет происходить до тех пор, пока при определенном значении скорости подачи не наступит заштыбовка шнека. После этого автоматическая система перейдет в режим отслеживания критической по заштыбовке скорости подачи. При наступлении заштыбовки шнека спустя 11 – 43,6 секунд с момента последнего сброса таймера в блоке 9 перестанет выполняться условие. При этом в блоке 14 произойдет уменьшение заданной скорости подачи на 0,2 м/мин. Уменьшение заданного значения скорости подачи на двойной шаг итерации объясняется тем, что при предыдущем заданном значении могла иметь место заштыбовка шнека столь слабо выраженная, что автоматическая система не зафиксировала ее наличие в течение 44 с ($\Delta V_{\text{цирк.}} < 0,6\%$ рабочего объема шнека). То есть, средняя скорость подачи на предыдущем шаге итерации может оказаться больше либо равной критической по заштыбовке скорости подачи, а для устранения циркулирующего угля в рабочем пространстве шнека необходимо, чтобы имелся некоторый запас по погрузочной способности шнека.

В блоке 15 опрашивается датчик скорости подачи и производится сбор мгновенных значений скорости подачи для того, чтобы дальше проверить соответствие фактической средней скорости подачи комбайна заданному значению. В блоке 16 происходит опрос датчика мощности электродвигателя привода резания с шагом во времени 0,008 с и производится сбор мгновенных значений мощности для расчета численного критерия заштыбовки. Далее в блоке 17 вычисляется интегральный численный критерий заштыбовки шнека. В блоке 18 проверяется условие превышения текущим значением численного критерия заштыбовки среднего значения. Таким способом осуществляется контроль над количеством циркулирующего угля в рабочем пространстве шнека. Пока условие в блоке 18 соблюдается, это означает, что уровень циркулирующего угля в рабочем пространстве шнека еще высок, и в этом случае система автоматического управления не предпринимает никаких действий, контролируя только численный критерий заштыбовки и собирая информацию о фактической средней скорости подачи комбайна. Когда объем циркулирующего угля снизится до уровня 10 – 14% от рабочего объема шнека, условие в блоке 18 перестанет соблюдаться. Тогда в блоке 19 производится вычисление фактического среднего значения скорости подачи и в блоке 20 проверяется величина отклонения фактического среднего значения скорости подачи от заданного значения. Если разность между фактическим средним значением скорости подачи и заданным значением меньше 0,014 м/мин, то в блоке 21 заданное значение скорости подачи увеличивается на двойной шаг итерации. И далее заново проводится анализ численного критерия заштыбовки шнека для скорости подачи, при которой ранее была зафиксирована заштыбовка шнека. Если же ошибка при стабилизации скорости подачи вследствие влияния внешних возмущающих воздействий окажется слишком

большой (невыполнение условия в блоке 20), то для предотвращения затянувшейся заштыбовки заниженное значение скорости подачи оставляется неизменным на время анализа численного критерия заштыбовки шнека.

Таким образом, система автоматического управления периодически переводит добычной комбайн в режим работы с заштыбовкой шнека и проверяет установленное критическое по заштыбовке значение скорости подачи для того, чтобы обеспечить работу добычного комбайна с максимальной погрузочной производительностью шнека.

Рассмотрим возможность стабилизации погрузочной производительности шнека на максимальном уровне в автоматическом режиме для случая, когда добычной комбайн оснащен регулируемыми приводами резания. При регулируемой скорости резания комбайна некорректно говорить об одном критическом значении скорости подачи, которое соответствует работе комбайна на грани заштыбовки шнека. Условие нахождения шнека на грани заштыбовки по отношению к регулируемым скоростям резания и подачи следует рассматривать как критическое отношение данных скоростей, или как критическое значение максимальной толщины стружки, при превышении которого нарушается баланс между объемом угля, поступившим в рабочее пространство шнека, и объемом угля, удаленным из этого пространства. Таким образом, при переменной скорости резания задача управления комбайном по критерию максимального использования погрузочной способности шнека без его заштыбовки сводится к поиску, а затем поддержанию критической по заштыбовке максимальной толщины стружки.

Для задания определенных значений максимальной толщины стружки достаточно регулировать только одну скорость – подачи либо резания, а второй скоростью можно управлять по другому критерию. Для дополнительного критерия управления в качестве управляемой величины лучше использовать скорость подачи, поскольку именно она определяет производительность комбайна и загруженность электродвигателя привода резания. Таким образом, при регулируемой скорости резания для комбайнов, работающих на тонких пластах, наилучшим решением будет разработать систему автоматического управления скоростью резания по критерию максимального использования погрузочной способности шнека без его заштыбовки, в которой скорость подачи является входным параметром. При этом в качестве управляемой величины предлагается максимальная толщина стружки, а управляющей – скорость резания. Скорость подачи при этом рассматривается как возмущающее воздействие, которое изменяет максимальную толщину стружки. То есть, задачу управления теперь можно описать как поиск и поддержание критической по заштыбовке максимальной толщины стружки для разных скоростей подачи комбайна за счет регулирования скорости резания.

С помощью имитационной модели подсистемы резания добычного комбайна, которая описана во втором разделе монографии, определим критические значения скорости резания по заштыбовке шнека $V_{p,кр}$ для разных значений скорости подачи $V_{п}$ в диапазоне от 1,6 до 5,1 м/мин.

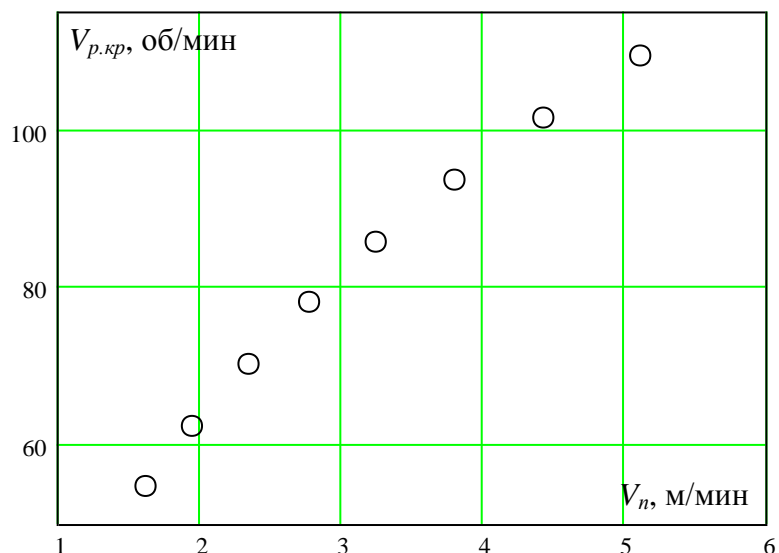
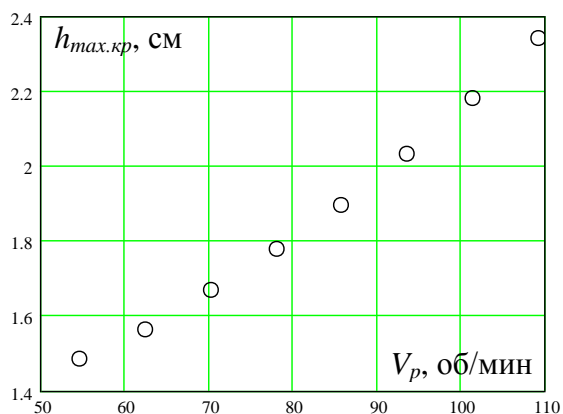
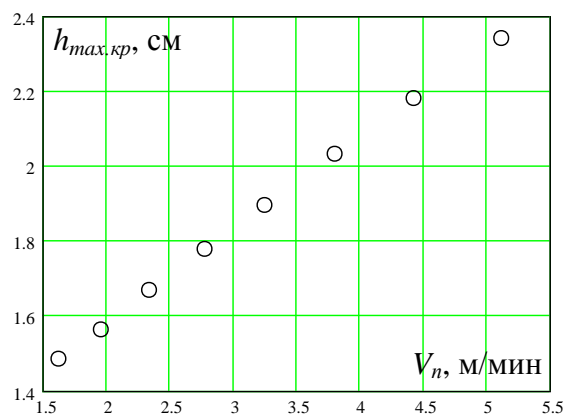


Рис. 5.23. Зависимость критической по заштыбовке шнека скорости резания добычного комбайна от его скорости подачи

Из рис.5.23 видим, что зависимость между критической по заштыбовке скоростью резания и скоростью подачи нелинейная, поскольку объем выгруженного угля, который соответствует максимальной погрузочной производительности шнека, уменьшается при снижении скорости его вращения, и наоборот. Это значит, что критическая по заштыбовке максимальная толщина стружки не является постоянной величиной, а изменяется пропорционально скорости вращения шнека по нелинейному закону (рис.5.24,а).



а



б

Рис. 5.24. Зависимость критической по заштыбовке максимальной толщины стружки от: а – скорости вращения шнека; б – скорости подачи комбайна

Однако по отношению к скорости подачи у критической по заштыбовке максимальной толщины стружки наблюдается прямая и практически линейная зависимость (рис.5.24,б).

Таким образом, процедуру поиска критической по заштыбовке максимальной толщины стружки достаточно осуществить для двух значений скорости подачи, проведя затем аппроксимацию данной зависимости уравнением прямой линии. Ниже показан результат аппроксимации зависимости критической по заштыбовке максимальной толщины стружки от скорости подачи по двум значениям скорости подачи – 1,6 и 5,1 м/мин (рис.5.25,а). Полученное при этом уравнение прямой линии

$$h_{max.кр}(V_n) = 1,086 + 0,245 \cdot V_n. \quad (5.5)$$

Как видно из рис.5.25,б, относительная ошибка аппроксимации σ не превышает 0,6 %.

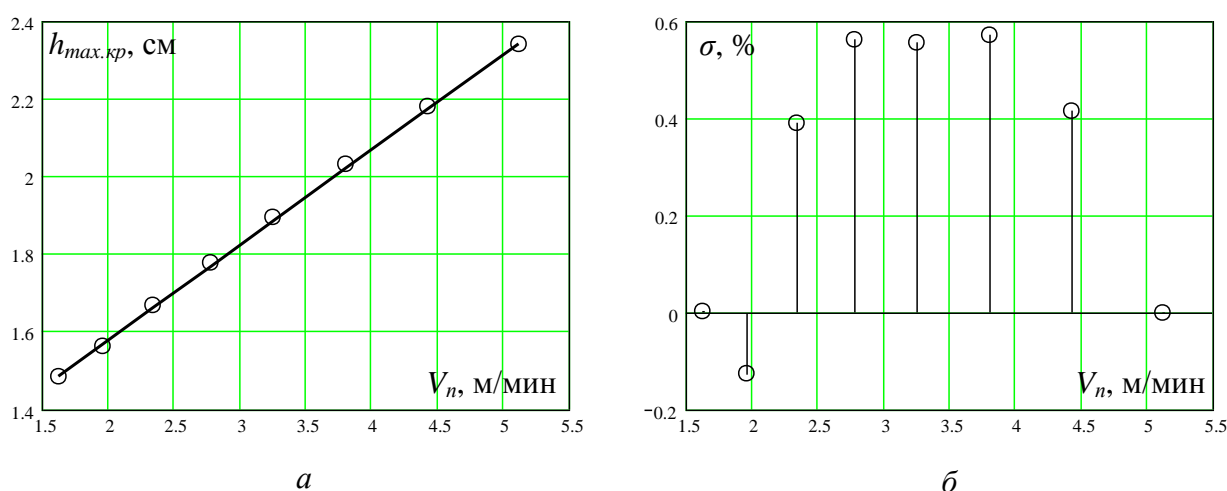


Рис. 5.25. Результат аппроксимации зависимости критической по заштыбовке максимальной толщины стружки от скорости подачи: а – график уравнения прямой линии; б – относительная ошибка аппроксимации

Как было показано в подразделе 5.3, для фиксирования процесса заштыбовки в условиях вычислительного эксперимента с вероятностью, равной единице, численный критерий заштыбовки шнека должен выйти из диапазона изменения значений $0,9 \cdot \bar{k}_{заш} - 1,1 \cdot \bar{k}_{заш}$, где $\bar{k}_{заш}$ – значение численного критерия, усредненного за длительный период времени. Для обеспечения выполнения данного условия была установлена зависимость между величиной относительного отклонения численного критерия от его среднего значения и приростом объема циркулирующего угля за оборот шнека, и с учетом этой зависимости был предложен алгоритм поиска критической по заштыбовке шнека скорости подачи (рис.5.22).

Отметим, что в уравнении численного критерия заштыбовки параметры скользящего усреднения отношения мощностей рассчитаны на основе спектральной плотности высокочастотной составляющей мощности электродвигателя привода резания (подраздел 4.2). Поэтому для неизменности

установленного в подразделе 5.1 доверительного интервала, в котором критерий заштыбовки будет находиться с вероятностью 1 в условиях вычислительного эксперимента при отсутствии заштыбовки шнека, нельзя изменять шаг замера мощности и время скользящего усреднения.

Если управление осуществлять на основе максимальной толщины стружки, то для перехода в режим заштыбовки шнека с целью ее идентификации с обеспечением допустимого приращения объема циркулирующего угля за оборот шнека необходимо знать зависимость между максимальным относительным отклонением критерия заштыбовки и приращением максимальной толщины стружки. Причем с учетом неизменности времени скользящего усреднения, эту зависимость нужно получить для разных участков диапазона изменения скорости резания, поскольку при больших скоростях резания за аналогичное время скользящего усреднения шнек совершает большее количество оборотов с таким же приращением циркулирующего угля, и из-за этого циркулирующий уголь накапливается быстрее. А как было показано выше (рис.5.18 и рис.5.19), критерий заштыбовки шнека чувствительный к скорости накопления объема циркулирующего угля в рабочем пространстве шнека, и при превышении допустимого значения скорости не обеспечивает идентификацию заштыбовки шнека из-за слишком короткой зоны перераспределения интервалов силовой и несиловой погрузки угля.

Для получения зависимости между максимальным относительным отклонением критерия заштыбовки и приращением максимальной толщины стружки, а также приращением объема циркулирующего угля за 1 с, используем имитационную модель подсистемы резания добычного комбайна, которая описана во втором разделе монографии.

Отметим, что установленное выше в подразделе 5.4 максимально допустимое приращение объема циркулирующего угля за 1 с равно $0,72 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

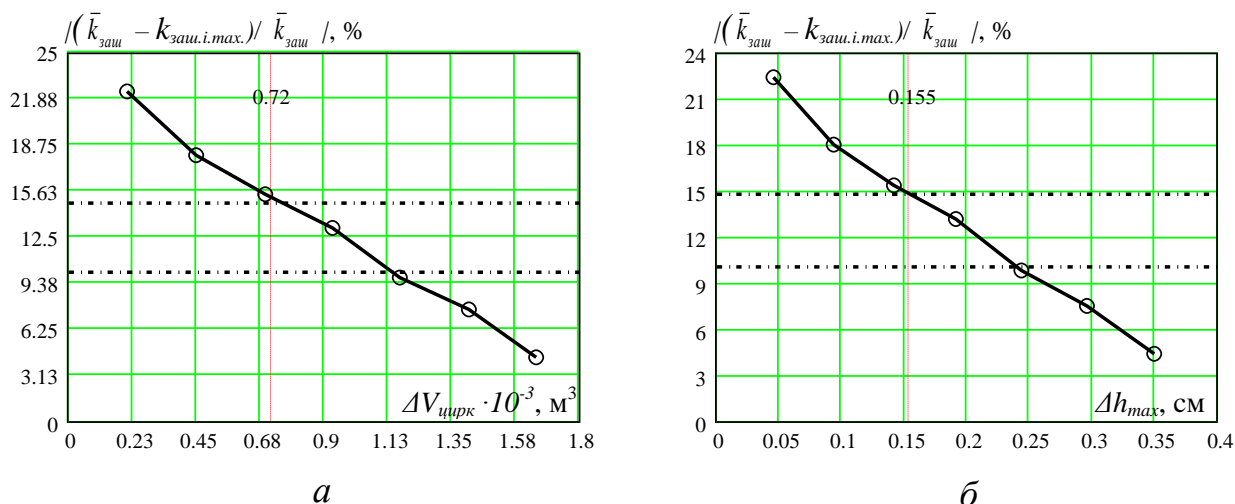


Рис. 5.26. Зависимость максимального относительного отклонения критерия заштыбовки от: *а* – приращения объема циркулирующего угля за 1 с; *б* – приращения максимальной толщины стружки при скорости подачи 2,77 м/мин и скорости вращения шнека 78 об/мин

Из рис.5.26 видно, что максимально допустимый прирост объема циркулирующего угля за 1 с $0,72 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ обеспечивается при превышении максимальной толщины стружки своего критического по заштыбовке значения на величину 0,155 см. Для критических по заштыбовке скоростей подачи и резания, соответственно, 2,77 м/мин и 78 об/мин это соответствует уменьшению скорости резания на величину 3,2 об/мин.

Из рис.5.27,а видно, что при переходе к пониженной скорости вращения шнека максимально допустимый прирост объема циркулирующего угля за 1 с $0,72 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ наблюдается при практически таком же значении максимального относительного отклонения критерия заштыбовки от среднего значения 14,7%. Это говорит о том, что характер перераспределения во времени интервалов силовой и несиловой погрузки угля шнеком остался практически таким же, изменилась лишь частота чередования этих интервалов и их длительность. Однако, как видно из рис.5.27,б, прирост объема циркулирующего угля за 1 с $0,72 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ теперь обеспечивает отклонение максимальной толщины стружки от своего критического по заштыбовке значения на 0,2 см. То есть, из-за уменьшения частоты вращения шнека в 1,43 раза для поддержания такой же скорости накопления объема циркулирующего угля в рабочем пространстве шнека отклонение максимальной толщины стружки от своего критического по заштыбовке значения нужно увеличить в 1,29 раз. Диспропорция между изменением частоты вращения шнека и величины отклонения максимальной толщины стружки имеет место из-за снижения погрузочной производительности шнека. Для критических по заштыбовке скоростей подачи и резания, соответственно, 1,62 м/мин и 54,6 об/мин отклонению максимальной толщины стружки на 0,2 см соответствует уменьшение скорости резания на величину 3,4 об/мин.

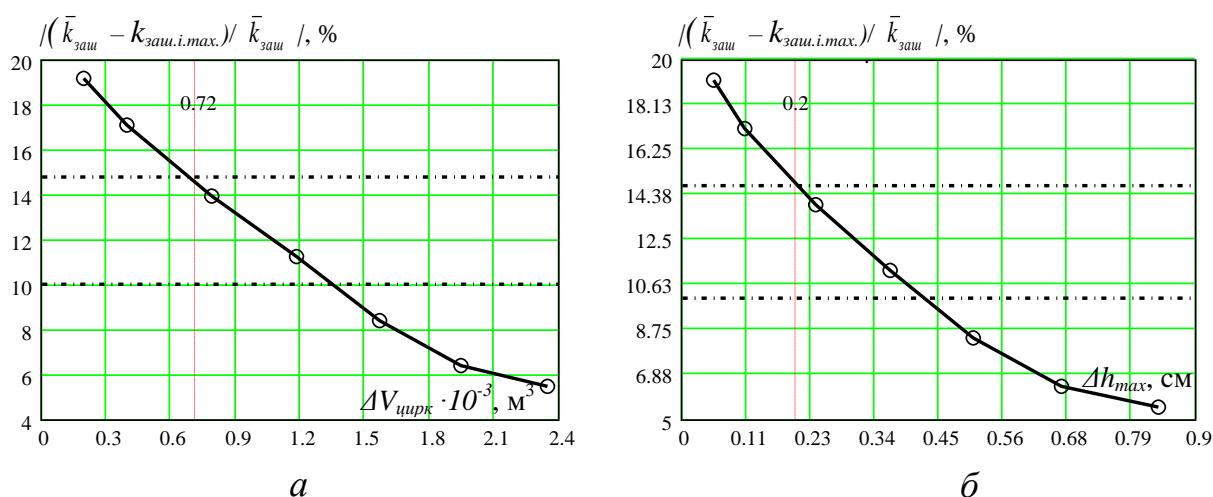


Рис. 5.27. Зависимость максимального относительного отклонения критерия заштыбовки от: а – приращения объема циркулирующего угля за 1 с; б – приращения максимальной толщины стружки при скорости подачи 1,62 м/мин и скорости вращения шнека 54,6 об/мин

Определим допустимое отклонение максимальной толщины стружки от своего критического по заштыбовке значения для повышенной скорости вращения шнека.

