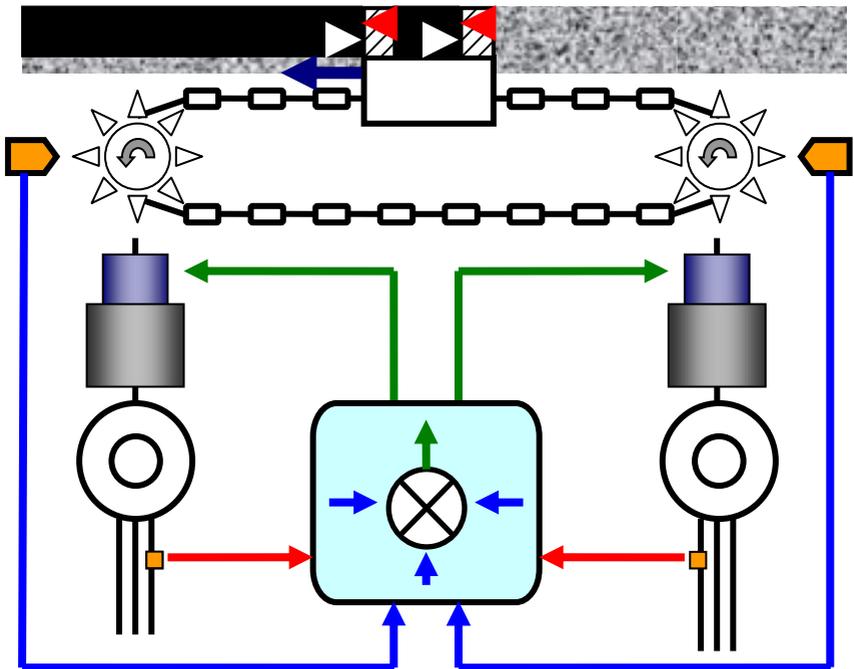


С.В. Дубинин

# АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ПРИВОДОМ ГОРНЫХ МАШИН С ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЙ МУФТОЙ СКОЛЬЖЕНИЯ



С.В. Дубинин

**АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ  
ПРИВОДОМ ГОРНЫХ МАШИН С ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЙ  
МУФТОЙ СКОЛЬЖЕНИЯ**

Минск  
БНТУ  
2016

УДК 004.9:66.013.512

**Дубинин, С.В.** Автоматизированная система управления приводом горных машин с электромагнитной муфтой скольжения / С.В. Дубинин. – Минск : БНТУ, 2016. – 150 с. – ISBN 978-985-550-951-7.

Монография посвящена проблеме повышения эффективности автоматического управления приводом горных машин, снижению динамических нагрузок в системе «электропривод подачи – горная машина», повышению КПД электромеханической системы комплекса. Приведены результаты экспериментальных и теоретических исследований переходных и установившихся процессов системы, определены закономерности взаимодействия электромеханических элементов многоприводной системы подачи с горной машиной, обоснованы способы управления и рациональные параметры системы автоматизации электроприводов с электромагнитными муфтами и тормозами скольжения.

Предназначено для научных работников, разработчиков автоматизированных систем управления электроприводами горных машин и может быть полезна аспирантам, магистрантам и студентам специальностей, связанных с автоматизацией промышленных процессов.

Табл. 5. Ил. 60. Библиогр. 43 назв.

Рекомендовано к изданию научно-техническим советом  
Белорусского национального технического университета  
(протокол № от 28.12.2016 г.)

Рецензенты:

заведующий кафедрой «Автоматизация производственных процессов и электротехника» УО «Белорусский государственный технологический университет», канд. техн. наук, доцент *Д.С. Карпович*;

заведующий кафедрой «Электропривод и автоматизация промышленных установок и технологических комплексов» Белорусского национального технического университета», канд. техн. наук, доцент *Г.И. Гулько*.

ISBN 978-985-550-951-7

© Дубинин С.В., 2016  
© Белорусский национальный  
технический университет, 2016

# Оглавление

|   |     |
|---|-----|
| <b>Введение</b> .....   | 5   |
| <b>1. Определение параметров и обоснование требований к системе автоматического управления приводом горных машин с электромагнитной муфтой скольжения</b> .....             | 6   |
| 1.1. Классификация, компоновочные решения и особенности устройства электромеханических систем подачи горных машин.....  | 6   |
| 1.2. Структура электромеханических объектов горных машин.....   | 10  |
| 1.3. Основные задачи исследования.....  | 13  |
| <b>2. Экспериментальные исследования системы «приводы подачи–комбайн–забой»</b> .....   | 14  |
| 2.1. Экспериментальные исследования режимов работы вынесенной системы подачи ВСП.....   | 14  |
| 2.2. Экспериментальные исследования вынесенного привода подачи с электромагнитной муфтой скольжения.....  | 31  |
| 2.3. Экспериментальные исследования режимов работы очистного комбайна в составе с ВСП.....  | 39  |
| <b>3. Теоретические исследования режимов работы и оптимизация параметров системы управления вынесенной системой подачи с одним автоматизированным электроприводом</b> ..... | 48  |
| 3.1. Эквивалентная схема и математическая модель системы «вынесенный привод подачи–комбайн–забой».....  | 48  |
| 3.2. Математическая модель вынесенного привода подачи с электромагнитной муфтой скольжения.....   | 52  |
| 3.3. Математическая модель автоматизированного вынесенного привода подачи с электромагнитной муфтой скольжения.....   | 56  |
| 3.4. Математическое моделирование внешних возмущающих усилий горной машины.....   | 62  |
| 3.5. Оценка адекватности математической модели системы автоматизированный «вынесенный привод подачи–комбайн–забой».....   | 73  |
| 3.6. Оптимизация параметров автоматизированного вынесенного привода подачи.....   | 83  |
| <b>4. Оптимизация параметров система управления вынесенной системой подачи с двумя автоматизированными электроприводами</b> .....   | 89  |
| 4.1. Цель исследований.....   | 89  |
| 4.2. Математическая модель двухприводной ВСП с ЭМС.....   | 90  |
| 4.3. Исследование переходных процессов пуска ВСП.....   | 101 |
| 4.4. Исследования установившихся режимов работы ВСП.....  | 104 |

|   |     |
|---|-----|
| 4.5. Обоснование рациональных режимов работы<br>двухприводной ВСП с ЭМС.....  | 107 |
| 4.6. Обоснование рациональных параметров системы<br>управления электроприводами ВСП.....                                  | 110 |
| 4.7. Исследование процесса заклинивания тяговой цепи ВСП.....   | 129 |
| 4.8. Особенность применения электромагнитных тормозов<br>скольжения в автоматизированном электроприводе горных машин..... | 135 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....   | 142 |
| ЛИТЕРАТУРА.....   | 144 |
| Приложения.....   | 149 |
| Приложение 1. Алгоритм поиска рациональных<br>параметров САУ.....   | 149 |
| Приложение 2. Аппаратура автоматического управления<br>электроприводами горных машин с ЭМС и ЭМТ.....                     | 150 |

## ВВЕДЕНИЕ

Дальнейшее развитие механизации и автоматизации производственных процессов, в том числе и горных, является для Белоруссии одним из приоритетных направлений, что обуславливает необходимость в разработке новых средств автоматизации - основой надежной и безаварийной работы оборудования. Дальнейшее совершенствование оборудования в горной отрасли требует детального аналитического описания различных динамических процессов электромеханической системы горных машин для использования этих результатов при разработке эффективных средств автоматизации.

Современные горные машины – это сложная электромеханическая силовая динамическая система, мощность электроприводов которой достигает порядка 500 кВт и выше. Горный массив часто изобилует твердыми включениями, которые не прорезаются режущим инструментом горной машины (комбайна), а выбиваются из пласта. При этом нагрузка на электромеханическую систему горной машины представляет собой случайный колебательный характер с периодическим превышением номинального уровня даже в штатных режимах работы оборудования [1].

Электромагнитные муфты и тормоза скольжения (ЭМС и ЭТС) используются в автоматизированных электроприводах для защиты от перегрузок, регулирования технологических параметров оборудования. Электроприводы с ЭМС и ЭТС обладают большой перегрузочной способностью, хорошей управляемостью, оснащаются надежными и недорогими средствами автоматизации. Однако, для реализации эффективной системы автоматического управления, необходим учет специфических особенностей динамических свойств электроприводов с ЭМС и ЭТС в процессе взаимодействия с электромеханической системой горной машины в целом.

Данная работа посвящена обоснованию рациональных параметров систем управления приводами горных машин с электромагнитными муфтами и тормозами скольжения.

### **1.1. Классификация, компоновочные решения и особенности устройства электромеханических систем подачи горных машин**

Горные машины предназначены для механизации технологических операций на участках шахты по бурению, ведению проходческих и добычных работ, которые включают в себя операции по отделению вмещающих пород и полезных ископаемых от горного массива, погрузке его на транспортное средство.

Несмотря на разнообразие компоновочных решений, горные машины различных типов имеют одинаковые по назначению структурные составляющие, а именно: исполнительный орган, который предназначен непосредственно, для разрушения горного массива, отделения от массива полезного ископаемого и погрузке его на горную транспортную машину; встроенный или вынесенный механизм подачи (для перемещение горной машины вдоль линии или в сторону забоя).

Движение исполнительного органа и механизма подачи обеспечивается работой электрических (в некоторых типах гидравлических) приводов, кинематическая схема которых предполагает передачу вращательного момента от двигателя на вал соответствующего механизма через редуктор. В некоторых типах горных машин со встроенным механизмом подачи предусмотрено применение одного приводного двигателя, момент от которого передается на совокупность механизмов (исполнительные органы и механизм подачи) через совокупность редукторов (рис. 1.1) [1]. Динамические показатели работы горной машины определяются взаимным влиянием приводов резания и подачи, а также влиянием сил сопротивления со стороны горного массива и устройств, направляющих перемещение комбайна на забой.

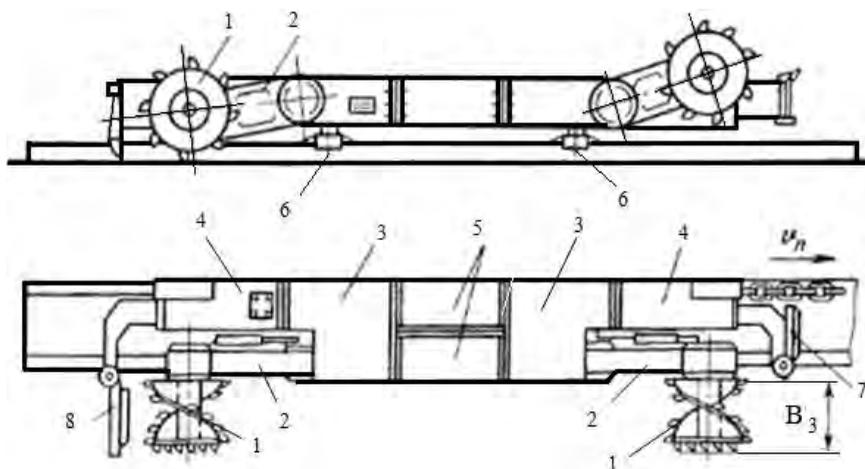


Рис. 1.1. Обобщенная компоновочная схема узкозахватного очистного комбайна со встроенным механизмом подачи: 1 – исполнительный орган (шнек); 2 – место расположения редуктора исполнительного органа; 3 – место расположения редуктора механизма подачи; 4, 5 – электродвигатели; 6 – опорные лыжи; 7, 8 – нагрузочные щиты, соответственно, в транспортном (7) и рабочем (8) положениях

Таким образом, системы перемещения горных машин можно условно разделить на две группы: встроенные системы подачи и вынесенные системы подачи (табл. 1.1) [1].

Встроенная система подачи (перемещения) находится непосредственно в горной машине. При этом механизм перемещения может быть реализован на основе гибкого (цепного) или бесцепного (рейковый) тягового органа. В качестве гибкого тягового органа системы подачи горной машины, например, угольного комбайна, применяют круглозвенную цепь, протянутую вдоль забоя и закрепленную на приводах скребкового конвейера. В этом случае движение угольного комбайна вдоль линии очистного забоя осуществляется за счет обкатки звездочек 2 исполнительного механизма привода подачи вдоль круглозвенной цепи 1 (рис. 1.2, а).

Таблица 1.1

| ПРИВОДЫ ПОДАЧИ ГОРНЫХ МАШИН                   |                                      |  |  |   |
|---|--------------------------------------|--|--|---|
| Встроенные                                    |                                      |  |  | Вынесенные  |
| Гидравлический                                | Электрический                        |  |  | электрический   |
|   | На основе двигателя постоянного тока | На основе частотно-управляемого асинхронного двигателя | На основе электромагнитного тормоза скольжения | На основе электромагнитной муфты или тормоза скольжения |
| Тип применяемого тягового органа (механизма): |                                      |  |  |   |
| Цепной механизм подачи                        | Бесцепной механизм подачи            | Бесцепной механизм подачи                              | Бесцепной механизм подачи                      | Цепной механизм подачи                                  |

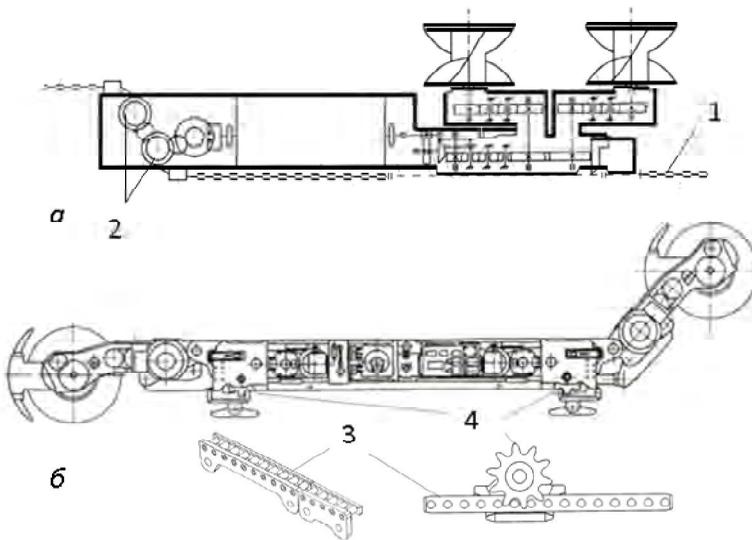


Рис. 1.2. Устройство средств перемещения комбайна со встроенной системой подачи: *а* – гибкий тяговый орган; *б* – рейковый механизм; *1* – круглозвенная цепь; *2* – звездочки исполнительного механизма привода подачи; *3* – рейка; *4* – зубчатое (цевочное) колесо

В случае бесцепного тягового органа (рис. 1.2, б), перемещение комбайна осуществляется с помощью зубчатого (цевочного) колеса 4, вращающегося сцепляясь с зубцами (цевками) рейки 3, закрепленной на забойном скребковом конвейере.

В вынесенной системе подачи (ВСП) перемещение комбайна осуществляется с помощью гибкого тягового органа (цепи), замкнутого в контур (рис. 1.3).

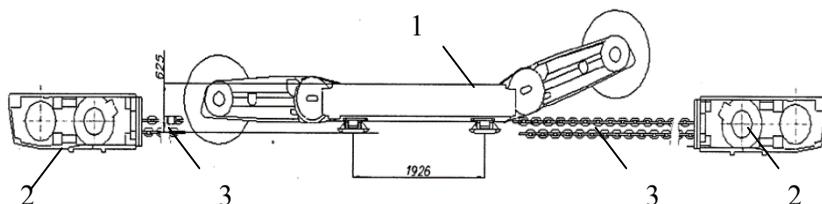


Рис. 1.3. Схема перемещения комбайна с вынесенной системой подачи:  
1 – комбайн; 2 – привод ВСП; 3 – гибкий тяговый орган (цепь)

В состав ВСП комбайна входят два привода подачи 2, расположенные вблизи приводов забойного скребкового конвейера, соединенные с корпусом 1 комбайна тяговой цепью 3. В состав каждого привода ВСП входят асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором, редуктор с приводной звездочкой на выходе и электромагнитная муфта скольжения (ЭМС), расположенная между двигателем и редуктором. Аппарат управления приводом (АУП) осуществляет функцию регулирования скорости перемещения комбайна 1 изменением угловой скорости выходного вала ЭМС. Диапазон регулирования скорости подачи комбайнов с ВСП при применении ЭМС находится в пределах  $0 \div 10$  м/мин. В промышленности применяют горные машины с автоматизированным и неавтоматизированным приводом подачи. В автоматизированных приводах управление режимами работы горной машины производится путем регулирования скорости подачи.

Регулирование скорости подачи может осуществляться:

– изменением частоты вращения гидромотора, который в свою очередь приводится в действие при помощи асинхронного двигателя;

– изменением частоты вращения приводного двигателя постоянного тока с помощью управляемого полупроводникового выпрямителя в цепи его якоря;

– изменением скольжения электромагнитных муфт в промежуточных передачах между приводными двигателями и выходными валами.

## 1.2. Структура электромеханических объектов горных машин

Технологический комплекс: автоматизированный электропривод – горная машина можно представить в виде структурной схемы (рис. 1.4) [1], включающей автоматизированный электропривод АЭП в составе системы управления СУ и электромеханического преобразователя ЭМП, цепной или бесцепной тяговый орган ТО, горная машина ГМ. В структурной схеме необходимо учесть такие основные факторы внешнего влияния ВВ на систему, как реакция забоя на исполнительные органы горной машины, силы сопротивления движению корпуса и другие силы.

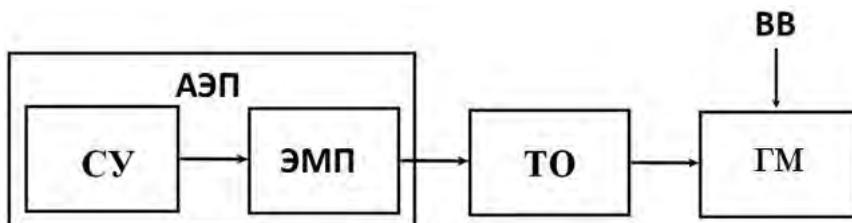


Рис. 1.4. Технологический комплекс «автоматизированный электропривод–горная машина»

Система управления СУ формирует необходимый закон управления автоматизированным электроприводом АЭП с учетом внешних влияний ВВ на систему. Электромеханический преобразователь обеспечивает необходимое тяговое усилие, которое прикладывается через тяговый орган ТО к горной машине ГМ и обеспечивает его движение на забой. В настоящее время для угледобывчных комплексов используются следующие системы электромеханических преобразователей: электропривод на основе электромагнитных муфт

или тормозов скольжения, электропривод постоянного тока, частотный асинхронный электропривод.

Электромеханический преобразователь можно представить с помощью одной из следующих структурных схем (рис. 1.5).

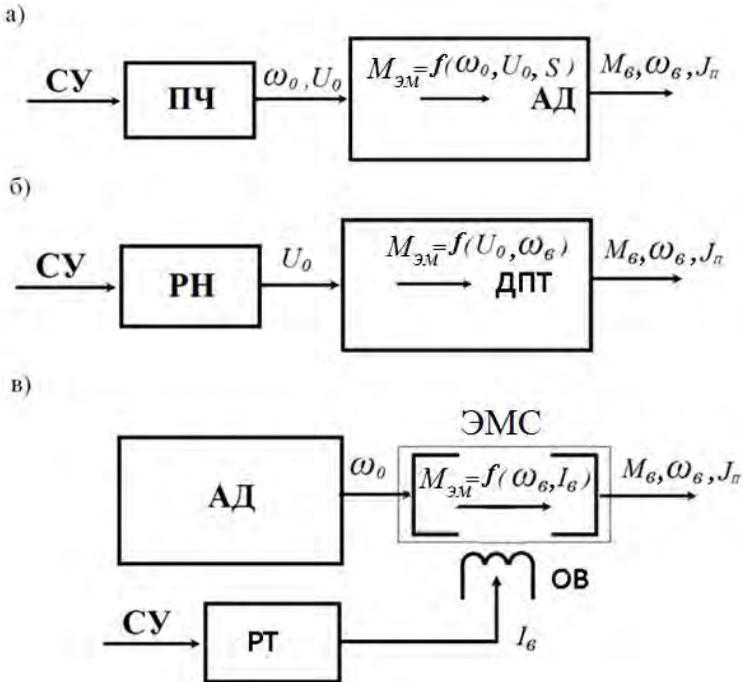


Рис. 1.5. Структурная схема электромеханического преобразователя: а – преобразователя частоты ПЧ; б – двигателя постоянного тока ДПТ; в – электромагнитной муфты скольжения ЭМС, СУ – сигнал управления, АД – асинхронный двигатель, РН – регулятор напряжения, РТ – регулятор тока

Система управления реализует необходимый закон регулирования и формирует выходной сигнал СУ. В соответствии с выходным сигналом системы управления СУ электрический преобразователь (ПЧ, РН или РТ, см рис. 1.5) создает силовое напряжение питания необходимое для функционирования электродвигателя, соответствующего АЭП.

В случае частотного привода (рис. 1.5, *а*), с помощью частотного преобразователя ПЧ на статорные обмотки асинхронного двигателя АД подается силовое переменное напряжение  $U_0$  с частотой  $\omega_0$ . При этом в магнитной системе АД возникает вращающееся магнитное поле с синхронной частотой вращения  $\omega_0$ . Вращающееся магнитное поле вызывает в обмотках ротора переменный ток и возникает электромагнитный момент  $M_0$ , который приложен к ротору АД и присоединенной к нему маховой массе механической системы с приведенным моментом инерции  $J_n$ . Электромагнитный момент  $M_{эм}$  является функцией силового напряжения  $U_0$ , синхронной частоты  $\omega_0$ , а также скольжения  $S$ . В результате, на выходном валу привода создается выходной момент  $M_в$ , который приводит во вращение механическую систему электропривода с частотой  $\omega_в$ .

В случае привода постоянного тока (рис. 1.5, *б*), вращающееся магнитное поле создается коллекторным коммутатором двигателя.

В случае привода с электромагнитной муфтой скольжения ЭМС (рис. 1.5, *в*), магнитное поле создается вращением намагниченной ведущей частью ЭМС (индуктора). Вращение индуктора ЭМС с частотой  $\omega_0$  обеспечивает асинхронный двигатель АД. Намагниченный индуктор с помощью магнитного поля взаимодействует с ведомой частью ЭМС (якорем), приводя его и выходной вал привода во вращение. Величина выходного момента  $M_в$  привода и его частота вращения  $\omega_в$  регулируется изменением величины тока возбуждения ЭМС  $I_в$ .

### 1.3. Основные задачи исследования

В работе поставлены следующие основные задачи исследования:

1. Экспериментальные исследования привода подачи с электромагнитной муфтой скольжения (ЭМС).
2. Экспериментальные исследования системы «автоматизированный вынесенный привод подачи–комбайн–забой».
3. Разработка математической модели системы «автоматизированный вынесенный привод подачи–комбайн–забой», которая включает:
  - математическую модель автоматизированного электропривода подачи ВСП с ЭМС;

- математическую модель перемещения комбайна;
- математическую модель привода исполнительных органов;
- математическую модель формирования нагрузок на исполнительных органах комбайна.

4. Исследование методом математического моделирования динамических свойств автоматизированного вынесенного привода подачи с ЭМС.

5. Обоснование рациональных параметров системы автоматического управления электроприводом с ЭМС для одноприводной вынесенной системой подачи очистного комбайна.

6. Обоснование рациональных параметров системы автоматического управления электроприводами с ЭМС для двухприводной вынесенной системой подачи очистного комбайна.

7. Исследование динамических процессов при заклинивания тяговой цепи вынесенной системы подачи и обоснование защиты электромеханической системы от перегрузки.

Задачами настоящей главы является анализ экспериментальных исследований режимов работы вынесенной системы подачи (ВСП) и определение ее рациональных режимов работы. С этой целью проведен анализ шахтных и стендовых исследований режимов работы комбайнов с ВСП, экспериментальных исследований автоматизированного вынесенного привода подачи с ЭМС, проведены исследования его динамики для разработки адекватной математической модели «привод подачи – комбайн – забой».

В работе использованы полученные результаты шахтных исследований опытной партии комбайнов с ВСП: КА-80, К103 и БКТ на шахтах ПО «Лисичанскуголь» и «Герновская» ПО «Павлоград-уголь», ПО «Ровенькиантрацит», ПО «Селидовуголь», а также результаты стендовых исследований тех же комбайнов на полноразмерных стендах Малаховского экспериментального завода института Гипроуглемаш и Рутченковского экспериментального завода института Донгипроуглемаш [3–5].

Экспериментальные исследования вынесенного привода подачи с ЭМС выполнены на нагрузочном стенде Малаховского экспериментального завода и на стендах института Донавтоматгормаш и ДонНТУ. В настоящей главе использованы также результаты шахтных и стендовых исследований комбайнов БКТ, К103 и КА80 проведенных институтом Гипроуглемаш [5].

### **2.1. Экспериментальные исследования режимов работы вынесенной системы подачи**

Комбайн с ВСП работает по челноковой схеме (рис. 2.1). ВСП снабжена двумя приводами подачи 1 и 2, расположенными возле приводов скребковых конвейеров 3 и 4, соединены с комбайном 5 тяговой цепью 6. Каждый привод включает в себя асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором 7 и 8, редуктор 9 и 10 с приводной звездой на выходе. ЭМС 11 и 12 расположены между электродвигателем и редуктором. Электроэнергия от сети подводится к электродвигателям 7 и 8 и к аппарату управления (АУП) 13 через шахтный взрывозащищенный пускатель ПВИ с помощью силовых кабелей. В АУП 13 энергия сети преобразуется к виду, необходимому для питания и управления ЭМС приводов 1 и 2.

По кабелям 14 и 15 напряжение питания подводится к обмоткам возбуждения ЭМС 11 и 12. Контроль скорости подачи осуществля-

ется тахогенераторными датчиками скорости, жестко связанными с индукторами ЭМС и подключёнными к АУП по вспомогательным жилам кабелей 14 и 15.