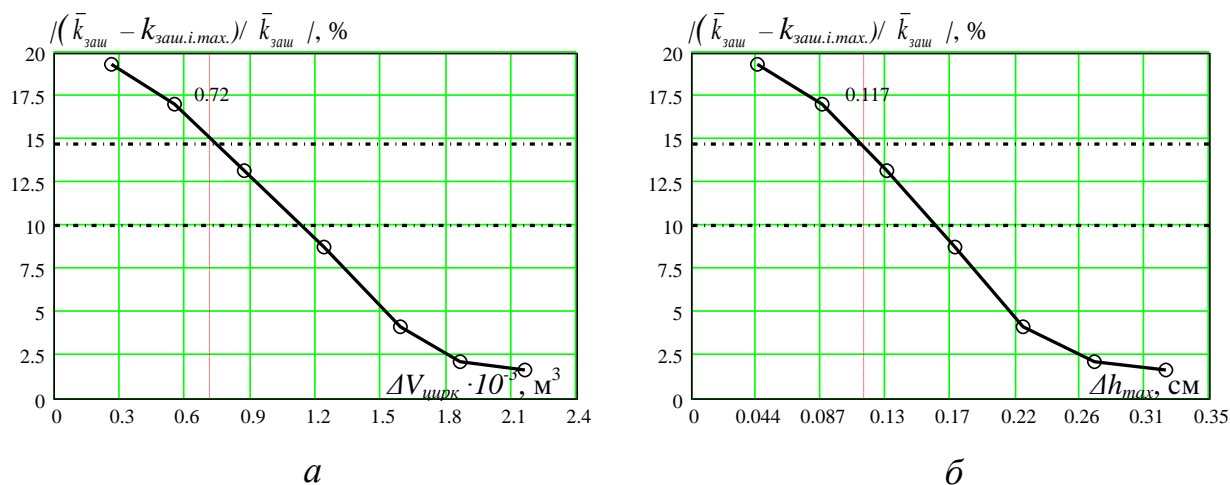


Рис. 5.28. Зависимость максимального относительного отклонения критерия заштыбовки от: *а* – приращения объема циркулирующего угля за 1 с; *б* – приращения максимальной толщины стружки при скорости подачи 5,11 м/мин и скорости вращения шнека 109,2 об/мин

Из рис.5.28,а видно, что переход к повышенной скорости вращения шнека также не изменил максимальное относительное отклонение критерия заштыбовки при максимально допустимом приросте объема циркулирующего угля за 1 с $0,72 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$. Однако, как видно из рис.5.28,б, этот прирост объема циркулирующего угля обеспечивает отклонение максимальной толщины стружки от своего критического по заштыбовке значения на 0,117 см. То есть, из-за увеличения частоты вращения шнека в 1,4 раза (по сравнению с номинальным значением 78 об/мин) для поддержания такой же скорости накопления объема циркулирующего угля в рабочем пространстве шнека отклонение максимальной толщины стружки от своего критического по заштыбовке значения нужно уменьшить в 1,32 раза. Диспропорция между изменением частоты вращения шнека и величины отклонения максимальной толщины стружки имеет место из-за увеличения погрузочной производительности шнека. Для критических по заштыбовке скоростей подачи и резания, соответственно, 5,11 м/мин и 109,2 об/мин отклонению максимальной толщины стружки 0,117 см соответствует уменьшение скорости резания на величину 2,6 об/мин.

Определим допустимые отклонения максимальной толщины стружки от своего критического по заштыбовке значения для других скоростей подачи. Из рис.5.29 можно сделать вывод, что зависимость между допустимым отклонением максимальной толщины стружки от своего критического по заштыбовке значения и скоростью подачи является обратной и нелинейной из-за неодинаковой погрузочной производительности шнека при разных скоростях его вращения. Однако, для избегания построения этой зависимости в реальных

условиях работы комбайна, можно принять граничное отклонение максимальной толщины стружки от своего критического по заштыбовке значения, при котором скорость накопления объема циркулирующего угля не будет превышать максимально допустимого значения во всем рассматриваемом диапазоне изменения скорости подачи. В нашем случае это граничное значение отклонения максимальной толщины стружки равно 0,117 см (штрихпунктирная линия на рис.5.29).

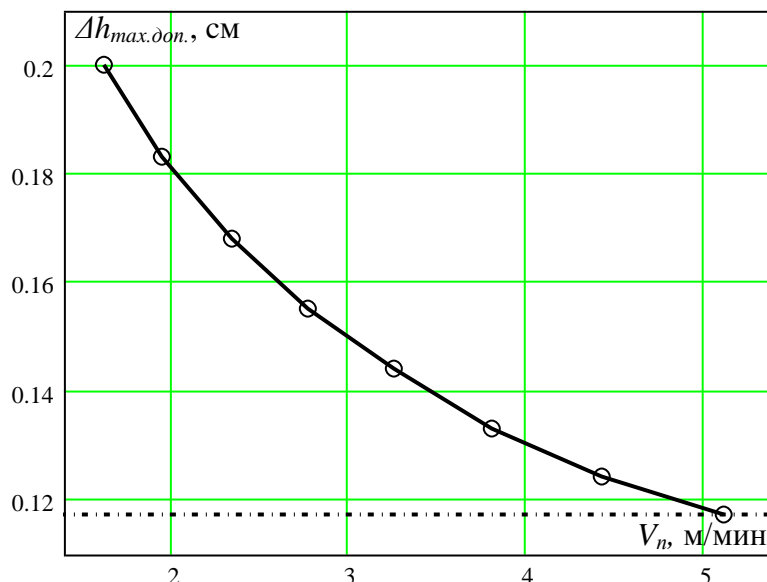


Рис. 5.29. Зависимость между допустимым отклонением максимальной толщины стружки от своего критического по заштыбовке значения и скоростью подачи

Можно выделить два режима работы системы автоматического управления скоростью резания добычного комбайна – режим поиска критической по заштыбовке максимальной толщины стружки для разных скоростей подачи и режим ее отслеживания в функции изменения скорости подачи. Рассмотрим оба режима на основе схемы алгоритма управления скоростью резания, представленной на рис.5.30.

Система автоматического управления скоростью резания всегда начинает работу с первого режима после ввода в блоке 2 уставки скорости подачи $V_{n.уст}$, для которой необходимо определить критическую по заштыбовке максимальную толщину стружки $h_{max.кр}$.

Также в блоке 2 вычисляется уставка скорости резания $V_{p.уст}$ на основе уставки скорости подачи $V_{n.уст}$ и заданного среднего значения максимальной толщины стружки $h_{max.уст}$

$$V_{p.уст} = \frac{V_{n.уст}}{h_{max.уст}} \cdot \frac{100}{n_3},$$

где n_3 – число резцов в линии резания.

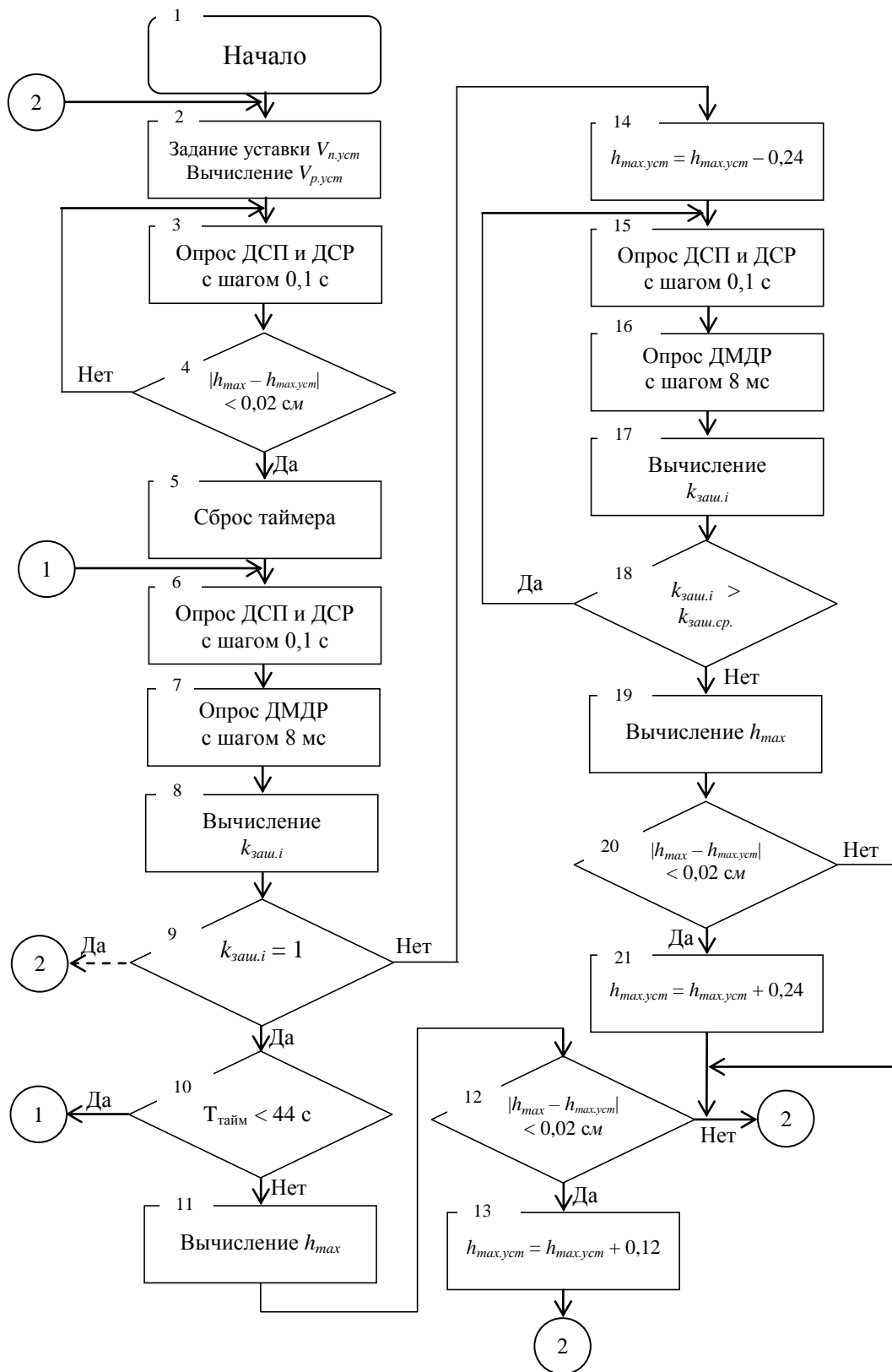


Рис. 5.30. Схема алгоритма управления скоростью резания добычного комбайна при параметрической стабилизации критической по заштыбовке максимальной толщины стружки

Начальное среднее значение максимальной толщины стружки задается с учетом погрузочной способности установленного на комбайне шнека и должно

соответствовать несилловому режиму погрузки угля. Исследования в подразделе 3.2 монографии показали, что для двулопастных шнеков диаметром 0,7 м и выше при скорости подачи 1 м/мин и скорости вращения шнека 78 об/мин (высота борта конвейера 0,228 м) всегда будет наблюдаться несилловая погрузка угля. Данным скоростям подачи и резания соответствует максимальная толщина стружки 1,3 см.

В блоке 3 происходит опрос датчиков скоростей подачи и резания с шагом 100 миллисекунд с целью проверки в блоке 4 достижения максимальной толщиной стружки заданного значения.

Отметим, что переход к новому значению максимальной толщины стружки осуществляется по-разному в зависимости от направления изменения уставки скорости подачи. Если уставка скорости подачи уменьшается, то сначала снижается скорость подачи комбайна, а затем скорость резания. Если уставка скорости подачи увеличивается, то сначала увеличивается скорость резания, а затем скорость подачи.

Таким образом, при переходе к новой максимальной толщине стружки появляется значительный запас по погрузочной производительности шнека и весь циркулирующий уголь удаляется из рабочего пространства исполнительного органа.

Поскольку условия работы добычного комбайна не поменялись, запас по приросту объема циркулирующего угля за оборот шнека из-за его неопределенности при начале заштыбовки, а также из-за несоответствия реальной максимальной толщины стружки заданной, оставляем таким же – 0,9% рабочего объема шнека ($0,22 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$). Для учета несоответствия фактической средней толщины стружки заданному значению оставлен запас прироста объема циркулирующего угля за оборот шнека на уровне 0,3% от рабочего объема шнека. В ходе вычислительного эксперимента установлено, что для скорости подачи 2,77 м/мин и скорости резания 78 об/мин данный прирост объема циркулирующего угля за оборот шнека соответствует отклонению толщины стружки от критического по заштыбовке значения на 0,02 см. Следовательно, фактическое среднее значение толщины стружки не должно отличаться от заданного значения более чем на 0,02 см. В противном случае начало процесса заштыбовки шнека не будет зафиксировано.

После достижения максимальной толщиной стружки заданного значения в блоке 5 происходит обнуление таймера и его запуск. В блоке 6 опять производится опрос датчиков скоростей подачи и резания с шагом 100 мс и сбор их мгновенных значений для того, чтобы дальше проверить соответствие фактической максимальной толщины стружки заданному значению. В блоке 7 происходит опрос датчика мощности электродвигателя привода резания с шагом во времени 8 мс.

Далее в блоке 8 вычисляется интегральный численный критерий заштыбовки шнека согласно формуле (5.1), а также формулам (5.2) – (5.4), и в блоке 9 проверяется условие возникновения заштыбовки шнека. Если заштыбовка шнека отсутствует, в блоке 10 проверяется содержимое таймера. Если с момента последнего сброса таймера не прошло 44 секунды, то

осуществляется опрос датчиков скоростей подачи и резания в блоке 6 и цикл повторяется. Если условие в блоке 10 не соблюдается, то в блоке 11 вычисляется среднее значение фактической максимальной толщины стружки за время анализа критерия заштыбовки.

В блоке 12 проверяется соответствие среднего значения фактической максимальной толщины стружки заданному значению. Если отклонение среднего значения фактической максимальной толщины стружки от заданного значения по модулю не превышает 0,02 см, то в блоке 13 увеличивается заданное значение максимальной толщины стружки на 0,12 см. Для обеспечения изменения максимальной толщины стружки на заданную величину используется следующая формула расчета новой уставки скорости резания:

$$V_{p.уст} = \frac{V_{n.уст} \cdot 100}{\frac{V_{n.уст} \cdot 100}{V'_{p.уст}} \pm 012},$$

где $V'_{p.уст}$ – предыдущее значение уставки скорости резания.

Далее в блоке 5 сбрасывается таймер, и в течение следующих 44 с будет иметь место описанное выше циклическое выполнение операций. Если же условие в блоке 12 не будет соблюдено, то последовательность выполняемых операций будет такая же, как и при соблюдении условия в блоке 12, однако заданное значение максимальной толщины стружки останется прежним. Данный подход позволит избежать случаев нефиксирования заштыбовки шнека системой автоматического управления из-за ошибки при стабилизации скоростей подачи и резания вследствие влияния внешних возмущающих воздействий.

По описанному замкнутому циклу работа системы автоматического управления скоростью резания будет происходить до тех пор, пока при определенном значении максимальной толщины стружки не наступит заштыбовка шнека. После этого система автоматического управления “запомнит” критическое по заштыбовке значение максимальной толщины стружки для текущей скорости подачи и произойдет переход к блоку 2 с изменением уставки скорости подачи. Таким образом, в итоге получаем набор критических по заштыбовке значений максимальной толщины стружки для разных значений скорости подачи. Однако, как было показано ранее, процедуру поиска критической по заштыбовке максимальной толщины стружки достаточно провести только для двух скоростей подачи, с последующей аппроксимацией экспериментальной зависимости уравнением прямой линии.

После получения зависимости критической по заштыбовке максимальной толщины стружки от скорости подачи система автоматического управления скоростью резания переходит в режим отслеживания критической по заштыбовке максимальной толщины стружки в функции изменения скорости подачи.

Как и в предыдущем режиме, сначала в блоке 2 задаются уставки скоростей подачи и резания, однако в этот раз уставка скорости подачи $V_{n.уст}$ задается согласно принятому закону управления по произвольному критерию, а уставка скорости резания $V_{p.уст}$ вычисляется на основе установленной зависимости критической по заштыбовке максимальной толщины стружки от скорости подачи

$$V_{p.уст} = \frac{V_{n.уст}}{1,086 + 0,245 \cdot V_{n.уст}} \cdot \frac{100}{n_3}.$$

Далее выполняются операции в блоках 3-13, как описано ранее, однако при этом заштыбовка шнека будет зафиксирована уже на втором цикле.

При наступлении заштыбовки шнека спустя 11 – 20 секунд с момента последнего сброса таймера в блоке 9 перестанет выполняться условие. При этом в блоке 14 произойдет уменьшение заданной максимальной толщины стружки на 0,24 см. Уменьшение заданного значения максимальной толщины стружки на двойной шаг итерации объясняется тем, что при предыдущем заданном значении, которое соответствует работе шнека на грани заштыбовки, практически нет запаса по погрузочной производительности шнека для его расштыбовки.

В блоке 15 опрашиваются датчики скоростей подачи и резания для формирования выборок скоростей из их мгновенных значений с целью проверки соответствия фактической максимальной толщины стружки заданному значению. В блоке 16 происходит опрос датчика мощности электродвигателя привода резания с шагом во времени 8 мс и производится сбор мгновенных значений мощности для расчета численного критерия заштыбовки. Далее в блоке 17 вычисляется интегральный численный критерий заштыбовки шнека. В блоке 18 проверяется условие превышения текущим значением численного критерия заштыбовки среднего значения. Таким способом осуществляется контроль над количеством циркулирующего угля в рабочем пространстве шнека. Пока условие в блоке 18 соблюдается, это означает, что уровень циркулирующего угля в рабочем пространстве шнека еще высок, и в этом случае система автоматического управления не предпринимает никаких действий, контролируя только численный критерий заштыбовки и собирая информацию о фактических скоростях подачи и резания. Когда объем циркулирующего угля снизится до уровня 10 – 14% от рабочего объема шнека, условие в блоке 18 перестанет соблюдаться. Тогда в блоке 19 производится вычисление фактического среднего значения максимальной толщины стружки и в блоке 20 проверяется величина отклонения данного значения от уставки. Если разность между фактическим средним значением максимальной толщины стружки и заданным значением меньше 0,02 см, то в блоке 21 заданное значение максимальной толщины стружки увеличивается на двойной шаг итерации. И далее заново проводится анализ численного критерия заштыбовки шнека для максимальной толщины стружки, при которой ранее была зафиксирована заштыбовка шнека. Если же ошибка при поддержании

заданного значения максимальной толщины стружки вследствие влияния внешних возмущающих воздействий окажется слишком большой (невыполнение условия в блоке 20), то для предотвращения затянувшейся заштыбовки заниженное значение максимальной толщины стружки оставляется неизменным на время еще одного анализа численного критерия заштыбовки шнека.

Таким образом, система автоматического управления скоростью резания периодически переводит добычной комбайн в режим работы с заштыбовкой шнека и проверяет установленное критическое по заштыбовке значение максимальной толщины стружки для того, чтобы обеспечить работу добычного комбайна с максимальной погрузочной производительностью шнека.

Отметим, что в рассматриваемом режиме работы системы автоматического управления скоростью резания предусмотрено изменение уставки скорости подачи во время анализа критерия заштыбовки, и при этом, независимо от текущей выполняемой операции, происходит переход в блок 2. Однако после изменения уставки скорости подачи заштыбовка шнека должна зафиксироваться хотя бы раз, поэтому в течение времени первого анализа критерия заштыбовки (до 20 с) скорость подачи должна оставаться неизменной. Следовательно, предложенный алгоритм управления скоростью резания по критерию максимального использования погрузочной производительности шнека накладывает некоторые ограничения на закон изменения скорости подачи по произвольному критерию управления.

В заключительной части пятого раздела перечислим основные результаты научных исследований, которые получены при создании концепции автоматизации процесса управления добычным комбайном со стабилизацией погрузочной производительности шнеков:

- если за начальное положение шнека принять момент выхода конечного участка лопасти из зоны скопившегося угля у разгрузочного торца, то при начале заштыбовки шнека с одной лопастью погрузка и транспортирование угля с повышенным значением мощности погрузки появляются только в течение второго полупериода оборота шнека. Для шнека с двумя лопастями временные интервалы, на которых наблюдается повышенное значение мощности погрузки, имеют место не на втором полупериоде оборота шнека, а на двух конечных участках полупериодов оборота. Данная закономерность используется для обнаружения начала процесса заштыбовки шнека;

- скользящее среднее отношение мгновенных значений мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, которые замерены со смещением во времени, равным четверти периода оборота шнека, изменяется во времени случайным образом вокруг своего среднего значения в диапазоне с шириной $\pm 8,2\%$ от среднего значения, если погрузка угля шнеком осуществляется в нормальном режиме, и выходит из данного диапазона, если наступает заштыбовка шнека;

- зависимость между максимальным относительным отклонением от среднего значения численного критерия при заштыбовке шнека и угловым смещением первого резца у отрезного диска относительно нижней точки его траектории движения в направлении вращения шнека является периодической.

Неблагоприятными положениями шнека для момента начала замера мощности являются положения, когда первый резец у отрезного диска повернут в направлении вращения шнека относительно нижней точки его траектории движения на 52–94 градуса и 141–183 градуса. Наиболее выгодное положение шнека для начала замера мощности имеет место, когда конечный участок лопасти выходит из зоны скопившегося угля у разгрузочного торца. В этом случае длительность временных интервалов с повышенным значением мощности погрузки на второй и четвертой четвертях периода оборота шнека максимальна;

- из-за отсутствия информации о положении шнека на текущий момент времени контролироваться должно не одно, а несколько значений численного критерия заштыбовки шнека, для каждого из которых момент начала замера мощности должен быть смещен во времени на 0,008 секунд относительно предыдущего;

- при работе комбайна на пласте с включениями, для предотвращения ложных фиксирований заштыбовки автоматической системой, что приведет к потере производительности комбайна, необходимо увеличить ширину контролируемого диапазона изменения численного критерия заштыбовки с $\pm 8,2\%$ до $\pm 10\%$ от среднего значения. В случае встречи резцов одновременно с двумя включениями численный критерий заштыбовки выходит из расширенного диапазона изменения значений. Однако, учитывая незначительность потери производительности комбайна (менее 3% в течение 11 с), а также малую вероятность наступления данного события (0,004775), можно утверждать, что эффективность автоматического управления добычным комбайном на основе предложенного численного критерия заштыбовки шнека на пластах с включениями остается такой же высокой, как и на пластах простого строения;

- наличие прослойка крепкой породы в пласте угля не влияет на закономерности изменения во времени численного критерия заштыбовки шнека. Несмотря на изменение среднего значения численного критерия, смещение и расширение диапазона его колебаний, разность между максимальными относительными отклонениями численного критерия от среднего значения при заштыбовке и без нее (запас по относительному отклонению численного критерия) остается достаточно большой (уменьшается с 6,3% до 5,4%). Следовательно, вероятность обнаружения заштыбовки на основе данного критерия остается такой же высокой, как и на пластах простого строения;

- для фиксирования заштыбовки шнека системой автоматического управления добычным комбайном с вероятностью “1” в условиях вычислительного эксперимента с учетом неопределенности прироста объема циркулирующего угля за оборот шнека и несоответствия реальной средней скорости подачи заданной, среднее значение прироста объема циркулирующего угля за оборот шнека должно быть равным $0,55 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (или 2,2% от рабочего объема шнека). При этом максимальное относительное отклонение численного критерия от среднего значения при заштыбовке шнека составит 14,7%.

- можно выделить два режима работы системы автоматического управления добычным комбайном УКД300 с нерегулируемыми приводами резания – режим поиска критической по заштыбовке скорости подачи и режим ее отслеживания. В режиме поиска критической по заштыбовке скорости подачи система автоматического управления добычным комбайном ступенчато увеличивает скорость подачи на 0,1 м/мин через каждые 44 секунды, в течение которых проводит анализ численного критерия заштыбовки шнека. В режиме отслеживания критической по заштыбовке скорости подачи автоматическая система периодически переводит добычной комбайн в режим работы с заштыбовкой шнека и проверяет установленное критическое по заштыбовке значение скорости подачи для того, чтобы обеспечить работу добычного комбайна с максимальной погрузочной производительностью шнека;

- в условиях тонких пластов при переменной скорости резания добычных комбайнов перспективным является способ параметрической оптимизации, при котором мощность электродвигателя привода резания поддерживается на заданном уровне путем регулирования скорости подачи, а оптимальное значение толщины стружки, которое соответствует работе шнека на грани заштыбовки с его максимальной погрузочной производительностью, – путем регулирования скорости резания;

- как на низкой, так и на высокой скоростях вращения шнека соблюдается закономерность появления повышенного значения мощности электродвигателя привода резания только в конце второй и четвертой четвертей периода оборотов шнека на начальной стадии процесса заштыбовки. Это является условием эффективности применения предложенного критерия заштыбовки шнека для скоростей резания комбайна, которые отличаются от номинальной. Однако сдвиг во времени между замеряемыми мощностями электродвигателя привода резания, которые соответствуют различным угловым интервалам оборота шнека, теперь должен быть переменной величиной и изменяться обратно пропорционально скорости резания;

- критическая по заштыбовке максимальная толщина стружки не является постоянной величиной, а изменяется пропорционально скорости вращения шнека по нелинейному закону, поскольку погрузочная производительность шнека определяется скоростью его вращения. Однако по отношению к скорости подачи у критической по заштыбовке максимальной толщины стружки наблюдается прямая и практически линейная зависимость;

- зависимость между допустимым отклонением максимальной толщины стружки от своего критического по заштыбовке значения и скоростью подачи является обратной и нелинейной из-за неодинаковой погрузочной производительности шнека при разных скоростях его вращения. Однако, для избегания построения этой зависимости в реальных условиях работы комбайна, можно принять граничное отклонение максимальной толщины стружки от своего критического по заштыбовке значения, при котором скорость накопления объема циркулирующего угля не будет превышать максимально допустимого значения во всем рассматриваемом диапазоне изменения скорости подачи. Данное граничное значение отклонения максимальной толщины стружки соответствует максимальной скорости вращения шнека.

6. ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ НА ОСНОВЕ ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ САУ ДОБЫЧНЫМ КОМБАЙНОМ. ОСОБЕННОСТИ ТЕХНИЧЕСКОЙ РЕАЛИЗАЦИИ НАУЧНЫХ РАЗРАБОТОК

6.1. Вычислительный эксперимент работы системы автоматического управления добычным комбайном на основе ее имитационной модели

С целью подтверждения эффективности предложенного в пятом разделе монографии алгоритма автоматического управления создана имитационная модель системы автоматического управления добычным комбайном с нерегулируемыми приводами резания [65,66]. В структурную схему на рис.2.4 добавлены блоки ЭДПП, ДПП, РЭМСПП, “Комбайн”, ПЧ, БУ для вычисления мгновенной скорости подачи комбайна с учетом силы сопротивления перемещению комбайна со стороны разрушаемого угольного массива и переходных процессов в приводе подачи.

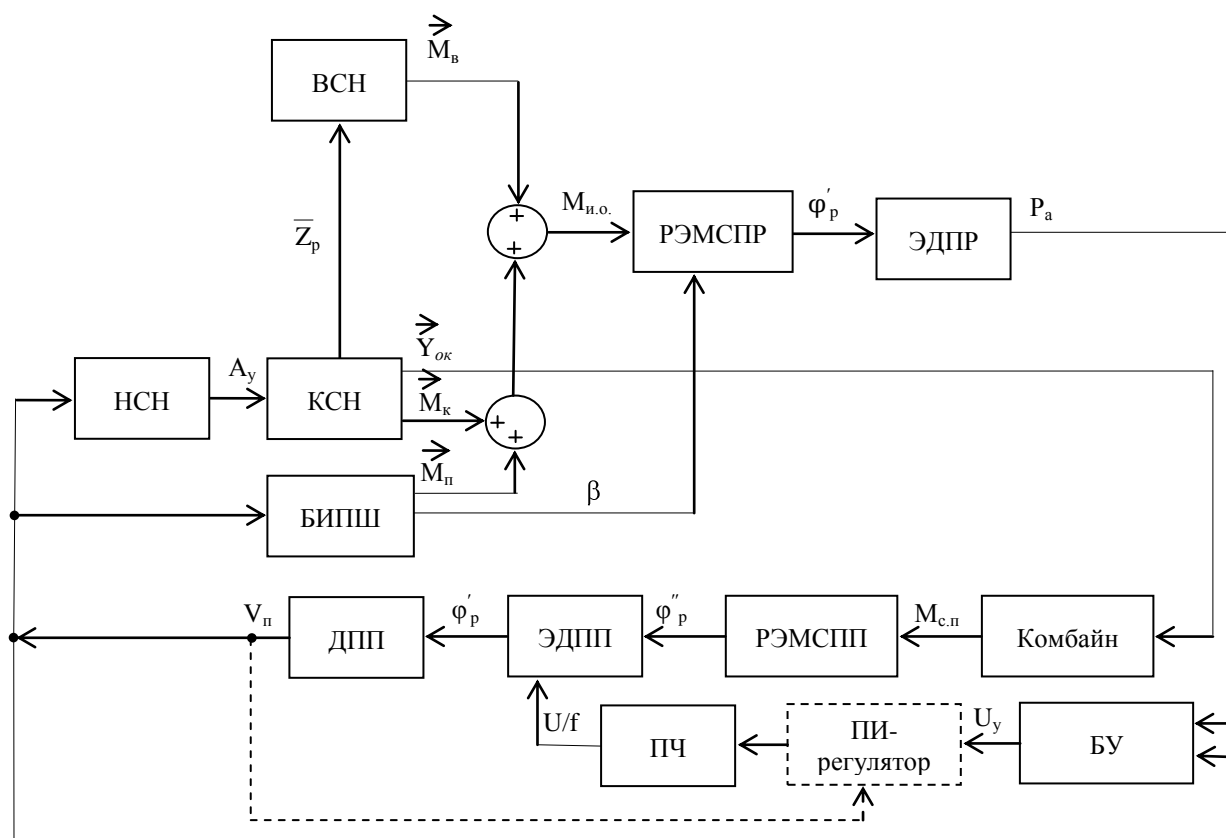


Рис. 6.1. Структурная схема имитационной модели системы автоматического управления добычным комбайном с нерегулируемыми приводами резания

На рис.6.1: ДПП – движитель подсистемы подачи, ЭДПП – электродвигатель подсистемы подачи, РЭМСПП – расчетная электромеханическая схема подсистемы подачи, ПЧ – преобразователь частоты, БУ – блок управления. Рассмотрим содержимое блоков имитационной

модели системы автоматического управления добычным комбайном, которые не были описаны во втором разделе монографии.

В таблице 6.1 представлены параметры подсистемы подачи добычного комбайна УКД300, которые являются входными данными для рассматриваемых блоков имитационной модели [16,20,30,47,48].

Таблица 6.1

Конструктивные параметры привода подачи комбайна УКД300

Наименование параметров	Условное обозначение	Значение параметра
Активное сопротивление обмотки статора, Ом	$r_{\alpha}^s, r_{\beta}^s$	0,41
Активное сопротивление обмотки ротора, приведенное к обмотке статора, Ом	$r_{\alpha}^r, r_{\beta}^r$	0,52
Полная индуктивность обмотки статора, Гн	$L_{\alpha}^s, L_{\beta}^s$	0,2175
Полная индуктивность обмотки ротора, приведенная к обмотке статора, Гн	$L_{\alpha}^r, L_{\beta}^r$	0,215
Взаимная индукция между обмотками статора и ротора по осям α, β , Гн	M	0,201
Амплитуда фазного номинального напряжения на обмотках статора, В	$u_{\alpha}^s, u_{\beta}^s$	930,806
Число пар полюсов электродвигателя	p	3
Механический момент инерции комбайна, приведенный к валу электродвигателя, кг·м ²	$J_{к.к}$	4,17
Механический момент инерции ротора электродвигателя, кг·м ²	J_p	1,12
Радиус приводной звезды движителя подсистемы подачи, м	r_z	0,15
Масса добычного комбайна, кг	m_k	17500
Коэффициент трения скольжения сталь/сталь	$k_{ст}$	0,15
Критический вращающий момент электродвигателя привода подачи, Н·м	$M_{к.п}$	545
Критическое скольжение электродвигателя привода подачи	s_k	0,053
Угловая частота напряжения питания статора, рад/с	$\omega_{0эл}$	314,159

В блоке “Комбайн” формируется момент сопротивления на приводной звезде движителя подсистемы подачи комбайна $M_{с.п}$. Для этого определяются внешние силы, воздействующие на комбайн, вектора которых направлены вдоль оси его перемещения. Этими силами являются сила тяжести комбайна F_m , сила сопротивления подаче комбайна со стороны угольного массива $Y_{ок}$ и сила трения опорных механизмов о навесное оборудование конвейера $F_{тр}$

$$M_{c.n} = r_3 \cdot \left(\frac{m_k}{60} \cdot \frac{dV_n}{dt} + F_{mp} + Y_{ок.i} \pm F_m \right) = r_3 \cdot \left(\frac{m_k}{60} \cdot \frac{dV_n}{dt} + m_k \cdot g \cdot \cos(\alpha_{np}) \cdot k_{cm} + Y_{ок} \pm m_k \cdot g \cdot \sin(\alpha_{np}) \right), \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где g – ускорение свободного падения ($9,8 \text{ м/с}^2$); α_{np} – угол наклона пласта по простиранию (18 град.); V_n – скорость подачи добычного комбайна, м/мин.

Сила сопротивления подаче комбайна со стороны угольного массива $Y_{ок}$ рассчитывается по формуле [25]

$$Y_{ок} = \sum_{i=1}^{n_p} Y_{ок.i}, \text{ Н},$$

где n_p – количество резцов, одновременно находящихся в контакте с забоем (17); $Y_{ок.i}$ – сила подачи на остром резце с учетом кинематического заднего угла резца (вычислена по формуле (2.9)).

Сила тяжести комбайна F_m берется со знаком минус при движении добычного комбайна сверху вниз и со знаком плюс при движении снизу вверх. Корпус комбайна принимается абсолютно твердым телом, благодаря чему вектора сил переносятся из точек их воздействия к приводной звезде движителя подсистемы подачи. При формировании нагрузки на валу электродвигателя привода подачи пренебрегаем силой сопротивления погрузке угля шнеком. То есть, принимается, что уголь в рабочем пространстве шнека существенно не препятствует перемещению добычного комбайна.

Следует отметить, что добычной комбайн, являясь инерционным объектом с большой массой, выполняет функцию фильтра высокочастотных колебаний силы сопротивления подаче комбайна [16,34]. Поэтому на блок “Комбайн” не подается высокочастотная составляющая силы сопротивления подаче комбайна, то есть не учитываются высокочастотные колебания скорости подачи вследствие взаимодействия шнека с массивом угля при его резании из-за их незначительной дисперсии.

Далее в блоке РЭМСПП рассчитывается угловое ускорение вращения ротора электродвигателя привода подачи φ_p'' из формулы [16]

$$M_{ep} = (J_p + J_{к.к}) \cdot \varphi_p'' + M_{c.n}, \quad (6.1)$$

где M_{ep} – вращающий момент электродвигателя привода подачи, Н·м. При этом не учитываются упругие и диссипативные свойства механической части привода, что с учетом короткой кинематической цепи и большой жесткости трансмиссии привода подачи допустимо [16].

Блок ЭДПП представляет собой математическое описание процессов, протекающих при преобразовании энергии в асинхронном электродвигателе (АД) привода подачи, с помощью системы уравнений (2.10) с учетом параметров электродвигателя, приведенных в таблице 6.1. Выходной величиной блока ЭДПП является угловая скорость вращения ротора

электродвигателя φ'_p . Также в этом блоке вычисляется вращающий момент электродвигателя привода подачи $M_{сп}$, необходимый для расчета углового ускорения вращения ротора φ''_p на следующем шаге моделирования.

В блоке ДПП происходит расчет скорости подачи добычного комбайна V_n по угловой скорости вращения ротора электродвигателя привода подачи φ'_p . При применении жесткого тягового органа жесткость трансмиссии механизма перемещения добычного комбайна резко возрастает и механизм перемещения можно рассматривать как передаточное звено [20]

$$K_{ДПП} = \frac{V_n}{\varphi'_p} = \frac{10}{1000} = 0,01, \text{ м/об}, \quad (6.2)$$

где $K_{ДПП}$ – коэффициент усиления механизма перемещения комбайна.

Для управления скоростью вращения ротора двигателя привода подачи в имитационной модели системы автоматического управления комбайном применяется блок ПЧ, который генерирует напряжения u_α^s, u_β^s [15]

$$\begin{aligned} u_\alpha^s &= U_{\varphi.max} \cdot \cos(\omega_{0.эл} \cdot t), \text{ В}, \\ u_\beta^s &= U_{\varphi.max} \cdot \sin(\omega_{0.эл} \cdot t), \text{ В}, \end{aligned} \quad (6.3)$$

где t – время моделирования, с. Причем амплитуда $U_{\varphi.max}$ и частота $\omega_{0.эл}$ напряжений u_α^s, u_β^s изменяются пропорционально управляющему сигналу U_y , который поступает в блок ПЧ из блока БУ, по закону [15]

$$\frac{U_{\varphi.max}}{\omega_{0.эл}} = \frac{k_U \cdot U_y}{k_\omega \cdot U_y} = \text{const},$$

где k_U и k_ω – коэффициенты пропорциональности между амплитудой и частотой напряжений u_α^s, u_β^s и управляющим сигналом

$$\begin{aligned} k_U &= \frac{U_{\varphi.max}}{U_{y.max}} = \frac{930,806}{5} = 186,161, \\ k_\omega &= \frac{\omega_{0.эл}}{U_{y.max}} = \frac{314,159}{5} = 62,832, \frac{\text{рад}}{\text{с} \cdot \text{В}}. \end{aligned}$$

Максимальное значение управляющей величины, при котором имеет место максимальная скорость подачи комбайна (10 м/мин), принято в имитационной модели равным 5 В.

Переходные процессы в преобразователе частоты не учитываются ввиду их быстротечности по сравнению с переходными процессами в других элементах комбайна. Таким образом, с точки зрения динамических свойств, блок ПЧ рассматривается как передаточное звено.

В блок БУ закладывается функциональный алгоритм автоматического управления добычным комбайном [21,22], в соответствии с которым формируется управляющий сигнал U_y на блок ПЧ. Если применяется минимальный вариант автоматизации (см. подраздел 1.2), то управляющий сигнал U_y рассчитывается в соответствии с формулой

$$\left\{ \begin{array}{l} U_y(i) = U_y(i-1) + \Delta U_y, \text{ если } P < P_y; \\ U_y(i) = U_y(i-1) - \Delta U_y \cdot \frac{1}{0,25} \cdot \frac{(P - P_y)}{P_y}, \text{ если } P > P_y \text{ и } (P - P_y) < 0,25 \cdot P_y; \\ U_y(i) = U_y(i-1) - \Delta U_y, \text{ если } P > P_y \text{ и } (P - P_y) > 0,25 \cdot P_y, \end{array} \right. \quad (6.4)$$

где $U_y(i)$ и $U_y(i-1)$ – значения управляющего сигнала на текущем шаге моделирования и предыдущем соответственно, В; P – фактическая мощность, потребляемая электродвигателем привода резания, без учета ее высокочастотных колебаний, кВт; P_y – устойчивое значение мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, кВт; ΔU_y – величина прироста управляющего сигнала за один шаг моделирования ΔT , В. Для избегания резких перепадов механических моментов в элементах трансмиссии добычного комбайна регулятор ограничивает ускорение его перемещения на уровне $0,5 \frac{\text{М}}{\text{мин} \cdot \text{с}}$ [48]. Тогда скорость изменения управляющей величины во времени ограничивается на уровне

$$\frac{\Delta U_y}{\Delta T} = 0,25, \text{ В/с.}$$

Устойчивое значение мощности P_y , потребляемой электродвигателем привода резания, рассчитывается по формуле [15]

$$P_y = \frac{M_{уст} \cdot n_{уст}}{9550} = \frac{1405 \cdot 1459}{9550} = 214,67, \text{ кВт,}$$

где $M_{уст}$ – устойчивый вращающий момент двигателя привода резания [15]

$$M_{уст} = \frac{M_{кр} \cdot K_{упр}}{K_{н.ч} \cdot (1 + K_{в.ч} \cdot K_{\delta})} = \frac{2139 \cdot 0,9}{1,21 \cdot (1 + 0,39 \cdot 0,339)} = 1405, \text{ Н} \cdot \text{м,}$$

где $M_{кр}$ – критический вращающий момент электродвигателя привода резания (2139 Н·м); $K_{упр}$ – коэффициент, учитывающий качество управления

режимными параметрами работы исполнительных органов (рекомендуется принимать равным 0,9 при использовании автоматизированного управления [15]); $K_{н.ч}$, $K_{в.ч}$ – коэффициенты, учитывающие динамичность низкочастотной и высокочастотной составляющих нагрузки на шнеке [15]

$$K_{н.ч} = \frac{\bar{M}_{вр.мах} + A_n}{\bar{M}_{вр.мах}},$$

$$K_{в.ч} = \frac{A_g}{\bar{M}_{вр.мах} + A_n},$$

где $\bar{M}_{вр.мах}$ – максимальный средний уровень вращающего момента электродвигателя привода резания при работе комбайна без опрокидываний электродвигателя, Н·м; A_n, A_g – оценки средних амплитуд низкочастотной и высокочастотной составляющих вращающего момента электродвигателя привода резания, Н·м. В результате статистической обработки выборки вращающего момента электродвигателя привода резания, полученной в ходе вычислительного эксперимента, установлено, что $K_{н.ч} = 1,21$, $K_{в.ч} = 0,39$. K_d – коэффициент динамичности электродвигателя привода резания [15,16]

$$K_d = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{f_g}{f_{cd}}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{f_g}{f_{cd}}\right)^2 \cdot \frac{T_m}{T_e}}} = 0,339,$$

где f_g – верхняя граничная частота для высокочастотных колебаний вращающего момента электродвигателя привода резания (в ходе вычислительного эксперимента установлено, что $f_g = 23,98$ Гц); T_m и T_e – электромеханическая и электромагнитная постоянные времени, вычисленные в третьей главе по формулам (4.1) и (4.2); f_{cd} – частота собственных колебаний электродвигателя привода резания [16]

$$f_{cd} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \sqrt{T_m \cdot T_e}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \sqrt{0,003983 \cdot 0,043}} = 12,16, \text{ Гц},$$

$n_{уст}$ – частота вращения ротора, соответствующая устойчивому вращающему моменту электродвигателя привода резания [15]

$$n_{уст} = n_c - M_{уст} \cdot \frac{n_c - n_n}{M_n} = 1459, \text{ об/мин},$$

где n_c – синхронная частота вращения (1500 об/мин); n_n – номинальная частота вращения ротора (1471 об/мин); M_n – номинальный вращающий момент электродвигателя привода резания (975 Н·м).

Если используется способ автоматического управления добычным комбайном, предложенный в пятом разделе монографии, то управляющий сигнал U_y в блоке БУ рассчитывается по схеме алгоритма на рис.5.22.

Если не отслеживать отклонение фактической скорости подачи от ее заданного значения, которое задается сигналом U_y , то будет иметь место статическая ошибка по скорости подачи, возникающая при подаче нагрузки на вал электродвигателя. С целью устранения данной ошибки, а также улучшения переходного процесса на выходе автоматической системы в ее имитационную модель добавлена обратная отрицательная связь по скорости подачи, которая показана на рис.6.1 пунктирной линией. При этом добавляется блок “ПИ-регулятор”, в котором происходит усиление и интегрирование разности фактической скорости подачи и ее заданного значения. Для расчета параметров ПИ-регулятора применяется метод машинного синтеза регулятора автоматической системы с помощью приложения Nonlinear Control Design (NCD) Blockset программы Matlab [67]. Алгоритм расчета основан на минимизации интеграла отклонения функции переходного процесса от идеальной ступенчатой функции. Для применения пакета NCD необходимо блоки ПЧ, ЭДПП и ДПП представить передаточными функциями, то есть перейти к динамическим моделям этих элементов [68].

В структурной схеме на рис.6.2 аperiodическое звено описывает уравнение механической характеристики электродвигателя привода подачи в режиме работы, когда скольжение стремится к нулю. Для моделирования переходных режимов работы электродвигателя в структурной схеме на рис.6.2 используется нелинейный элемент, который представляет собой систему нелинейных алгебраических уравнений [69,70]. С ее помощью проводится аппроксимация эмпирической зависимости вращающего момента электродвигателя от скорости вращения ротора в переходном режиме работы электродвигателя.