Отметим, что передний по ходу движения комбайна (тянущий) привод с системой стабилизации скорости используется для перемещения комбайна на забой. Задний привод (подтягивающий – иногда отсутствует) используется для перемещения нижней холостой ветви тяговой цепи. ЭМС позволяет осуществлять бесступенчатое регулирование скорости подачи во всем диапазоне требуемых скоростей. Бесконтактная ЭМС привода подачи мощностью 55 кВт для очистных комбайнов КИ03 и КА80 (рис. 2.2) состоит из магнитопровода 1 с обмоткой возбуждения 2, вращающихся индуктора 3 и якоря 4. Ведущая часть муфты (якорь) при помощи шлица жестко соединена с валом двигателя, индуктор - с валом редуктора машины 5. Конструктивно детали ЭМС располагают таким образом, что магнитный поток обмотки возбуждения замыкается через якорь 4 и индуктор 3[2]. При наличии тока в обмотке 2 возникает электромагнитное взаимодействие между якорем 4 и зубцами 6 индуктора.

Отличительной особенностью ЭМС для привода угольного комбайна является ее взрывозащищенное исполнение, которое обеспечивается заключением обмотки возбуждения 2 во взрывобезопасную оболочку. Питание к обмотке 2 подводится через уплотнительное кольцо 7. Важной особенностью данной ЭМС являются сложная конфигурация якоря, за счет чего достигается увеличение поверхности его воздушного охлаждения. Этим достигается повышенный электромагнитный момент и мощность ЭМС при сравнительно небольших ее габаритных размерах. Воздушное охлаждение ЭМС осуществляется при вращении крыльчатки 8, расположенной на якоря 4 (направление воздушного потока указано стрелками). В качестве датчика скорости применен тахогенератор 9, расположенный на выходном валу ЭМС.

Экспериментально установлено, что механическая характеристика привода с ЭМС состоит из жесткого и мягкого участков (рис. 2.3) [2, 6].

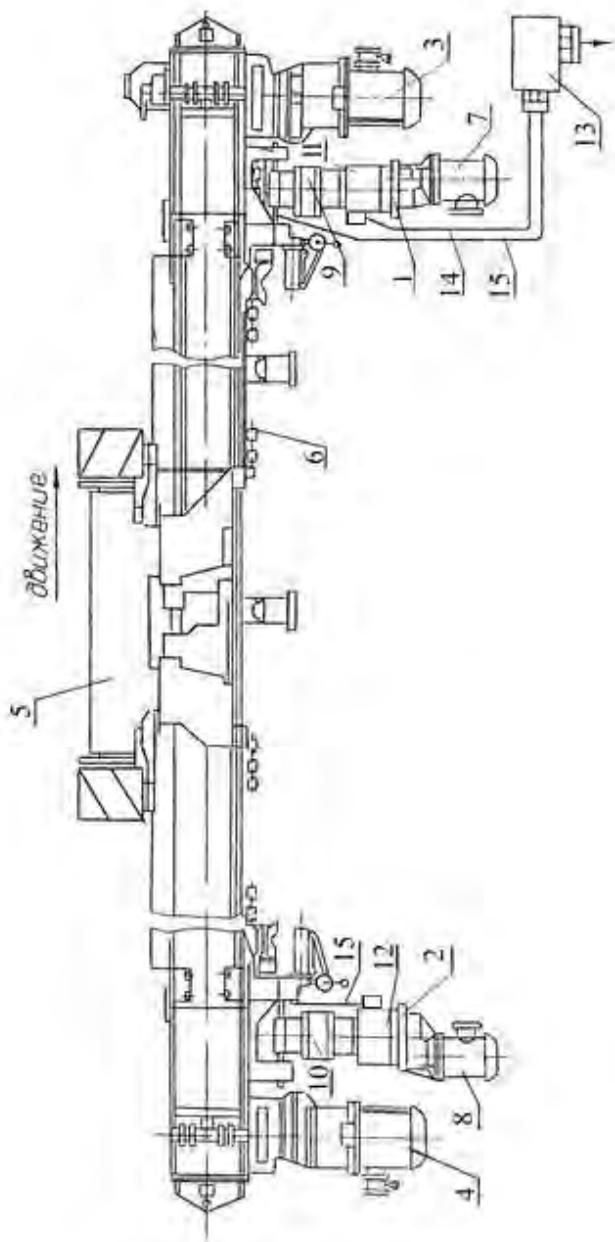


Рис. 2.1. Очистной комбайн с ВСП

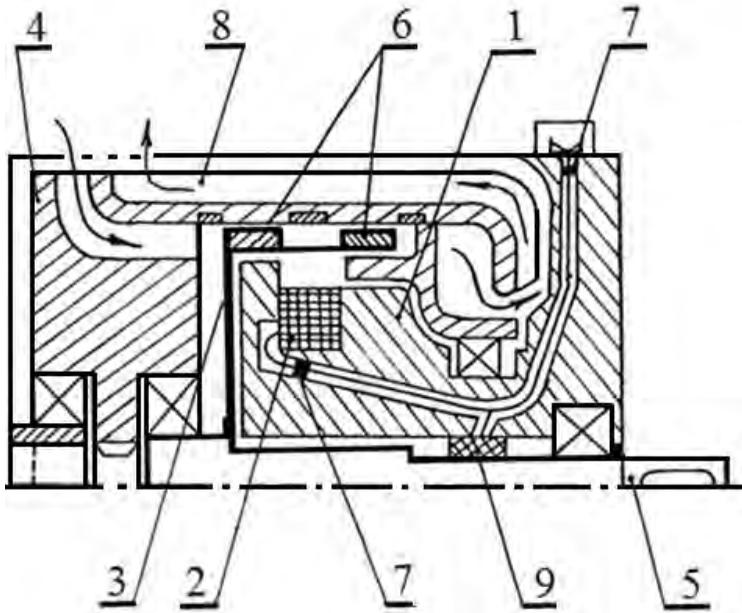


Рис. 2.2. Бесконтактная ЭМС

На жестком участке скорость вращения выходного вала ЭМС мало зависит от внешнего момента сопротивления, на мягком - с увеличением момента сопротивления скорость выходного вала существенно уменьшается. В общем виде приводу с ЭМС присуща так называемая «экскаваторная» механическая характеристика. По мере увеличения тока возбуждения ЭМС ее пусковой момент  $M$  возрастает. Поэтому различным величинам тока возбуждения ЭМС соответствуют различные механические характеристики привода. При неизменном внешнем моменте сопротивления нагрузки  $M_{сн}$  можно регулировать скорость подачи комбайна.

По мере увеличения тока возбуждения, угловая скорость выходного вала ЭМС будет изменяться по точкам а, б, в, г, д, е, ж, з, соответствующим различным механическим характеристикам. Для поддержания угловой скорости вращения выходного вала ЭМС на требуемом уровне 60 рад/с, по мере увеличения момента сопротивления необходимо увеличивать ток возбуждения ЭМС, изменяя ее характеристики в соответствии с рабочими точками k, l, m, n, o, p, r, s, t. Наибольшая

допустимая скорость подачи комбайна ограничивается допустимой угловой скоростью вращения выходного вала ЭМС, определяемой наибольшим допустимым по нагреву обмотки и насыщению магнитопровода током возбуждения ЭМС.

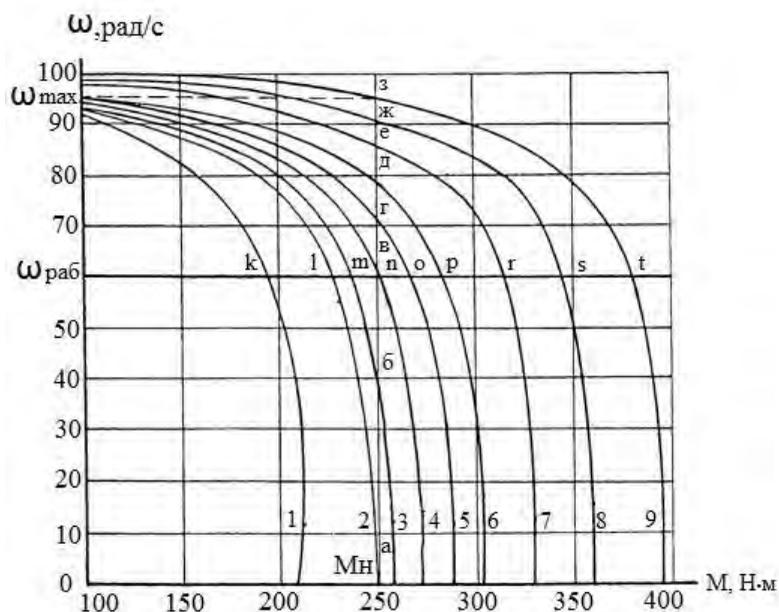


Рис. 2.3. Графики зависимости частоты вращения выходного вала электропривода с ЭМС от момента сопротивления

Таким образом, управляя током возбуждения ЭМС можно регулировать момент и угловую скорость выходного вала привода, а, следовательно, и скорость, и усилие подачи комбайна.

Автоматическое управление ЭМС ВСП комбайна осуществляет автоматический регулятор нагрузки и скорости РНиС, входящий в состав аппаратуры КД-А (производство Макеевского завода шахтной автоматики).

На рис. 2.4 приведена функциональная схема регулятора нагрузки и скорости аппаратуры КД-А [7].

Регулятор нагрузки и скорости осуществляет автоматическую стабилизацию скорости подачи комбайна и ограничение нагрузки исполнительных органов на заданном уровне. Регулирование скорости подачи производится путем автоматического изменения силы тока возбуждения в электромагнитной муфте скольжения основного (тянущего) привода подачи. Сила тока возбуждения ЭМС подтягивающего привода фиксирована и переключается вручную при настройке системы в шахте. В автоматическом режиме работы регулятора нагрузки и скорости предусмотрены два варианта:

I — с поддержанием заданной нагрузки электродвигателей комбайна и подачи, и заданной скорости подачи, снижением скорости движения при перегрузке электродвигателей;

II — с поддержанием заданной скорости подачи с отсечкой по нагрузке двигателей комбайна и подачи.

Для выполнения вспомогательных работ — монтажа, натяжения тяговой цепи и других — предусмотрен ручной режим работы, когда сила тока в электромагнитной муфте, тяговое усилие и скорость задаются переключателем, минуя регулятор.

Регулятор нагрузки и скорости содержит два канала (рис. 2.4):

- 1) канал управления скоростью подачи;
- 2) канал регулирования нагрузки двигателей.

1. Канал управления скоростью подачи включает: датчики скорости (ДС); блок датчика скорости (БДС); блок задатчика скорости (БЗС); блок контроля скорости (БКС); блок управления скоростью (БУС). Необходимая скорость задается задатчиком скорости подачи, представляющим собой в режиме ДУ переключатель с последовательно соединенными резисторами блока БДУ. В режиме ТУ — это реле приемного блока БПр. Каждому положению задатчика скорости соответствует подключение определенного резистора к цепям 694, 663. Блок БЗС обеспечивает гальваническую развязку искробезопасных цепей задатчика скорости и искроопасных цепей регулятора. Выходной сигнал БЗС поступает в блок управления скоростью, где сравнивается с выходным сигналом БДС (в автоматическом режиме с поддержанием заданной скорости подачи) или с суммой выходных сигналов БДС и БРН (в автоматическом режиме с поддержанием нагрузки двигателей и скорости подачи).



Сигнал ДС, частота которого пропорциональна скорости подачи, по цепям 619, 620 поступает на вход блока БДС, который преобразует его в линейно изменяющийся сигнал. С выхода БДС сигнал поступает в БУС. Разностный сигнал через выходное устройство (эмиттерный повторитель) и переключатель «Ручн. — Авт.» поступает на фазосдвигающее устройство. На вход блока БУС поступает сигнал, пропорциональный силе тока двигателей. На амплитудном селекторе (АС2) выбирается больший из них и при достижении наибольшим из сигналов порога срабатывания схемы отсечки (СО) последняя срабатывает, что приводит к обнулению выходного сигнала блока и снижению скорости подачи.

2. Канал регулирования нагрузки двигателей включает: датчик тока двигателей комбайна (ДТК); датчики тока двигателей подачи (ДТП1, ДТП2); блок фильтров (БФ), блок регулирования нагрузки (БРН). Напряжения с датчиков тока, пропорциональные текущим значениям тока двигателей, поступают на задатчики уставок тока в блок уставок БУ (ЗУТК, ЗУТП1, ЗУТП2). Далее сигналы поступают в БФ, где фильтруются фильтрами нижних частот и подаются в блок БРН на амплитудный селектор (АС1).

На амплитудном селекторе выбирается больший из них по амплитуде, который далее сравнивается с напряжением уставки. Сигнал рассогласования через ключ *K* поступает на вход интегратора *I*. Ключ управляется от мультивибратора. С выхода интегратора сигнал поступает в БУС, где суммируется с сигналом датчика скорости таким образом, что при перегрузке двигателей происходит снижение скорости подачи, а при недогрузке — увеличение ее до заданного уровня.

Существующий способ управления ВСП предполагает режим работы, при котором мощность тянущего привода расходуется на перемещение комбайна и преодоление сил сопротивления в рабочей и верхней холостой ветвях тяговой цепи. Мощность подтягивающего привода расходуется на перемещение нижней холостой ветви цепного контура, что достигается предварительной настройкой тока управления его ЭМС. Оптимальная настройка ЭМС подтягивающего привода должна обеспечивать вытяжку нижней холостой ветви цепного контура, надежное зацепление тяговой цепи с приводной звездой тянущего привода и вместе с тем исключить нежелательное взаимодействие между приводами подачи через нижний холо-

стой участок тяговой цепи. При малом изменении сил сопротивления перемещению нижней холостой ветви цепи указанным требованиям удовлетворяет подтягивающий привод, работающий на мягкой естественной характеристике ЭМС (рис. 2.3).

В процессе стендовых и шахтных исследований режимов работы ВСП установлено, что невыполнение указанных требований приводит к нерациональным режимам, характеристики которых зависят от соотношения между требуемым и развиваемым при данной настройке усилием подтягивающего привода. Если усилие, развиваемое подтягивающим приводом, существенно превышает величину, необходимую для вытяжки нижней холостой ветви, режим работы ВСП характеризуется следующим образом:

- нарушается работа системы стабилизации скорости подачи и нагрузки комбайна, так как ухудшается управляемость тянущего привода;

- увеличивается сила сопротивления перемещению нижнего холостого участка тяговой цепи из-за увеличения силы трения нижней холостой ветви о направляющие, что приводит к нерациональному перерасходу мощности, потребляемой ВСП из электрической сети;

- вследствие увеличения трения увеличивается износ тяговой цепи;

- создаются условия для возникновения автоколебаний угловой скорости подтягивающего привода и резкого возрастания динамических нагрузок в ВСП.

В процессе исследований было установлено существенное влияние величины тягового усилия подтягивающего привода подачи на суммарную мощность, потребляемую электроприводами ВСП (рис. 2.5) [9].

Суммарная мощность определяется формулой

$$\sum P = P_T + P_{II}, \quad (2.1)$$

где  $\sum P$  – суммарная мощность, потребляемая электроприводами подачи ВСП;  $P_T$  – средняя мощность, потребляемая тянущим приводом подачи;  $P_{II}$  – средняя мощность, потребляемая подтягивающим приводом подачи.

Каждая из приведенных зависимостей имеет минимум, соответствующий определенной величине потребляемой мощности, а сле-

довательно, и определенному тяговому усилию подтягивающего привода. Установлено, что минимум зависимости наблюдается при одновременном уменьшении натяжения как нижнего, так и верхнего холостого участка тяговой цепи при определенной величине тока возбуждения ЭМС подтягивающего привода. При недостаточном тяговом усилии подтягивающего привода происходит повышенное натяжение верхнего холостого участка тяговой цепи. При увеличении тягового усилия выше некоторой оптимальной величины происходит чрезмерное натяжение нижнего холостого участка тяговой цепи. В обоих случаях суммарная мощность, потребляемая приводами подачи, увеличивается с 18–20 кВт до 26–29 кВт (приблизительно от 22 %–36 %). Это дает основание заключить, что такое изменения потребления электроэнергии происходит в результате зависимости сил трения ветвей о направляющие от величины их упругого натяжения. При увеличении натяжения холостых ветвей увеличиваются и силы трения ветвей о направляющие, что увеличивает суммарную энергию, необходимую для перемещения цепного контура. Экспериментально установлено, что положение точки минимума потребляемой мощности зависит от таких факторов, как кривизна става конвейера, степень заштыбовки ветвей, длина лавы и др. В процессе экспериментальных исследований установлено, что усилие, необходимое для перемещения тяговой цепи зависит от скорости ее перемещения и ее предварительного натяжения. Установлено, что усилие, необходимое для страгивания с места тяговой цепи превышает усилие при ее движении на 22–27% (рис. 2.6). После начала движения цепного контура, при изменении скорости от 1 м/мин и выше до 5 м/мин наблюдается увеличение усилия на 6–12%. При увеличении предварительного натяжения (кривая 2) усилие, необходимое для перемещения цепи, увеличивается. Нелинейный характер зависимости силы трения ветви от скорости ее перемещения при этом сохраняется. При отсутствии предварительного натяжения малой изогнутости конвейерного става, усилие, необходимое для перемещения цепи, и нелинейность характеристики уменьшается (кривая 3).

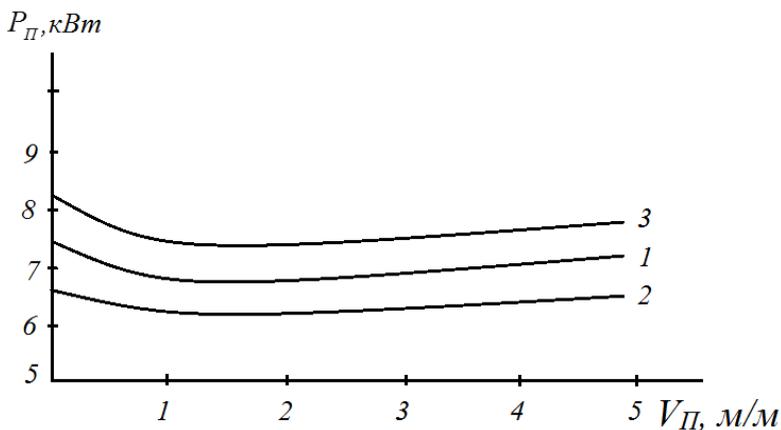


Рис. 2.5. Зависимость мощности, потребляемой подтягивающим приводом от скорости перемещения цепи: 1 – предварительное натяжение – 3 т; 2 – предварительное натяжение – 0; 3- предварительное натяжение – 5 т

При анализе экспериментальных осциллограмм установлено наличие колебаний скорости подачи и мощности, потребляемой электроприводами ВСП и исполнительными органами комбайна с различной частотой. На осциллограммах (рис.2.6) отчетливо проявляется колебание мощности и угловой скорости (кривая 1 и 2) подтягивающего привода подачи с периодом равным 12 с. Очевидно, что колебания мощности вызвано колебанием частоты вращения приводной звезды привода подачи, происходящие с тем же периодом (кривые 1, 2). Относительно небольшая амплитуда колебания потребляемой мощности (кривая 2) объясняется мягкостью естественных механических характеристик ЭМС подтягивающего привода. На низкочастотные колебания потребляемой мощности тянущего привода (кривая 3) наложены более высокочастотные колебания с периодом 0,2 до 2с за счет взаимодействия его с корпусом комбайна [9–12, 17]. Низкочастотные колебания мощности тянущего привода подачи (кривая 3) вызваны взаимодействием с подтягивающим приводом.

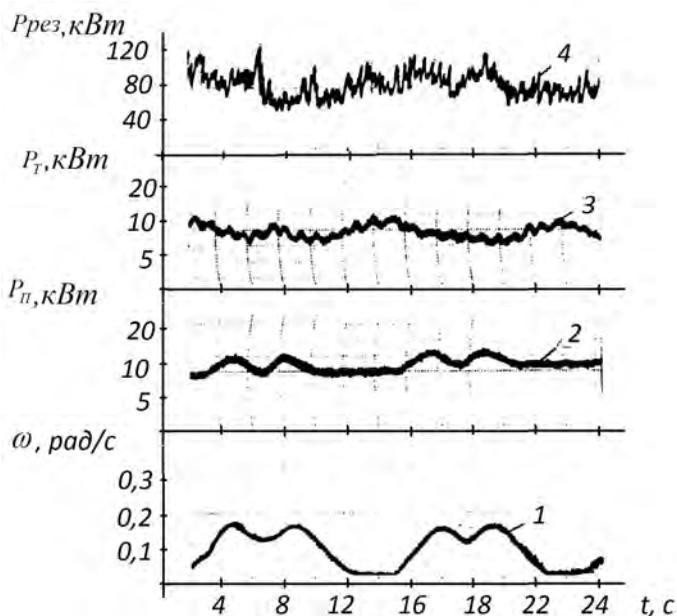


Рис. 2.6. Осциллограммы колебательных процессов в ВСП

Основанием для этого утверждения служит характер установившихся колебаний мощности тянущего привода подачи с периодом, совпадающим с периодом колебаний частоты вращения подтягивающего привода подачи. При изменении направления движения комбайна картины колебания мощностей электроприводов меняются местами в соответствии с изменением функций приводов, что подтверждает правильность сделанных выводов.

Очевидно, что данные установившиеся колебания вызваны возмущениями, возникающими в процессе зацепления привода звездочки с цепью.

При анализе осциллограмм частоты вращения подтягивающего привода подачи установлено наличие следующих видов колебаний (рис. 2.7, 2.7):

- затухающие колебания, возбуждаемые при пуске ВСП (см. рис.2.7);
- незатухающие колебания и автоколебания в квазиустановившихся режимах работы (рис. 2.8) [9,17].

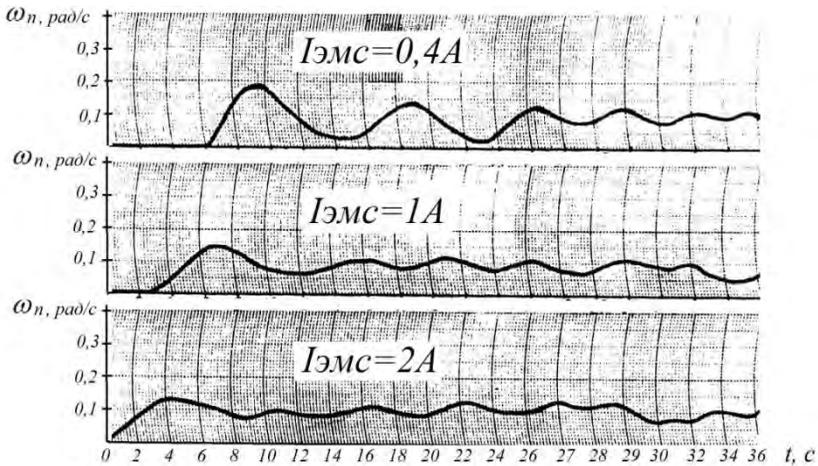


Рис. 2.7. Осциллограммы затухающих колебаний скорости вращения подтягивающего привода подачи

Как следует, из рис.2.7, процесс затухающих низкочастотных колебаний может завершаться за различные промежутки времени. Период этих колебаний равен 10–12 с. Во всех подобных случаях процесс затухающих колебаний завершается установлением колебаний с относительно небольшой амплитудой, частота которых пропорциональна скорости подачи. Период установившихся колебаний совпадает с периодом возмущений, обусловленных процессом зацепления звеньев тяговой цепи с приводной звездочкой, который можно рассчитать по формуле

$$T = \frac{1}{Nn} \quad , \quad (2.1)$$

где  $T$  – период возмущения, с;

$N$  – количество лучей звездочки;

$n$  – частота вращения звездочки, 1/с.

Пуск ВСП может заканчиваться установившимися автоколебаниями частоты вращения подтягивающего привода (рис. 2.8).

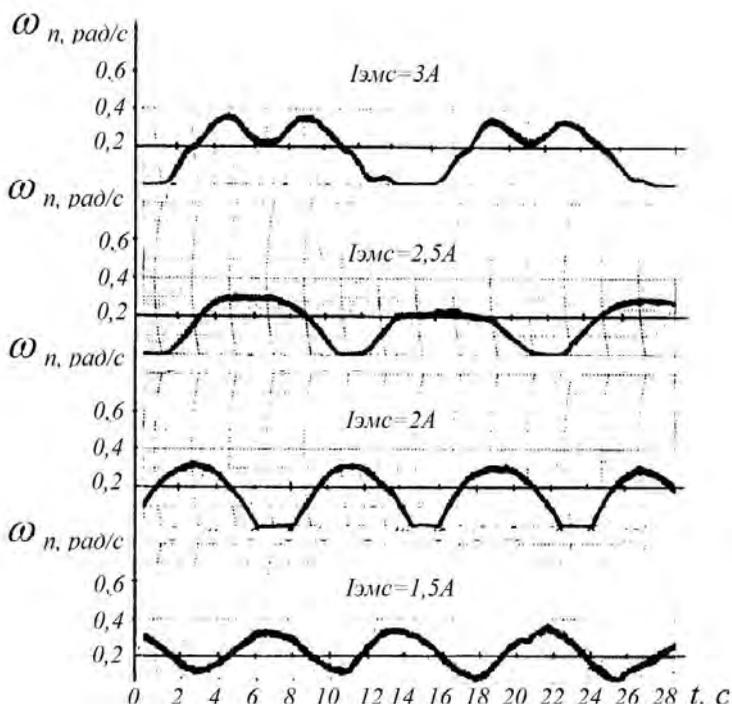


Рис. 2.8. Установившиеся автоколебания частоты вращения подтягивающего привода

Установившиеся автоколебания наиболее неблагоприятным образом отражаются на работу ВСП. Степень их отрицательного воздействия зависит от правильности выбора тягового усилия подтягивающего привода. Экспериментально установлено, что определенным выбором величины тока возбуждения ЭМС подтягивающего привода можно добиться снижения влияния данных колебаний, как на тянущий привод подачи, так и на привод исполнительных органов комбайна. Относительно большая величина тока (около 2 А) возбуждения ЭМС подтягивающего привода приводит к появлению колебаний и частоты вращения, и мощности потребляемой тянущим приводом вследствие взаимодействия между приводами через нижний холостой участок тяговой цепи. При малой величине тока (менее 1А) возбуждения ЭМС подтягивающего привода, подтягивающий привод через верхний холостой участок тяговой цепи

взаимодействует с комбайном, вызывая колебания нагрузки привода резания. На рис. 2.9 представлены осциллограммы режимов работы ВСП и комбайна КА-80 при малом токе возбуждения (0,6 А) ЭМС подтягивающего привода и средней нагрузке на привод исполнительных органов комбайна менее его номинального значения ( $P_u = 132$  кВт), то есть при токе привода резания менее уставки регулятора нагрузки комбайна.