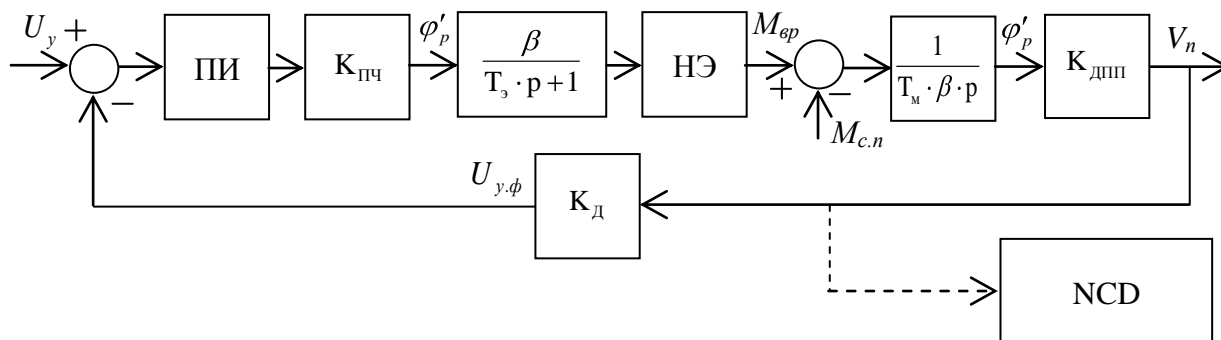


Рис. 6.2. Структурная схема динамической модели системы ПЧ–АД

Эмпирическая зависимость вращающего момента электродвигателя от скорости вращения ротора получена в ходе вычислительного эксперимента и представлена сплошной линией на рис.6.3.

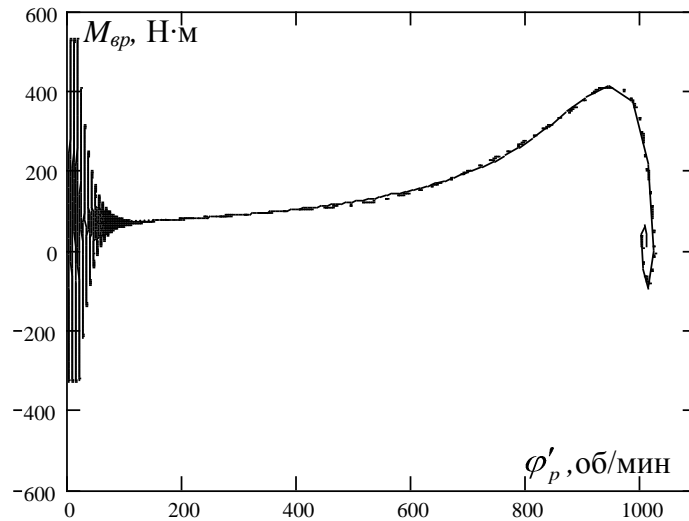


Рис. 6.3. Динамическая механическая характеристика электродвигателя привода подачи (сплошная линия), и ее математическая модель (штрихпунктирная линия)

Как видно из рис.6.3, различие между сплошной и штрихпунктирной линиями незначительно, что свидетельствует о приемлемости математической модели динамической механической характеристики электродвигателя привода подачи.

Коэффициент β в апериодическом звене представляет собой модуль жесткости линеаризованной механической характеристики [70]

$$\beta = \frac{2 \cdot M_{к.н}}{n_{0,p} \cdot s_k} = \frac{2 \cdot 545}{1000 \cdot 0,053} = 20,57, \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{мин/об} ,$$

где $n_{0,p}$ – синхронная частота вращения ротора (1000 об/мин).

Электромагнитная постоянная привода подачи [16]

$$T_э = \frac{1}{\omega_{0.эл} \cdot s_k} = 0,06, \text{ с.}$$

Электромеханическая постоянная привода подачи [16]

$$T_м = \frac{\omega_{0.эл} \cdot s_k \cdot (J_p + J_{к.к})}{2 \cdot p \cdot M_{к.н}} = 0,032, \text{ с.}$$

Преобразователь частоты ПЧ в динамической модели привода подачи представлен усилительным звеном с коэффициентом усиления

$$K_{ПЧ} = \frac{\phi'_p}{U_y} = \frac{1000}{5} = 200, \frac{\text{об}}{\text{мин} \cdot \text{В}}.$$

Движитель подсистемы подачи ДПП в динамической модели привода подачи представлен усилительным звеном с коэффициентом усиления $K_{ДПП}$ (см. формулу (6.2)). Датчик скорости подачи в динамической модели привода подачи представлен усилительным звеном с коэффициентом усиления

$$K_d = \frac{U_y}{V_n} = \frac{5}{10} = 0,5, \frac{\text{В} \cdot \text{мин}}{\text{м}}.$$

С помощью как динамической, так и имитационной модели привода подачи получена переходная характеристика скорости подачи при разгоне комбайна от 0 м/мин до 10 м/мин без взаимодействия шнека с массивом угля. Моделирование проводилось для нескорректированной системы автоматического управления без ПИ-регулятора. Результаты моделирования представлены на рис.6.4.

Как видно из рис.6.4, сплошная и штрихпунктирная линии практически совпадают, что свидетельствует о сходимости результатов моделирования, полученных с помощью имитационной и динамической моделей привода подачи добычного комбайна.

Для расчета параметров ПИ-регулятора к выходу структурной схемы на рис.6.2 присоединен блок NCD (пунктирная линия). После настройки блока NCD, запуска системы и оптимизации блоком NCD параметров ПИ-регулятора получены следующие результаты: коэффициент пропорционального звена регулятора равен 0,11; коэффициент усиления интегрирующего звена равен 0,91.

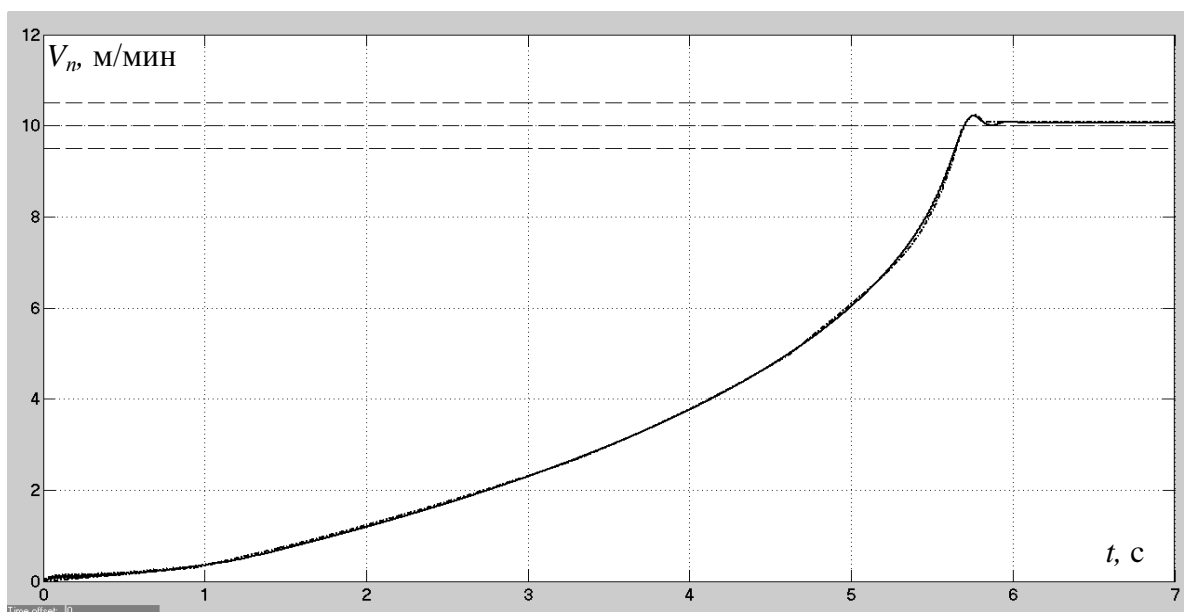


Рис. 6.4. Графики переходных процессов скорости подачи на выходе имитационной модели (сплошная линия) и динамической модели (штрихпунктирная линия) привода подачи

Чтобы подтвердить эффективность корректирования переходного процесса на выходе автоматической системы стабилизации скорости подачи с помощью ПИ-закона управления, при имитационном моделировании получены переходные характеристики скорости подачи комбайна при разгоне комбайна от 0 м/мин до 10 м/мин без взаимодействия шнека с массивом угля с применением ПИ-регулятора и для нескорректированной системы. Как видно из рис.6.5, введение ПИ-регулятора привело к компенсации влияния нелинейного элемента в системе, благодаря чему переходный процесс стал монотонный без перерегулирования. При этом время переходного процесса сократилось с 5,7 до 3,3 с.

Также из рис.6.5 видно, что после окончания переходного процесса в случае нескорректированной системы присутствует статическая ошибка, равная 0,08 м/мин, в то время, как в системе с ПИ-регулятором статическая ошибка отсутствует. В процессе моделирования до 8 с добычной комбайн перемещается на холостом ходу, не контактируя с угольным массивом. После 8 с произведено резкое увеличение момента сопротивления, приведенного к валу электродвигателя привода подачи, $M_{c.n}$ (формула (6.1)) до значения 500 Н·м.

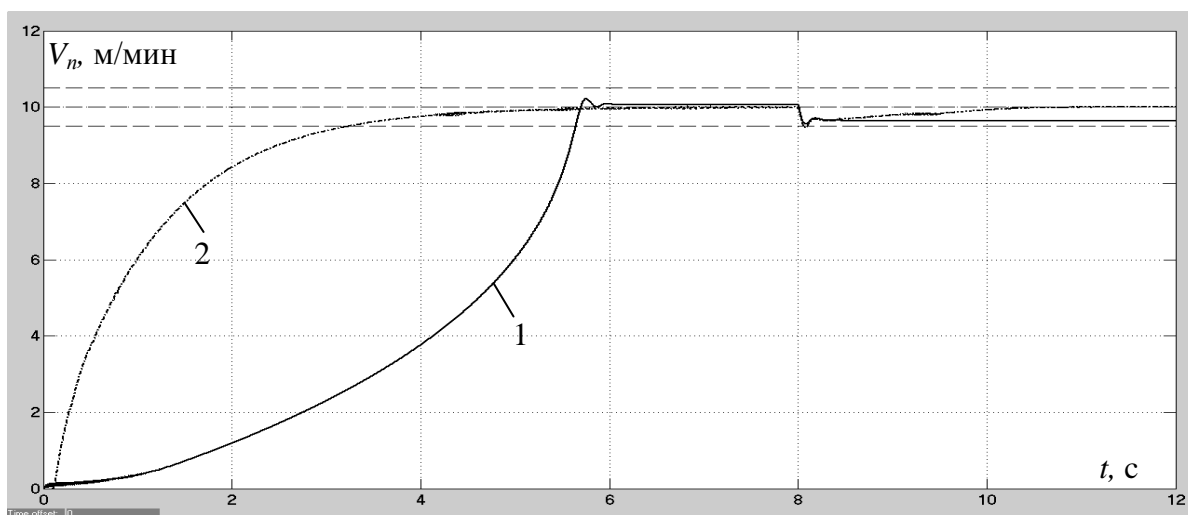


Рис. 6.5. Графики переходных процессов скорости подачи: 1 – при отсутствии корректирования автоматической системы; 2 – с применением ПИ-регулятора в автоматической системе стабилизации скорости подачи

Из рис.6.5 можно наблюдать, что линия 1 после 8 с опускается до значения 9,5 м/мин и остается на этом уровне до конца моделирования, что свидетельствует о появлении статической ошибки, равной 5%. В случае с применением ПИ-регулятора можно видеть, что штрихпунктирная линия 2 спустя 2 с возвращается к значению 10 м/мин, и статическая ошибка становится равной нулю.

В пятом разделе монографии при создании алгоритма автоматического управления добычным комбайном было выдвинуто требование к точности усреднения скорости подачи. Для фиксирования заштыбовки шнека с высокой степенью вероятности необходимо, чтобы на момент фиксирования

заштыбовки относительное отклонение фактической скорости подачи, усредненной в течение времени анализа численного критерия, от заданного значения не превышало 0,505% (см. подраздел 5.4). Чтобы оценить, насколько данное требование соблюдается в процессе работы комбайна, проведен вычислительный эксперимент на имитационной модели системы автоматического управления с использованием ПИ-закона регулирования скорости подачи. Согласно данному эксперименту, заданное значение скорости подачи вначале выставлено 2,6 м/мин (значение, приближенное к критическому значению скорости подачи по заштыбовке). После 14 с заданное значение скорости подачи увеличено до 2,7 м/мин и далее не изменяется. В законе управления скоростью подачи применено ограничение ускорения перемещения добычного комбайна на уровне 1 м/мин·с. Результат вычислительного эксперимента приведен на рис.6.6.

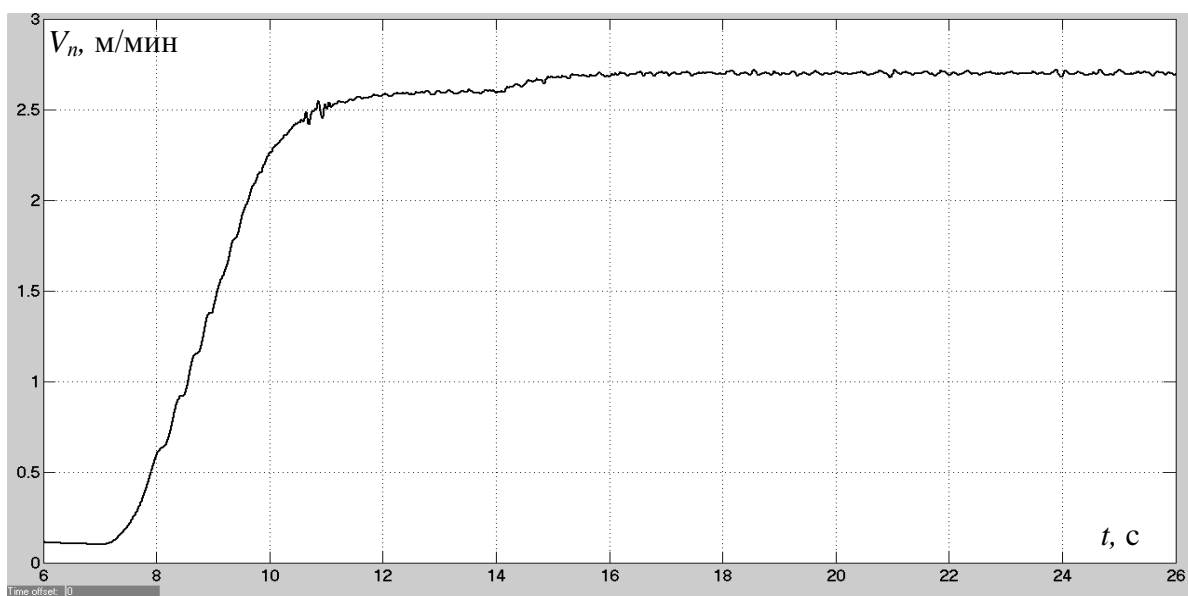


Рис. 6.6. Изменение во времени скорости подачи добычного комбайна

Из рис.6.6 можно сделать следующие выводы. В-первых, при разгоне добычного комбайна наблюдается практически линейный рост скорости подачи во времени. Во-вторых, переход от значения скорости подачи 2,6 м/мин к значению 2,7 м/мин заканчивается примерно за 1 с (время, необходимое для выдержки паузы перед началом анализа численного критерия для скорости подачи на следующем шаге).

Результаты исследований на имитационной модели системы автоматического управления комбайном показали, что минимальное количество циркулирующего угля в рабочем пространстве шнека, при котором численный критерий выходит из контролируемого диапазона изменения значений, равно $7,9 \cdot 10^{-3}$ м³. Если прирост объема циркулирующего угля за оборот шнека максимально допустимый ($0,55 \cdot 10^{-3}$ м³, см. подраздел 5.4), то минимальное время фиксирования заштыбовки шнека для добычного комбайна УКД300, работающего на шахте “Павлоградская”, равно 11 с. По результатам

вычислительного эксперимента (рис.6.6) вычислено среднее значение скорости подачи на временном интервале с 15 по 26 с по формуле

$$\bar{V}_{n.i} = \frac{\sum_{x=110}^i V_{n.x}}{110},$$

где $\bar{V}_{n.i}$ – текущее среднее значение скорости подачи, м/мин; $V_{n.x}$ – мгновенные значения скорости подачи, замеренные через каждые 0,1 с. Результат расчетов показал, что средняя скорость подачи на временном интервале с 15 по 26 с равна 2,6996 м/мин. То есть, относительное отклонение фактической средней скорости подачи от ее заданного значения составило 0,015%, что в 33,7 раза меньше предельного значения.

С целью определения недостатков автоматического управления добычным комбайном на маломощных пластах по алгоритму, заложенному в минимальном варианте автоматизации (см. подраздел 1.2), промоделирована работа регулятора режимов работы добычного комбайна [59,60]. При этом использовался функциональный алгоритм автоматического управления, описанный формулой (6.4), и ПИ-регулятор в автоматической системе стабилизации скорости подачи. Результаты моделирования представлены на рис.6.7.

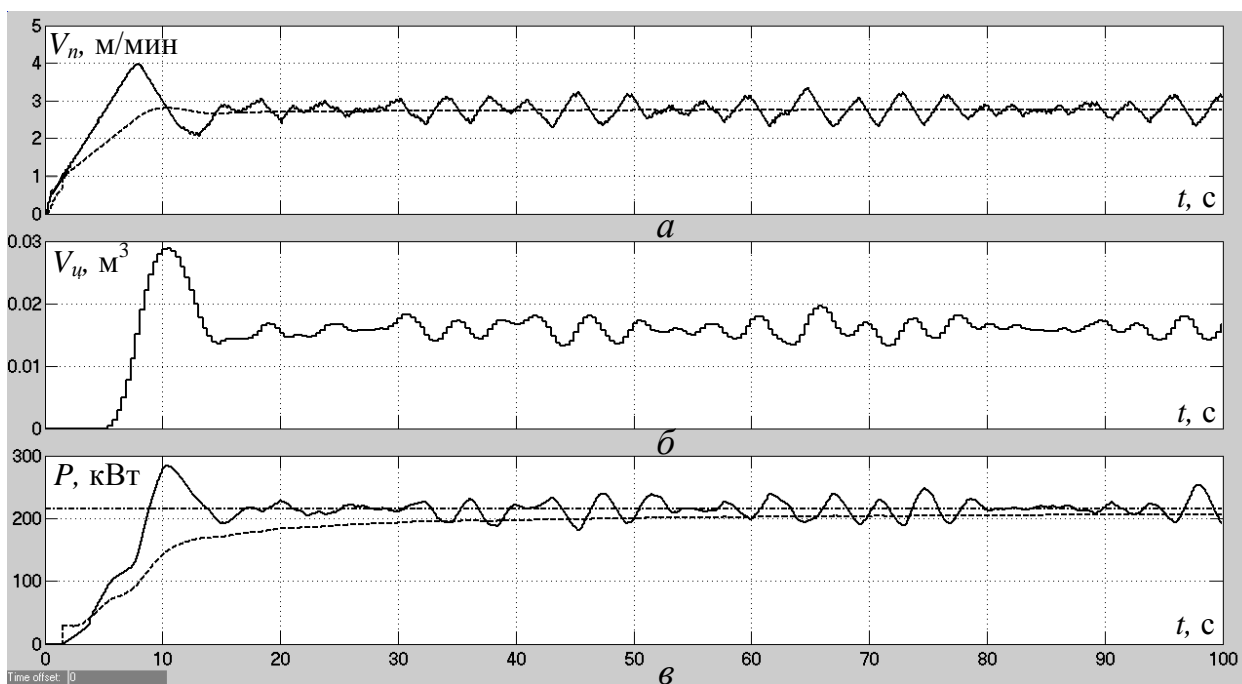


Рис. 6.7. Изменение во времени скорости подачи (а), объема циркулирующего угля (б) и мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, (в) при автоматическом управлении добычным комбайном УКД300 по существующему алгоритму

Из рис.6.7,а видно, что изменение во времени скорости подачи при автоматическом управлении комбайном УКД300 согласно минимальному

варианту автоматизации происходит в виде колебаний со случайной амплитудой в диапазоне значений 2,3–3,4 м/мин. При превышении скорости подачи значения 2,77 м/мин в рабочей зоне исполнительного органа постепенно накапливается уголь, поскольку шнек не справляется с выгрузкой угля в интенсивном режиме работы комбайна. Снижение скорости подачи начинается в тот момент, когда мощность, потребляемая электродвигателем привода резания, превысит устойчивое значение (214,67 кВт). Для выгрузки накопившегося угля и, соответственно, снижения мощности регулятор нагрузки уменьшает скорость подачи до тех пор, пока мощность, потребляемая электродвигателем привода резания, не станет меньше устойчивого значения. Чтобы это произошло, скорость подачи должна некоторое время быть ниже своего критического значения по заштыбовке (2,77 м/мин), что можно наблюдать на рис.6.7,а.

Увеличение скорости подачи начинается в тот момент, когда мощность, потребляемая электродвигателем привода резания, становится ниже 214,67 кВт. Из-за влияния составляющей мощности, связанной с резанием угля, мощность превышает устойчивое значение при различных объемах циркулирующего угля. Если в процессе увеличения скорости подачи низкочастотная составляющая сопротивляемости угля резанию и мощность резания снижаются, то темп увеличения общей мощности при заштыбовке шнека будет меньше. Поэтому мощность, потребляемая электродвигателем привода резания, станет больше устойчивого значения позже, и увеличение скорости подачи будет происходить дольше, что вызовет ее больший скачок. При совпадении направлений изменения составляющих мощности, связанных с резанием угля и его погрузкой, момент превышения мощности устойчивого значения наступит быстрее и увеличение скорости подачи прекратится раньше, что вызовет ее меньший скачок. Поскольку изменение сопротивляемости угля резанию в пространстве носит случайный характер, то и максимальное значение скорости подачи при ее колебаниях будет случайной величиной.

Среднее значение скорости подачи на временном интервале с 10 по 100 с

$$V_{n.ср} = \frac{\sum_{i=1}^{900} V_{n.i}}{900} = 2,77, \text{ м/мин},$$

где $V_{n.i}$ – мгновенные значения скорости подачи комбайна, замеренные через каждые 0,1 с, м/мин.