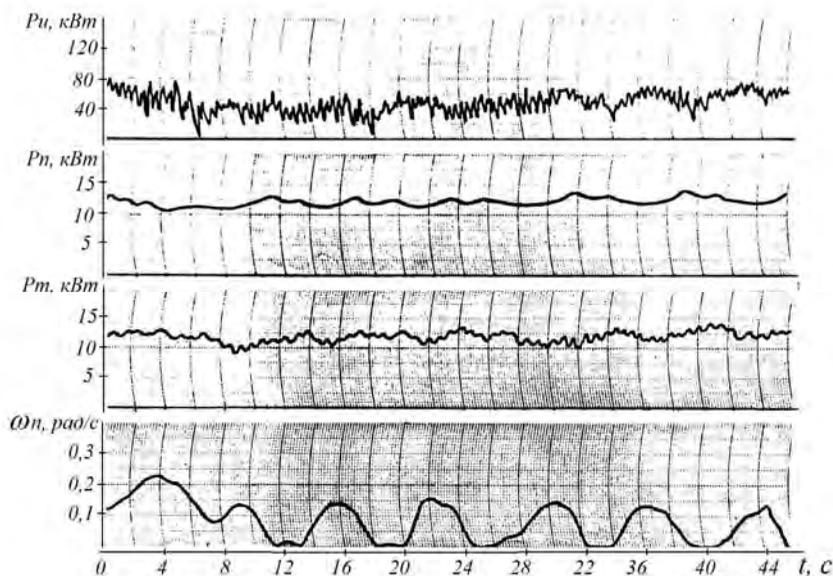


Рис. 2.9. Осциллограммы параметров элементов ВСП при нагрузке на привод исполнительных органов комбайна ниже номинального значения:  $P_u$  – мощность, потребляемая приводом исполнительных органов комбайна;  $P_n$  – мощность, потребляемая подтягивающим приводом;  $P_m$  – мощность, потребляемая тянущим приводом;  $\Omega_n$  – скорость вращения подтягивающего привода

На осциллограмме отчетливо видны колебания мощности потребляемой приводом исполнительных органов комбайна  $P_u$ . При увеличении нагрузки на привод резания до его номинального значения, амплитуда колебаний потребляемой мощности  $P_u$  возрастает (рис.2.10). В данном режиме это происходит в результате неустой-

чивой работы регулятора нагрузки комбайна. Причина неустойчивой работы регулятора нагрузки – совпадение частоты возмущений в ВСП с вероятной частотой изменения крепости угля по длине лавы, на которую и настроен регулятор нагрузки комбайна. При этом колебание тока резания вызывает колебание выходного сигнала регулятора нагрузки  $U_p$  и, следовательно, колебание скорости подачи комбайна. Колебание скорости подачи комбайна, в свою очередь, вызывает увеличение амплитуды колебаний нагрузки комбайна  $P_u$ , то есть в системе возникает положительная обратная связь. Нагрузка на привод резания в данном режиме периодически превышает предельно допустимую, о чем свидетельствует появление сигнала защитного отключения и периодическое снижение сигнала  $U_p$  до нуля (см. рис. 2.10, б, кривая 2).

На рис.2.10 представлены результаты спектрального анализа тока, потребляемого двигателями исполнительных органов комбайна КА-80, полученные при сопротивляемости угля резанию 280 Н/мм, средней скорости подачи 2,5 м/мин, длине тяговой цепи 160 м и токе возбуждения ЭМС подтягивающего привода 0,4 А. Спектральная плотность тока в высокочастотной области спектрограммы (рис.2.10, а) содержит четыре пика на частотах 0,91; 1,83; 2,74; 3,67 Гц. Первый пик соответствует частоте вращения исполнительных органов (барабанов) комбайна (0,91 Гц), второй, третий и четвертый пики соответственно удвоенной и учетверенной частоте, определяемой установкой режущего инструмента на барабане [8, 9, 17].

В низкочастотной области спектрограммы (рис.2.10, б) содержится выраженный максимум на частоте 0,09 Гц (кривая 1). Этот максимум соответствует частоте колебания скорости вращения подтягивающего привода подачи, что свидетельствует о наличии взаимодействия корпуса комбайна с подтягивающим приводом. На рис.2.10, б пунктиром показана часть спектрограммы при оптимальной величине тока возбуждения ЭМС подтягивающего привода подачи (кривая 2).

Таким образом, рациональным режимом работы ВСП является режим, при котором мощность тянущего привода расходуется на перемещение комбайна, рабочей и верхней холостой ветви тяговой цепи, имеющей слабину, а мощность подтягивающего привода - на перемещение нижней холостой ветви тяговой цепи.

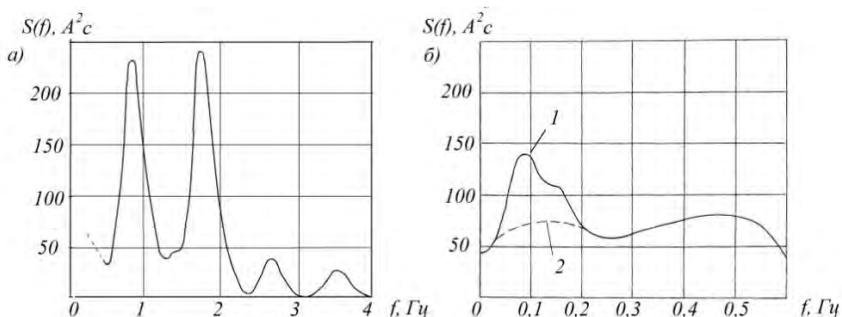


Рис. 2.10. Спектральная плотность тока, потребляемого приводом исполнительных органов комбайна: *а* – высокочастотная область; *б* – низкочастотная область; *1* – участок спектрограммы при неправильно настроенном тяговом усилии подтягивающего привода; *2* – участок спектрограммы при оптимальной величине тягового усилия подтягивающего привода

Рациональный режим работы можно сформулировать и как обеспечение синхронного вращения приводов за счет поддержания соответствия усилия, развиваемого подтягивающим приводом, равного силе сопротивления перемещению нижней холостой ветви тяговой цепи в направляющих [35].

Согласно экспериментальным данным, усилие, необходимое для перемещения нижней холостой ветви длиной 180 м, находится в пределах 20–120 кН при среднем значении 60 кН. Величина усилия существенно зависит от ряда факторов, к которым относятся искривление профиля машинной дороги, конструкция направляющих, степень заштыбовки цепи, сама зависящая от конструкции желобов, влажности угля. Обеспечение рационального режима работы ВСП при изменении силы сопротивления движению холостых участков тяговой цепи требует соответствующей настройки тока возбуждения ЭМС подтягивающего привода.

Как показали шахтные наблюдения, необходимость настройки усилия подтягивания возникает в среднем 2–3 раза в смену. Указанные значения количества регулировок соответствуют ситуации, когда нарушение режима работы может быть распознано визуально. При этом на звезде тянущего привода наблюдается провисание сбегавшей цепи, если усилие подтягивающего привода недостаточно для перемещения нижней холостой ветви цепного контура. Если

усилие подтягивающего привода существенно превышает требуемое, у комбайна возникает «ползучая скорость» при заданной нулевой скорости подачи. Кроме этого, возможны нерациональные режимы работы ВСП, которые визуальнo обнаружить невозможно из-за отсутствия явных признаков. Настройка подтягивающего привода при этом не выполняется. Поэтому подстройку тягового усилия для поддержания рационального режима работы необходимо производить гораздо чаще, чем производится на практике. Необходимость частой настройки подтягивающего привода требует постоянного слежения за изменением сил сопротивления перемещению нижней холостой ветви тяговой цепи.

Таким образом, слежение за изменением нагрузки подтягивающего привода и синхронизация угловой скорости приводов подачи должны быть функциями системы автоматического управления ВСП. Следовательно, для постоянного автоматического поддержания рационального режима работы ВСП подтягивающий привод, как и тянувший, должен быть так же снабжен системой автоматического регулирования скорости для исключения необходимости в ручном управлении электроприводом.

## **2.2. Экспериментальные исследования вынесенного привода подачи с электромагнитной муфтой скольжения**

Исследования вынесенного привода подачи проведены на полноразмерном лабораторном стенде Донецкого национального технического университета (рис. 2.11).

В состав вынесенного привода входят асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором, промежуточный редуктор, электромагнитная муфта скольжения, кривошипно-планетарный редуктор и гидродомкрат. Последний предназначен для поддержания необходимого натяжения цепи (которая перемещает очистной комбайн) путём перемещения привода вдоль рамы на расстояние до 330 мм.

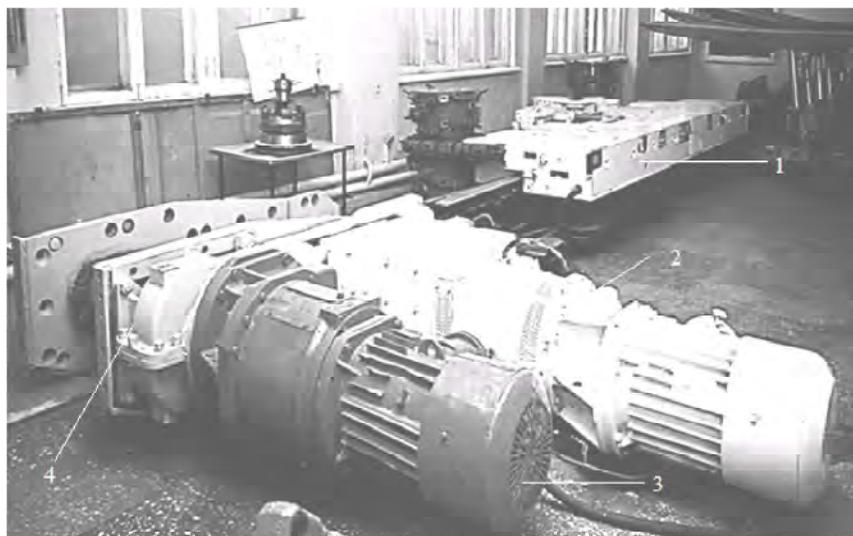


Рис. 2.11. Лабораторный стенд ВСП: 1 – очистной комбайн КА-80; 2 – электропривод вынесенной системы подачи типа ВСП-2; 3 – электропривод забойного скребкового конвейера 4

Как видно из кинематической схемы, исполнение привода является осевым (рис. 2.12). При этом исполнении вращение от вала двигателя М через зубчатую муфту 7 передается к валу I и далее через шестерню 8, зубчатое колесо 6, закрепленную на валу II зубчатую муфту 5 к статору 4 электромагнитной муфты, расположенного в корпусе, в котором расположен сердечник с катушками, создающим вращающее магнитное поле. От вала III ротора электромагнитной муфты через зубчатую муфту 9 приводится вал - шестерня IV планетарного редуктора, а от него через шестерню 12, зубчатое колесо 2, выполненное совместно с эксцентричным валом V, зубчатое колесо 11 (находящееся в зацеплении с неподвижным зубчатым венцом 3), внутренние зацепления, водило 10 планетарного редуктора, – движение передается ведущей звездочке 1.

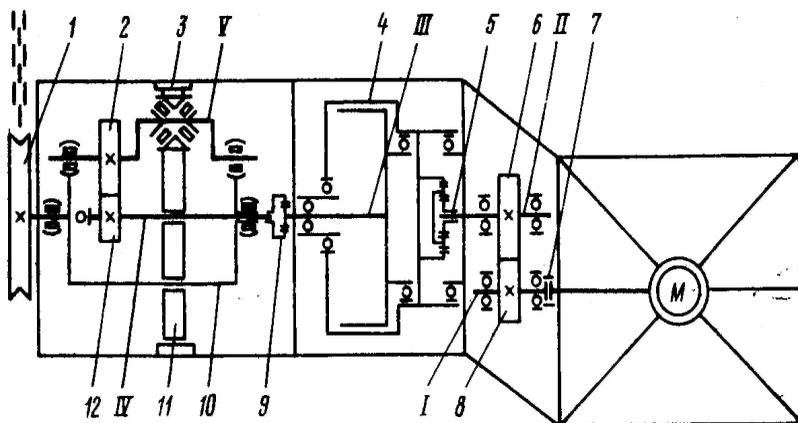


Рис. 2.12. Кинематическая схема вынесенной системы подачи ВСП-2

При этом исполнении вращение от вала двигателя М через зубчатую муфту 7 передается к валу I и далее через шестерню 8, зубчатое колесо 6, закрепленную на валу II зубчатую муфту 5 к статору 4 электромагнитной муфты, расположенного в корпусе, в котором расположен сердечник с катушками, создающими вращающее магнитное поле. От вала III ротора электромагнитной муфты через зубчатую муфту 9 приводится вал-шестерня IV планетарного редуктора, а от него через шестерню 12, зубчатое колесо 2, выполненное совместно с эксцентричным валом V, зубчатое колесо 11 (находящееся в зацеплении с неподвижным зубчатым венцом 3), внутренние зацепления, водило 10 планетарного редуктора, — движение передается ведущей звездочке 1.

Основным элементом, определяющим динамические и статические свойства вынесенного привода подачи, является электромагнитная муфта скольжения (ЭМС), применяемая в качестве вариатора скорости и узла защиты привода от перегрузок.

В исследуемом приводе подачи применена одноименнополюсная индукторная бесконтактная муфта [6] со следующими техническими характеристиками:

- Максимальный вращающий момент, Н\*м.....370
- Рассеиваемая мощность при температуре якоря 195 °С, кВт...21
- Максимальный ток управления, А.....7,5
- Момент инерции индуктора, кг\*м<sup>2</sup> .....0,35
- Частота вращения, об/мин:
  - якоря.....980
  - индуктора.....0-840
- Диаметр корпуса, мм.....520
- Длина корпуса, мм.....510
- Масса, кг.....448

В данной ЭМС с целью улучшения теплорассеивающей способности ведущим элементом является якорь, а ведомым-индуктор.

Одним из основных показателей, характеризующих статические свойства ЭМС, являются ее естественные механические характеристики, определяющие функциональную зависимость вращающего момента от скольжения при заданных токах управления (рис. 2.13).

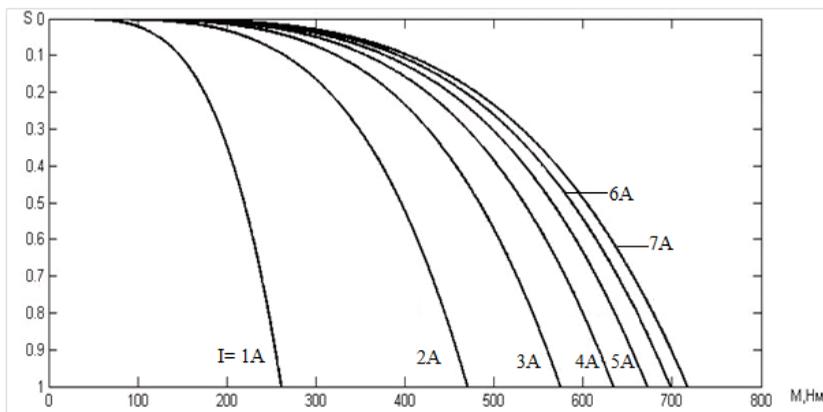


Рис. 2.13. Естественные механические характеристики ЭМС

Динамические свойства собственно привода подачи с электромагнитной муфтой скольжения характеризуются электромагнитной и электромеханической постоянной времени муфты.

При исследовании переходных процессов в электроприводах с индукционными муфтами и тормозами в большинстве случаев ав-

торы представляют обмотку управления муфты или тормоза линейным инерционным звеном первого порядка [12, 15, 16], постоянная времени, которого равна электромагнитной постоянной. Индуктивность  $L$  обмотки управления, а, следовательно, и электромагнитная постоянная  $T_{\text{э}}$  при этом считаются независимыми от тока управления.

Такое представление допустимо, если насыщение магнитопровода происходит только к концу переходного процесса. В этом случае можно считать ток пропорциональным магнитному потоку, т.е.

$$\frac{d\Phi}{di} = \text{const} \Rightarrow \frac{L}{R_y} = T_{\text{э}} = \text{const},$$

где  $R_y$  – активное сопротивление обмотки управления.

При работе системы автоматического управления (САУ) привода подачи величина тока управления, при изменении нагрузки может изменяться в широком диапазоне и часто находится в зоне насыщения магнитной системы. В этом случае пропорциональность между током и потоком нарушается, и электромагнитная постоянная является функцией тока управления. В связи с этим, в задачи исследования входило установление функциональной зависимости индуктивности магнитной системы от тока управления. Экспериментально установлено, что для данной ЭМС индуктивность обмотки управления можно считать постоянной для токов до 1 А. При работе ВСП в шахтных условиях ток тянущего привода изменяется в пределах 1,5–5,5 А. Следовательно, рабочая точка тока управления постоянно находится в зоне насыщения магнитопровода.

Для исследования зависимости индуктивности от тока управления проведен эксперимент [9, 17], в ходе которого на обмотку управления последовательно подавались напряжения, создающие в обмотке ток  $i_0 = 1, 2, -6$  А. При каждом установившемся значении тока  $i_0$  управляющее напряжение увеличивалось скачком до значения, соответствующего установившемуся току  $i_0 + 1$  А. Переходный процесс увеличения тока регистрировался запоминающим осциллографом.

Реакции обмотки управления на скачкообразное изменение управляющего напряжения для различных значений установившихся токов приведены на рис. 2.14.

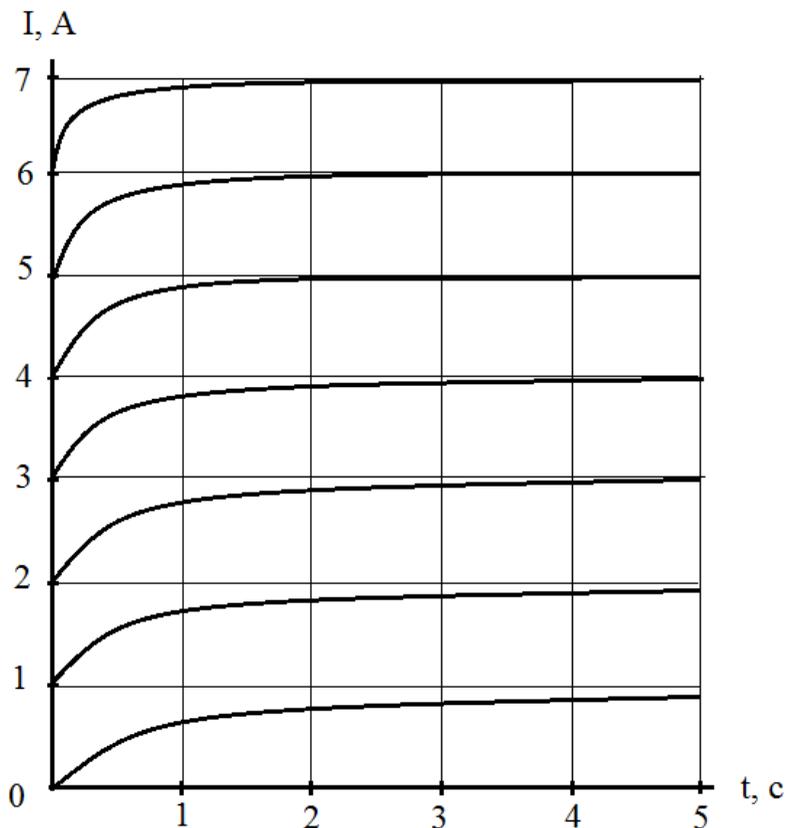


Рис. 2.14. Реакции обмотки управления ЭМС на скачок управляющего напряжения при различных начальных значениях тока управления

Как следует из эксперимента, время переходного процесса существенно зависит от положения рабочей точки тока управления, уменьшаясь от 2 с при  $i_0 = 1$  А до 0,46 с при  $i_0 = 5$  А. Пренебрегая изменением индуктивности в окрестностях точек  $i_0$  и используя касательные к кривым переходных процессов в точках  $i_0, t = 0$ , получим зависимость электромагнитной постоянной от тока управления (рис. 2.15).

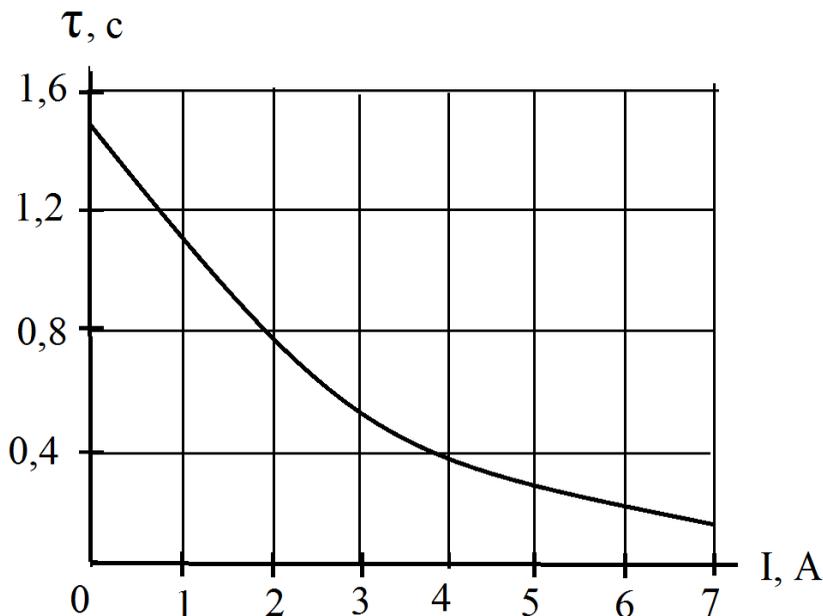


Рис. 2.15. Зависимость постоянной времени  $T$ , ЭМС от тока управления

Электромеханическая постоянная привода подачи с муфтой скольжения в основном определяется электромеханической постоянной муфты, так как приведенный к выходному валу ЭМС момент инерции планетарного редуктора составляет менее 10 % момента инерции индуктора.

Электромеханическая постоянная  $T_M$  определяется по формуле

$$T_M = I\omega_0 / M_{MK} , \quad (2.3)$$

где  $I$  – приведенный к выходному валу момент инерции ведомых частей привода,  $\text{кг м}^2$ ;

$\omega_0$  – угловая скорость ведущих частей привода,  $\text{рад/с}$ ;

$M_{MK}$  – максимальный момент муфты, имеющий место при скольжении  $S = 1$  и установившемся значении тока управления  $i = 7,5$  А.

Электрохимическая постоянная привода при максимальном токе управления 7,5 А составляет 0,097 с.

Результаты проведенных исследований позволяют сделать вывод: при исследовании динамики вынесенного привода подачи с ЭМС индуктивность и, следовательно, электромагнитную постоянную обмотки управления следует рассматривать как функцию тока управления, что должно быть учтено в математической модели.

Элементом, формирующим сигнал обратной связи САУ скоростью вынесенного привода подачи с ЭМС, является датчик скорости. Датчик скорости представляет собой бесконтактный синхронный тахогенератор индукторного типа с возбуждением от постоянных магнитов. Частота и амплитуда выходного сигнала датчика скорости прямо пропорциональны угловой скорости выходного вала муфты скольжения. Коэффициент пропорциональности по частоте равен 10 и обусловлен десятью парами полюсов ротора датчика. Коэффициент усиления, определяемый как отношение выходного напряжения обмотки статора к угловой скорости ротора, из-за разброса конструктивных параметров составляет 0,08–0,12. Датчик скорости встроен в корпус ЭМС и ротор закреплен непосредственно на ведомом валу муфты. Это исключает механическую передачу, упрощает конструкцию привода и повышает его надежность. При стендовых исследованиях процессов пуска привода было установлено ослабляющее влияние магнитного потока, создаваемого обмоткой управления муфты, на магнитный поток датчика. Эффект влияния проявлялся в том, что при величине тока управления 6 А и угловой скорости индуктора, близкой к синхронной, выходное напряжение датчика уменьшалось на 25,4 %, при токе управления 1 А – на 9,5 %. Рассмотренное влияние тока управления на выходной сигнал датчика скорости не только вносит ошибку в измерение регулируемого параметра, но и приводит к возникновению в системе стабилизации скорости положительной обратной связи, являющейся причиной автоколебаний угловой скорости привода. Амплитуда автоколебаний при нагрузке, соответствующей рабочему режиму комбайна, близка к синхронной скорости, а частота определяется в основном электромагнитной постоянной и равна примерно 1 Гц.

Изложенные результаты исследований были учтены при разработке САУ скоростью и в качестве измеряемого параметра для ор-

ганизации обратной связи была принята частота выходного сигнала датчика скорости. Это позволило обеспечить независимость сигнала обратной связи от тока управления и других видов помех, а также высокую точность измерения угловой скорости.

Таким образом, в математической модели привода подачи следует учесть организацию обратной связи по частоте выходного напряжения датчика скорости.

### **2.3. Экспериментальные исследования режимов работы очистного комбайна с ВСП**

Автоматизированный вынесенный привод подачи в силу статических и динамических характеристик собственно привода, а также структуры системы стабилизации скорости является автоколебательной динамической системой, вследствие чего его скоростная координата представляет собой сумму постоянной составляющей, равной заданной скорости, и автоколебательной составляющей. Момент нагрузки вынесенного привода пропорционален разности перемещений точки на делительной окружности приводной звезды и центра масс корпуса комбайна, что обуславливает взаимное влияние движений динамической системы комбайна и привода подачи.

Таким образом, наличие колебательной составляющей в угловой скорости привода и, следовательно, неравномерности в угловом перемещении приводной звезды является причиной дополнительной динамической нагруженности привода. Характер этой нагруженности зависит от амплитуды и частоты автоколебаний, которые определяют качество привода подачи.

С другой стороны, автоколебания угловой скорости приводной звезды при низком, в указанном смысле, качестве стабилизации могут стать причиной колебаний корпуса комбайна и, следовательно, нагрузки привода исполнительных органов. В связи с этим проведено экспериментальное исследование спектра нагруженности автоматизированного вынесенного привода подачи и влияния автоколебательных движений привода подачи на нагруженность привода исполнительных органов.

С целью получения необходимой для анализа информации в ходе экспериментов измерялись и осциллографировались ток двигате-

ля исполнительных органов, ток управления и угловая скорость ведомого вала ЭМС.

В процессе проведения шахтных исследований для оценки характера нагрузки на привод исполнительных органов комбайна использовался ток, потребляемый двигателем привода.

Фрагмент осциллограммы тока двигателя исполнительных органов  $i_{ио}$  комбайна КА-80, угловой скорости автоматизированного вынесенного привода подачи  $\dot{\varphi}$  и тока управления ЭМС  $i$ , показан на рис. 2.16.

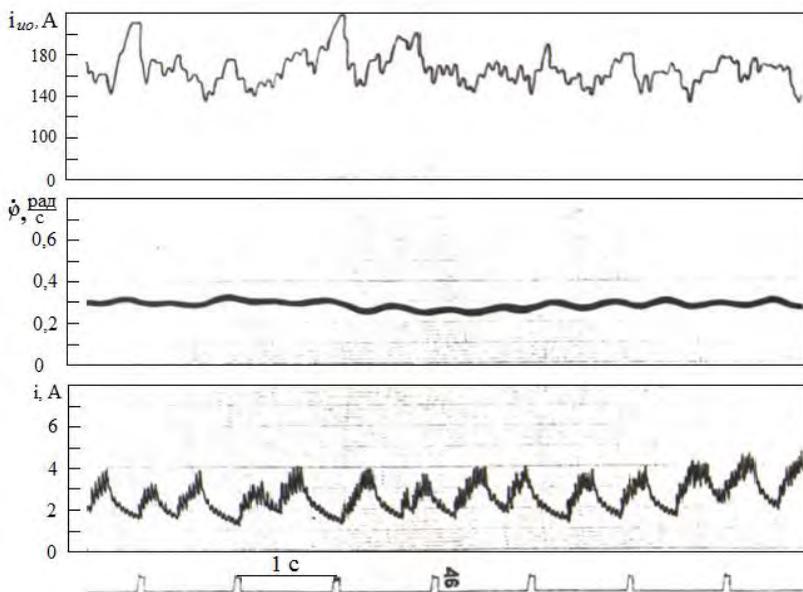


Рис.2.16. Фрагмент осциллограммы рабочего режима комбайна КА-80 с автоматизированным вынесенным приводом подачи

Типичные результаты корреляционного и спектрального анализа шахтной реализации тока, потребляемого электродвигателем исполнительных органов комбайна КА-80 показаны на рис. 2.17 и 2.18.

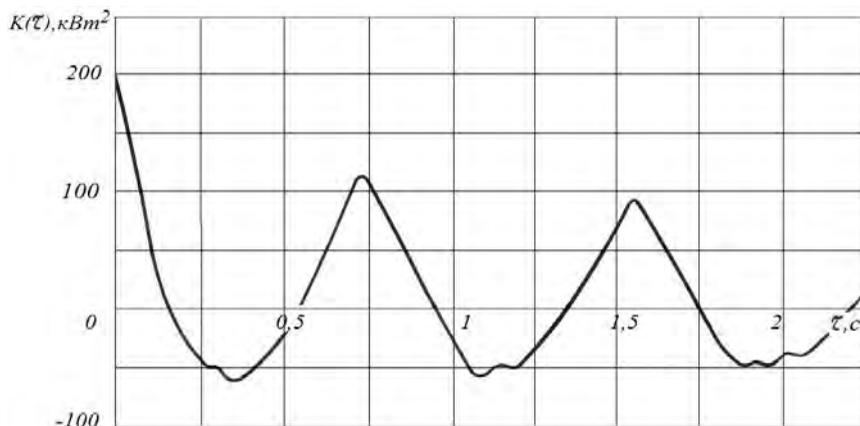


Рис. 2.17. Корреляционная функция мощности электродвигателя

Корреляционная функция тока имеет экспоненциально - косинусный характер с содержанием периодических составляющих на частотах 0,92, 1,85, 2,77 и 3,67 Гц. Первая из них соответствует частоте вращения исполнительного органа 0,91 Гц, вторая - удвоенной, третья и четвертая - соответственно утроенной и учетверенной частоте, определяемой расстановкой режущего инструмента на барабане, что свидетельствует о синхронизации автоколебаний скорости корпуса комбайна кинематическими возмущениями с исполнительного органа. Спектральная плотность реализации содержит соответственно четыре пика на указанных частотах с преобладанием амплитуды на первых двух. Отсутствие в корреляционной функции и автоспектре частот, соответствующих собственной частоте двигателя и трансмиссии, обусловлено фильтрацией регистрируемого сигнала.

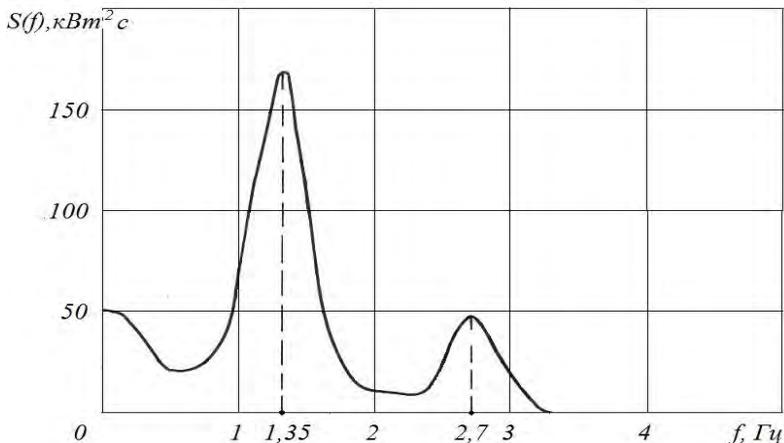


Рис. 2.18. Спектральная плотность мощности электродвигателя исполнительных органов комбайна К103 (сопротивляемость угля резанию 280 Н/мм, средняя скорость подачи 2,7 м/мин, среднее усилие подачи 120–140 кН длина тяговой цепи 150 м)

При следующих условиях: средняя сопротивляемость угля резанию 260 Н/мм, средняя скорость подачи 1,8 м/мин, длина тяговой цепи 40 м, вынимаемая мощность пласта 0,8 м, корреляционная функция мощности содержит две периодических составляющих с частотами 1,44 и 2,88 Гц. Слабо затухающая амплитуда колебаний корреляционной функции свидетельствует о преобладании дисперсии детерминированных составляющих в спектре нагрузок. Спектральная плотность реализации имеет два пика на указанных частотах с преобладанием первой гармоники. При этом, частоты колебаний нагрузки и, следовательно, скорости корпуса комбайна равны и кратны частоте вращения исполнительных органов.

Реализации колебаний мощности комбайна К103, частота которых не равна ни частоте вращения исполнительных органов, ни частоте колебаний корпуса на холостом ходу были получены в шахтных условиях. Например, при средней скорости подачи 1,7 м/мин средней сопротивляемости угля резанию 350 Н/мм, длине тяговой цепи 20 м и вынимаемой мощности пласта 0,8 м частота колебаний мощности и, следовательно, скорости корпуса комбайна составила 2,3 Гц.

Из проведенного анализа следует, что частоты, соответствующие автоколебаниям угловой скорости привода подачи, при данном качестве ее стабилизации, в автоспектрах исследуемых реализаций мощности отсутствуют.

Реализации мощности  $W_{uo}$  комбайна К103, мощности, потребляемой двигателем тянущего привода подачи  $W_n$ , и упругого усилия в тяговой цепи  $F_y$  показаны на рис 2.19.

Мощность  $W_n$ , повторяя автоколебательные движения момента и угловой скорости привода подачи, имеет колебательный характер с частотой колебаний 1,07 Гц, что не совпадает ни с одной из частот автоспектра  $W_{uo}$ . Увеличение амплитуды автоколебаний угловой скорости привода подачи выше некоторого значения может вызвать увеличение неравномерности перемещения комбайна и, следовательно, стать причиной дополнительной нагруженности привода исполнительных органов [17].

На рис. 2.20 показан фрагмент осциллограммы рабочего режима комбайна К103 при неустойчивой работе привода подачи. Увеличение амплитуды колебаний угловой скорости  $\dot{\varphi}$  (мощности  $W_n$ ) в центральной части осциллограммы является причиной существенного увеличения неравномерности мощности  $W_{uo}$  потребляемой приводом резания.

Отметим, что в данной реализации синхронизация автоколебаний корпуса комбайна возмущениями с исполнительных органов отсутствует и частота колебаний мощности  $f_{uo} = 1,28$  Гц меньше частоты вращения исполнительных органов и больше частоты колебаний скорости корпуса в режиме холостого хода.

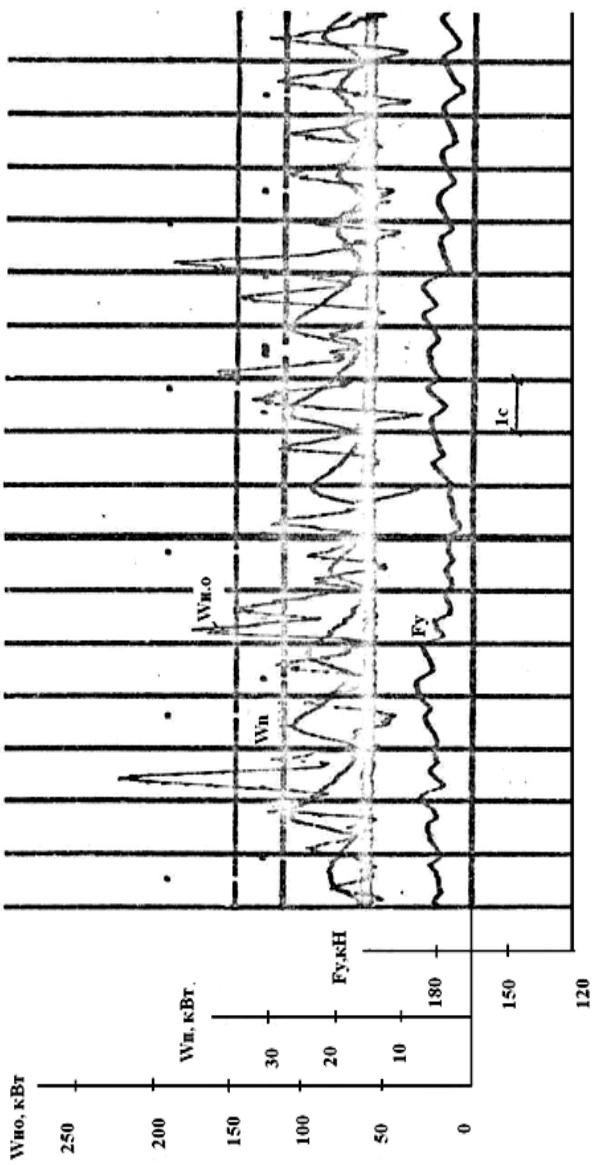


Рис. 2.19. Фрагмент осциллограммы работы комбайна К103

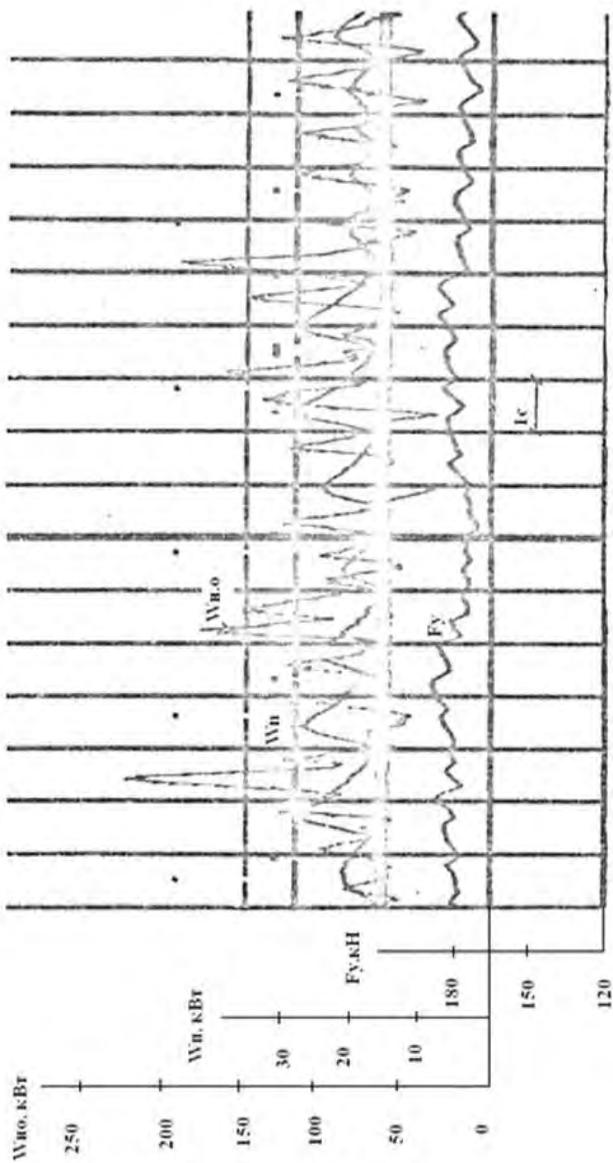


Рис. 2.20. Фрагмент осциллограммы рабочего режима комбайна К103 при неустойчивой работе вынесенного привода подачи

Изложенные результаты исследований позволяют сделать следующие выводы:

- автоколебания скорости корпуса комбайна КА-80 в рассмотренных условиях обусловлены кинематическими возмущениями с исполнительных органов;

- существуют условия, в которых автоколебания скорости корпуса комбайна КЮЗ происходят с частотой, которая не равна и не кратна частоте вращения исполнительных органов и больше частоты автоколебаний скорости корпуса в режиме холостого хода;

- автоколебания угловой скорости автоматизированного вынесенного привода подачи не влияют на нагруженность привода исполнительных органов, если их амплитуда не превышает некоторого значения. Последнее подлежит определению.

Результаты обработки экспериментальной реализации угловой скорости автоматизированного вынесенного привода подачи комбайна КА-80, полученные при средней сопротивляемости угля резанию 280 Н/мм, средней скорости подачи 2,7 м/мин, среднем усилии подачи 120–140 кН и длине тяговой цепи 15 м. Корреляционная функция угловой скорости имеет три периодических составляющих с частотами 0,27, 0,92 и 1,85 Гц. Незатухающий характер корреляционной функции свидетельствует об устойчивости колебаний исследуемого процесса.

Спектральная плотность имеет три пика на указанных частотах. Первая из перечисленных частот обусловлена непостоянством радиуса приводной звезды, проявляющимся на короткой цепи. Вторая и третья соответствуют бигармоническим колебаниям скорости перемещения комбайна с частотой и

удвоенной частотой вращения исполнительных органов. Для указанных частот наибольшее значение спектральной плотности приходится на частоту 1,88 Гц. Преобладающее значение спектральной плотности приходится на частоты, близкие к нулю, что объясняется вариацией угловой скорости вследствие непостоянства сил сопротивления перемещению комбайна вдоль машинной дороги. Коэффициент вариации угловой скорости составляет 0,09.

Результаты корреляционного и спектрального анализа реализации угловой скорости, полученной в указанных выше условиях, но для длины цепи 120 м представлены на рисунках. Спектральная плотность реализации имеет всплески на частотах 0,92, 1,85 и 1,65 Гц.

Происхождение двух первых частот рассмотрено выше. Значение третьей частоты автоколебаний угловой скорости определяется параметрами привода и положением его рабочей точки.

Спектральные плотности тока управления при длинах цепи 15 и 120 м, как и автоспектры соответствующих реализаций угловой скорости, имеют всплески на частотах автоколебаний нагрузки соответственно 0,27, 0,92, 1,85, 2,77 Гц и 0,92, 1,85 Гц, а также на частоте 1,65 Гц, обусловленной автоколебаниями привода подачи и не связанной с автоколебаниями скорости корпуса комбайна.

Таким образом, в процессе работы ВСП усилие, необходимое для вытягивания нижней холостой ветви тяговой цепи, изменяется в пределах 20–120 кН, вследствие чего существует необходимость частой перенастройки тока управления подтягивающего привода.

Для постоянного автоматического поддержания рационального режима работы ВСП подтягивающий привод должен работать под управлением САУ скоростью, как и тянущий привод.

В задачах моделирования привода подачи с ЭМС и при синтезе САУ скоростью индуктивность обмотки управления муфты следует рассматривать как функцию тока управления.

Автоколебания угловой скорости и момента привода подачи могут происходить с частотой автоколебаний скорости комбайна, иметь частоту, определяемую параметрами привода, а также иметь обе указанные гармоники.

Неустойчивая работа автоматизированного вынесенного привода подачи является причиной дополнительной динамической нагрузки привода исполнительных органов комбайна.

### 3.1. Эквивалентная схема и математическая модель системы «вынесенный привод подачи–комбайн–забой»

При наличии в составе ВСП только одного привода подачи, а также в случае корректной настройки тягового усилия вспомогательного (подтягивающего) привода подачи, динамические процессы в системе можно описать при помощи эквивалентной схемы, приведенной на рис. 3.1 [17, 18].

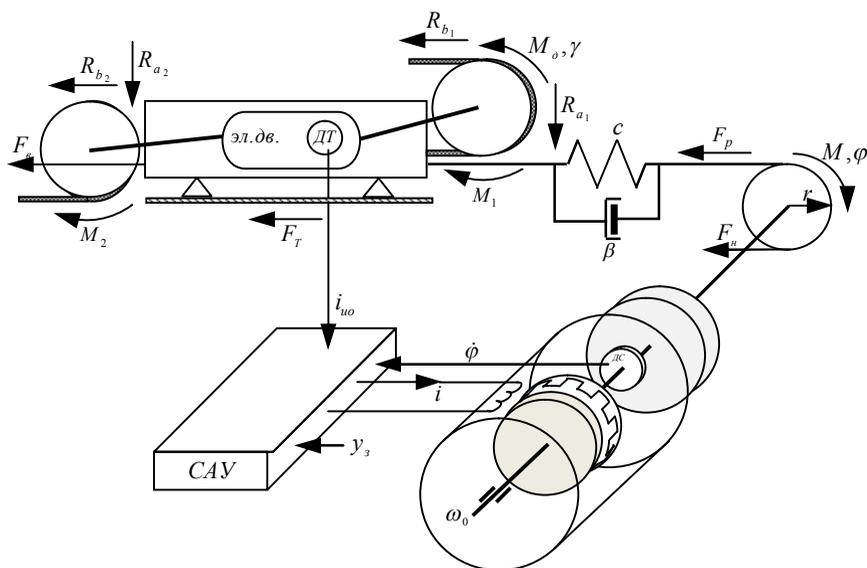


Рис. 3.1. Эквивалентная схема системы

В эквивалентной схеме учтены связи между подсистемами автоматизированного вынесенного привода подачи, комбайна и забоя, между отдельными элементами подсистем, а также учитывает внешние силы, действующие на систему. Основой для построения эквивалентной схемы являются результаты анализа экспериментальных исследований, частично описанные в предыдущей главе, которые делают целесообразным принятие следующих условий:

- усилие в верхней холостой ветви тяговой цепи  $F_в$  определяется только силами сопротивления ее перемещению и ввиду низкочастотного изменения этих сил может быть принято постоянным;

- ввиду низкочастотного изменения сил сопротивления перемещению нижней холостой ветви тяговой цепи в направляющих и малых изменений средней скорости подачи (т.е. момент подтягивающего привода постоянен) усилие в нижней холостой ветви  $F_н$  может быть принято постоянным.

Задачи настоящего исследования позволяют пренебречь пространственными перемещениями корпуса комбайна и исполнительных органов, рассматривая перемещение только в направлении подачи. Принятое допущение оправдано тем, что в подавляющем большинстве работ по динамике комбайнов указывается на определяющее влияние перемещения в направлении подачи на нагруженность исполнительных органов. Это подтверждается показанной ниже хорошей сходимостью данных эксперимента и моделирования.

При математическом описании привода исполнительных органов приняты следующие допущения:

- податливостью участка валопровода двигатель – исполнительный орган можно пренебречь. В связи с тем что собственная частота трансмиссии находится в пределах 20 Гц, а частоты исследуемых процессов находятся в диапазоне 0–5 Гц многомассовую систему двигатель–трансмиссия –исполнительный орган можно представить одномассовой;

- в режимах, близких к установившимся, асинхронный двигатель привода адекватно описывается моделью И.С. Пинчука [20];

- при приведении двухдвигательной системы привода к однодвигательной разбросом характеристикам двигателей можно пренебречь. Корректность принятого допущения подтверждается результатами работы [70], где указано, что отличие суммарной характеристики от реальной не превышает 5 %;

- неидеальность реальной шахтной сети можно учесть путем снижения критического момента двигателя в 1,2 раза.

Условия и допущения, применение при математическом описании подсистемы автоматизированного вынесенного привода подачи, являются предметом отдельного рассмотрения и определены ниже.

С учетом принятых условий и допущений математическая модель системы будет иметь вид [9, 17]:

$$\begin{aligned}
 m\ddot{x} &= F_y + F_\partial - F_T - F_\theta - R_{\theta_1} - R_{\theta_2}; \\
 J\ddot{\varphi} &= M - (F_y + F_\partial + F_p - F_n)r; \\
 J_T\ddot{\gamma} &= M_\partial - M_1 - M_2; \\
 \dot{M}_\partial &= 2M_k\omega_c(1 - \dot{\gamma} / \omega_{o\partial}) - S_k\omega_c M_\partial.
 \end{aligned}
 \tag{3.1}$$

Здесь  $m$  – масса комбайна, кг;

$x$  – обобщенная координата перемещения центра масс корпуса комбайна, м;

$F_y$  – упругое усиление в рабочей ветви тяговой цепи, Н;

$$F_y = c(\varphi r - x), \quad c = \begin{cases} E/L_p, & \varphi r - x > 0; \\ 0, & \varphi r - x \leq 0; \end{cases}$$

$c$  – жесткость рабочей ветви тяговой цепи, Н/м;

$r$  – радиус приводной звезды, м;

$\varphi$  – обобщенная координата выходного вала привода подачи, рад;

$E$  – погонная жесткость тяговой цепи, Н;

$L_p$  – длина рабочей ветви тяговой цепи, м;

$F_\partial$  – диссипативная сила в рабочей ветви тяговой цепи, Н;

$$F_\partial = \beta(\dot{\varphi} r - \dot{x}), \quad \beta = \begin{cases} \chi\sqrt{cm_q}, & \dot{\varphi} r - \dot{x} > 0, \\ 0, & \dot{\varphi} r - \dot{x} \leq 0; \end{cases}$$

$\beta$  – коэффициент диссипативных потерь, кг/с;

$\chi$  – коэффициент внутреннего трения;

$m_q$  – масса рабочей ветви тяговой цепи, кг;

$F_T$  – сила трения опор комбайна о направляющие, Н;

$$F_T = (Q + R_{a_1} - R_{a_2})\mu(\dot{x}), \quad \mu(\dot{x}) = \text{sign}(\dot{x})a_1e^{-a_2\dot{x}^2=a_3|\dot{x}|};$$

$Q$  – вес комбайна, Н;

$R_{a_1}, R_{a_2}$  – силы вертикальных реакций забоя на опережающем и отстающем шнеках, Н;

$\mu(\dot{x})$  – коэффициент трения опор комбайна о направляющие;

$a_1, a_2, a_3$  – положительные константы;

$F_e$  – сила сопротивления перемещению верхней холостой ветви тяговой цепи в направляющих, Н;

$$F_e = L_e\kappa_e;$$

$\kappa_e$  – коэффициент удельных потерь, зависящий от изогнутости конвейерного става, Н/м;

$L_e$  – длина верхней холостой ветви тяговой цепи, м;

$R_{e1}, R_{e2}$  – силы горизонтальных реакций забоя на отстающем и опережающем шнеках, Н;

$J$  – суммарный момент инерции ведомых частей привода, кг·м<sup>2</sup>;

$M$  – вращающий момент привода подачи, Н·м;

$F_p$  – сила сопротивления перемещению рабочей ветви тяговой цепи в направляющих, Н;  $F_p = F_0\kappa_p$ ;

$F_0$  – усилие, необходимое для протягивания незакрепленной цепи в направляющих, Н, определяется экспериментально [34, 58];

$\kappa_p$  – коэффициент, учитывающий изгибы конвейерного става;

$F_n$  – усилие в нижней ветви тяговой цепи, Н;

$J_T$  – суммарный момент инерции привода исполнительных органов, кг·м<sup>2</sup>;

$\gamma$  – обобщенная координата привода исполнительных органов, рад;

$M_0$  – суммарный вращающий момент двигателей привода исполнительных органов, Н·м;

$M_1, M_2$  – моменты сопротивления на опережающем и отстающем шнеках, Н·м;

$M_k$  – суммарный момент критический двигателей привода исполнительных органов, Н·м;

$\omega_c$  – частота питающей сети, рад/с;

$\omega_{od}$  – синхронная угловая скорость двигателей привода исполнительных органов, рад/с;

$S_k$  – критическое скольжение двигателей привода исполнительных органов.