Отсюда можно сделать вывод, что средняя теоретическая производительность добычного комбайна УКД300 ограничивается погрузочной способностью шнека и составляет

$$Q_{m.ср} = \gamma_n \cdot D \cdot B_z \cdot V_{nod} \cdot 60 = 1,43 \cdot 0,9 \cdot 0,7 \cdot 2,77 \cdot 60 = 150, \text{ т/ч}.$$

На рис.6.7,б показано изменение во времени в процессе работы комбайна объема циркулирующего угля в рабочем пространстве шнека. Поскольку

данный параметр прямо пропорционально зависит от скорости подачи, то объем циркулирующего угля также будет изменяться случайным образом вокруг своего среднего значения, которое составило $0,016 \text{ м}^3$, что равно 64% рабочего пространства шнека. Данная картина изменения объема циркулирующего угля во времени подтверждает положение о том, что работа комбайна УКД300 в режиме стабилизации мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, будет происходить с постоянным средним объемом циркулирующего угля в рабочем пространстве шнека, значение которого зависит от запаса мощности при работе комбайна на грани заштыбовки шнека.

Проведем оценку энергетической эффективности автоматического управления комбайном согласно минимальному варианту автоматизации. На рис.6.7, в видно, что мощность, потребляемая электродвигателем привода резания, изменяется во времени случайным образом вокруг своего устойчивого значения. Такие колебания вполне характерны для рассматриваемого автоматического режима работы комбайна, когда задачей регулятора режимов работы комбайна является стабилизация мощности [66]. Таким образом, имеет место полное использование мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, несмотря на то, что производительность комбайна является заниженной. Это происходит из-за того, что работа комбайна протекает с постоянным присутствием в рабочем пространстве шнека циркулирующего угля, который занимает в среднем 64 % рабочего объема шнека. Около 42% мощности электродвигателя (90 кВт) тратится на преодоление силы трения угля о поверхность лопасти при его заклинивании между лопастью и корпусом редуктора в процессе заштыбовки шнека. Среднее значение мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, на временном интервале с 10 по 100 с

$$P_{\text{дв.ср}} = \frac{\sum_{i=1}^{9000} P_{\text{дв.}i}}{9000} = 212, \text{ кВт},$$

где $P_{\text{дв.}i}$ – мгновенные значения мощности, замеренные через каждые 0,01 с, кВт.

Средние удельные энергозатраты на разрушение и погрузку угля

$$H_{\text{w.u.ср}} = \frac{P_{\text{дв.ср}}}{Q_{\text{m.ср}}} = \frac{212}{150} = 1,413, \text{ кВт} \cdot \text{ч/т}.$$

Учитывая, что удельные энергозатраты на разрушение и погрузку угля при перемещении добычного комбайна с постоянной скоростью 2,77 м/мин без заштыбовки шнека составляют 0,841 кВт·ч/т, управление добычным комбайном на маломощных пластах регулятором нагрузки, реализующим минимальный вариант автоматизации, приводит к увеличению удельных энергозатрат на 68%.

С целью подтверждения эффективности предложенного в подразделе 5.4 алгоритма автоматического управления с позиции снижения удельных энергозатрат промоделирована работа системы автоматического управления добычным комбайном УКД300 [59,60]. При этом использовался функциональный алгоритм автоматического управления, описанный в подразделе 5.4 (рис.5.22), и ПИ-регулятор в автоматической системе стабилизации скорости подачи. Результаты моделирования представлены на рис.6.8.

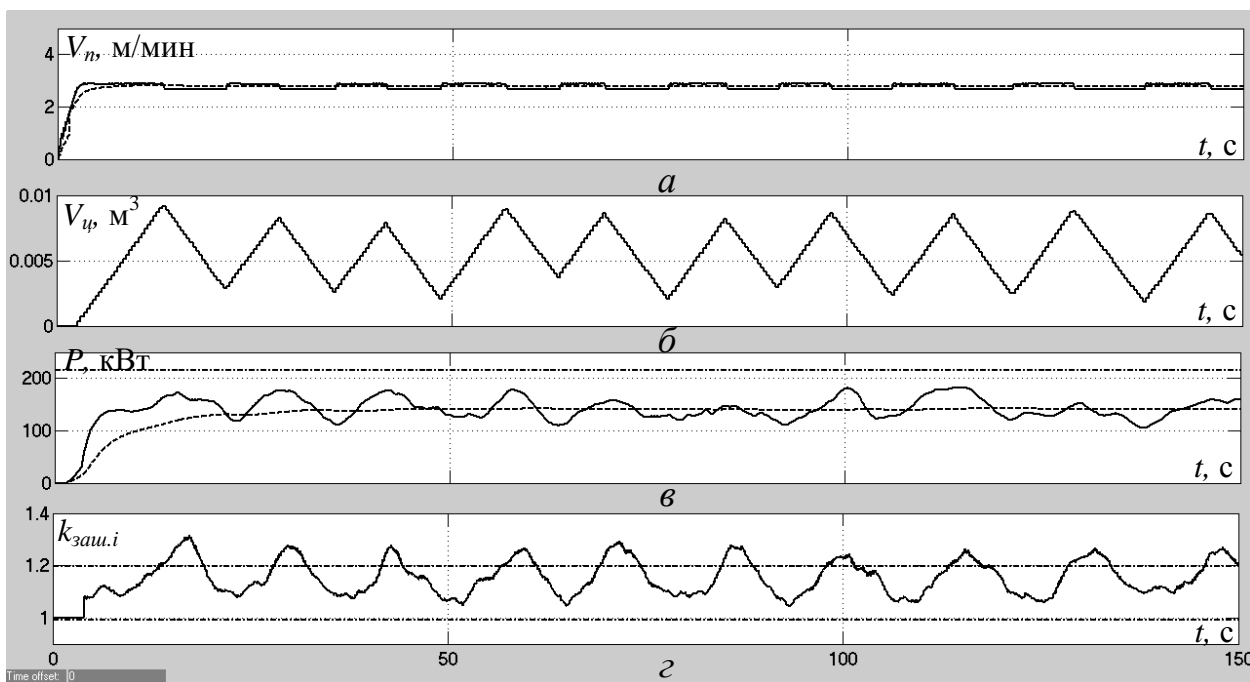


Рис. 6.8. Изменение во времени скорости подачи (*a*), объема циркулирующего угля (*б*), мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, (*в*) и критерия заштыбовки шнека (*г*) при автоматическом управлении добычным комбайном УКД300 по предложенному алгоритму

Из рис.6.8,а видно, что при автоматическом управлении комбайном по предложенному в подразделе 5.4 алгоритму (рис.5.22) скорость подачи изменяется ступенчато. Система автоматического управления периодически увеличивает скорость подачи до 2,87 м/мин и переводит комбайн в режим работы с заштыбовкой шнека для отслеживания критического значения скорости подачи по заштыбовке. Со скоростью 2,87 м/мин комбайн работает количество времени, необходимое для фиксирования заштыбовки шнека (в среднем 12 с), после чего система автоматического управления снижает скорость подачи до 2,67 м/мин. Со скоростью подачи 2,67 м/мин комбайн работает до тех пор, пока объем циркулирующего угля не уменьшится до 0,0025–0,0035 м³. При этом численный критерий заштыбовки шнека становится ниже значения “1,1”. После этого система автоматического управления опять увеличивает скорость подачи до 2,87 м/мин. Этот процесс подтверждает рис.6.8,б, на котором видно, что объем циркулирующего угля начинает линейно

увеличиваться при переходе на скорость подачи 2,87 м/мин. Его максимальное значение изменяется в диапазоне 0,0079–0,009 м³, что составляет 31–35% рабочего объема шнека. Когда скорость подачи уменьшается до 2,67 м/мин, объем циркулирующего угля начинает снижаться до значений 0,0025–0,0035 м³ (10–14% рабочего объема шнека).

На рис.6.8,г представлено изменение во времени численного критерия, по которому фиксируется заштыбовка шнека. По рисунку видно, что значение критерия заштыбовки шнека случайным образом изменяется в диапазоне 0,99–1,21 за исключением моментов времени, когда объем циркулирующего угля превышает значение в среднем 0,0082 м³.

Средняя скорость подачи при автоматическом управлении комбайном по предложенному алгоритму (рис.5.22) на временном интервале с 10 по 150 с

$$V_{n.ср} = \frac{\sum_{i=1}^{1400} V_{n.i}}{1400} = 2,77, \text{ м/мин},$$

где $V_{n.i}$ – мгновенные значения скорости подачи комбайна, замеренные через каждые 0,1 с, м/мин.

Благодаря тому, что средний объем циркулирующего угля в рабочем пространстве шнека снизился в 2,9 раза, значительно уменьшились границы диапазона, в котором изменяется мощность, потребляемая электродвигателем привода резания (рис.6.8,в). При автоматическом управлении комбайном по предложенному алгоритму мощность изменяется случайным образом в пределах от 100 до 190 кВт. Среднее значение мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, на временном интервале с 10 по 150 с

$$P_{дв.ср} = \frac{\sum_{i=1}^{14000} P_{дв.i}}{14000} = 140, \text{ кВт},$$

где $P_{дв.i}$ – мгновенные значения мощности, замеренные через каждые 0,01 с, кВт.

Теоретическая производительность добычного комбайна при автоматическом управлении по предложенному алгоритму

$$Q_{m.ср} = \gamma_n \cdot D \cdot B_3 \cdot V_{под} \cdot 60 = 1,43 \cdot 0,9 \cdot 0,7 \cdot 2,77 \cdot 60 = 150, \text{ т/ч}.$$

Средние удельные энергозатраты на разрушение и погрузку угля при автоматическом управлении комбайном по предложенному алгоритму

$$H_{wu.ср} = \frac{P_{дв.ср}}{Q_{m.ср}} = \frac{140}{150} = 0,933, \text{ кВт} \cdot \text{ч/т}.$$

Следовательно, можно сделать вывод, что автоматическое управление добычным комбайном на тонких пластах по предложенному в подразделе 5.4 алгоритму (рис.5.22) с точки зрения расхода электроэнергии намного эффективнее управления согласно минимальному варианту автоматизации (см. подраздел 1.2). Как показали результаты вычислительного эксперимента, использование предложенного в подразделе 5.4 алгоритма автоматического управления добычным комбайном позволяет уменьшить удельные энергозатраты комбайна на 58 % (на 0,413 кВт·ч/т для комбайна УКД300). Средняя теоретическая производительность добычного комбайна при переходе к предложенному алгоритму автоматического управления добычным комбайном не меняется.

Проверим корректность работы системы автоматического управления добычным комбайном с регулируемым приводом резания по предложенному в подразделе 5.4 алгоритму (рис.5.30) с помощью ее имитационной модели, структурная схема которой представлена на рис.6.9.

В системе автоматического управления добычным комбайном можно выделить два уровня – верхний и нижний. На верхнем уровне в блоке БУВУ (блок управления верхнего уровня) формируются уставки для ПИД регуляторов скоростей подачи и резания на основе интеллектуального анализа энергетического сигнала добычного комбайна.

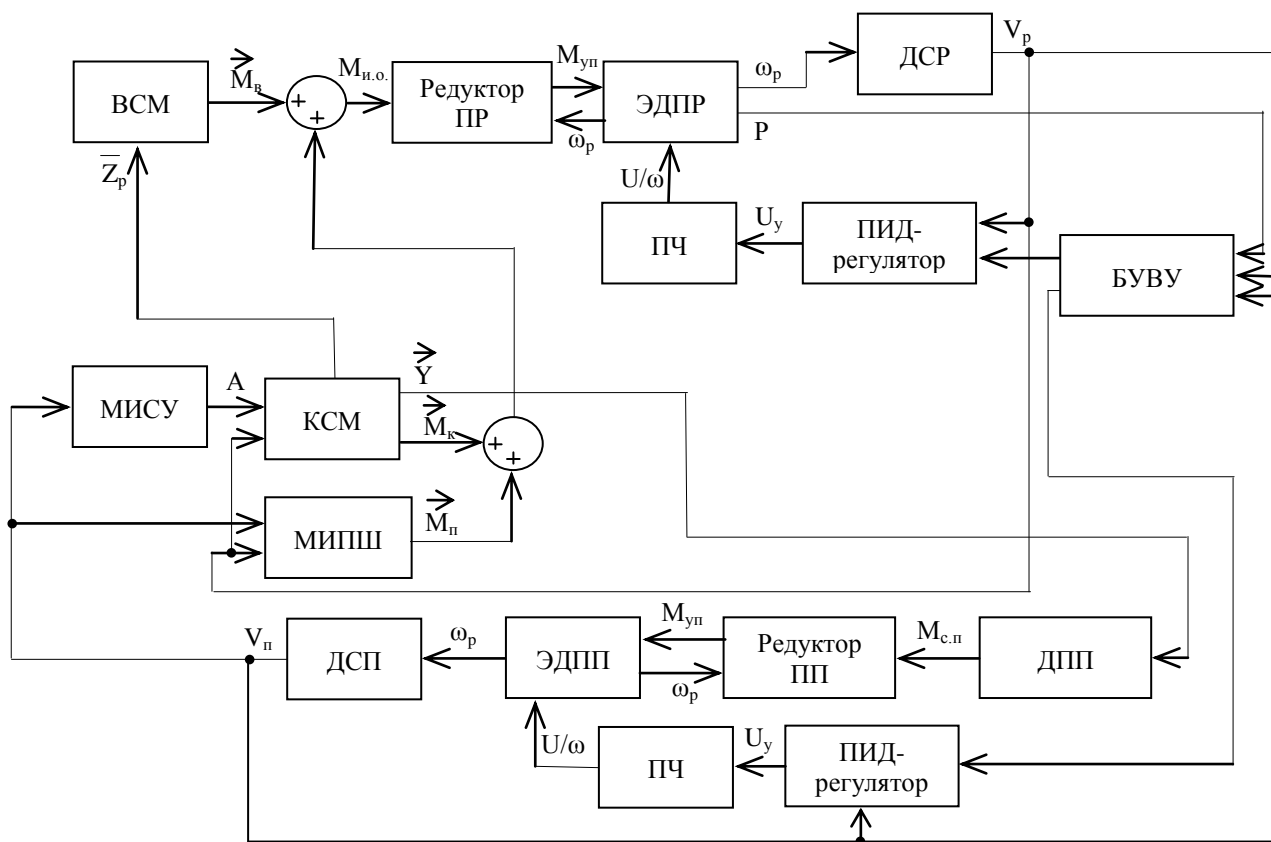


Рис. 6.9. Структурная схема имитационной модели системы автоматического управления добычным комбайном с регулируемым приводом резания

Нижний уровень содержит два контура независимого регулирования скоростями подачи V_n и резания V_p . В контур регулирования скоростью подачи входят имитационные модели движителя (ДПП), редуктора и электродвигателя (ЭДПП) привода подачи, которые представляют собой объект управления. Также в контур регулирования скоростью подачи входят имитационные модели ПИД регулятора, преобразователя частоты (ПЧ), как исполнительного элемента, и датчика скорости подачи (ДСП).

В контур регулирования скоростью резания входят имитационные модели редуктора и электродвигателя (ЭДПР) привода резания, которые представляют собой объект управления. Также в контур регулирования скоростью резания входят имитационные модели ПИД регулятора, преобразователя частоты (ПЧ), как исполнительного элемента, и датчика скорости резания (ДСР).

Для имитации нагрузки на валах электродвигателей приводов подачи и резания при резании угля используются модели имитации высокочастотной M_b (ВСМ) и конструктивной M_k (КСМ) составляющих моментов сопротивления на исполнительном органе $M_{и.о.}$ и приводной звездочке движителя привода подачи $M_{с.п}$ [20,25]. Низкочастотная составляющая моментов сопротивления на исполнительном органе и приводной звездочке движителя привода подачи задается через модель имитации изменения во времени сопротивляемости угля резанию A (МИСУ) [25,34]. На основе сопротивляемости угля резанию в блоке КСМ рассчитываются силы резания на одиночном резце Z_p и подачи на исполнительном органе Y , которые необходимы для определения моментов сопротивления на валах двигателей приводов подачи и резания.

Для имитации нагрузки на валу электродвигателя привода резания также используется модель имитации составляющей момента сопротивления на исполнительном органе при транспортировании и погрузке угля шнеком M_n (МИПШ) [12].

Учет переходных процессов в редукторах и электродвигателях приводов подачи и резания добычного комбайна осуществляется с помощью имитационных моделей двухмассовой расчетной электромеханической схемы и электромеханического преобразования энергии в асинхронном электродвигателе [16,70]. Выходными параметрами этих моделей являются упругий момент в редукторе $M_{уп}$, угловая скорость вращения ротора ω_p и мощность, потребляемая электродвигателем P .

Датчики скоростей подачи и резания задаются усилительными звеньями ввиду быстротечности переходных процессов, протекающих в этих элементах системы, по сравнению с переходными процессами в других элементах системы. В модели преобразователя частоты также происходит пренебрежение переходными процессами, как и сложным алгоритмом формирования мощного электрического сигнала с переменными амплитудой и частотой. Вместо этого в блоке преобразователя частоты генерируются сигналы согласно формулам (6.3), при этом амплитуда U и частота ω фазных напряжений изменяются пропорционально управляющему сигналу U_y , который поступает в блок ПЧ из ПИД регуляторов.

На рис.6.10 отображены результаты моделирования работы системы автоматического управления скоростью резания в режиме поиска критической по заштыбовке максимальной толщины стружки для скорости подачи 5,11 м/мин. Рис.6.10,а подтверждает, что в процессе поиска критической по заштыбовке максимальной толщины стружки скорость подачи изменяется в достаточно узком диапазоне значений от 5,1 до 5,12 м/мин со средним значением 5,11 м/мин.

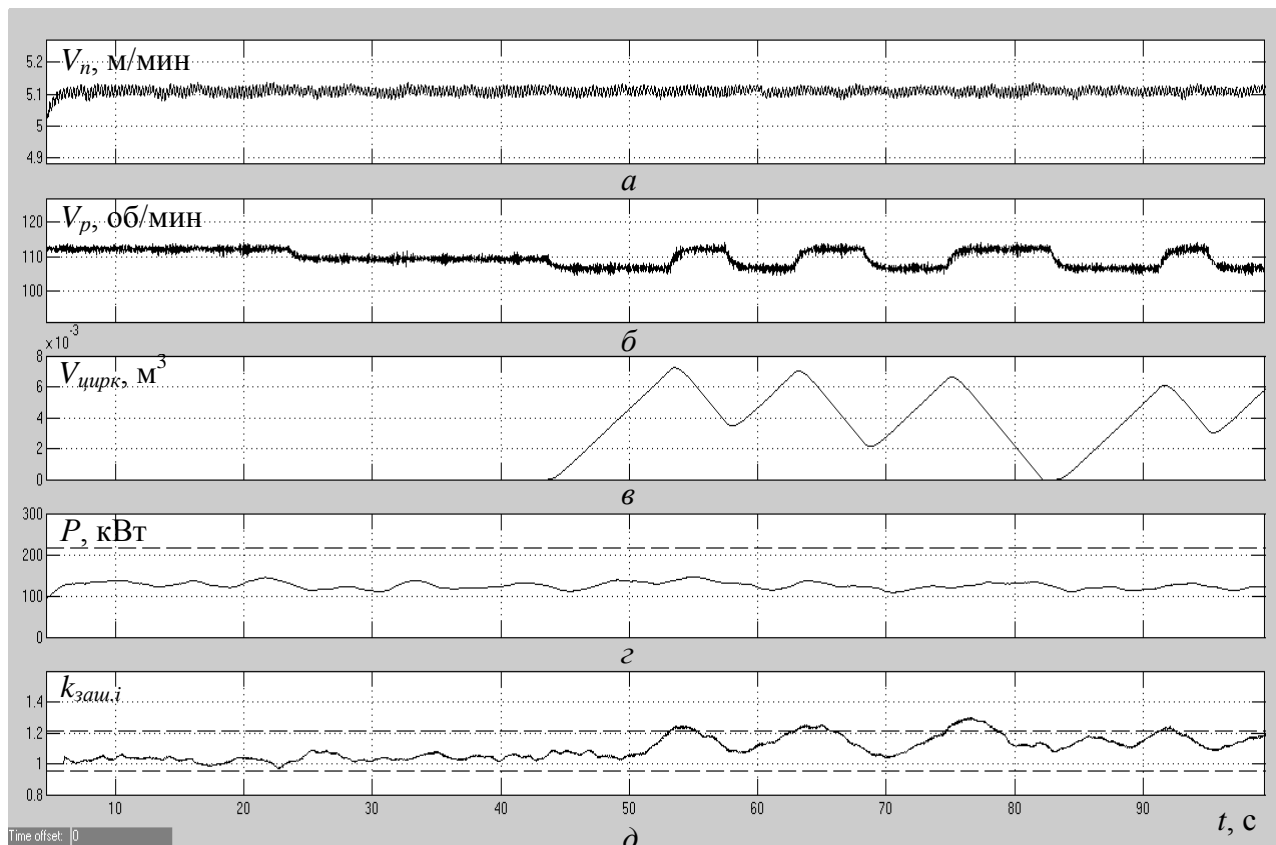


Рис. 6.10. Изменение во времени скорости подачи (а), скорости вращения шнека (б), объема циркулирующего угля (в), мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, (г) и критерия заштыбовки шнека (д)

Работа системы автоматического управления скоростью резания рассматривается с момента анализа критерия заштыбовки шнека для максимальной толщины стружки 2,22 см (с 4,5 до 24,5 с), которой соответствует скорость подачи 5,11 м/мин и скорость вращения шнека 112 об/мин (рис.6.10,б). Как видно из рис.6.10,д, за время анализа критерий заштыбовки шнека не выходит за границы диапазона значений $0,9 \cdot \bar{k}_{zau}$ – $1,1 \cdot \bar{k}_{zau}$, которые на рис.6.10,д показаны пунктирными линиями. Это является условием отсутствия заштыбовки шнека, и это подтверждает рис.6.10,в, по которому видно, что на временном интервале 4,5 – 24,5 с объем циркулирующего угля в рабочем пространстве шнека равен 0.