Значения  $J$ ,  $M$  приведены к выходному валу привода подачи. Значения  $J_T$ ,  $M_d$ ,  $M_k$ ,  $\omega_{od}$  приведены к исполнительному органу. Переменные  $R_{a1}$ ,  $R_{a2}$ ,  $R_{e1}$ ,  $R_{e2}$ ,  $M$ ,  $M_1$ ,  $M_2$  определены ниже.

Таким образом, определено основное содержание математической модели исследуемой системы. Следующим этапом является конкретизация математических моделей подсистем.

### **3.2. Математическая модель вынесенного привода подачи с электромагнитной муфтой скольжения**

Результаты экспериментальных исследований и обзор литературы по динамике привода с ЭМС при математическом описании собственно вынесенного привода подачи с муфтой скольжения позволяют принять следующие условия и допущения:

– угловая скорость ведущих частей муфты постоянна  $\omega_0 > const$ .

Это допущение оправдано тем, что в данном приводе применен асинхронный электродвигатель с жесткой механической характеристикой, у которого снижение скорости незначительно (2%) в сравнении с диапазоном изменения угловой скорости муфты (0...100%).

Отметим, что в ряде работ показано незначительное влияние характеристик приводного двигателя на динамику привода [13, 19];

– пренебрегаем влиянием реакции якоря и вихревых токов в массиве магнитопровода на ток управления. Результаты проведенных экспериментов при неподвижной и вращающейся муфтах подтверждают корректность принятого допущения;

– элементы ведомых частей муфты и понижающего редуктора считаем абсолютно жесткими. Такое допущение вполне приемлемо, так как жесткость тягового органа гораздо меньше жесткости трансмиссии привода;

– пренебрегаем изменением формы механических характеристик ЭМС из-за нагрева якоря.

Основной характеристикой статических и динамических свойств ЭМС является нелинейный функционал вида

$$M > f_1(i, \dot{\phi}) > f_2(i, S) > f_3(u, S) , \quad (3.2)$$

где аргументы  $\dot{\phi}, i, S, u$  являются функциями независимой переменной  $t$ . Сигналам на входе привода соответствуют в выражении (3.2)  $i(t)$  – функция тока управления и  $u(t)$  – функция напряжения управления. Переменные  $\dot{\phi}(t), S(t)$  и  $M(t)$  являются соответственно функцией угловой скорости, скольжения и вращающего момента выходного вала муфты. Связь между установившимися значениями  $M = M_{уст}, S = S_{уст}$  для фиксированных значений  $i = i_{уст}$  задана графически в виде экспериментально полученного семейства механических характеристик.

Для муфт и тормозов скольжения средней мощности (десятки киловатт), к которым относится данная муфта, функционал (3.2) имеет вид [6,12-15]:

$$M(i, S) > k B^2 \sqrt{S} , \quad (3.3)$$

где  $k$  – конструктивный коэффициент,  $B$  – индукция в рабочем зазоре.

Как следует из рис. 3.2, механические характеристики рассматриваемой муфты имеют большую мягкость по сравнению с характеристиками, построенными по выражению (3.3), что объясняется нахождением критического скольжения, при котором момент достигает максимума, в диапазоне рабочих скольжений муфты. В связи с этим функционал, аппроксимирующий реальные характеристики муфты с достаточной точностью, целесообразно представить в следующем виде:

$$M(i, S) > k B^2 (\sqrt{S} \cdot v S^3) , \quad (3.4)$$

где  $v$  – безразмерная положительная константа.

Следует отметить, что данное выражение справедливо для описания режима работы при положительных значениях скольжения  $S$ . При отрицательных значениях скольжения с незначительной поте-

рей точности целесообразно использовать формулы, на пример, приведенные в работе [6].

Функция, пропорциональная зависимости индукции в рабочем зазоре от тока управления определена по реальным механическим характеристикам в соответствии с выражением:

$$B(i) > \sqrt{\frac{M(i,S)}{\kappa(\sqrt{S} \cdot bS^3)}}, S > \text{const} \quad (3.5)$$

Аналитически функция может быть удовлетворительно аппроксимирована выражением вида

$$B(i) > B_0 \arctg ai, \quad (3.6)$$

где  $B_0$  – индукция при ненасыщенном магнитопроводе;

$a$  – положительная константа размерности  $A^{-1}$ .

Подставляя в (3.4) выражение (3.6) и обозначая  $M_M = \kappa B_0^2$ , получим уравнение динамического момента муфты:

$$M(i, S) > M_M \arctg^2 ai(\sqrt{S} \cdot bS^3). \quad (3.7)$$

Учитывая, что индукция пропорциональна магнитному потоку  $\Phi$ , последний можно представить:

$$\Phi > \Phi_0 \arctg(ai), \quad (3.8)$$

где  $\Phi_0$  – положительная константа, тогда индуктивность обмотки управления будет:

$$L(i) > \frac{nd\Phi}{di} > \frac{L_0}{1, (ai)^2}, \quad (3.9)$$

где  $n$  – число витков обмотки управления;

$L_0$  – начальная индуктивность.

С учетом (3.9) уравнение обмотки управления

$$u > iR_y, \frac{L_0}{1, (ai)^2} \frac{di}{dt}, \quad (3.10)$$

где  $R_y$  – активное сопротивление обмотки управления.

При  $u = \text{const}$ , что имеет место при переходном процессе, разделим переменные уравнения (3.10):

$$dt = L_0 \frac{di}{(u - R_y i)(1 + (ai)^2)} \quad \text{и} \quad t > L_0 \int_{i_0}^{i_1} \frac{di}{(u - R_y i)(1 + (ai)^2)}. \quad (3.11)$$

Для получения безразмерного выражения под знаком интеграла введем переменную  $x = ai$  и преобразуем (3.11) к виду

$$t = \frac{L_0}{au} \int_{x_0}^{x_1} \frac{dx}{(1 - \frac{R_y}{au} x)(1 + x^2)}, \quad x_0 = ai_0, \quad x_1 = ai_1. \quad (3.12)$$

Интегрируя (3.12), получаем

$$t > \frac{L_0 au}{R_y^2, (au)^2} \left( \frac{R_y}{2au} \ln(1 + x^2) + \frac{R_y}{au} \ln\left(1 + \frac{R_y}{au} x\right), \arctg x \right) \Big|_{x_0}^{x_1}. \quad (3.13)$$

Возвращаясь к переменной  $i$ , окончательно имеем решение уравнения (3.10) в неявном виде:

$$t > \frac{L_0 au}{2(R_y^2, (au)^2)} \left( \frac{R_y}{au} \ln \frac{1 + (au)^2}{(1 + \frac{R_y}{u} i)^2}, 2 \arctg ai \right) \Big|_{i_0}^{i_1}. \quad (3.14)$$

Выражение (3.14) описывает электромагнитный переходный процесс в обмотке управления и может быть использовано для установления адекватности математической модели привода подачи с ЭМС, исследования переходных процессов и аналитического конструирования системы стабилизации скорости привода [18, 22].

Таким образом, определены уравнения динамического момента и обмотки управления муфты, описывающие статические и динамические свойства привода подачи.

### **3.3. Математическая модель автоматизированного вынесенного привода подачи с электромагнитной муфтой скольжения**

Требуемая форма механических характеристик и высокая точность поддержания заданной скорости при колебаниях нагрузки обеспечиваются системой стабилизации скорости, образующей с собственно приводом систему автоматизированного привода подачи.

Структурная схема автоматизированного вынесенного привода подачи представлена на рис. 3.2 [22]. Пунктиром выделена структурная схема собственно привода подачи. Первым звеном контура обратной связи (ОС) является функциональный преобразователь  $f_1(\dot{\varphi})$ , преобразующий частоту сигнала датчика скорости в последовательность импульсов  $y_{\partial}$  постоянной длительности  $\tau_u$ , частота которых кратна частоте сигнала датчика.

Функциональный преобразователь  $f_1(\dot{\varphi})$  представляет собой последовательное соединение компаратора и ждущего мультивибратора. Звено  $y_{\partial}$  преобразует синусоидальный сигнал тахогенераторного датчика скорости  $y_{ТГ}$  в последовательность прямоугольных импульсов с частотой следования пропорциональной угловой скорости вращения выходного вала привода. При этом, длительность этих импульсов  $\tau_u$  является константой во всем диапазоне изменения угловой скорости привода. Звено  $y_1$  предназначено для усреднения импульсов сигнала обратной связи.

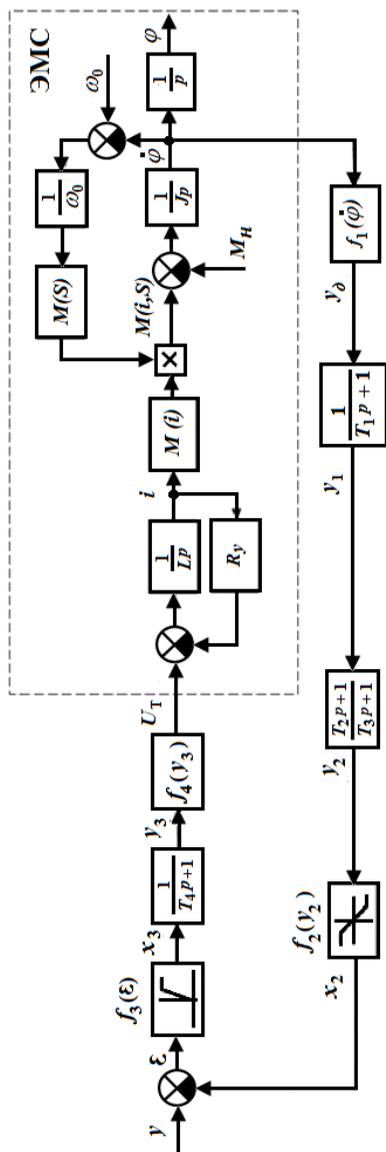


Рис. 3.2. Структурная схема автоматизированного вынесенного привода подачи

На рис. 3.3. приведен процесс формирования сигнала обратной связи ОС по скорости привода.

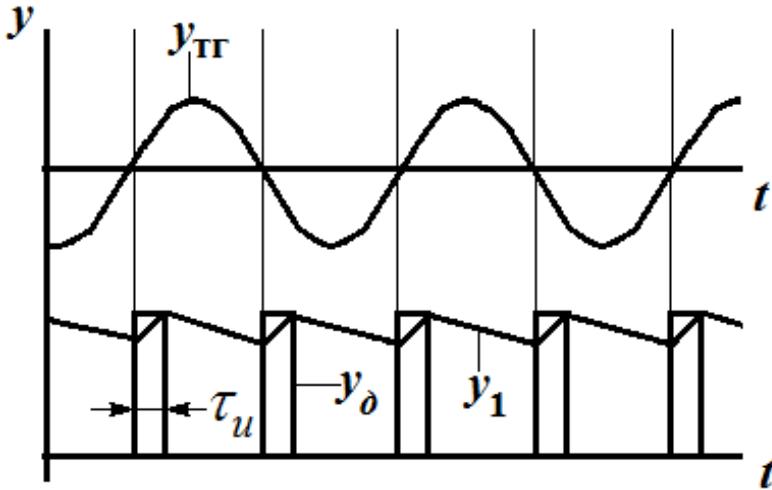


Рис. 3.3. Процесс формирования сигнала ОС по скорости привода

На вход инерционного звена  $y_1$  поступает последовательность импульсов с выхода звена  $y_{д}$  с длительностью импульсов  $\tau_u$ . На выходе звена  $y_1$  образуется сигнал, среднее значение которого пропорционально частоте угловой скорости выходного вала привода. Звено  $y_2$  предназначено для коррекции характеристики САУ путем получения требуемого фазового сдвига сигнала обратной связи. Наличие нелинейных участков статических характеристик звеньев  $f_2, f_3$  связано с конкретной аппаратурой реализацией системы стабилизации. Нелинейное динамическое звено  $f_4(y_3)$  является моделью тиристорного преобразователя [18, 22].

Соответствующая структурной схеме математическая модель имеет вид

$$\left\{ \begin{array}{l}
T_1 \dot{y}_1 > y_\partial \cdot y_1, y_\partial > \begin{cases} u_H, t|_{e\varphi > 2\pi n} \leq t = t|_{e\varphi > 2\pi n, n > \text{int}(\frac{e\varphi}{2\pi})}, \tau_u, \\
0, t|_{e\varphi > 2\pi n}, \tau_u \leq t = t|_{e\varphi > 2\pi(n, 1)}; \end{cases} \\
T_3 \dot{y}_2 > k_{u\partial} \left( \frac{T_2}{T_1} (y_\partial \cdot y_1), y_1 \right) \cdot y_2; \\
\varepsilon > y_3 \cdot x_2, x_2 > \begin{cases} k_{x_2} y_2, \cdot u_H / k_{x_2} = y_2 = u_H / k_{x_2}, \\
u_H, y_2 \geq u_H / k_{x_2}, \\
\cdot u_H, y_2 \geq u_H / k_{x_2}; \end{cases} \\
T_4 \dot{y}_3 > x_3 \cdot y_3, x_3 > \begin{cases} k_{x_3} \varepsilon, 0 = \varepsilon = u_H / k_{x_3}, \\
u_H, \varepsilon \geq u_H / k_{x_3}, \\
0, \varepsilon \leq 0; \end{cases} \\
T_3 \dot{i} > u_T / R_y \cdot i, T_3 > \frac{L_0}{R_y (1, (ai)^2)}, \\
u_T > \begin{cases} |u_c|, y_3 \geq G, \\
0, y_3 = G, G > \begin{cases} u_H \cdot \int \frac{2u_H}{T_c} dt, |u_c| \neq 0, \\
u_H, |u_c| > 0; \end{cases} \end{cases} \\
J\ddot{\varphi} > M \cdot (F_y, F_\partial, F_p \cdot F_H) r, \\
M > M_M \arctg^2 ai (\sqrt{S} \cdot \delta S^3), S \in 0, 1 \perp
\end{array} \right. \quad (3.15)$$

Здесь  $T_1$  – постоянная времени звена  $y_1$  ;

$u_H$  – уровень ограничения нелинейных звеньев;

$e$  – число пар полюсов датчика скорости;

$n$  – номер периода сигнала датчика скорости;

$T_2, T_3$  – постоянные времени звена  $y_2$  ;

$k_{ид}$  – коэффициент усиления интегро-дифференцирующего звена  $y_2$  ;

$\varepsilon$  – сигнал рассогласования;

$x_2, k_{x_2}$  – соответственно выходной сигнал и коэффициент усиления нелинейного звена  $f_2$  на линейном участке;

$T_4$  – постоянная времени звена  $y_3$  ;

$x_3, k_{x_3}$  – соответственно выходной сигнал и коэффициент усиления нелинейного звена  $f_3$  на линейном участке;

$T_9$  – электромагнитная постоянная обмотки управления ЭМС;

$u_T$  – выходное напряжение тиристорного преобразователя;

$u_m, T_c, u_c$  – соответственно амплитуда, период и мгновенное значение сетевого напряжения;

$G$  – синхронизированный с напряжением сети сигнал генератора линейно нарастающего напряжения фазосдвигающего устройства;

$i_m$  – максимально допустимое значение тока управления.

Электромагнитная постоянная обмотки управления ЭМС при максимальном токе управления  $i_m = 7,5$  А имеет значение  $T_9 \approx$

$\approx 0,1$  с. Период пульсаций тока управления  $T > \frac{T_9}{2} = 0,01$  с. Соот-

ношение значений  $T_9$  и  $T$  обеспечивает хорошую фильтрацию и пульсирующий ток управления можно заменить его средним значением, а динамическую модель тиристорного преобразователя заменить его статической характеристикой. В работе [31] показано, что при скорости изменения угла отпирания, меньшей, чем круговая частота питающей сети, тиристорный преобразователь может рассматриваться как безинерционное звено. Ограничение скорости изменения управляющего напряжения  $x_3$  достигается путем включения на входе тиристорного преобразователя апериодического звена

с постоянной времени  $T_4 \geq \frac{2}{\omega_c}$ .

В фазосдвигающем устройстве тиристорного преобразователя угол отпирания тиристорov  $\alpha_0$  является линейной функцией управляющего напряжения  $y_3$ , вследствие чего статическая характеристика  $u_T > f(\alpha_0)$  нелинейна:

$$u_T > \frac{u_m}{\pi} \int_{\alpha_0}^{\pi} \sin \alpha d\alpha > \frac{u_m}{\pi} (1 - \cos \alpha_0). \quad (3.16)$$

Из выражения (3.16) угол отпирания  $\alpha_m$ , при котором  $i > i_m$  определится как:

$$\alpha_m > \arccos\left(\frac{\pi i_m R_y}{u_m} - 1\right). \quad (3.17)$$

При этом  $y_3$  достигает значения  $u_n$ . При  $y_3 = 0$  для того, чтобы  $u_T = 0$  необходимо условие  $\alpha_0 > \pi$ . Тогда характеристика фазосдвигающего устройства будет иметь вид:

$$\alpha_0 > \pi + \frac{y_3}{u_m} (\pi - \alpha_m). \quad (3.18)$$

Подставляя в (3.16) выражения (3.17) и (3.18), имеем статическую характеристику тиристорного преобразователя:

$$u_T > \frac{u_m}{\pi} \left(1 - \cos \frac{y_3}{u_n} \left(\pi - \arccos\left(\frac{\pi i_m R_y}{u_m} - 1\right)\right)\right). \quad (3.19)$$

В заключение отметим, что проверка моделей тиристорного преобразователя из системы (3.15) и модели, представляющей последовательное соединение аperiodического звена и нелинейности (3.19), показала их хорошую сходимость.

### 3.4. Математическое моделирование внешних возмущающих усилий горной машины

Очистные комбайны являются замкнутыми динамическими системами с обратной силовой связью. Таким образом, внешнее возмущение очистного комбайна не имеет собственного источника энергии, а формируется комбайном в процессе работы. Это означает, что нагрузка очистного комбайна обусловлена теми рабочими процессами, которые он выполняет во время добычи угля (разрушение угольного пласта, погрузка угля на забойный скребковый конвейер, перемещение комбайна). Система перемещения очистных комбайнов с гибким тяговым органом представляет собой замкнутую нелинейную динамическую систему с распределёнными параметрами и нагрузкой на концах. Такой системе присущи следующие свойства;

- двигатели системы (асинхронные с короткозамкнутым ротором) имеют жёсткие механические характеристики, так, что при колебаниях момента сопротивления в пределах, не превышающих критические моменты двигателей, изменение угловых скоростей роторов настолько мало, что можно ввести допущение об отсутствии влияния колебаний момента сопротивления на величину угловой скорости ротора асинхронного двигателя комбайна,

- коэффициент жёсткости тяговой цепи изменяется при перемещении комбайна вдоль очистного забоя;

Диссипативные свойства системы являются нелинейной функцией скорости движения комбайна, в которой явно выделены области снижения, постоянства и увеличения силы трения в зависимости от величины скорости перемещения комбайна (рис. 3.4) [10,19]. Указанные свойства обусловлены характерными состояниями структурных составляющих комбайна в процессе его работы и могут быть пояснены на примере комбайна с вынесенной системой подачи как наиболее показательного объекта в этом классе горных машин:

- очистной комбайн и механизмы подачи, установленные на ведущей и натяжной приводных станциях забойного скребкового конвейера, представляют собой сосредоточенные массы, при этом механизмы подачи не меняют своё расположение;

- комбайн перемещается по решетчатому ставу забойного скребкового конвейера вдоль линии очистного забоя, что обусловлено изменением длины как рабочей, так и ненагруженной ветвей тяго-

вой цепи, и как следствие, изменение жёсткости (коэффициента жёсткости) указанных участков тяговой цепи.

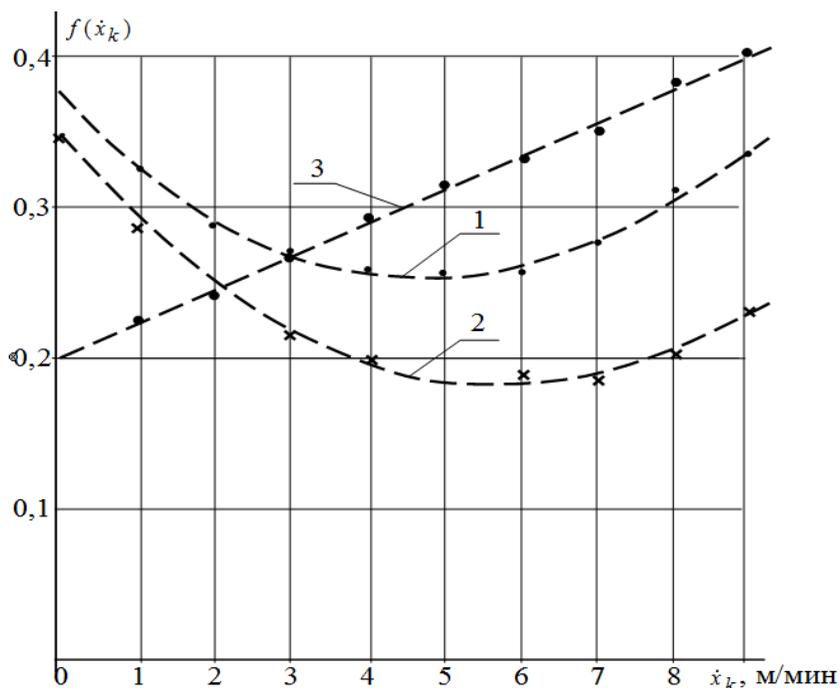


Рис. 3.4. Графики зависимости математического ожидания коэффициента трения комбайна о направляющие конвейера: 1 – при смещении корпуса комбайна относительно конвейера; 2 – при расположении корпуса комбайна над конвейером; 3 – тяговой цепи

При исследовании параметров указанного объекта следует иметь в виду, что тяговая цепь при значительных длинах (более 200 м) имеет большую податливость. Вытяжка цепи при длине 200 м и принятых тяговых усилиях, как правило, составляет около 1м. Тяговая цепь находится в угольно-породной среде, перемещается вдоль очистного забоя, а при отключении приводов подачи создает упругие перемещения. Диссипативные свойства такой среды определяются линейным повышением коэффициента трения тяговой цепи с ростом скорости его движения. С учётом наличия совокупности влияющих факторов на динамические показатели работы

очистного комбайна, каждый из них должен быть рассмотрен детально. Нагрузочное влияние от разрушения угольного пласта обусловлено спецификой работы исполнительного органа комбайна. Его режущий инструмент осуществляет давление на уступ угольного пласта и доводит напряжение сжатия в уступе уровня напряжения разрушения угольного массива (рис. 3.5).

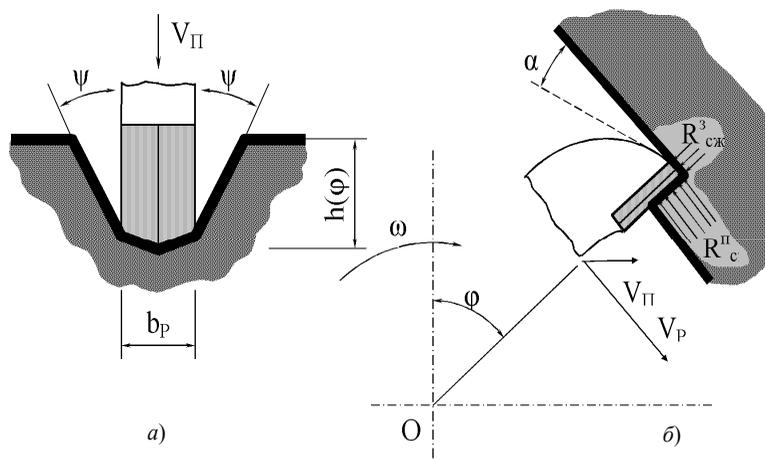


Рис. 3.5. Схемы разрушения пласта одиночным резцом при вращательном и направленном его движении

Влияние на угольный массив совокупности резцов (действующих одновременно), расположенных в плоскости действия исполнительного органа комбайна, приводит к отделению от угольного массива отдельных многочисленных сколов, что обуславливает случайный характер: нагрузки на рабочем органе комбайна; распределения усилий на режущий инструмент; формирования поверхности очистного забоя в месте его разрушения рабочим органом комбайна; объема отделённой горной массы.

Указанное стохастическое (вероятностное) распределение нагрузки характерно исключительно для исполнительного органа комбайна и, в частности, его режущего инструмента и не распространяется на элементы привода, расположенные в несущем корпусе. В редукторе привода исполнительного органа выделяются две

несущие частоты сил нагрузки. Низкочастотная (около 3 Гц) составляющая сил нагрузки обусловлена неуравновешенностью схемы расположения режущего инструмента на шнеке (исполнительном органе) и собственной частотой вращения исполнительного органа. Высокочастотная составляющая сил нагрузки обусловлена жёсткостью и моментом инерции элементов конструкции редуктора привода, т.е. частотой собственных колебаний системы (рис. 3.6 и 3.7) [8, 21].