С 24,5 с максимальная толщина стружки увеличивается до 2,34 см с помощью уменьшения скорости вращения шнека со 112 до 109 об/мин

(рис.6.10,б). Как видно из рис.6.10,в и рис.6.10,д, анализ критерия заштыбовки для данной толщины стружки также показал отсутствие заштыбовки шнека (24,5 – 44,5 с). После этого максимальная толщина стружки опять увеличивается, с учетом ограничения по допустимому приращению толщины стружки, до 2,46 см путем уменьшения скорости вращения шнека со 109 до 106 об/мин (рис.6.10,б).

Из рис.6.10,в можно заметить, что переход к скорости вращения шнека 106 об/мин вызвал начало заштыбовки шнека. В рабочем пространстве шнека появился циркулирующий уголь, объем которого начал увеличиваться с течением времени (рис.6.10,в). Критерий заштыбовки шнека выходит из диапазона изменения значений $0,9 \cdot \bar{k}_{\text{зашт}}$ – $1,1 \cdot \bar{k}_{\text{зашт}}$ на 53,2 с, когда объем циркулирующего угля достигает $7,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (28% рабочего объема шнека). После фиксирования заштыбовки шнека система автоматического управления для удаления циркулирующего угля увеличивает скорость вращения шнека со 106 до 112 об/мин, то есть на двойной шаг итерации максимальной толщины стружки (рис.6.10,б).

Таким образом, система автоматического управления делает вывод о том, что критическая по заштыбовке максимальная толщина стружки для скорости подачи 5,11 м/мин равна 2,34 см, и далее происходит ее отслеживание путем периодического снижения скорости вращения шнека для начала его заштыбовки. Из рис.6.10,в мы видим, что при этом объем циркулирующего угля не превышает $8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (31% рабочего объема шнека), а его среднее значение равно $4,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (17,6% рабочего объема шнека).

Отметим, что характер изменения во времени мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, после появления циркулирующего угля в рабочем пространстве шнека практически не изменился (рис.6.10,г) из-за слабо выраженного процесса заштыбовки – система автоматического управления фиксирует заштыбовку шнека на ранней стадии. Как до появления циркулирующего угля (до 44,5 с), так и после мощность электродвигателя привода резания изменяется в диапазоне значений 108 – 146 кВт со средним значением 124 кВт (рис.6.10,г).

На рис.6.11 показаны результаты моделирования работы системы автоматического управления скоростью резания в режиме отслеживания критической по заштыбовке максимальной толщины стружки в функции изменения скорости подачи согласно алгоритму автоматического управления добычным комбайном, который представлен на рис.5.30.

В процессе моделирования задан произвольный закон изменения во времени скорости подачи. До 30 с скорость подачи стабилизируется на уровне 5,1 м/мин, после чего с 30 по 65 с стабилизируется на уровне 2 м/мин, и после 65 с – на уровне 3,5 м/мин (рис.6.11,а). Из рис.6.11,б мы видим, что скорость резания меняется практически синхронно со скоростью подачи – с небольшим запаздыванием при снижении скорости подачи и с опережением при увеличении. Из рис.6.11,в заметно, что каждый раз после перехода к новой скорости подачи комбайн начинает работать с незначительной заштыбовкой

шнека и последующей ее фиксации системой автоматического управления. Это говорит о правильности расчета уставок скорости резания для всех трех скоростей подачи с позиции обеспечения работы шнека с максимальной погрузочной производительностью без затянувшейся заштыбовки. Также из рис.6.11,в и рис.6.11,д можно сделать вывод о корректности отслеживания критической по заштыбовке максимальной толщины стружки системой автоматического управления. Для всех трех скоростей подачи заштыбовка шнека была зафиксирована системой автоматического управления по два раза с выходом критерия заштыбовки из диапазона изменения значений $0,9 \cdot \bar{k}_{заш}$ – $1,1 \cdot \bar{k}_{заш}$ (рис.6.11,д). Из рис.6.11,б видно, что каждый раз после фиксации заштыбовки шнека система автоматического управления увеличивала скорость резания для удаления лишнего циркулирующего угля из рабочего пространства шнека с последующим снижением скорости резания для поддержания режима слабой заштыбовки. Объем циркулирующего угля при этом изменяется от 0 (моменты перехода к новой скорости подачи, когда шнек имеет значительный запас по погрузочной производительности) до $8,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ со средним значением $3,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (14,5% рабочего объема шнека).

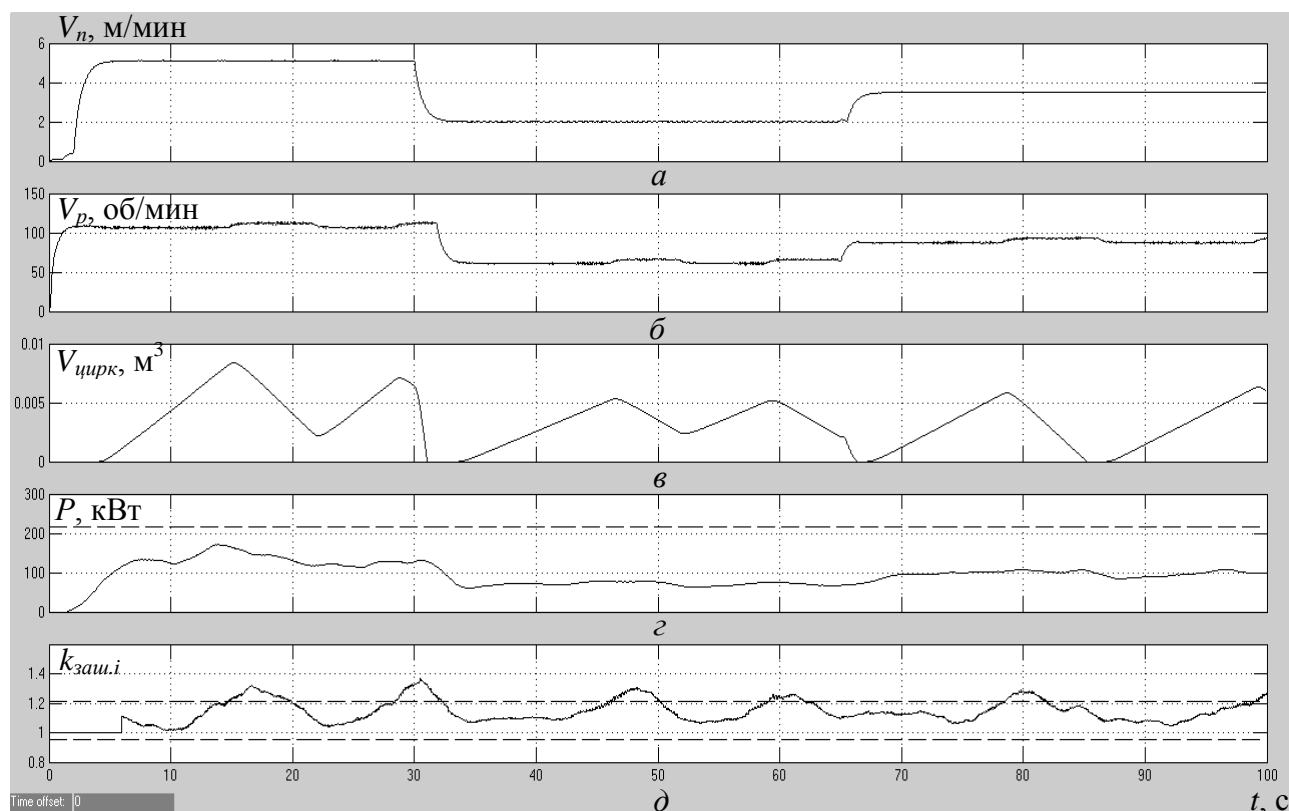


Рис. 6.11. Изменение во времени скорости подачи (а), скорости вращения шнека (б), объема циркулирующего угля (в), мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, (г) и критерия заштыбовки шнека (д)

Отметим, что при изменении скорости подачи происходит существенный сдвиг диапазона изменения мощности, потребляемой электродвигателем

привода резания (рис.6.11,г). Однако это связано не с процессом транспортирования и погрузки угля шнеком, а с процессом резания угля его резцами. При увеличении скорости подачи, как видно из рис.5.25,а, увеличивается поддерживаемая системой автоматического управления критическая по заштыбовке максимальная толщина стружки, что приводит к увеличению сил резания на резцах. Кроме того, с увеличением скорости резания увеличивается путь резцов за аналогичный отрезок времени, что также приводит к увеличению сил резания. В то же время, когда скорость подачи остается неизменной, границы диапазона изменения мощности не меняются (рис.6.11,г). Это говорит о слабо выраженном характере процесса заштыбовки шнека, который не приводит к росту мощности электродвигателя привода резания.

6.2. Проверка адекватности имитационной модели системы автоматического управления добычным комбайном реальной системе

В монографии для исследований применена имитационная модель привода резания комбайна, составными частями которой являются имитационные модели, взятые из других научных трудов [12,16,25,34]. Эти модели описывают отдельные физические процессы, которые происходят при работе добычного комбайна, и были созданы на основе анализа большого количества собранной эмпирической информации о данных процессах. Они неоднократно подтверждали свою адекватность в процессе предварительных расчетов параметров конструктивных элементов добычных комбайнов на стадии их проектирования, и вошли в некоторые отраслевые стандарты [26,27]. Однако использованные известные имитационные модели никогда не применялись совместно для создания интегральной имитационной модели, описывающей физические процессы в нескольких конструктивных узлах добычного комбайна. Поэтому необходимо провести проверку на адекватность имитационной модели системы автоматического управления комбайном по отношению к статистическим оценкам экспериментальной и имитированной выборок мощности, на основе которых созданы численные критерии поломки резца и заштыбовки шнека.

В подразделе 6.2 монографии проводится анализ наличия тренда, как в экспериментальной выборке мощности, так и в имитированной для постоянной скорости подачи. Также проводится проверка на принадлежность экспериментальной и имитированной выборок мощности генеральной совокупности с нормальным законом распределения. После этого приводится доказательство, что для экспериментальной и имитированной генеральных совокупностей имеет место в среднем одинаковая зависимость мощности электродвигателя привода резания от скорости подачи. В процессе этого доказательства исследуется сходимость дисперсий экспериментальной и имитированной генеральных совокупностей.

В качестве входных данных для исследований взяты два двумерных случайных вектора

$$\vec{P}_э = (P_{э.1}, V_{н.э.1}); (P_{э.2}, V_{н.э.2}); \dots \dots ; (P_{э.n}, V_{н.э.n}),$$

$$\vec{P}_у = (P_{у.1}, V_{н.у.1}); (P_{у.2}, V_{н.у.2}); \dots \dots ; (P_{у.n}, V_{н.у.n}),$$

где $P_э$ – мгновенные значения активной мощности электродвигателя привода резания, замеренные в ходе испытания комбайна УКД300 на шахте “Павлоградская” [30], кВт; $V_{н.э}$ – среднее значение скорости подачи, которое имело место в момент замера соответствующих мгновенных значений мощности $P_э$, м/мин.

В ходе вычислительного эксперимента создан двумерный случайный вектор при аналогичных характере работы добычного комбайна и алгоритме замера мощности и скорости подачи, элементами которого являются: $P_у$ – мгновенные значения активной мощности электродвигателя привода резания, замеренные в ходе вычислительного эксперимента, кВт; $V_{н.у}$ – среднее значение скорости подачи, которое имело место в момент замера соответствующих мгновенных значений мощности $P_у$, м/мин.

После обработки экспериментальных данных выделено три отдельных участка выборки мощности для трех разных средних скоростей подачи. Первый участок – для средней скорости подачи 2 м/мин длиной 1214 элементов. Второй участок – для средней скорости подачи 3 м/мин длиной 252 элемента и третий – для средней скорости подачи 3,8 м/мин длиной 618 элементов. Выборка мощности, полученная в ходе вычислительного эксперимента, имеет аналогичную структуру. Обе выборки мощности представлены на рис.6.12.

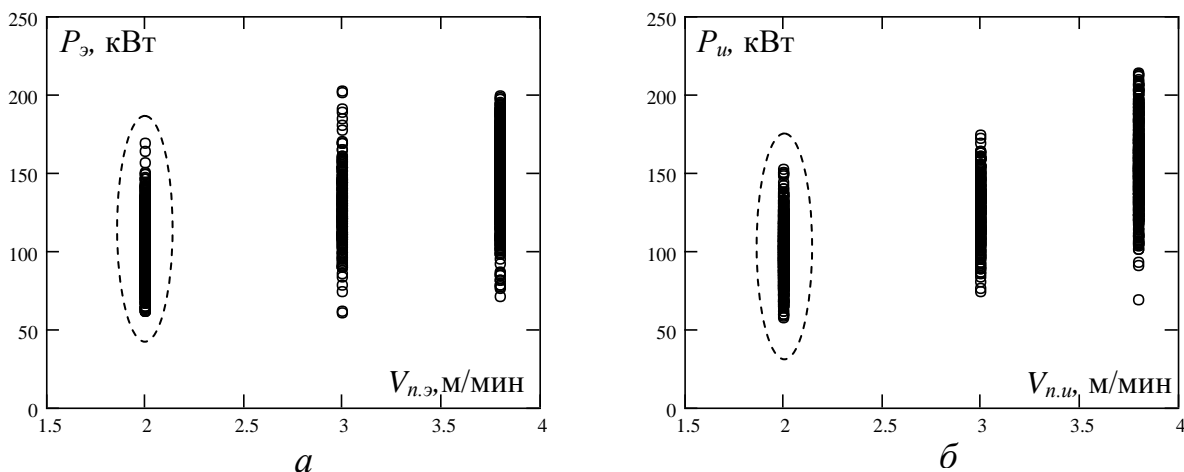


Рис. 6.12. Мгновенные значения активной мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, на статической рабочей характеристике комбайна: *а* – экспериментальной выборки; *б* – имитированной выборки

Для каждой средней скорости подачи при случайных колебаниях мощности можно выделить диапазон значений, в который попадает

большинство значений мощности. На рис.6.12 эти диапазоны выделены сплошными жирными линиями. Сравнивая рис.6.12,а и рис.6.12,б, можно отметить, что длины сплошных жирных линий и их местоположения на рисунках для идентичных средних скоростей подачи одинаковые как для экспериментальной выборки, так и для имитированной. Следует также отметить, что с увеличением средней скорости подачи диапазон изменения значений мощности увеличивается и смещается вверх. Эта закономерность прослеживается и для экспериментальной выборки мощности, и для имитированной. Также, на обоих рисунках видно, что вышеупомянутая закономерность в меньшей мере проявляется при средней скорости подачи 3 м/мин. Это связано с незначительным количеством мгновенных значений мощности для данной скорости подачи (252).

Возьмем участок выборки мощности ($\bar{P}_{э.2}$ и $\bar{P}_{и.2}$), на котором все значения мощности замерены при средней скорости подачи 2 м/мин (на рис.6.12 эти мгновенные значения мощности обведены тонкой пунктирной линией). Исследуем на стационарность случайный процесс изменения мощности при средней скорости подачи 2 м/мин с помощью критерия инверсий [71]. Исследование проводится отдельно для экспериментальной выборки и имитированной.

Критерий инверсий является эффективным средством для выявления монотонного тренда в последовательности наблюдений, что характерно для динамики мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, когда высокочастотные колебания модулируются низкочастотными. Исследуем выборку мощности длиной 101 элемент (N), в которую вошел каждый 10-й элемент вектора реализации мощности для средней скорости подачи 2 м/мин (см. табл.6.2 и табл.6.3). Таким образом, влияние тренда будет проявляться существенней:

$$\begin{aligned}(P'_{э.2})_i &= (P_{э.2})_{i-10}, \\ (P'_{и.2})_i &= (P_{и.2})_{i-10}.\end{aligned}$$

Пусть гипотеза заключается в том, что наблюдения представляют собой независимые исходы случайных величин $(P'_{э.2})_i$ и $(P'_{и.2})_i$, то есть, тренда нет. Область принятия этой гипотезы имеет вид [71]

$$A_{100,1-\alpha/2} < A \leq A_{100,\alpha/2},$$

где A – общее число инверсий. Из [71] следует, что при уровне значимости 0,1

$$2198 < A \leq 2751.$$

Подсчитаем число инверсий для каждого элемента выборки по формулам [71]

$$h_{i,j}^{\vartheta} = \begin{cases} 1, & \text{если } (P'_{\vartheta.2})_i > (P'_{\vartheta.2})_j; \\ 0, & \text{если } (P'_{\vartheta.2})_i \leq (P'_{\vartheta.2})_j \end{cases}, \quad h_{i,j}^u = \begin{cases} 1, & \text{если } (P'_{u.2})_i > (P'_{u.2})_j; \\ 0, & \text{если } (P'_{u.2})_i \leq (P'_{u.2})_j \end{cases},$$

$$A_i^{\vartheta} = \sum_{j=i+1}^N h_{i,j}^{\vartheta}, \quad A_i^u = \sum_{j=i+1}^N h_{i,j}^u,$$

$$A^{\vartheta} = \sum_{i=1}^{N-1} A_i^{\vartheta}, \quad A^u = \sum_{i=1}^{N-1} A_i^u.$$

Результаты подсчетов представлены в таблицах 6.2 и 6.3.

Таблица 6.2

Результаты расчета числа инверсий для экспериментальной выборки

$(P'_{\vartheta.2})_i$	106.3	87.2	132.4	111.1	104.6	92.8	106.4	111.4	99.3	118.5
A_i^{ϑ}	52	11	89	66	45	19	50	63	28	71
$(P'_{\vartheta.2})_i$	103.5	109.5	89.0	94.9	108.5	133.7	91.8	76.8	120.2	108.1
A_i^{ϑ}	37	58	14	20	53	78	17	4	67	48
$(P'_{\vartheta.2})_i$	78.5	107.5	107.0	88.4	116.1	94.0	106.3	119.5	108.1	102.2
A_i^{ϑ}	5	45	43	11	57	15	40	56	42	25
$(P'_{\vartheta.2})_i$	132.5	99.2	104.2	89.2	124.8	100.5	113.8	101.5	122.8	95.3
A_i^{ϑ}	63	20	31	11	57	20	47	21	52	15
$(P'_{\vartheta.2})_i$	69.0	105.3	105.2	99.6	76.9	113.3	112.8	87.5	134.9	107.6
A_i^{ϑ}	2	28	27	17	3	38	37	7	46	28
$(P'_{\vartheta.2})_i$	108.6	90.1	123.1	119.7	102.4	92.8	105.9	129.8	103.8	79.0
A_i^{ϑ}	29	8	40	36	16	9	23	37	17	4
$(P'_{\vartheta.2})_i$	125.9	111.8	95.0	136.0	110.8	108.7	75.8	113.6	112.0	143.0
A_i^{ϑ}	34	26	8	33	24	22	2	23	22	30
$(P'_{\vartheta.2})_i$	87.8	118.3	102.3	85.6	97.4	103.9	115.9	102.7	86.8	97.6
A_i^{ϑ}	5	22	10	3	6	10	17	8	3	5
$(P'_{\vartheta.2})_i$	121.3	66.5	119.7	141.1	110.7	102.9	107.1	95.9	120.3	104.2
A_i^{ϑ}	16	0	13	16	12	5	9	3	9	4

$(P'_{u.2})_i$	66.6	140.4	105.3	78.9	148.6	105.5	135.0	108.1	100.6	104.6 90.7
A_i^p	0	8	4	0	6	3	4	3	1	1

Таблица 6.3

Результаты расчета числа инверсий для имитированной выборки

$(P'_{u.2})_i$	85.7	89.2	86.7	148.4	111.2	123.8	84.7	89.2	94.3	104.8
A_i^u	19	25	21	97	72	91	17	22	32	52
$(P'_{u.2})_i$	125.5	80.4	99.1	119.7	87.4	105.7	116.2	78.5	110.9	108.0
A_i^u	88	10	41	83	20	52	72	5	60	53
$(P'_{u.2})_i$	91.2	119.3	116.7	76.1	100.1	112.1	84.5	108.9	82.8	96.9
A_i^u	22	75	70	3	38	58	13	50	11	32
$(P'_{u.2})_i$	93.5	111.2	102.6	90.5	96.7	115.2	98.9	110.0	120.4	81.1
A_i^u	24	52	38	17	28	55	29	45	59	8
$(P'_{u.2})_i$	112.5	81.6	124.4	79.5	91.4	86.3	92.0	108.3	116.8	109.0
A_i^u	50	9	56	4	15	10	14	36	47	36
$(P'_{u.2})_i$	79.6	99.1	93.5	114.1	96.7	86.7	112.3	96.3	112.3	95.9
A_i^u	4	22	15	40	19	10	34	16	33	15
$(P'_{u.2})_i$	92.9	86.7	109.5	77.2	91.1	125.9	105.6	106.0	101.1	96.7
A_i^u	13	9	27	3	9	34	22	22	15	12
$(P'_{u.2})_i$	110.6	80.2	103.7	74.8	111.0	81.5	117.3	106.4	100.2	105.4
A_i^u	21	4	15	2	18	3	22	16	10	14
$(P'_{u.2})_i$	112.4	117.8	132.0	79.8	117.1	116.7	105.2	85.1	101.2	104.5
A_i^u	15	18	18	2	16	15	12	3	8	9
$(P'_{u.2})_i$	116.3	83.4	99.4	72.3	89.8	96.4	95.2	102.0	92.7	70.4 112.4
A_i^u	10	2	6	1	1	3	2	2	1	0

Общее число инверсий

$$A^{\vartheta} = \sum_{i=1}^{N-1} A_i^{\vartheta} = 2448, \quad A^u = \sum_{i=1}^{N-1} A_i^u = 2579.$$

Следовательно, гипотеза принимается для обеих выборок с уровнем значимости 10%, поскольку общее число инверсий для экспериментальной выборки мощности (2448) и имитированной выборки (2579) попадает в интервал, заключенный между 2198 и 2751. Уровень значимости взят как можно больше для уменьшения вероятности ошибки второго рода [71,72].

Поскольку гипотеза об отсутствии тренда в случайных колебаниях мощности принимается, можно сделать вывод, что модуляция высокочастотной составляющей мощности низкочастотной составляющей в течение времени замера мощности проявляется несущественно и на данном участке забоя низкочастотными колебаниями мощности можно пренебречь.

Для оценки распределения значений мощности построим для выборок $\vec{P}_{\vartheta,2}$ и $\vec{P}_{u,2}$ гистограммы распределения частот попадания мгновенных значений мощности в определенные интервалы диапазона изменения мощности. Количество интервалов, на которые разбивается диапазон изменения мощности, определяется по формуле [58]

$$k \leq 5 \cdot \lg(n_2) = 5 \cdot \lg(1214) = 15,42; \quad k = 15.$$

Как на рис.6.13,а, так и на рис.6.13,б вид гистограммы соответствует нормальному закону распределения случайной величины [38,58]. Проведем непараметрическую проверку принадлежности выборок мощности $\vec{P}_{\vartheta,2}$ и $\vec{P}_{u,2}$ генеральной совокупности с нормальным законом распределения по критерию Пирсона (хи-квадрат) [58].

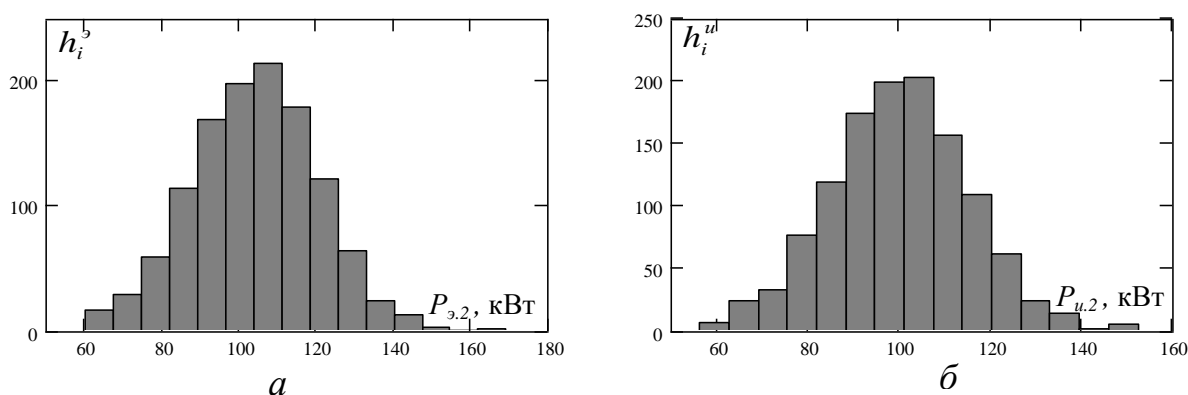


Рис. 6.13. Гистограмма распределения частот попадания мгновенных значений мощности в интервалы диапазона изменения мощности: *a* – для экспериментальной выборки; *б* – для имитированной выборки

Оценки максимального правдоподобия математического ожидания и дисперсии экспериментального и имитированного случайного распределения [38,58]

$$\bar{P}_{\text{э.2}} = \frac{\sum_{i=1}^{1214} (P_{\text{э.2}})_i}{1214} = 103,5, \text{ кВт}, \quad \bar{P}_{\text{и.2}} = \frac{\sum_{i=1}^{1214} (P_{\text{и.2}})_i}{1214} = 99,8, \text{ кВт},$$

$$\sigma_{\text{э.2}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^{1214} ((P_{\text{э.2}})_i - \bar{P}_{\text{э.2}})^2}{1214} = 260,69, \text{ кВт}^2, \quad \sigma_{\text{и.2}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^{1214} ((P_{\text{и.2}})_i - \bar{P}_{\text{и.2}})^2}{1214} = 237,4, \text{ кВт}^2.$$

Рассчитаем для каждого интервала гистограммы теоретические частоты по формуле [58]

$$np_i = n_2 \int_{P_{i \min}}^{P_{i \max}} f(P_i) dP_i,$$

где $f(P_i)$ – функция плотности вероятности нормального закона [38,58]

$$f(P_i) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot \sigma^2}} \cdot e^{-\frac{(P_i - \bar{P})^2}{2 \cdot \sigma^2}}.$$

В таблице 6.4 представлены эмпирические и теоретические частоты для интервалов гистограмм. Строки таблицы, в которых эмпирические и теоретические частоты меньше 5, объединяются с соседними строками.

Таблица 6.4

Результаты расчета эмпирических и теоретических частот

Экспериментальная выборка мощности			Имитированная выборка мощности		
$P_{i \min} \dots P_{i \max}$	$h_i^{\text{э}}$	$np_i^{\text{э}}$	$P_{i \min} \dots P_{i \max}$	$h_i^{\text{и}}$	$np_i^{\text{и}}$
60 ... 67,27	17	10.786	56...62,4	7	6.517
67,27...74,53	30	29.124	62,4...68,8	25	17.611
74,53...81,8	59	64.431	68,8...75,2	33	40.143
81,8...89,07	115	116.792	75,2...81,6	77	77.186
89,07...96,33	170	173.467	81,6...88	119	125.195
96,33...103,6	198	211.116	88...94,4	175	171.306
103,6...110,87	215	210.538	94,4...100,8	200	197.739

110,87...118,13	180	172.047	100,8...107,2	203	192.553		
118,13...125,4	122	115.202	107,2...113,6	157	158.179		
125,4...132,67	65	63.207	113,6...120	109	109.618		
132,67...139,93	24	28.414	120...126,4	62	64.083		
139,93...147,2	13	10.465	126,4...132,8	25	31.603		
147,2...154,47	3	3.158 0.781 0.158	4.097	132,8...139,2	14	13.147	
154,47...161,73	1			139,2...145,6	2	8	4.613
161,73...169	2			145,6...152	6		1.365

Далее рассчитывается величина критерия для экспериментальной и имитированной выборок по формуле [58]

$$\chi^2_{\text{э}} = \sum_{i=1}^k \frac{(h_i^{\text{э}} - np_i^{\text{э}})^2}{np_i^{\text{э}}} = 8,074, \quad \chi^2_{\text{и}} = \sum_{i=1}^k \frac{(h_i^{\text{и}} - np_i^{\text{и}})^2}{np_i^{\text{и}}} = 7,585.$$

После объединения строк в табл.6.4 число степеней свободы для экспериментальной выборки мощности уменьшилось с 15 до 12. Если для расчета теоретических частот требуется r оценок, то число степеней свободы сокращается еще на r (в этом случае на 2). Таким образом, для числа степеней свободы 9 и для уровня значимости 0,05 находится предельное значение критерия ($\chi^2_{0,05;9}=16,9$ [58]), которое определяет критическую область для гипотезы. Поскольку рассчитанный критерий меньше предельного, то гипотеза о том, что экспериментальная выборка мощности принадлежит генеральной совокупности с нормальным законом распределения, принимается с уровнем значимости 0,05.

Аналогично находится предельное значение критерия для имитированной выборки мощности, только с числом степеней свободы 10, так как объединяются в табл.6.4 не три строки, а две: $\chi^2_{0,05;10}=18,3$ [58]. Следовательно, можно сделать вывод, что имитированная выборка мощности также принадлежит генеральной совокупности с нормальным законом распределения, поскольку рассчитанный критерий $\chi^2_{\text{и}}$ меньше предельного $\chi^2_{0,05;10}$.

Для эргодичности гауссова случайного процесса достаточно, чтобы он был слабо стационарным, что уже доказано, а его автокорреляционная функция удовлетворяла условию [71]

$$\frac{1}{T} \int_{-T}^T |R(\tau)| d\tau \rightarrow 0, \quad T \rightarrow \infty,$$

где T – время оценки автокорреляционной функции. Согласно этому условию, доказательством свойства эргодичности случайного процесса изменения

мощности является вид автокорреляционной функции на рис.2.2, из которого видно, что после значения $1600 \cdot \tau$ ($\tau = 9,5$ с) по оси абсцисс значение автокорреляционной функции постоянно равно нулю. Таким образом, при интегрировании автокорреляционной функции, график которой показан на рис.2.2, на длительном промежутке времени результат интегрирования будет стремиться к нулю.

Напомним, что экспериментальная реализация мощности является входным параметром имитационной модели системы автоматического управления комбайном, в то время, как изменения остальных случайных составляющих нагрузки на шнеке генерируются в модели как стационарные и эргодические процессы. Поэтому случайный процесс изменения мощности на выходе модели также обладает свойством эргодичности.

Осуществим линейную регрессию по отношению к элементам экспериментальной и имитированной выборок. При этом определяются параметры уравнений линейной регрессии мощности относительно скорости подачи, используя метод наименьших квадратов [38], исходя из требований

$$\sum_{i=1}^{n=756} (P_i - (a + b \cdot V_n))^2 = \min .$$

Перед определением коэффициентов a и b для экспериментальной и имитированной выборок проводится объединение векторов реализаций мощности для разных средних скоростей подачи. С целью корректного определения параметров уравнения регрессии, длина этих векторов берется одинаковая – по 252 значения мощности для каждой средней скорости подачи.

В процессе вычислений установлено, что константа уравнения регрессии для экспериментальной выборки $a_э$ равна 51,18, а для имитированной $a_u = 45,79$. Для экспериментальной выборки коэффициент уравнения регрессии $b_э$ равен 25,71, а для имитированной $b_u = 28,46$.

В качестве оценки дисперсии мощности в генеральной совокупности служит остаточная дисперсия, или дисперсия относительно линии регрессии, которая определяется выражением [58]

$$\tilde{s}^2 = \frac{1}{n-2} \cdot \sum_{i=1}^n (P_i - \tilde{P}_i)^2 ,$$

$$\tilde{P}_i = a + b \cdot (V_n)_i .$$

При построении линии регрессии для значений экспериментальной выборки остаточная дисперсия $\tilde{s}_э^2$ оказалась равной 449,31 кВт², а для имитированной выборки $\tilde{s}_u^2 = 419,7$ кВт².

Из рис.6.14 видно, что линии регрессии прошли практически через середины сплошных жирных линий, которые представляют собой диапазоны изменения большинства значений мощности. При анализе рисунков 6.14,а и

6.14,б можно сделать вывод, что пунктирная линия на рис.6.14,а и штрихпунктирная на рис.6.14,б занимают одинаковое положение на рабочей характеристике комбайна. Для доказательства совпадения линий регрессии на рисунках 6.14,а и 6.14,б проведено сравнение уравнений регрессии для экспериментальной и имитированной выборок.

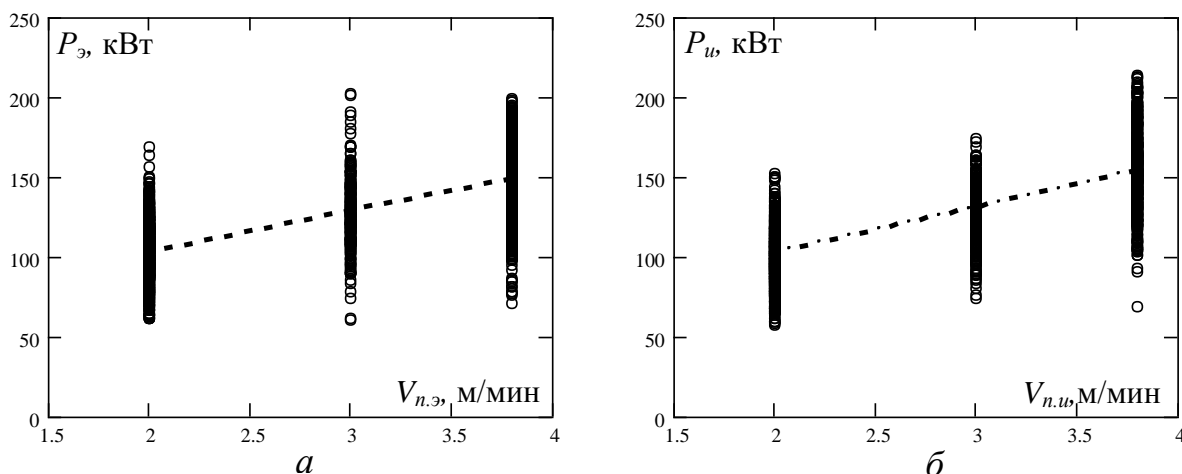


Рис. 6.14. Мгновенные значения мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, и линии регрессии на статической рабочей характеристике комбайна: *а* – экспериментальной выборки; *б* – имитированной выборки

По остаточным дисперсиям можно судить о равенстве дисперсий рассматриваемых генеральных совокупностей. Гипотеза о равенстве дисперсий проверяется по F-критерию [58]. На основании остаточных выборочных дисперсий определяется значение критерия

$$\hat{F} = \frac{\tilde{s}_g^2}{\tilde{s}_u^2} = \frac{449,31}{419,7} = 1,071.$$

Из источника [58] находится предельное значение критерия, которое определяет критическую область для гипотезы. Для числа степеней свободы (756 – 2) для обеих выборок и уровня значимости 0,05 предельное значение критерия равно: $\hat{F}_{0,05;\infty,1000} = 1,08$. Поскольку рассчитанный критерий меньше предельного, гипотеза принимается с уровнем значимости 0,05. Это означает, что различие остаточных дисперсий можно считать случайным.

Для проверки гипотез о значениях коэффициентов регрессии и констант требуется определить средние значения и дисперсии мощности и скорости подачи для экспериментальной и имитированной выборок по формулам [38,58]

$$\bar{P}_g = \frac{\sum_{i=1}^n (P_g)_i}{n} = 126,73, \text{ кВт}, \quad \bar{P}_u = \frac{\sum_{i=1}^n (P_u)_i}{n} = 127,86, \text{ кВт},$$

$$\bar{V}_v = \frac{\sum_{i=1}^n (V_v)_i}{n} = 2,93, \text{ м/мин}, \quad \bar{V}_u = \frac{\sum_{i=1}^n (V_u)_i}{n} = 2,94, \text{ м/мин},$$

$$\sigma_{V_v}^2 = \frac{\sum_{i=1}^n ((V_v)_i - \bar{V}_v)^2}{n-1} = 0,543, \text{ (м/мин)}^2, \quad \sigma_{V_u}^2 = \frac{\sum_{i=1}^n ((V_u)_i - \bar{V}_u)^2}{n-1} = 0,544, \text{ (м/мин)}^2.$$

Далее проверяется, существенным образом или случайно отличаются друг от друга коэффициенты регрессии. Таким образом, выдвигается гипотеза о равенстве коэффициентов регрессии экспериментальной и имитированной выборок. Применяется значение критерия [58]

$$\hat{t}_b = \frac{b_u - b_v}{\tilde{s}^* \cdot \sqrt{\frac{1}{(n-1) \cdot \sigma_{V_u}^2} + \frac{1}{(n-1) \cdot \sigma_{V_v}^2}}} = \frac{28,46 - 25,71}{20,845 \cdot \sqrt{\frac{1}{(756-1) \cdot 0,544} + \frac{1}{(756-1) \cdot 0,543}}} = 1,891,$$

$$\tilde{s}^* = \sqrt{\frac{(n-2) \cdot \tilde{s}_u^2 + (n-2) \cdot \tilde{s}_v^2}{n+n-4}} = \sqrt{\frac{(756-2) \cdot 419,7 + (756-2) \cdot 449,31}{756+756-4}} = 20,845.$$

Формула для критерия \hat{t}_b является реализацией распределенной по закону Стьюдента выборочной функции с $(756+756-4)$ степенями свободы. Предельное значение критерия для числа степеней свободы 1508 и уровня значимости 0,05 равно: $\hat{t}_{b,0,05;\infty} = 1,96$ [58]. Поскольку рассчитанное значение критерия меньше предельного, то гипотеза не отвергается, что позволяет сделать вывод о параллельности прямых регрессии экспериментальной и имитированной выборок.

Для проверки гипотезы о значениях констант уравнений регрессии по значениям выборок осуществляется расчет критерия [58]

$$\hat{t}_a = \frac{\bar{b} - b^*}{s_{\bar{b}-b^*}} = \frac{27,085 - 37,92}{35,745} = -0,303,$$

$$\bar{b} = \frac{(n-1) \cdot \sigma_{V_u}^2 \cdot b_u + (n-1) \cdot \sigma_{V_v}^2 \cdot b_v}{(n-1) \cdot \sigma_{V_u}^2 + (n-1) \cdot \sigma_{V_v}^2} = \frac{(756-1) \cdot 0,544 \cdot 28,46 + (756-1) \cdot 0,543 \cdot 25,71}{(756-1) \cdot 0,544 + (756-1) \cdot 0,543} = 27,085,$$

$$b^* = \frac{\bar{P}_u - \bar{P}_v}{\bar{V}_u - \bar{V}_v} = \frac{127,86 - 126,73}{2,94 - 2,93} = 37,92,$$

$$s_{\bar{b}-b^*} = \tilde{s}^* \cdot \sqrt{\frac{1}{(n-1) \cdot \sigma_{V_u}^2} + \frac{1}{(n-1) \cdot \sigma_{V_v}^2} + \frac{1}{(\bar{V}_u - \bar{V}_v)^2} \cdot \left(\frac{1}{n} + \frac{1}{n}\right)}$$

$$= 20,845 \cdot \sqrt{\frac{1}{(756-1) \cdot 0,544 + (756-1) \cdot 0,543} + \frac{1}{(2,94 - 2,93)^2} \cdot \left(\frac{1}{756} + \frac{1}{756}\right)} = 35,745.$$

Выборочная функция, рассчитанная по формуле для критерия \hat{t}_a , имеет t -распределение с 1508 степенями свободы. Критическая область гипотезы

определяется граничным значением выборочной функции, которое находится из [58]. Для числа степеней свободы 1508 и уровня значимости 0,1 предельное значение критерия равно: $\hat{t}_{a,0,1;\infty} = 1,64$. Поскольку рассчитанное значение критерия по модулю меньше предельного, то гипотеза не отвергается, что позволяет сделать вывод о случайности расхождения констант уравнений регрессии экспериментальной и имитированной выборок.

Поскольку ни одна из трех гипотез при сравнении уравнений регрессии не отвергнута, то принимается решение о наличии лишь случайных отклонений между прямыми регрессии. Это означает, что как экспериментальная, так и имитированная выборка взяты из нормально распределенных совокупностей, для которых мощность в среднем показывает одинаковую линейную зависимость от скорости подачи. В ходе сравнения уравнений регрессии также доказано сходство дисперсий экспериментальной и имитированной выборок. Благодаря этому можно утверждать, что сформированные в монографии условия возникновения поломки резца и заштыбовки шнека применимы для экспериментальной выборки мощности, поскольку в основу условий заложены свойства дисперсий численных критериев, а значит, дисперсии мощности, потребляемой электродвигателем привода резания. Следовательно, способы определения поломки резца и заштыбовки шнека на основе статистического анализа мощности являются эффективными для реальных условий работы комбайна. Поэтому автоматическое управление добычным комбайном по предложенным в монографии алгоритмам в реальных условиях также приведет к существенному уменьшению удельных энергозатрат на добычу угля (на 40–50%).

6.3. Особенности технической реализации способа автоматизации режимов работы добычных комбайнов для тонких пластов

Предлагаемый в подразделе 5.4 монографии способ автоматизации режимов работы современных добычных комбайнов для тонких пластов не требует для технической реализации дополнительных средств автоматизации. Следовательно, остается неизменной схема соединения элементов системы автоматического управления. Однако при внедрении данного способа необходимо внести изменения в программное обеспечение системы автоматического управления (САУ). Кроме этого, добавляются требования к техническим характеристикам средств автоматизации. Проанализируем изменения в функциональной схеме системы автоматического управления при переходе к предлагаемому способу автоматизации режимов работы добычных комбайнов.

На рис.6.15 блоки функциональной схемы имеют следующие обозначения: БУ – блок управления добычным комбайном; РН – регулятор режимов работы добычного комбайна (регулятор нагрузки); ПЧ – преобразователь частоты напряжения питания электродвигателя привода подачи; ЭДПП –

электродвигатель привода подачи комбайна; ИО – исполнительный орган комбайна (шнек); ЭДПР – электродвигатель привода резания комбайна; ДМ – датчик мощности, потребляемой электродвигателем привода резания; ДС – датчик скорости подачи добычного комбайна; УМ – устройство, задающее устойчивую мощность электродвигателя привода резания.

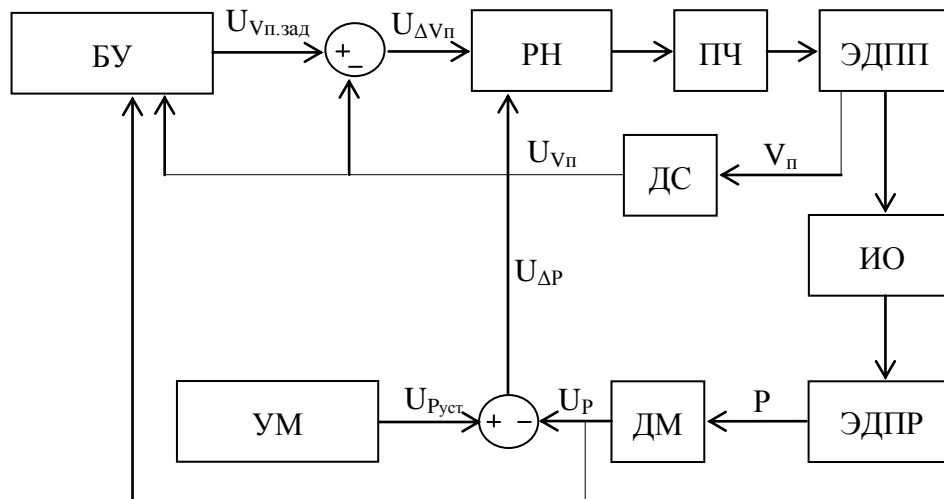


Рис. 6.15. Функциональная схема САУ добычным комбайном с позиции снижения удельных энергозатрат на добычу угля

Функциональная схема на рис.6.15 имеет большую схожесть с функциональной схемой существующих систем автоматического управления добычными комбайнами (см. рис.1.6). Это объясняется тем, что в монографии совершенствуется только алгоритм автоматического управления добычным комбайном без изменения принципа автоматического управления и добавления дополнительных средств автоматизации. Рассмотрим отличия между функциональной схемой на рис.6.15 и функциональной схемой существующих систем автоматического управления добычными комбайнами. Первое, что нужно отметить, это замену блока “Оператор” на блок БУ, который технически представляет собой контроллер, формирующий заданное значение скорости подачи согласно алгоритму, представленному на рис.5.22. Таким образом, заданное значение скорости подачи в функциональной схеме на рис.6.15 формируется не человеком, а системой автоматического управления на основе статистического анализа мощности, потребляемой электродвигателем привода резания. Это позволяет определить заштыбовку шнека на ранней стадии и уменьшить потери электроэнергии на 40–50%. Также данная замена дает предпосылку удаления человека из опасной зоны вблизи добычного комбайна, поскольку система автоматического управления сама отслеживает начало заштыбовки шнека.