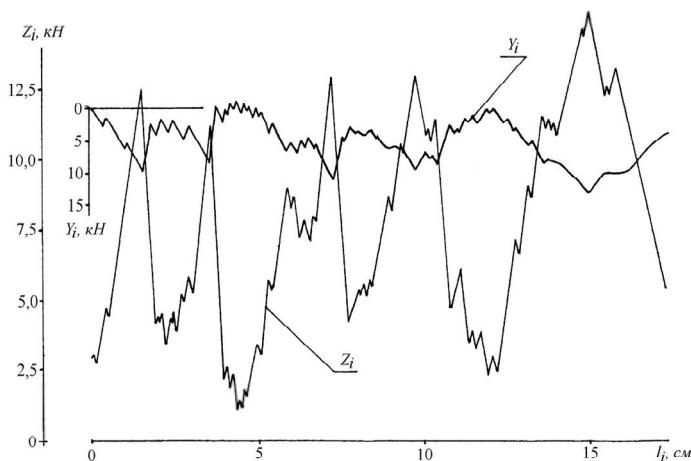


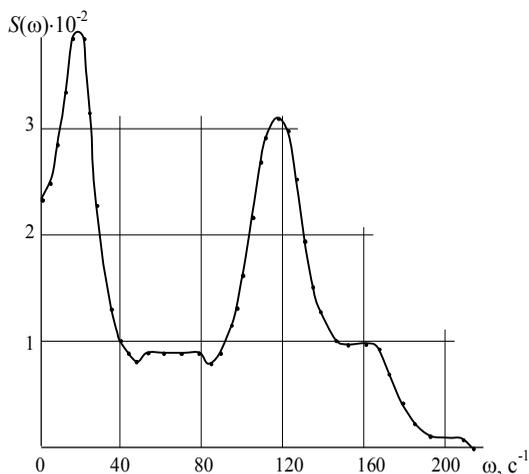
Рис.3.6. Фрагмент оциллограммы сил, формирующихся на остром одиночном резце радиального типа при разрушении углещементного блока:  
 $Z_i$  – сила на передней грани;  $Y_i$  – сила на задней грани;  
 $l_i$  – путь прохождения резца

Таким образом, относительно создания влияющей функции от разрушения угольного пласта исполнительным органом, кинематическая система очистного комбайна выступает в качестве двухчастотного фильтра, усиливающего нагрузку близкую по частоте к его собственным частотам, в то время как силы нагрузки на других частотах и системой не пропускаются, и влияния на работу электропривода и средств автоматизации не оказывают.

Нагрузочное влияние, создаваемое в процессе погрузки добытого угля на став скребкового конвейера, определяется значительной энергоёмкостью (до 1/3 от установленной мощности комбайна) и

значительными колебаниями усилий (коэффициент неравномерности нагрузки до 1/3, см. рис. 3.6) [10,19].

Давление угля на элементы конструкции рабочего (исполнительного) органа достигает 120кПа и увеличивается в направлении от отрезного диска шнека к разгрузочному торцу.



Рису. 3.7. График нормированной спектральной плотности дисперсии момента сил сопротивления в приводе ближнего к двигателю шнека (исполнительного органа) комбайна типа 1R-101 (исследования в условиях шахты)

В общем случае внешние возмущения очистных комбайнов представляют собой случайные процессы, параметры которых обусловлены как режимом работы комбайна, так и горно-геологическими и горнотехническими условиями его работы. Эта нагрузка имеет свойства “белого шума” и влияет на элементы привода с учетом свойства кинематической системы комбайна выступать в качестве фильтра отдельных частотных составляющих воздействующих усилий, поступающих от исполнительного (рабочего) органа.

Очистной комбайн как объект управления является нелинейной автономной автоколебательной системой со многими степенями свободы. Поэтому, при недоступности натуральных испытаний представительные исследования качества и устойчивости систем автоматического управления скоростью и нагрузкой очистных комбай-

нов возможны лишь при использовании математической модели, воспроизводящей реальные процессы взаимодействия исполнительных органов с разрушаемым массивом. Наиболее значительным при формировании нагрузок на исполнительных органах является процесс стружкообразования, определяющий силы реакции забоя и спектр нагрузок привода исполнительных органов, а также замкнутость динамической системы комбайна через забой. Принципы построения математической модели формирования детерминированных нагрузок на исполнительном органе, обеспечивающие наибольшую адекватность модели реальным физическим процессам, наиболее полно изложены в ОСТе [24]. На их основе разработан алгоритмический метод моделирования нагрузок, позволивший решить ряд задач исследования динамических систем очистных комбайнов [9, 17, 27]. Момент сил сопротивления на исполнительном органе  $M$  и силы реакции забоя  $R_a, R_b, R_c$  в любой момент времени определяются суммой моментов и сил, действующих на каждый  $i$ -тый резец, находящийся в зоне резания:

$$M > R \sum_{i>1}^N z_i; \quad R_a > \sum_{i>1}^N a_i; \quad R_b > \sum_{i>1}^N b_i; \quad R_c > \sum_{i>1}^N c_i;$$

$$a_i > . y_i \cos \gamma_i, \quad z_i \sin \gamma_i; \quad b_i > . y_1 \sin \gamma_i . z_i \cos \gamma_i; \quad c_i > x_i;$$

Здесь  $z_i, y_i, x_i$  соответственно сила резания, сила подачи и боковая сила, действующая на  $i$ -й резец,  $\gamma_i$  – угловое положение  $i$ -того резца;  $\gamma_i > \gamma_{0i}, \gamma$ , где  $\gamma$  – координата исполнительного органа, получаемая из решения уравнений динамики привода исполнительных органов,  $\gamma_{0i}$  – начальный угол установки  $i$  – того резца на исполнительном органе. Значения  $z_i, y_i, x_i$  определяются в зависимости от толщины стружки на каждом  $i$ -м резце.

Определим толщину стружки  $i$ -го резца  $h_i$  при его заданном угловом перемещении  $\gamma_i$  (рис. 3.8), предполагая, что  $i$ -ая линия резания находится в фиксированной вертикальной плоскости и осевые перемещения исполнительного органа отсутствуют. Такое предположение подтверждено сравнением результатов моделирования и натуральных испытаний нагруженности исполнительных органов комбайна К103.

Толщина стружки – это расстояние между режущими кромками резца в рассматриваемом положении с осью шнека в точке С (точка К) и в некотором прошлом положении с осью в точке А, когда резец пересекал луч СК, направленный от оси шнека к резцу (точка В). Обозначим радиус шнека СК через R, а горизонтальное (в направлении подачи) и вертикальное смещение (приращения координат) оси шнека через  $E_x, E_y$ . Отметим, что во введенной системе координат значения приращения  $E_x$  неотрицательные, а значения приращения  $E_y$  могут иметь любой знак. Дальнейшие рассуждения не зависят от знака  $E_y$ , поэтому рассмотрим случай, приведенный на рис. 3.7, как общий.

Из треугольников ACD и ABC находим

$$\angle ACD > \arctg \frac{E_x}{E_y}, \quad \angle ACB > \pi, \quad \gamma_i \cdot \arctg \frac{E_x}{E_y}, \quad |AC| > \sqrt{(E_x)^2, (E_y)^2}.$$

Используя теорему косинусов и функцию  $sign(\Delta y)$ , окончательно получим формулу

$$|BK| > h_i > R \cdot \sqrt{R^2 \cdot ((E_x)^2, (E_y)^2) \sin^2 \alpha_i, (sign(E_y)) \sqrt{(E_x)^2, (E_y)^2} \cos \alpha_i}, \quad (3.20)$$

где  $\alpha_i > \gamma_i \cdot \arctg \frac{E_x}{E_y}$ .

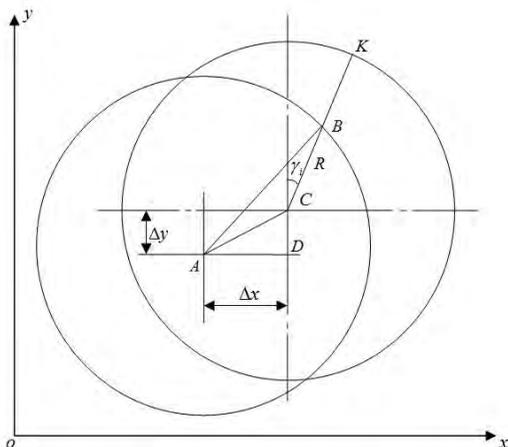


Рис. 3.8. К выводу формулы толщины стружки

В формуле (3.20) значения приращений  $E_x$ ,  $E_y$ ,  $\gamma_i$  являются функциями пространственных координат исполнительного органа  $x$ ,  $y$ ,  $\gamma$ , определяемых из решения уравнений движения комбайна в пространстве лавы и уравнений динамики привода исполнительных органов:

$$\Delta x = x - x_n, \quad (3.21)$$

$$\Delta y = y - y_n, \quad (3.22)$$

$$\gamma_i > \gamma, \quad \gamma_{0i}, \quad (3.23)$$

где  $x$ ,  $y$  и  $x_n$ ,  $y_n$  – соответственно абсцисса и ордината исполнительного органа в настоящий момент времени  $t$  и в момент времени  $t_n$ , когда впереди идущий резец, находящийся в одной линии резания с рассматриваемым  $i$ -ым резцом, пересекает радиус, имеющий угол наклона  $\gamma_i$ ;  $\gamma$  – угловая координата исполнительного органа в момент времени  $t$ . Для одного резца в линии резания впереди идущим будет сам же рассматриваемый резец, и для нахождения приращений  $E_x$ ,  $E_y$  необходимо знать его же координаты  $x_n$  и  $y_n$  на предыдущем обороте исполнительного органа. Следовательно, при программной реализации формул (3.21)–(3.23) на каждом шаге вычисления  $h_i$  (в очередном фиксированном положении исполнительного органа) в общем случае необходимо иметь предысторию  $x_n$ ,  $y_n$  за один оборот исполнительного органа. В предлагаемом алгоритме метод формирования предыстории и вычисление  $h_i$  выполняется через угол  $E\varphi$ , определяемый как  $E\varphi > 2\pi/p$ , где  $p$  – число положений за один оборот исполнительного органа, в которых вычисляются значения  $h_i$ . Такой подход позволяет находить индекс строки с предысторией при любой вариации угловой скорости исполнительного органа.

Выбор значения  $p$  обусловлено сохранением частотных свойств и формы моделируемого спектра нагрузок на исполнительном органе. Укрупненный алгоритм расчета нагрузок представлен на рис. 3.9 [27].

Первому шагу вычислений  $h_i$  и нагрузок предшествует заполнение массивов предыстории  $x_n$  и  $y_n$  размерностью  $P$  координатами исполнительного органа за предыдущий оборот для равномерного перемещения и вращения исполнительного органа. Вычисляется шаг по углу поворота исполнительного органа  $\Delta\varphi$ . Задается индекс последней строки прошлого оборота  $N_2$  равным  $P$ , так как весь массив предыстории заполнен координатами прошлого оборота. Определяется начальное состояние счетчика шагов  $m$  в зависимости от значения угла  $\gamma$  при первом вычислении нагрузок. Вычисляется число шагов по углу между  $i$ -ым резцом и впереди идущим  $Ns_i > \varphi_i / E\varphi$ , где  $\varphi_i$  – угловое расстояние между  $i$ -ым резцом и впереди идущим. Определяется индекс строки с предысторией  $n_i$ , вычисляются  $h_i$ , по значениям которых вычисляются усилия на резцах и далее на исполнительном органе. Шаг заканчивается занесением текущих координат  $x$  и  $y$  в строку массивов предыстории с индексом  $N_2$  и вычислением  $N_2$  для следующего шага. Заметим, что программная реализация рассматриваемого метода выполнена для комбайна с двумя исполнительными органами, что позволяет моделировать любую кинематическую схему расположения, опережающего и отстающего шнеков. Оценим погрешность метода, обусловленную вычислением приращений координат  $\Delta x$  и  $\Delta y$  при выполнении неравенства:

$$\gamma \geq m \cdot E\varphi \quad (3.24)$$

и, следовательно, помещением в массивы предыстории неточных текущих координат  $x$  и  $y$ . При выполнении неравенства (3.24) абсолютная погрешность в определении  $x$  и  $y$ , соответствующих углу поворота исполнительного органа  $m \cdot E\varphi$ , не превышает значения соответственно  $\dot{x} \cdot s$  и  $\dot{y} \cdot s$ , где  $\dot{x}$  и  $\dot{y}$  – горизонтальная и вертикальная скорости перемещения исполнительного органа,  $s$  – шаг интегрирования системы дифференциальных уравнений.



За время  $\Delta t$ , соответствующее углу поворота исполнительного органа на угол  $E\varphi$ , путь, проходимый исполнительным органом, определяется как  $\Delta x = \dot{x} \cdot \Delta t$ , а вертикальное перемещение  $E y > \dot{y} \cdot E t$ . Учитывая, что за время  $\Delta t$  угловая скорость  $\dot{\gamma} \approx \text{const}$ , приращения  $\Delta x$  и  $\Delta y$  можно выразить  $E x > \frac{2\pi \dot{x}}{p \dot{\gamma}}$ ,  $E y > \frac{2\pi \dot{y}}{p \dot{\gamma}}$ . Тогда выражение для определения относительной погрешности будет иметь вид

$$\sigma_{x,y} > \frac{sp\dot{\gamma}}{2\pi} \cdot 100\%. \quad (3.25)$$

Формула (3.25) позволяет выбирать значения шага интегрирования  $S$  при заданных  $\sigma_{x,y}$  и  $p$ .

Оценим устойчивость формулы вычисления стружки (3.20) к погрешностям в определении приращений координат  $\Delta x$  и  $\Delta y$ , отметив, что эта формула является точной.

Качественный анализ показывает, что квадратный корень уменьшает ошибку, а монотонный рост  $\text{arctg} \frac{E x}{E y}$  от  $\frac{\pi}{2}$  до  $\frac{\pi}{2}$  при изменении  $\frac{\Delta x}{\Delta y}$  в интервале  $[\cdot, \infty]$  не приводит к существенной ошибке в определении  $\alpha_i$ .

Следовательно, с учетом четности функций  $\cos \alpha$  и  $\sin^2 \alpha$  формула вычисления стружки (3.20) устойчива к погрешностям в определении приращений координат  $\Delta x$  и  $\Delta y$ .

Количественный анализ показывает, что погрешность в определении толщины стружки  $h_i$  не превышает 4,9 % при допущении погрешности только для  $\Delta x$  15 %. Это полностью согласуется с качественным обоснованием устойчивости формулы (3.20), а численные значения при практическом компьютерном моделировании значительно меньше приведенного максимального значения.

Рассмотренный метод позволил эффективно решить целый ряд задач детального исследования и оптимизации динамических систем очистных комбайнов, выполнить структурный и параметрический синтез САУ их технологическими режимами.

При приближенном исследовании качества системы автоматического регулирования а так же в процессе оптимизации ее параметров без детального описания процессов в механических элементах, режущих органов горной машины, допустимо применять упрощенный метод моделирования возмущений, обусловленных силами сопротивления движению корпуса горной машины при помощи рядов Фурье [1]:

$$R(t) > \frac{R_m}{2} \cdot \frac{R_m}{\pi} \sum_{k>1}^{k>n} \frac{1}{k} \sin k_0 \omega t, \quad (3.26)$$

где  $R(t)$  – сила сопротивления перемещению комбайна;  $R_m = f(V_n)$  – амплитуда силы сопротивления, как функция от скорости  $V_n$  – перемещения корпуса комбайна;  $k$  – число натурального ряда ( $k = 1, 2, 3, \dots, n$ );  $n$  – число гармонических составляющих, влияющих на воспроизведение формы усилия  $R(t)$ . Для практических целей целесообразно выбирать  $5 \leq n \leq 7$ ;  $\omega = 2\pi/T$ ; ( $T$  – период вращения исполнительного органа комбайна).

### **3.5. Оценка адекватности математической модели системы «автоматизированный вынесенный привод подачи – комбайн – забой»**

Проверка адекватности модели заключается в сопоставлении данных моделирования и эксперимента. Поэтому естественным требованием является определение минимального объема информации, однозначно и достаточно полно отражающей интересующие стороны поведения объекта исследований. Качественный характер необходимой информации должен соответствовать критериям, по которым будет оценена адекватность, которые, в свою очередь, должны учитывать наиболее существенные стороны исследуемых явлений. Следовательно, для направленного исследования реального объекта критерии сходимости модели и объекта должны быть

заранее определены. Исследуемый объект, будучи замкнутой динамической системой, состоит из функционально законченных подсистем, в каждой из которых протекают присущие только данной подсистеме процессы. Функциональная законченность и связанная с ней определенная обособленность, в смысле качества процессов, каждой подсистемы требует для установления ее адекватности применения критериев, которые наиболее полно и однозначно характеризуют данную подсистему. Это делает целесообразным выполнять проверку адекватности всей системы по частям с последующей оценкой по глобальному критерию. Глобальным является тот критерий или критерии, которые отражают процессы, наиболее существенные в конкретном исследовании [29, 30].

В соответствии с изложенными соображениями проверка адекватности математической модели системы: привод подачи – комбайн – забой заключалась в сравнении данных натуральных и соответствующих им вычислительных экспериментов на компьютере, выполняемых для каждой подсистемы отдельно. Глобальными критериями являлись точность воспроизведения движений рабочей точки автоматизированного привода подачи и формирования нагрузок на исполнительных органах. Собственно, привод подачи с ЭМС, как показано выше, определяется формой естественных механических характеристик, уравнением динамического момента и тока в обмотке управления муфты скольжения. В соответствии с этим в качестве критериев адекватности математической модели собственно привода выбраны: точность аппроксимации экспериментального семейства механических характеристик, точность воспроизведения переходных процессов пуска привода и электромагнитных процессов в обмотке управления ЭМС. Относительная погрешность аппроксимации  $\delta_{ст}$  экспериментальных механических характеристик, определяется выражением:

$$\delta_{ст} > \frac{\int_0^1 |M_m \arctg^2 ai(\sqrt{S} \cdot \epsilon S^3) \cdot M_y(S, i)| dS}{\int_0^1 M_y(S, i) dS} \cdot 100\%, \quad i=1,2-7,5A, \quad (3.27)$$

где  $M_3(S, i)$  – соответствующие значения экспериментальных характеристик, в худшем случае при  $i = 4$  А не превышает 6 %, что вполне приемлемо, так как разброс характеристик, вызванный технологическими отклонениями и температурной деформацией, всегда превышает полученное значение. Динамические свойства привода с муфтой скольжения однозначно определяются переходными процессами пуска и разгона [9, 17]. Под пуском следует понимать переходный процесс от момента подачи управляющего напряжения до достижения установившейся угловой скорости привода, под разгоном - от момента начала вращения ведомого вала до достижения установившейся угловой скорости.

Уравнение (3.10), описывающее переходный процесс тока управления, имеет решение в неявном виде. Поэтому для исследования сходимости экспериментальных и модельных переходных процессов была разработана специальная программа, моделирующая стендовые эксперименты по исследованию переходных процессов.

По результатам расчетов сходимость экспериментальных и модельных реакций обмотки управления на скачкообразное изменение управляющего напряжения (рис. 3.10), описанная выражением

$$\delta_i > \sqrt{\frac{\sum_{k>1}^{10} (i_{\text{ЭК}} \cdot i_{\text{МК}})^2}{K}}, \quad (3.28)$$

где  $i_{\text{МК}}, i_{\text{ЭК}}$  – значения соответственно модельной и экспериментальной кривых,  $k$  – равноотстоящие от нуля до установившегося значения моменты времени, в которых производилась оценка, не хуже 6 %.

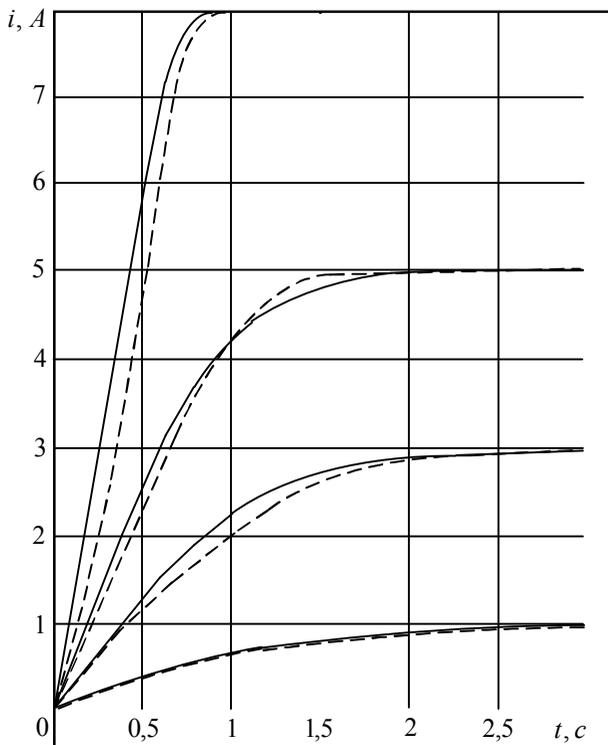


Рис. 3.10. Реакции обмотки управления ЭМС на скачкообразное изменение управляющего напряжения: — — — модель; ——— эксперимент

Экспериментальные и модельные переходные процессы разгона привода при его пуске для различных установившихся токов управления при постоянном моменте нагрузки 25 Н·м приведены на рис. 3.11. Как следует из рисунка, экспериментальные и модельные кривые практически совпадают, а их максимальное расхождение составляет около 1 %.

Таким образом, можно заключить, что данная математическая модель достаточно адекватно описывает статические и динамические характеристики собственно привода подачи с ЭМС.

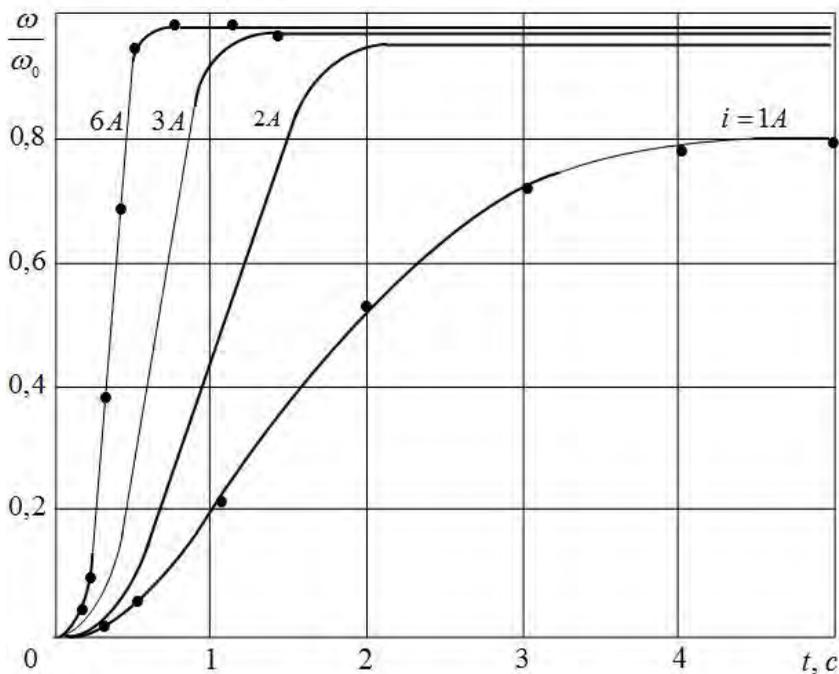


Рис. 3.11. Переходный процесс разгона привода: — модель; ● эксперимент

Элементарной базой системы стабилизации скорости автоматизированного вынесенного привода подачи являются операционные усилители, идеально воспроизводящие функции элементарных линейных звеньев  $y_1, y_2, y_3$  и нелинейных операционных элементов  $f_1 \dots f_4$ . Это обстоятельство обеспечивает адекватность структуры и параметров модели системы стабилизации скорости реальному объекту. Учитывая, что адекватность модели собственно привода доказана, математическую модель автоматизированного привода априори можно считать адекватной, подвергая проверке лишь те режимы, которые связаны с ее взаимодействием с моделями других подсистем. Оценка сходимости результатов математического моделирования автоматизированного привода подачи в замкнутой системе и натурального эксперимента выполнена для переменных, однозначно определяющих положение рабочей точки привода –

угловой скорости звезды и тока управления муфты. Экспериментальные реализации указанных переменных получены в процессе шахтных исследований на шахте "Терновская" лава № 513 ПО "Павлоградуголь".

Адекватность воспроизведения движений рабочей точки привода проверялась для установившегося режима и для переходного процесса пуска привода. Эксперимент и его модельная реализация выполнены при следующих условиях: в установившемся режиме (рабочий режим комбайна) среднее усилие в рабочей ветви тяговой цепи составляло около 120 кН, средняя скорость подачи 2,4 м/мин, в переходном процессе при пуске привода предварительное натяжение в цепи отсутствовало, усилие в нижней холостой ветви цепи не контролировалось, но предварительно была выполнена настройка подтягивающего привода. В качестве критериев адекватности воспроизведения переходных процессов тока управления и угловой скорости привода использовались общеизвестные граничные характеристики переходного процесса – величина перерегулирования и время переходного процесса  $t_n$ . Временем переходного процесса считалось время, начиная с которого,  $|x(t) \cdot \bar{x}_{уст}| \leq 0,1\bar{x}_{уст}$  для всех  $t > t_n$ . Так как при пуске привода заданная скорость  $y_3$  изменяется скачком, было также оценено время установления - время, в течение которого переменная достигает максимума. Установлено, что в эксперименте и при моделировании кривые переходных процессов тока и угловой скорости имеют колебательный характер с равными единичными показателями колебательности. Относительное расхождение величин перерегулирования  $\Delta\sigma$ , определяемое соотношением

$$E\sigma > \frac{|x_M^{\text{э}} \cdot x_M^{\text{м}}|}{x_M^{\text{э}} \cdot \bar{x}_{уст}^{\text{э}}} 100\%, \quad (3.29)$$

где:  $x_M, x_{уст}$  – соответственно максимальные и средние установившиеся значения переменных, для угловой скорости составляет 7 %, для тока управления – 8 %. Абсолютные значения величин перерегулирования в эксперименте и при моделировании для угловой ско-

рости составляют соответственно 0,089 и 0,095 рад/с при установившемся значении 0,27 рад/с.