Составной частью САУ добычным комбайном с позиции снижения удельных энергозатрат на добычу угля является регулятор режимов работы, который установлен на добычных комбайнах на данный момент [21,22]. Он используется для реализации стабилизации скорости подачи и для защиты

электродвигателя привода резания от опрокидывания. Следовательно, в САУ добычным комбайном с позиции снижения удельных энергозатрат на добычу угля реализуется многоуровневое управление, когда система автоматического управления более высокого уровня формирует управляющий сигнал для регулятора режимов работы добычного комбайна. Причем автоматическое управление на более высоком уровне происходит не по мгновенным значениям параметров, как это осуществляется в регуляторе режимов работы, а по их статистическим оценкам. Следует отметить, что выделение в функциональной схеме на рис.6.15 двух разных блоков БУ и РН является условным, поскольку при технической реализации оба блока могут быть реализованы на основе только одного контроллера.

Еще одним отличием функциональной схемы на рис.6.15 от функциональной схемы на рис.1.6 являются дополнительные обратные связи по мощности и скорости подачи, с помощью которых собирается статистическая информация о данных параметрах, используемая для расчета заданного значения скорости подачи. Данные связи выделены отдельно тоже условно, поскольку для сбора статистической информации о мощности и скорости подачи могут применяться каналы, которые регулятор режимов работы использует для автоматического управления комбайном. При этом мгновенные значения мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, и скорости подачи записываются в энергонезависимую память контроллера для дальнейшей статистической обработки.

Исходя из рекомендаций к шагу замера во времени скорости подачи и мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, которые сформированы в подразделах 4.2 и 5.4, предъявляются следующие требования к средствам автоматизации при технической реализации предлагаемого способа автоматического управления добычным комбайном. Частота контроллера, на основе которого технически реализуется система автоматического управления комбайном верхнего уровня, должна быть больше 1 ГГц. Энергонезависимая память должна быть объемом не менее 10 Гб (для сохранения мгновенных значений численного критерия заштыбовки шнека, вычисленных с шагом во времени 0,008 с, в течение 6 ч). В состав системы автоматического управления добычным комбайном должны входить два датчика мощности, потребляемой электродвигателями приводов резания, позволяющих измерять мгновенные значения мощности с дискретностью во времени 0,008 с. В состав системы автоматического управления добычным комбайном также должен входить датчик скорости подачи комбайна, позволяющий измерять мгновенные значения скорости подачи с дискретностью во времени 0,1 с.

В качестве итога приведем основные результаты научных исследований, полученные в шестом разделе монографии:

- в ходе имитационного моделирования работы системы автоматического управления добычным комбайном с нерегулируемыми приводами резания по предложенному в подразделе 5.4 алгоритму (рис.5.22) установлено, что за счет фиксирования заштыбовки шнека на ранней стадии и уменьшения среднего объема циркулирующего угля в рабочем пространстве шнека в 2,9 раза

произошло уменьшение удельных энергозатрат комбайна, по сравнению с управлением согласно минимальному варианту автоматизации, на 58 % (на 0,413 кВт·ч/т для комбайна УКД300). Средняя теоретическая производительность добычного комбайна при переходе к предложенному алгоритму автоматического управления не меняется;

- имитационное моделирование работы системы автоматического управления скоростью резания как в режиме поиска критической по заштыбовке максимальной толщины стружки для разных скоростей подачи, так и в режиме ее отслеживания в функции изменения скорости подачи подтвердило эффективность предложенного алгоритма автоматического управления добычным комбайном с регулируемыми приводами резания на основе интеллектуального анализа его энергетического сигнала (рис.5.30);

- с помощью критериев Пирсона, Стьюдента и F-критерия доказано, что как экспериментальная, так и имитированная выборка мощности, потребляемой электродвигателем привода резания, взяты из нормально распределенных генеральных совокупностей, для которых мощность в среднем показывает одинаковую линейную зависимость от скорости подачи. Также доказано сходство дисперсий экспериментальной и имитированной выборок мощности. Благодаря этому можно утверждать, что сформированные в монографии условия возникновения поломки резца и заштыбовки шнека применимы для экспериментальной выборки мощности, поскольку в основу условий заложены свойства дисперсий численных критериев, а значит, дисперсии мощности, потребляемой электродвигателем привода резания. Следовательно, способы определения поломки резца и заштыбовки шнека на основе статистического анализа мощности являются эффективными для реальных условий работы комбайна. Поэтому автоматическое управление добычным комбайном по предложенным в монографии алгоритмам в реальных условиях также приведет к существенному уменьшению удельных энергозатрат на добычу угля (на 40–50%);

- составной частью системы автоматического управления добычным комбайном с позиции снижения удельных энергозатрат на добычу угля является регулятор режимов работы, который установлен на добычных комбайнах на данный момент. Он используется для реализации стабилизации скорости подачи и для защиты электродвигателя привода резания от опрокидывания. Следовательно, в системе автоматического управления добычным комбайном с позиции снижения удельных энергозатрат на добычу угля реализуется многоуровневое управление, когда система автоматического управления более высокого уровня формирует управляющий сигнал для регулятора режимов работы добычного комбайна. Управляющий сигнал формируется на основе статистического анализа мощности, потребляемой электродвигателем привода резания. Это позволяет зафиксировать заштыбовку шнека на ранней стадии и уменьшить потери электроэнергии из-за трения угля о поверхность лопастей.

Литература

1. Стадник Н. И. Мехатроника в угольном машиностроении / Н. И. Стадник, А. В. Сергеев, В. П. Кондрахин // Горное оборудование и электромеханика. — 2007. — № 4. — С. 20—29.
2. Ульшин В. А. Адаптивное управление технологическими процессами / В. А. Ульшин, Д. А. Зубов. — Луганск : [б. и.], 2002. — 208 с.
3. Hackelboerger V. Automation of the shearer loader technique – an overview / Hackelboerger V., Hoelling B. // Glueckauf. — 2007. — № 9. — P. 404—413.
4. Kowal J. Control systems for multiple tool heads for rock mining / Kowal J., Podsiadlo A., Pluta J., Sapinski B. // Acta montanistica slovacica rocnik. — 2003. — № 8. — P. 162—167.
5. Сысоев Н. И. Очистной комбайн с регулированием привода по варианту “параметрическая стабилизация” / Н. И. Сысоев, А. С. Кожевников // Горные машины и автоматика. — 2001. — № 7. — С. 16—17.
6. Гринберг Я. П. Автоматизация привода подачи угольных комбайнов / Я. П. Гринберг, В. С. Соловьев // Горные машины и автоматика. — 2004. — № 1. — С. 17—19.
7. Бубликов А. В. Тенденции развития автоматических регуляторов режимов работы добычных комбайнов / А. В. Бубликов // Сборник научных трудов НГУ. — Днепропетровск, 2002. — Т. 2, № 15. — С. 74—79.
8. Бубликов А. В. Особенности режима работы добычного комбайна КДК500 по критерию минимальных удельных энергозатрат (часть 1) / А. В. Бубликов, В. В. Бубликов, В. В. Загорудько // Горная электромеханика и автоматика. — 2005. — Вып. 74. — С. 53—59.
9. Бубликов А. В. Особенности режима работы добычного комбайна КДК500 по критерию минимальных удельных энергозатрат (часть 2) / А. В. Бубликов, В. В. Бубликов, В. В. Загорудько // Горная электромеханика и автоматика. — 2005. — Вып. 75. — С. 92—97.
10. Бубликов А. В. Моделирование и исследование режима работы добычного комбайна при постоянной скорости резания / А. В. Бубликов // Горная электромеханика и автоматика. — 2003. — Вып. 70. — С. 65—69.
11. Кессарийская И. Ю. Геологическое обоснование типовых моделей шахтных полей Донбасса / И. Ю. Кессарийская, М. Д. Карали, К. Э. Зиновьева // Научные труды Донецкого национального технического университета. — 2006. — Вып. 111. — С. 77—85.
12. Бойко Н. Г. Погрузка угля очистными комбайнами / Бойко Н. Г. — Донецк : ДонНТУ, 2002. — 157 с.
13. Бойко М. Г. Підвищення навантаження на лаву і поліпшення сортового складу вугілля без додаткових витрат / М. Г. Бойко, Є. М. Бойко. — Донецьк : ДонНТУ, 2003. — 80 с.
14. Автоматизація технологічних процесів підземних гірничих робіт: підручник / А.В. Бубликов, М.В. Козарь, С.М. Проценко та ін. — Д. : Національний гірничий університет, 2012. — 320 с.

15. Гірничі машини для підземного видобування вугілля: Навч. посіб. для вузів / П.А. Горбатов, Г.В. Петрушкін, М.М. Лисенко, С.В. Павленко, В.В. Косарев; Під заг. ред. П.А. Горбатова. — 2-ге вид. перероб. і доп. — Донецьк: ДонНТУ, 2006. — 669 с.: іл.
16. Стариков Б. Я. Асинхронный электропривод очистных комбайнов / Б. Я. Стариков, В. Л. Азарх, З. М. Рабинович. — М. : Недра, 1981. — 288 с.
17. Корреляционный анализ нагрузок выемочных машин / [А. В. Докукин, Ю. Д. Красников, З. Я. Хургин и др.]. — М. : Наука, 1969. — 135 с.
18. Динамические процессы горных машин / [А. В. Докукин, Ю. Д. Красников, З. Я. Хургин и др.]. — М. : Наука, 1972. — 150 с.
19. Стадник Н. И. Очистные комбайны УКД200 и УКД300 для эффективной отработки тонких пластов / Н. И. Стадник, Г. Г. Бойко, А. С. Рябченко // Уголь Украины. — 2003. — № 9. — С. 19—22.
20. Бесцепные системы подачи очистных комбайнов / [Ю. Н. Семенов, В. Г. Лукиенко, Б. М. Геллер и др.]. — М. : Недра, 1988. — 151 с.
21. Пиганов Ю. М. Аппаратура автоматизации забойного оборудования / Пиганов Ю. М. — Д. : Арт-Пресс, 2003. — 180 с.
22. Толпежников Л. И. Автоматизация подземных горных работ / Толпежников Л. И. — М. : Недра, 1976. — 374 с.
23. Картавый Н. Г. Автоматическое регулирование режимов работы горных машин / Н. Г. Картавый, В. В. Глушко, В. А. Ульшин. — М. : Недра, 1970. — 140 с.
24. Ульшин В. А. Автоматизация режимов работы угледобывающих машин / Ульшин В. А. — К. : Техніка, 1973. — 187с.
25. Позин Е. З. Разрушение углей выемочными машинами / Е. З. Позин, В. З. Меламед, В. В. Тон. — М. : Недра, 1984. — 288 с.
26. Изделия угольного машиностроения. Комбайны очистные. Методика выбора параметров и расчета сил резания и подачи на исполнительных органах : ГСТУ КД12.10.040–1999. — [Действует с 01.01.2000]. — Донецк : Минуглепром Украины, 1999. — 75 с.
27. Комбайны очистные. Выбор параметров и расчет сил резания и подачи на исполнительных органах. Методика : ОСТ 12.44.258–1984. — М. : Изд-во стандартов, 1985. — 107 с.
28. Бубликов А. В. Влияние горно-геологических условий на оптимальный режим работы добычного комбайна УКД300 / В. В. Ткачев, А. В. Бубликов // Академический вестник Криворожского территориального отделения Международной Академии компьютерных наук и систем. — 2005. — № 15—16. — С. 63—68.
29. Исполнительные органы очистных комбайнов для тонких пологих пластов / [Н. Г. Бойко, А. В. Болтян, В. Г. Шевцов, Н. А. Марков] ; под ред. Н. Г. Бойко. — Донецк : Донеччина, 1996. — 223 с.
30. Проведение испытаний работы очистного комбайна УКД300 в условиях шахты «Павлоградская». Отчет о научно-исследовательской работе / [науч. рук. Н. И. Стадник]. — Донецк : Донгипроуглемаш, 2004. — 35 с.

31. Зенков Р. Д. Механика насыпных грузов / Зенков Р. Д. — М. : Машиностроение, 1964. — 251 с.
32. Соколовский В. В. Статика сыпучей среды / Соколовский В. В. — М. : Физматгиз, 1960. — 243 с.
33. Исследование погрузочной способности шнековых исполнительных органов. Краткий науч. отчет лаборатории науч. основ комбайновой выемки / [науч. рук. А. В. Докукин]. — М. : Институт горного дела им. А. А. Скочинского, 1967. — 38 с.
34. Докукин А. В. Статистическая динамика горных машин / А. В. Докукин, Ю. Д. Красников, З. Я. Хургин. — М. : Машиностроение, 1978. — 239 с.
35. Берон А. И. Методика определения содержания и свойств твердых включений в угольных пластах / А. И. Берон, Е. З. Позин, М. Ф. Кунтыш. — М. : Ин-т горн. дела им. А. А. Скочинского, 1971. — 19 с.
36. Ордынцев В. М. Математическое описание объектов автоматизации / Ордынцев В. М. — М. : Машиностроение, 1965. — 360 с.
37. Яглом А. М. Корреляционная теория анализа стационарных случайных функций / Яглом А. М. — М. : Наука, 1983. — 320 с.
38. Виленкин С. Я. Статистическая обработка результатов исследования случайных функций / Виленкин С. Я. — М. : Энергия, 1979. — 320 с.
39. Бубликов А. В. Определение заштыбовки шнекового исполнительного органа малого диаметра добычного комбайна на основе статистического анализа мгновенных значений нагрузки на валу электродвигателя привода резания / В. В. Ткачев, А. В. Бубликов // Академический вестник Криворожского территориального отделения Международной Академии компьютерных наук и систем. — 2007. — № 20. — С. 40—46.
40. Андриевский Б. Р. Избранные главы теории автоматического управления с примерами на языке MATLAB / Б. Р. Андриевский, А. Л. Фрадков. — СПб. : Наука, 1999. — 475 с.
41. Позин Е. З. Сопротивляемость углей разрушению режущими инструментами / Позин Е. З. — М. : Наука, 1972. — 238 с.
42. Вентцель Е. С. Теория вероятностей / Вентцель Е. С. — М. : Наука, 1964. — 576 с.
43. Моделирование разрушения углей режущими инструментами / [под ред. Ю. Д. Красникова]. — М. : Наука, 1981. — 181 с.
44. Бойко Н. Г. Разрушение угольных пластов режущим инструментом очистных комбайнов / Бойко Н. Г. — Донецк : ДонНТУ, 2007. — 126 с.
45. Классификация по сопротивляемости резанию углей и угольных пластов основных бассейнов СССР / [М-во угольной пром-сти СССР. ИГД им. А. А. Скочинского]. — М., 1970. — 39 с.
46. Крапивин М. Г. Горные инструменты / М. Г. Крапивин, И. Я. Раков, Н. И. Сысоев. — М. : Недра, 1990. — 256 с.
47. Докукин А. В. Выбор параметров выемочных машин / А. В. Докукин, Е. З. Позин, А. Г. Фролов. — М. : Наука, 1976. — 144 с.

48. Проведение испытаний и обработка результатов двигателей ЭКВ4-150 и ЭКВ4-30-6. Научный отчет отдела создания электрогидропривода горных машин, средств автоматизации и исследования режимов работы горношахтного оборудования / [науч. рук. Н. И. Стадник]. — Донецк : Донгипроуглемаш, 2004. — 32 с.

49. Черных И. В. Simulink : среда создания инженерных приложений / Черных И. В. — М. : Диалог-Мифи, 2003. — 496 с.

50. Бойко Н. Г. Характер качания комбайна со смещенным с конвейера корпусом при случайной нагрузке / Н. Г. Бойко, Н. А. Марков // Горный журнал. — 1998. — № 1. — С. 81—84.

51. Плотников В. П. Вывод формулы для расчета производительности очистных комбайнов со шнековым, барабанным или корончатым исполнительным органом / В. П. Плотников // Уголь. — 2009. — № 9. — С. 6—7.

52. Филиппов Н. С. Определение максимальной скорости подачи выемочной машины по сопротивляемости угля резанию и устойчивой мощности привода / Н. С. Филиппов // Уголь. — 2009. — № 10. — С. 7—8.

53. Бубликов А.В. Энергоэффективный способ автоматизации режимов работы добычных комбайнов на тонких пластах / А.В. Бубликов // Збірник наукових праць НГУ — Д. : НГУ, 2013. — № 41. — С. 58 — 64.

54. Рекляйтис Г. Оптимизация в технике. Кн.1 / Рекляйтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. ; пер. с англ. В. Я. Алтаева и В. И. Моторина. — М. : Мир, 1986. — 320 с.

55. Цыпкин Я. З. Адаптация и обучение в автоматических системах / Цыпкин Я. З. — М. : Наука, 1968. — 400 с.

56. Бубликов А. В. Снижение удельных энергозатрат очистных комбайнов для тонких пластов путем перехода к схеме расстановки резцов с одним резцом в линии резания / В. В. Ткачев, G. Gruhler, А. В. Бубликов // Сборник научных трудов НГУ. — Днепропетровск, 2009. — № 32. — С. 84—94.

57. Крестовоздвиженский П. Д. Некоторые результаты наблюдений за работой очистных комбайнов на шахтах Кузбасса / П. Д. Крестовоздвиженский // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2009. — № 6. — С. 120—123.

58. Шторм Р. Теория вероятностей, математическая статистика, контроль качества / Шторм Р. ; пер. с нем. Н. Н. и М. Г. Райбмана. — М. : Мир, 1970. — 368 с.

59. Бубликов А. В. Алгоритм энергосберегающего управления добычным комбайном / В. В. Ткачев, Н. И. Стадник, А. В. Бубликов // Научный вестник НГУ. — Днепропетровск, 2009. — № 2. — С. 82—89.

60. Tkachov V. Control automation of shearers in term of auger gumming criterion / V. Tkachov, A. Bublikov, M. Isakova // Energy efficiency improvement of geotechnical systems – Dnipropetrovs'k : Taylor & Francis Group, 2013. – Pp. 137-145.

61. Tkachev V. Automatic control of coal shearer providing effective use of installed power / V. Tkachev, A. Bublikov, N. Stadnik // Power Engineering Control

& Information Technologies – Dnipropetrovs'k : Taylor & Francis Group, 2014. – Pp. 73–87.

62. Бубликов А. В. Управление угольным комбайном по критерию минимальных удельных энергозатрат / А. В. Бубликов // Вісник Приазовського державного технічного університету. — Маріуполь, 2008. — № 18. — С. 88—92.

63. Бубликов А.В. Идентификация процесса заштыбовки шнека добычных комбайнов на основе статистического анализа мощности электродвигателя привода резания / А.В. Бубликов // Гірнична електромеханіка та автоматика : наук.-техн. зб. – Д. : НГУ, 2013. – Вип. 90. – С. 53 – 57.

64. Стаднік М.І. Идентификация процесса заштыбовки шнека добычных комбайнов на тонких пластах сложного строения / М.І. Стаднік, А.В. Бубликов // Наукові праці Донецького національного технічного університету : загальнодержавний наук. зб. – Донецьк : ДонНТУ, 2013. – Вип. 25. – С. 161 – 175.

65. Бубликов А. В. Исследование переходных процессов в системе автоматического управления добычным комбайном в режиме стабилизации скорости подачи / А.В. Бубликов // Збірник наукових праць НГУ – Д. : НГУ, 2013. – № 40. – С. 91 – 97.

66. Бубликов А. В. Розрахунок та дослідження системи автоматичного керування видобувним комбайном в режимі стабілізації потужності електродвигуна приводу різання / А.В. Бубликов // Гірнична електромеханіка та автоматика : наук.-техн. зб. – Д. : НГУ, 2014. – Вип. 93. – С. 61 – 67.

67. Matlab в инженерных и научных расчетах / А. Ф. Дашенко, В. Х. Кириллов, Л. В. Коломиец, В. Ф. Оробей. — Одесса : Астропринт, 2003. — 212 с.

68. Бесекерский В. А. Теория систем автоматического регулирования / В. А. Бесекерский, Е. П. Попов. — М. : Наука, 1975. — 768 с.

69. Иванов В. А. Теория дискретных систем автоматического регулирования / В. А. Иванов, А. С. Ющенко. — М. : Наука, 1983. — 336 с.

70. Ключев В. И. Теория электропривода. — М. : Энергоатомиздат, 1998. — 704 с.

71. Бендат Дж. Прикладной анализ случайных данных / Бендат Дж., Пирсол А. ; пер. с англ. В. Е. Привальского и А. И. Кочубинского. — М. : Мир, 1989. — 541 с.

72. Роткоп Л. Л. Автоматическое управление процессом массового производства / Роткоп Л. Л. — М. : Машиностроение, 1972. — 240 с.

Наукове видання

Ткачов Віктор Васильович
Бубліков Андрій Вікторович

**ВИКОРИСТАННЯ ІМІТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ
ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ
АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ДОБУВНИМ КОМБАЙНОМ**

Монографія
(Російською мовою)

Друкується в авторській редакції.

Підп. до друку 08.04.2015. Формат 30x42/4.
Папір офсет. Ризографія. Ум. друк. арк. 10,0.
Обл.-вид. акр. 10,1. Тираж 30 пр. Зам. №

Підготовлено до друку та видруковано
у Державному вищому навчальному закладі
«Національний гірничий університет».
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 1842 від 11.06.2004.
49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.