Относительная разность времени переходного процесса  $\Delta t_n$ , определяемая выражением

$$Et_n > \frac{|t_n^{\text{э}} \cdot t_n^{\text{М}}|}{t_n^{\text{э}}} 100\%, \quad (3.30)$$

для угловой скорости и тока управления составляет соответственно 4 и 7 %.

Абсолютные значения времени переходного процесса в эксперименте и при моделировании для угловой скорости составили соответственно 1,14 и 1,1 с, для тока управления 1,45 и 1,36 с.

Для времени установления относительное расхождение, найденное аналогично, для угловой скорости составило 9 %, для тока управления – 10 %. Абсолютные значения времени установления в натурном эксперименте и при моделировании составили для угловой скорости соответственно 0,65 и 0,74 с, для тока управления 0,37 и 0,34 с.

Для оценки адекватности установившихся движений автоматизированного привода подачи был принят коэффициент вариации угловой скорости и тока управления. Выбор этого показателя объясняется тем, что нагрузка привода представляет собой стационарный случайный процесс, несмотря на преобладание в нем периодических составляющих. Коэффициенты вариации тока управления и угловой скорости привода, полученные путем обработки на ЭВМ методом корреляционного анализа экспериментальных и смоделированных реализаций, имеют относительное расхождение соответственно 9 и 10 %. Абсолютные значения коэффициентов вариации в эксперименте и при моделировании для тока управления составили соответственно 0,145 и 0,132, для угловой скорости 0,91 и 0,1.

Спектральный анализ реализаций (рис. 3.14), полученных при моделировании, подтверждает результаты анализа экспериментальных реализаций: автоколебания угловой скорости автоматизированного привода подачи происходят на частоте автоколебаний скорости корпуса комбайна и на частоте, определяемой параметрами привода подачи.

Приведенные результаты сравнительного анализа для переходного процесса и установившегося режима показывают достаточную сходимость характеристик экспериментальных и смоделированных реализаций, что позволяет сделать вывод об адекватности математической модели автоматизированного вынесенного привода подачи реальному приводу.

Основой для построения математической модели взаимодействия динамической системы комбайна с разрушаемым массивом является математическая модель режима холостого хода. В связи с этим исследование адекватности математической модели системы комбайн – забой целесообразно выполнить в два этапа. Первым из них является исследование соответствия экспериментальных и полученных в результате моделирования параметров холостого хода – частоты и амплитуды колебаний скорости корпуса. Достаточная сходимость последних экспериментом является доказательством адекватности полученной функциональной зависимости силы трения опор комбайна о направляющие от скорости корпуса.

В результате обработки осциллограмм холостого хода комбайнов К103 и КА-80, полученных в условиях полноразмерных стендов, для отношения жесткости тяговой цепи к массе комбайна  $c/m = 250 \text{ с}^{-2}$  и средней скорости подачи  $v = 3,8 \text{ м/мин}$  определены следующие данные: математическое ожидание амплитуды колебаний скорости корпуса  $m_{A_x} = 8,31 \text{ м/мин}$  частота колебаний скорости корпуса  $f_{\dot{x}} = 2,1 \text{ Гц}$ . Для отношения  $c/m = 125 \text{ с}^{-2}$  и скорости подачи  $v = 2,3 \text{ м/мин}$   $m_{A_x} = 7,6 \text{ м/мин}$ ,  $f_{\dot{x}} = 1,34 \text{ Гц}$ . Для указанных условий данные моделирования были соответственно  $m_{A_x} = 8,75 \text{ м/мин}$ ,  $f_{\dot{x}} = 2,3 \text{ Гц}$  и  $m_{A_x} = 7,8 \text{ м/мин}$  и  $f_{\dot{x}} = 1,28 \text{ Гц}$ . Относительное расхождение, полученных в результате моделирования и экспериментов, в худшем случае для скорости корпуса составляет 5%, для частоты колебаний – 4,5 %.

Фрагмент осциллограммы холостого хода комбайна КА-80 для отношения  $c/m = 250 \text{ с}^{-2}$  и средней скорости подачи  $v = 3,8 \text{ м/мин}$  и выполненный для аналогичных условий вычислительный эксперимент приведены на рис. 3.12 и 3.13.

Сравнительный анализ параметров холостого хода, полученных в натурном эксперименте и при моделировании, показывает их достаточную сходимость, что позволяет сделать вывод об адекватном воспроизведении моделью режима холостого хода.

Полученная зависимость силы трения опор комбайна о направляющие как функция скорости корпуса может быть использована для моделирования движения комбайнов К103 и КА-80.

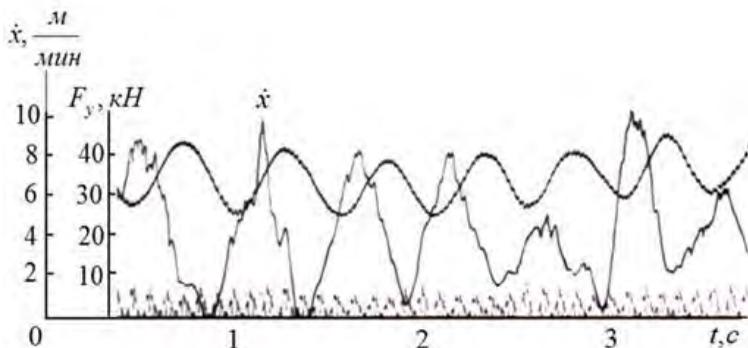


Рис. 3.12. Фрагмент осциллограммы холостого хода комбайна КА-80

Автоспектр  $S(f)$  экспериментальной реализации, содержащей две гармоники колебаний с частотами 1,35 и 2,8 Гц, автоспектр реализации, произведенной на модели, также содержит две гармоники с частотами 4 и 2,8 Гц.

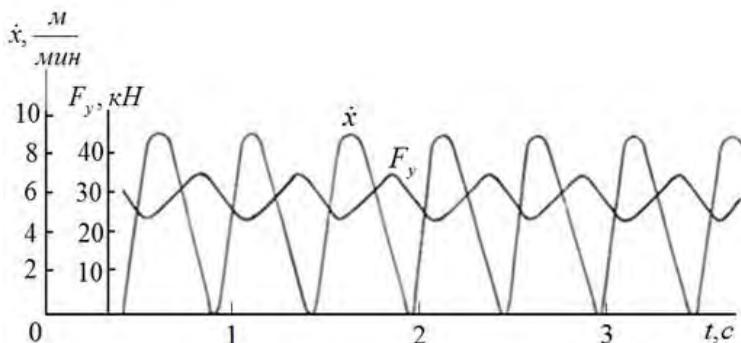


Рис. 3.13. Фрагмент смоделированной реализации холостого хода комбайна КА-80

Таким образом, частоты колебаний, сравниваемых совпадают с точностью до шага квантования спектральных плотностей по частоте (0,1 Гц) (рис. 3.14.).

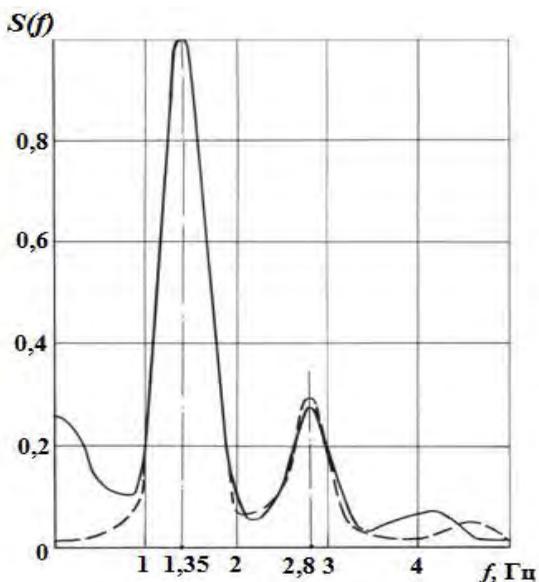


Рис. 3.14. Спектральная плотность мощности электродвигателей комбайна К103: — — — модель; ——— эксперимент

Коэффициенты вариации сравниваемых реализаций составили соответственно 0,112 и 0,128, а их относительное расхождение составило 14 %. Математические ожидания экспериментальной и полученной в результате моделирования реализаций составили соответственно 165 и 175 кВт, а их относительное расхождение – 6 %.

Изложенные результаты свидетельствуют о достаточно адекватном воспроизведении моделью рабочего режима комбайна и позволяют сделать вывод об адекватности математической модели формирования нагрузок на исполнительных органах и в приводе резания, модели движения комбайна и их взаимодействия.

### 3.6. Оптимизация параметров автоматизированного вынесенного привода подачи

Целью оптимизации автоматизированного вынесенного привода подачи является обоснование параметров автоматической системы управления, при которых динамические нагрузки на приводы исполнительных органов и подачи горной машины, связанные с колебаниями угловой скорости привода подачи, будет снижена при выполнении технологического требования - стабилизации заданной скорости подачи. Сказанное относится к установившимся режимам работы комбайна. Измеряемым и стабилизируемым параметром в системе привода подачи является его угловая скорость. Очевидно, с уменьшением амплитуды колебаний угловой скорости колебания момента привода также будут уменьшаться. Поэтому задачи минимизации колебательной составляющей вращающего момента и угловой скорости привода подачи совпадают.

Таким образом, поставленной задаче соответствуют две функции цели, подлежащие минимизации. Динамичность момента нагрузки на исполнительных органах, учитывая его стохастический характер, традиционно оценивают величиной коэффициента вариации  $V_M$ . Динамическую ошибку стабилизации угловой скорости будем оценивать величиной ее среднеквадратичного отклонения  $\sigma_\varphi$ . Тогда критерии качества будут иметь вид:  $v_m \rightarrow \min$ ;  $\sigma_\varphi \rightarrow \min$ .

Сформулированная задача оптимизации априори предполагает существование зависимости вариации момента нагрузки на исполнительных органах от качества стабилизации угловой скорости привода подачи. Ввиду сложности системы «привод–комбайн–забой», обусловленной ее высоким порядком, нелинейностью, наличием обратных связей между подсистемами и в них самих, а также изменением количественных характеристик упруго-диссипативной связи между приводом и комбайном, характер указанной зависимости не может быть установлен непосредственно из исходной системы уравнений. В действительности может оказаться так, что нагруженность привода исполнительных органов не зависит от автоколебательных движений привода подачи при изменении его качества (т.е.  $\sigma_\varphi$ ) в широких

пределах. Тогда задача оптимизации может ставиться как задача оптимальной стабилизации угловой скорости. Если такая зависимость имеет место, то она может быть, как немонотонной, так и монотонной функцией. В первом случае будет решаться задача с двумя критериями, во втором – однокритериальная задача.

Как показано в работе [29], количество критериев, их содержание и зависимости между ними существенно влияют на сложность и результаты решения, задачи оптимизации. Следовательно, для корректной ее постановки необходимо исследовать зависимости вариации момента сопротивления на исполнительных органах от качества автоматизированного привода подачи.

Указанные исследования имеют два других самостоятельных аспекта.

Первым из них является исследование взаимовлияния приводов подачи и исполнительных органов при различных прочностных свойствах разрушаемого массива, жесткостях тягового органа, скоростях подачи и различном качестве привода подачи. Результаты этих исследований позволят определить требования к качеству стабилизации угловой скорости приводов подачи подобного типа и спектры нагруженности привода исполнительных органов.

Вторым аспектом является исследование внешней динамики комбайна модели, которая весьма подробно учитывает реальные возмущения в системе, связанность и взаимообусловленность движений подсистем при различных условиях работы комбайна.

Решение поставленной задачи связано с выбором условий, в которых будет функционировать система привода подачи в процессе оптимизации. В соответствии с выбранным критерием качества целесообразно выбрать условия, удовлетворяющие требованию нахождения рабочей точки привода в области естественных механических характеристик муфты скольжения, где производная  $\frac{dS}{dm} \rightarrow \infty$

и значение  $\sigma_\phi$  максимально зависит от оптимизируемых параметров, а также требованию максимальной частоты и динамичности нагружения привода подачи и минимального для реальных условий среднего значения момента нагрузки.

Невыполнение первого требования, то есть нахождение рабочей точки привода в области, где жесткость характеристик ЭМС относительно высока, может привести к потере однозначной зависимости

значением  $\sigma_\phi$  и изменением оптимизируемых параметров. В этом случае при изменении последних в широких пределах приращение  $\sigma_\phi$  сравнимо с погрешностью ее вычислений.

Выполнение второго требования обеспечит заведомо меньшее значение при более низкочастотном и менее динамичном нагружении привода подачи и позволит избежать дополнительных исследований качества привода подачи в наиболее тяжелых режимах нагружения. Последнее требование связано со снижением электромагнитной инерционности и, следовательно, повышением качества привода подачи за счет увеличения среднего значения тока управления при увеличении среднего значения момента нагрузки. Первому требованию будут удовлетворять значения скольжений  $S = 0,6-1$ , соответствующие средней скорости подачи  $2-0$  м/мин. Величина средней скорости подачи была задана равной  $1,8$  м/мин, учитывая, что скорость подачи современных узкозахватных комбайнов не бывает меньше этого значения.

Анализ результатов показывает, что второму требованию удовлетворяют условия  $V = 1,8$  м/мин, и  $L_p = 20$  м, при которых  $\sigma_\phi$  имеет максимальное значение (за исключением условий  $V = 1,8$  м/мин и  $L_p = 40$  м, при которых наедаются резонансные явления).

Шахтные наблюдения позволили установить, что минимальное среднее значение тягового усилия, необходимое для перемещения комбайна при длине лавы  $160$  м и рациональном режиме работы ВСП, составляет не менее  $80$  кН.

При оптимизации приняты следующие условия работы комбайна: вынимаемая мощность пласта –  $0,8$  м, ширина захвата –  $0,8$  м, средняя сопротивляемость угля резанию –  $280$  Н/мм. Схема работы комбайна – опережающий шнек вверх, отстающий вниз.

Следующим этапом решения задачи оптимизации является анализ и выбор ограничений, накладываемый на варьируемые параметры. Варьируемыми параметрами с точки зрения их наименее трудоемкой практической реализуемости выбраны параметры корректирующих звеньев системы стабилизации скорости привода: постоянные времени  $T_1, T_2, T_3$  и длительность импульсов обратной связи  $\tau_u$ .

Как показали стендовые исследования, нижний предел постоянной времени  $T_1$  ограничен невозможностью получения требуемых

скоростей подачи и уровнем пульсаций сигнала обратной связи при  $T_1 < 0,08$  с. Большая амплитуда пульсаций сигнала обратной связи и, следовательно, управляющего сигнала при его частоте, близкой к 25, 50 и 100 Гц, кратной частоте выпрямленного сетевого напряжения 100 Гц, является причиной возникновения биений тока управления ЭМС и колебаний угловой скорости привода подачи. Верхний предел постоянной ограничен допустимым отрицательным фазовым сдвигом сигнала обратной связи и полосой пропускания муфты. При механических характеристиках ЭМС вида  $M > M_M(\sqrt{s} \cdot \text{вс}^3)$  и моменте нагрузки, равном нулю, наименьшее время переходного процесса  $t_n > 2T_M / 73$  /. Поэтому верхний предел  $T_1 > 2I\omega_0 / M_{MK} > 0,16$  с. Нижний предел постоянной времени  $T_2$  определяется требуемым фазовым сдвигом сигнала обратной связи и может быть равен нулю, если отрицательный сдвиг фаз, вносимый звеньями с постоянными времени  $T_1$  и  $T_3$ , окажется допустимым. Верхний предел  $T_2$  ограничен условием получения малых скоростей подачи и уровнем пульсаций сигнала обратной связи и зависит от пределов изменения  $T_1$ . Как показали стендовые исследования, при  $0,08 \text{ с} \geq T_1 \leq 0,16 \text{ с}$   $T_2 \leq 0,3$  с. Постоянная времени  $T_3$  для пассивного интегрирующе-дифференцирующего звена, что всегда предпочтительно при реализации с  $T_2$  соотношением  $T_3 = K_{ст}T_2$ , где  $K_{ст} \approx 0,1$  – статический коэффициент усиления звена. В связи с этим  $0,01 \geq T_3 \leq 0,05$  с. Нижний предел изменения коэффициента усиления  $K_{x3}$  определяется требованиями к жесткости статических характеристик привода и, как установлено в результате стендовых исследований, должен быть не менее 10. Верхний предел  $K_{x3} = 100$ , так как дальнейшее его увеличение, как установлено, не влияет на статические и динамические свойства привода подачи. Минимальное значение длительности импульсов  $\tau_u$  сигнала обратной связи  $y_1$  ограничено амплитудой пульсаций и диапазоном изменения сигнала обратной связи и принято равным 0,003 с. Верхний предел  $\tau_u$  ограничен длительностью периода сигнала  $y_0$  обратной связи 0,0061 с, соответствующего максимальной скорости подачи. Таким образом, ограничения заданы.

Высокий порядок оптимизируемой системы, ее существенная нелинейность делают практически невозможным применение ло-

кальных градиентных методов для поиска оптимальных значений параметров [30]. Поэтому в качестве метода оптимизации выбран алгоритмический метод [29, 30], основанный на квазиравномерном обследовании пространства оптимизируемых параметров при помощи проборе точек, являющихся точками так называемой ЛП<sup>^</sup> – последовательности, обладающей наилучшими характеристиками равномерности. Согласно этому методу по алгоритму генерируются точки ЛП  $\tau$  – последовательности  $q_{ij}$ ,  $i = 1, 2, \dots, N$ ,  $j = 1, 2, \dots, M$  и формируется многомерные точки  $C_{ij}$  из соотношения  $C_{ij} > C_j^*$ ,  $q_{ij}(C_j^{**} \cdot C_j^*)$ , где  $N$  – число многомерных точек (число испытаний);  $M$  – число оптимизируемых параметров:  $C^{**}, C^*$  – верхняя и нижняя границы изменения  $j$ -го параметра. Таким образом, каждому  $i$ -му испытанию предшествует очередной набор оптимизируемых параметров модели системы привода подачи. В соответствии с [29] минимальное значение  $N$ , необходимое для отыскания экстремума функционала качества, определяется из соотношения  $N > 2^2 \cdot \sqrt{M} \downarrow > 16$ .

Максимальное значение  $N$  однозначно не определено, но так как метод асимптотичен, увеличение  $N$  уточняет положение экстремума. Максимальное значение  $N$  ограничено временем расчета одного варианта (в данной задаче примерно 14 мин). Для решения данной задачи принято  $N = 64$ . Алгоритм поиска оптимальных параметров приведен в Приложении 1. В результате расчета по программе, реализующей приведенный алгоритм, для  $i=14$  были получены следующие значения реальных параметров:

$$T_1 = 0,11\text{с}, T_2 = 0,27\text{с}, T_3 = 0,01\text{с}, K_{x_3} = 71,9, \tau_u = 0,0054 \text{ с}.$$

Критерий качества при оптимальном наборе параметров принял значение  $\sigma_\phi = 0,0092$  рад/с.

До оптимизации параметры привода, определенные приближенным методом многократно уточненные в натурных исследованиях, имели следующие значения:  $T_1 = 0,1 \text{ с}$ ,  $T_2 = 0,26 \text{ с}$ ,  $T_3 = 0,035 \text{ с}$ ,  $K_{x_3} = 10$ ,  $\tau_u = 0,0036 \text{ с}$ . При этом наборе параметров в условиях функционирования системы, в которых она находилась в процессе оптимизации, ошибка стабилизации  $\sigma_\phi = 0,015$  рад/с. В этих же условиях среднеквадратичное отклонение момента привода подачи до

оптимизации имело значение  $\sigma_{\text{МП}} = 1610 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , после оптимизации  $\sigma_{\text{МП}} = 615 \text{ Н}\cdot\text{м}$  при математическом ожидании  $m_{\text{МП}} = 22600 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Как неоднократно подчеркивалось, параметры привода подачи с ЭМС являются функциями положения его рабочей точки, определяемой значением скольжения и тока управления. Вследствие этого полученные в результате оптимизации значения параметров привода являются строго оптимальным (погрешность метода не учитывается) лишь в окрестностях  $S = \text{const}$  на естественной характеристике муфты скольжения:  $M > M_M \arctg^2 ai(\sqrt{s} \cdot vs^3)$  при  $i = i_0 = 2 \text{ А}$ ,  $i_0$  – среднее значение тока управления, соответствующее среднему значению тягового усилия около  $100 \text{ кН}$ . Следовательно, полученные значения параметров следует отнести к рациональным.

Сравнение автоспектров момента привода подачи  $S_{\text{МП}}(f)$  до оптимизации и после нее для указанных выше условий также доказывает значительное снижение его динамичности. Рациональные значения параметров привода позволяют практически исключить резонансные колебаний угловой скорости и момента привода подачи, проявляющиеся при  $v = 1,8\text{--}2,3 \text{ м/мин}$  и  $L_p = 40 \text{ м}$ .

В режиме наиболее динамичного нагружения рациональные значения параметров обеспечивают снижение динамической ошибки стабилизации угловой скорости  $\sigma_\varphi$  на 38 %, среднеквадратичного отклонения момента привода  $\sigma_{\text{МП}}$  на 61 %. В резонансном режиме за счет выбора рациональных параметров динамическая ошибка стабилизации угловой скорости снижается на 51 % при абсолютных значениях 0,025 и 0,012 рад/с, среднеквадратичное отклонение момента привода на 76% при абсолютных значениях 3886 и 925 Н·м. Снижение динамичности нагружения вынесенного привода в результате оптимизации позволяет увеличить запас прочности, определяемой по контактной прочности колес редуктора, в режиме наиболее динамичного нагружения в 1,08 раза, в резонансном режиме 1,23 раза. Ресурс привода для названных режимов увеличивается соответственно на 24 и 85 %.

#### 4.1. Цель исследований

Данная глава посвящена исследованиям двухприводной ВСП очистного комбайна.

Комбайн с ВСП работает по челноковой схеме (рис.4.1).

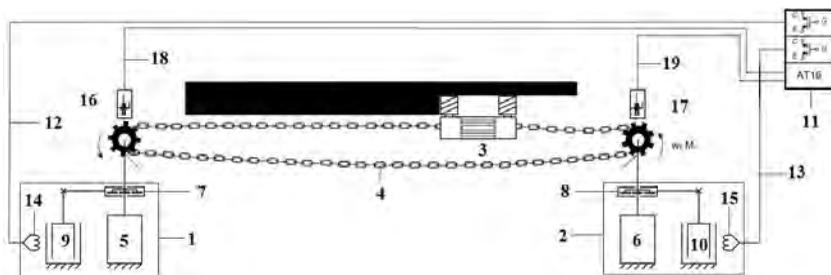


Рис. 4.1. Вынесенная система подачи очистного комбайна

ВСП снабжена двумя приводами подачи 1 и 2, соединенными с комбайном 3 тяговой цепью 4. Каждый вынесенный привод включает в себя асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором 5 и 6, редуктор 7 и 8 с приводной звездой на выходе и электромагнитные муфты (тормоза) скольжения ЭМС (ЭМТ) 9 и 10, расположенные между электродвигателем и редуктором. Электроэнергия от сети подводится к электродвигателям 5 и 6 и к аппарату управления (АУП) 11 с помощью силовых кабелей. В АУП энергия сети преобразуется к виду, необходимому для питания и управления ЭМС приводов 1 и 2. По кабелям 12 и 13 управляющее напряжение поступает на обмотки возбуждения ЭМС 14 и 15. Контроль скорости подачи осуществляется тахогенераторными или импульсными датчиками скорости 16 и 17, жестко связанными с индукторами ЭМС и подключенными к АУП по вспомогательным жилам кабелей 18 и 19.

Цель исследований - обосновать требуемый закон управления двухприводной ВСП, рациональную структуру и параметры динамических звеньев САУ.

## 4.2. Математическая модель двухприводной ВСП с ЭМС

Для обоснования рациональных режимов работы ВСП с ЭМС, проведения синтеза системы регулирования, реализующей рациональное управление ВСП, необходимо построение адекватной математической модели. В модели должен быть учтен весь комплекс факторов, влияющих на динамическую нагруженность элементов двухприводной ВСП и комбайна, характер взаимодействия между электроприводами подачи тянущим и подтягивающим и приводом резания комбайна в соответствии с результатами экспериментальных исследований. Для решения этой задачи, представим ВСП очистного комбайна с аппаратом управления в виде структурной схемы замещения (рис. 4.2). Схема содержит модели тянущего 1 и подтягивающего 2 электроприводов подачи с соответствующими ЭМС 3 и 4. Приводы 1 и 2 связаны между собой и комбайном 5 тяговой цепью с рабочим участком 6 и холостыми участками - нижним 7 и верхним 8. Частота вращения тянущего привода измеряется тахогенераторным датчиком скорости 9. Сигнал обратной связи по скорости формируется преобразователем 10 частоты выходного сигнала тахогенератора 9 в сигнал  $U_o$  пропорциональный скорости подачи комбайна. Сигнал  $U_o$  поступает на вход корректирующего звена 11, обеспечивающего коррекцию АФЧХ с требуемым запасом устойчивости системы. Скорректированный сигнал обратной связи  $U_z$  подается на вход элемента сравнения 12, сравнивается с сигналом уставки по скорости  $U_{уст}$  и сигналов, сформированным блоком регулирования нагрузки БРН. Сигнал рассогласования  $\xi$  образованный на выходе элемента сравнения 12, поступает на усилитель сигнала управления 13, где усиливается и подается на вход тиристорного преобразователя, обеспечивающего питание обмотки возбуждения ЭМС тянущего привода 1.

При этом, в обмотку возбуждения ЭМС подается ток, обеспечивающий скорость вращения электропривода, соответствующей заданной величине. Ток в обмотке возбуждения ЭМС подтягивающего привода устанавливается постоянным вручную при помощи преобразователя 15. Для структурного соответствия звеньев модели реальным электронным звеньям, выходные сигналы каждого из них ограничены нелинейными элементами 16, 17, 18.

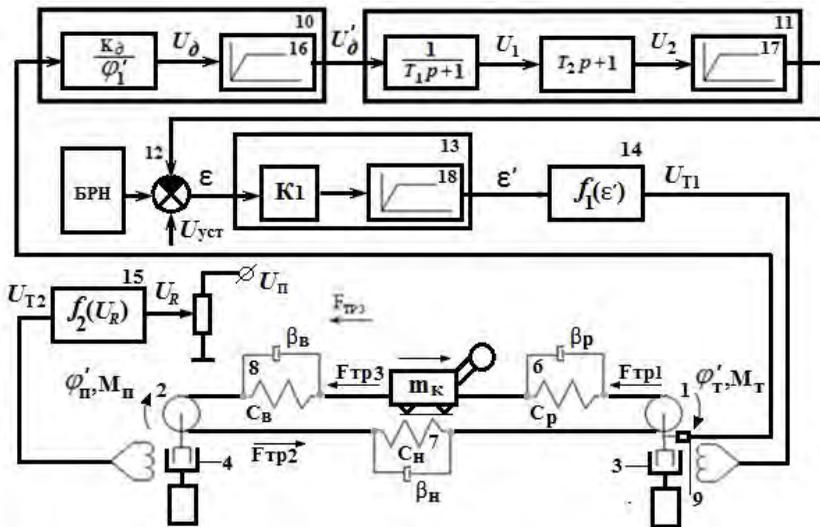


Рис. 4.2. Схема замещения автоматизированной ВСП

Одной из особенностей режима работы ВСП с двумя приводами является вероятность появления отрицательных скольжений ЭМС [23]. Так, как область определения выражения (3.7), аппроксимирующего электромагнитный момент ЭМС, находится в диапазоне положительных скольжений, воспользуемся другой универсальной формулой для описания вращающихся моментов асинхронных машин с массивным ротором [6, 16]:

$$M_1 = M_M \arctg^2(aI_1)(1 - \varphi_1' / \omega_0) / (1 - b\varphi_1' / \omega_0), \quad (4.1)$$

где  $M$  – приведенный электромагнитный момент ЭМС,  $I$  – ток возбуждения ЭМС,  $\varphi'$  – угловая скорость вращения выходного вала,  $\omega$  – угловая синхронная скорость ЭМС,  $a$  и  $b$  постоянные коэффициенты, определяющие форму механических характеристик ЭМС.

Модель тянущего и подтягивающего приводов подачи ЭМС описывается следующими системами уравнения:

$$\begin{cases} \varphi_1'' = (M_1 - M_{H1}) / J; \\ M_1 = M_M \arctg^2(aI_1)(1 - \varphi_1' / \omega_0) / (1 - b\varphi_1' / \omega_0); \\ I_1 = (U_{B1} - I_1 R) / L(I_1); \\ \varphi_2'' = (M_2 - M_{H2}) / J; \\ M_2 = M_M \arctg^2(aI_2)(1 - \varphi_2' / \omega_0) / (1 - b\varphi_2' / \omega_0); \\ I_2 = const; \end{cases} \quad (4.1)$$

где  $\varphi_1, \varphi_2$  – углы поворота выходных звезд тянущего и подтягивающего приводов подачи соответственно, рад;

$M_1, M_2$  – приведенные электромагнитные моменты ЭМС тянущего и подтягивающего приводов, Нм;

$M_{H1}, M_{H2}$  – моменты нагрузки соответствующих приводов, Нм;

$J$  – приведенный момент инерции ЭМС, кгм<sup>2</sup>;

$M, a, b$  – конструктивные коэффициенты;

$I_1, I_2$  – токи возбуждения соответствующих ЭМС, А;

$\omega_0$  – угловая синхронная скорость ЭМС, рад/с;

$U_{B1}, U_{B2}$  – напряжения возбуждения соответствующих ЭМС, В;

$L_1(I_1)$  – нелинейная индуктивность обмотки ЭМС тянущего привода;

$L_H$  – начальная индуктивность.

$$L_1(I_1) = \frac{L_H}{1 + (aI)^2};$$

Движение комбайна с учетом подтягивающего привода описывается дифференциальным уравнением [9, 22]:

$$m\ddot{x} = F_P - F_{DP} - F_{TK} - F_{TB} - F_{ДВ} - R_{Г} - F_{В};$$

где  $m$  – масса комбайна в, кг;

$x$  – обобщенная координата комбайна, м;

$F_P$  – усилие натяжения рабочей ветви

$$F_p = C_p \Delta L_p, \quad C_p = \begin{cases} E / L_p, & \Delta L_p > 0 \\ 0, & \Delta L_p \leq 0 \end{cases}, \text{ Н};$$

$C_p$  – жесткость рабочего участка цепи, Н/м;

$\Delta L_p$  – удлинение рабочего участка цепи

$$\Delta L_p = R_1 \varphi_1 - x;$$

$R_1$  – вертикальная проекция точки зацепления приводной звезды тянущего привода с цепью, м;

$F_{DP}$  – диссипативная сила в рабочей ветви

$$F_{DP} = \beta_p (\varphi_1 R_1 - x), \text{ Н};$$

$\beta_p$  – коэффициент диссипативных потерь в рабочей ветви;

$F_{TK}$  – сила трения опор комбайна о направляющие

$$F_{TK} = (G + R_a) \mu(\dot{x}) \operatorname{sign}(a_1 e^{-a_2 \dot{x}^2} + a_3 |\dot{x}|);$$

$G$  – вес комбайна, Н;

$R_a$  – равнодействующая вертикальных сил реакции забоя на шнек комбайна, Н;

$\mu(\dot{x})$  – коэффициент трения опор комбайна о направляющие;

$a_1, a_2, a_3$  – равнодействующая вертикальных сил реакции забоя на шнек комбайна, Н;

$R_a$  – равнодействующая вертикальных сил реакции забоя на шнек комбайна, Н;

$F_{TB}$  – сила сопротивления движению верхней холостой ветви, Н;

$F_{DB}$  – диссипативная сила в верхней холостой ветви

$$F_{DB} = \beta_b (x - \varphi_2 R_2), \text{ Н};$$

$\beta_b$  – коэффициент диссипативных потерь в верхней холостой ветви;

$R_2$  – вертикальная проекция точки зацепления приводной звезды подтягивающего привода с цепью, м;

$R_f$  – горизонтальная равнодействующая сила реакции забоя на шнеках комбайна, Н;

$F_B$  – усилие натяжения верхней холостой цепи

$$F_B = C_B \Delta L_B, \quad C_P = \begin{cases} E / L_B, \Delta L_B > 0 \\ 0, \Delta L_B \leq 0 \end{cases}, \text{ Н.}$$

Моменты нагрузки приводов ВСП описываются выражениями:

$$\begin{cases} M_{H1} = F_P + F_{DP} + F_{TP} - F_{DH} - F_H; \\ M_{H2} = F_H + F_{DH} + F_{TH} - F_{DB} - F_B; \end{cases}$$

где  $F_{TP}$  – сила сопротивления движению рабочего участка цепи, Н;

$F_{DH}$  – диссипативная сила нижней холостой ветви

$$F_{DH} = \beta_H (\dot{x} - \phi_2 R_2), \text{ Н;}$$

$\beta_H$  – коэффициент диссипативных потерь в нижней холостой ветви;

$F_H$  – усилие натяжения нижней холостой ветви

$$F_B = C_B \Delta L_B, \quad C_P = \begin{cases} E / L_B, \Delta L_B > 0 \\ 0, \Delta L_B \leq 0 \end{cases}, \text{ Н;}$$

$C_P$  – жесткость рабочего участка цепи, Н/м;

$\Delta L_H$  – удлинение рабочего участка цепи.

Изменения вертикальных проекций радиусов зацепления  $R_1$  и  $R_2$  приводных звездочек ВСП с цепью /50/, вносящие соответствующие возмущения в систему, можно учесть следующим образом:

$$R_1 = R - \Delta R \sin N\phi_1, \quad R_2 = R - \Delta R \sin N\phi_2,$$

где  $R$  – средний радиус приводной звездочки;

$\Delta R$  – амплитуда изменения вертикальной проекции радиуса приводной звездочки, м;

$N$  – количество лучей приводной звездочки.

Одним из важнейших факторов, влияющих на динамику ВСП, является распределенные силы трения участков тяговой цепи о направляющие. В процессе экспериментальных исследований было установлено, что сила сопротивления движению тяговой цепи зависит от изогнутости машинной дороги комбайна и натяжения цепи. Эти результаты не противоречат результатам исследований сил сопротивления в струговых и конвейерных системах [13]. Характер приводимых зависимостей сходен с характером зависимости распределенного трения упругой нити, скользящей по сферической поверхности. Кроме этого, экспериментальные исследования выявили нелинейную зависимость распределенной силы трения тяговой цепи от скорости ее перемещения. Характер этой зависимости сходен с зависимостями, полученными при исследовании фрикционного трения металла о металл в различных машинах.

На основании экспериментальных данных была определена следующая эмпирическая формула, определяющая силу трения в участках тяговой цепи:

$$F_T = F_H + K_H F_y \mu(V_H), \quad (4.2)$$

где  $F_H$  – начальная сила трения ненапрянутого участка тяговой цепи о направляющие, Н;

$K_H$  – коэффициент изгиба конвейерного става;

$F_y$  – сила упругого натяжения тяговой цепи;

$\mu(V_H)$  – коэффициент трения, нелинейно зависящей от скорости перемещения цепи;

$$\mu(V_H) = a_1 + a_2 e^{-a_3 |V_H|} + a_4 |V_H|,$$

где  $a_1, a_2, a_3, a_4$  – постоянные коэффициенты, полученные эмпирическим путем.

Процесс автоматической стабилизации скорости в соответствии с со схемой замещения (рис 4.2) можно описать следующей системой дифференциальных уравнений.

$$\left\{ \begin{array}{l} U_D = \begin{cases} \kappa_D \varphi_1, & |\kappa_D \varphi_1| < U_H; \\ U_H, & |\kappa_D \varphi_1| > U_H, \end{cases} \\ U_1' = (U_D - U_1) / T_1; \\ U_2 = T_2 U_1' + U_1; \\ U_3 = \begin{cases} U_H, & U_2 \geq U_H; \\ U_2, & 0 \leq U_2 < U_H; \\ 0, & U_2 < 0; \end{cases} \\ \varepsilon_1 = U_3 - U_{уст}; \\ \varepsilon_1' = \begin{cases} \kappa_1 \varepsilon, & 0 < \kappa_1 \varepsilon < U_H; \\ U_H, & \kappa_1 \varepsilon \geq U_H; \\ 0, & \kappa_1 \varepsilon \leq 0; \end{cases} \\ U_{T1} = U_M f_T(\varepsilon_1'), \end{array} \right. \quad (4.3)$$

где  $U_D$  – выходное напряжение звена, измеряющего частоту сигнала тахогенераторного датчика скорости;

$\kappa_D$  – коэффициент преобразования измерителя частоты;

$U_H$  – уровень ограничения звеньев;

$U_1$  – выходное напряжение инерционного звена;

$U_2$  – выходное напряжение форсирующего звена;

$U_3$  – выходное напряжение корректирующего элемента 11;

$\varepsilon_1$  – напряжение рассогласования;

$U_{уст}$  – напряжение уставки, с выхода регулятора нагрузки;

$\varepsilon_1'$  – выходное напряжение усилителя рассогласования 13;

$\kappa_1$  – коэффициент передачи усилителя 13;

$U_{T1}$  – напряжение возбуждения ЭМС 1;

$f_T(\varepsilon_1')$  – коэффициент передачи тиристорного преобразователя.

Для двухполупериодного тиристорного преобразователя коэффициент  $f_T(\varepsilon'_1)$  можно выразить формулой

$$f_T(\varepsilon'_1) = (1 - K_T \varepsilon'_1), \quad K_T - \text{постоянный коэффициент.}$$

Оценка адекватности математической модели производилась для следующих режимов работы:

– переходных процессов пуска ВСП с двумя приводами подачи и комбайном при отсутствии в системе установившихся низкочастотных автоколебаний;

– процессов установившихся низкочастотных колебаний угловой скорости подтягивающего электропривода.

Точность воспроизведения моделью режима пуска оценивалась по двум основным характеристикам процесса затухающих колебаний – величине перерегулирования и времени переходного процесса разгона подтягивающего привода при пуске ВСП (рис 2.8 п.2.1)

Отклонение величины перерегулирования при моделировании от данных эксперимента оценивалась по выражению:

$$\varepsilon \sigma > \frac{|\omega_a^3 \cdot \omega_a^M|}{\omega_a^M \cdot \omega_{уст}} \cdot 100 \% , \quad (4.4)$$

где  $\Delta \sigma$  – относительное отклонение величины перерегулирования, полученного при моделировании, от данных эксперимента;

$\omega_a^3$  – амплитуда перерегулирования угловой скорости в эксперименте;

$\omega_a^M$  – амплитуда перерегулирования угловой скорости при моделировании;

$\omega_{уст}$  – среднее установившееся значение угловой скорости электропривода.

Максимальное значение отклонения не превысило 4 %. Относительное отклонение длительности переходного процесса определялось из выражения:

$$\Delta t_n = \frac{t_n^M - t_n^3}{t_n^3} \cdot 100\% , \quad (4.5)$$

где  $\Delta t_{\text{п}}$  – относительное отклонение длительности переходного процесса, измеренного в эксперименте от данных моделирования;

$t_{\text{п}}^{\text{э}}$  – длительность переходного процесса при эксперименте;

$t_{\text{п}}^{\text{м}}$  – длительность переходного процесса при моделировании.

Максимальное значение  $\Delta t_{\text{п}}$  не превысило 8 %.

Аналогично определялась погрешность воспроизведения тягового усилия электроприводов, которая не превысила 7 %. Для процесса установившихся колебаний, точность моделирования оценивалась по амплитудам колебаний угловых скоростей, моментам на приводных звездочках и периоду автоколебаний. Погрешности оценивались в соответствии с выражениями:

$$\Delta A_{\omega} = \frac{\omega_a^{\text{э}} - \omega_a^{\text{м}}}{\omega^{\text{с}}}, \quad (4.6)$$

где  $\Delta A_{\omega}$  – относительная погрешность воспроизведения амплитуды угловой скорости;

$\omega^{\text{с}}$  – среднее значение угловой скорости.

$$\Delta A_{\text{М}} = \frac{M_a^{\text{э}} - M_a^{\text{м}}}{\bar{M}} \cdot 100\%, \quad (4.7)$$

где  $\Delta A_{\text{М}}$  – относительная погрешность воспроизведения амплитуда моментов;

$M_a^{\text{э}}$  – амплитуда колебания момента в эксперименте, которая на основании экспериментальных осциллограмм вычислялась по формуле

$$M_a^{\text{э}} > \left| M_{\text{э}} \cdot \frac{E \omega_{\text{max}}}{E t} \cdot J \right|, \quad (4.8)$$

где  $M_{\text{э}}$  – электромагнитный момент электропривода, приведенный к приводной звезде;

$E \omega_{\text{max}}$  – максимальное приращение угловой скорости на некотором интервале времени;

$M_a^{\text{м}}$  – амплитуда момента на приводной звездочке при моделировании;

$\bar{M}$  – среднее значение момента;

$E t$  – интервал времени измерения.

Погрешность воспроизведения периода автоколебаний оценивалась по формуле:

$$ET > \frac{T^Э \cdot T^М}{T^Э} \cdot 100 \%,$$

где  $ET$  – погрешность воспроизведения периода автоколебаний;

$T^Э$  – период автоколебаний при эксперименте;

$T^М$  – период автоколебаний при моделировании.

Модель удовлетворительно воспроизводит все виды автоколебаний от релаксационных до квазигармонических. При коэффициентах изгиба,  $K_{из1}$ ,  $K_{из2}$ ,  $K_{из3}$ , не превышающих 0,08 (что соответствует малой изогнутости конвейерного става в эксперименте) модель воспроизводила затухающие колебания, а при больших значениях этих коэффициентов в системе возникли различного рода автоколебания с максимальной погрешностью:

$$E_{A\omega} \leq 6\%, \Delta A_M \leq 4\%, \Delta T \leq 8\%.$$

Оценка расхождения процессов нагружения привода комбайна производилась по методике [21] и составила 11%. Точность математического описания аппарата управления оценивалась по точности воспроизведения формы тока возбуждения ЭМС, через которую осуществляется взаимодействие аппарата с ВСП. Погрешность воспроизведения осциллограммы тока возбуждения для всех режимов составляет менее 5 %. Таким образом, модель воспроизводит процессы реального объекта с погрешностью не более 11 %.

На динамику системы приводов, соединенных длинной тяговой цепью, существенное влияние могут оказывать волновые процессы. В связи с этим была произведена оценка влияния волновых процессов в тяговой цепи на движения приводов ВСП.

В работах [21–25] показано, что при описании тягового органа в виде упругой невесомой нити с соответствующими диссипативными характеристиками без учета волновых процессов достаточно точно воспроизводится динамика комбайна. Однако, следует установить корректность этого утверждения при моделировании движения вынесенных электроприводов. Для этой цели нижний холостой участок цепи представлен в виде пяти отрезков упругой невесомой нити, присоединенных к вынесенным приводам подачи и к четырем

одинаковым сосредоточенным массам, сумма которых равна массе нижнего холостого участка тяговой цепи (рис.4.3).

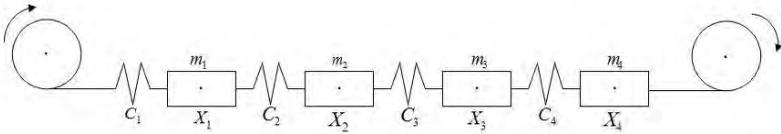


Рис. 4.3. Схема замещения нижнего холостого участка тяговой цепи

Согласно методике моделирования систем, с распределенными параметрами, это обеспечивает погрешность воспроизведения не более 1,6 %.

Процесс движения цепи, согласно рис. 4.3, можно описать следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} m\ddot{x}_1 = F_1 + F_{д1} - F_{т1} - F_2 \\ F_1 = C\Delta L_1 \\ \dots\dots\dots \\ m\ddot{x}_n = F_n + F_{дn} - F_{тn} - F_{n+1} \\ \dots\dots\dots \\ F_n = C\Delta L_n \\ \dots\dots\dots \\ m\ddot{x}_4 = F_4 + F_{д4} - F_{т4} - F_5 \\ F_5 = C\Delta L_5 \end{array} \right. \quad (4.9)$$

где  $m$  – масса соответствующих отрезков цепи;

$x_1-x_2$  – координаты сосредоточенных масс отрезков цепи;

$F_1-F_5$  – упругие усилия соответствующих отрезков цепи;

$F_{д1}-F_{д4}$  – соответствующие диссипативные силы в отрезках тяговой цепи;

$F_{т1}-F_{т4}$  – сила сопротивления перемещения соответствующего участка тяговой цепи;

$C$  – жесткость отрезка тяговой цепи;

$L_1-L_5$  – удлинение соответствующих участков тяговой цепи.

Сопоставление решений системы уравнений при моделировании нижней холостой ветви в виде упругой невесомой нити и моделировании ветви в виде распределенной упругой системы (4.9), показала что влияние волновых процессов на движение приводов не превышает 2,5%. Учитывая это, а также то, что приведенная масса вынесенных приводов подачи на два порядка превосходит массу тяговой цепи, в дальнейшем волновые процессы в описании системы не учитывались.

### 4.3. Исследование переходных процессов пуска ВСП

В п.2.1 отмечалось, что пуск ВСП может сопровождаться возбуждением как затухающих колебаний, так и установлением низкочастотных автоколебаний частоты вращения подтягивающего привода подачи. Рассмотрим процесс пуска ВСП без возбуждения установившихся автоколебаний.

Как показали экспериментальные исследования автоколебания частоты вращения подтягивающего привода не возбуждаются при малой изогнутости машинной дороги комбайна. В математической модели это учитывается установлением значений коэффициентов изгиба менее 0,1. Процесс пуска ВСП промоделирован для следующих условий:

|  |      |
|--|------|
| длина лавы, м                          | 200; |
| крепость угля, Н/мм                    | 260; |
| длина рабочего участка тяговой цепи, м | 120; |
| сила трения ненатянутой ветви, кН      | 80;  |

Из анализа полученных графиков (рис. 4.4) следует, что при токе возбуждения ЭМС подтягивающего привода  $I_2=0,4A$  (кривая 1),

пуск ВСП сопровождается возбуждением медленно затухающих колебаний скорости приводной звездочки [28].

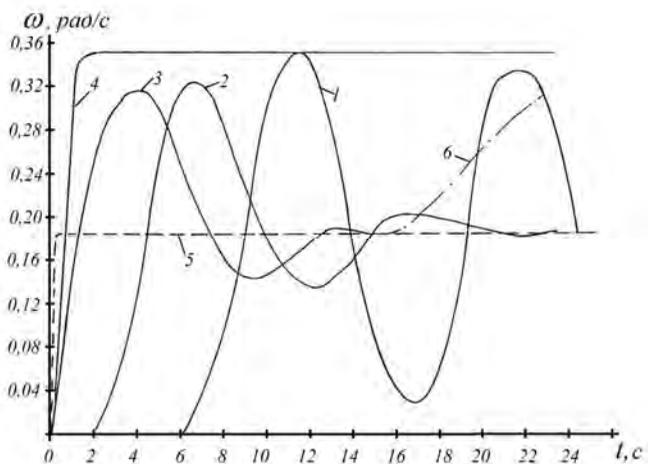


Рис. 4.4. Затухающие колебания в процессе пуска ВСП

Возникновение таких колебаний способствует несинхронности вращения приводных звездочек ВСП. Так, после пуска приводов ВСП и достижения скорости вращения приводной звездочки тянущего привода номинального значения (кривая 5), скорость вращения приводной звездочки подтягивающего привода равна нулю в течение 6с (кривая 1). При этом, отсутствует транспортировка нижней холостой ветви и происходит натяжение верхней холостой ветви, с накоплением в ней энергии упругого натяжения. Эта энергия после страгивания звезды подтягивающего привода расходуется на ее разгон с достижением угловой скорости почти двухкратного значения скорости звезды тянущего привода, после чего происходит дальнейший обмен энергией между элементами ВСП через тяговую цепь в течение всего переходного процесса. При увеличении тока  $I_2$  до 0,8А и 1,6А (кривая 2 и 3) амплитуда и время затухания колебаний уменьшается за счет более синхронного вращения приводных звездочек при пуске ВСП. Однако дальнейшее увеличение тока  $I_2$  возбуждения ЭМС (более 2,4 А, кривая 4), приводит к увеличению вращающего момента подтягивающего привода до уровня, доста-

точного для обеспечения движения ВСП в целом. Это вызывает неконтролируемый разгон тянущего привода (кривая б), то есть нарушается стабилизация скорости подачи комбайна. Подобные колебания возникают не только при пуске приводов, но и при любом изменении скорости подачи комбайна, например, при изменении сигнала на входе регулятора нагрузки. Колебания скорости подтягивающего привода приводят к низкочастотным (с периодом более 10 с) колебаниям моментов нагрузки приводных звездочек, тягового усилия (рис. 4.5, кривая  $F$ ), и, следовательно, колебаниям нагрузки режущих органов комбайна.

Исследование процесса пуска ВСП производилось для следующих условий: для длины рабочей ветви 80, 120, 180м; для величины начальной силы трения в ветвях 60, 80 и 120кН; для угловой скорости вращения приводной звезды тянущего привода в диапазоне от 0,1 до 0,5 рад/с.

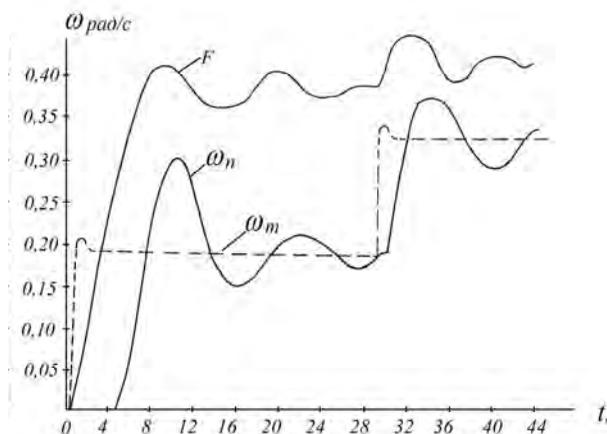


Рис. 4.5. Затухающие колебания при изменении скорости подачи

Повышение динамической нагруженности на частоте возбужденных колебаний в системе оценивалась по отношению амплитуды низкочастотной составляющей колебания момента нагрузки к среднему установившемуся номинальному моменту привода:

$$K_d = \frac{M'_a}{M_H} \cdot 100\%, \quad (4.10)$$

где  $K_d$  – коэффициент динамичности;

$M'_a$  – амплитуда низкочастотной составляющей колебания момента нагрузки;

$\bar{M}_H$  – номинальный момент электропривода.

Максимальное значение  $K_d$  в процессе пуска ВСП составляет для режущих органов комбайна 11 %, для тянущего привода 14 %, для подтягивающего привода 21 %. Такое повышение динамической нагруженности может существовать длительное время, так как в так как в соответствии с данными [33], регулятор нагрузки может изменять уставку по скорости с периодом меньшей длительности рассмотренных переходных процессов в ВСП.

Наличие низкочастотных колебаний на режущих органах комбайна является возмущающим фактором для системы регулирования нагрузки горной машины, снижающим устойчивость управления.

Таким образом, в режиме пуска ВСП имеет место несинхронность вращения приводных звездочек, которую невозможно устранить ручной подстройкой усилия ЭМС подтягивающего привода. При этом повышается динамическая нагруженность элементов ВСП и снижается устойчивость процесса регулирования нагрузки.

#### 4.4. Исследования установившихся режимов работы ВСП

Экспериментальными исследованиями установлено, что при искривленной машинной дороге в установившемся режиме работы наблюдается автоколебания частоты вращения подтягивающего привода подачи.

Моделирование автоколебаний проводилось при значениях коэффициентов изгиба  $K_{из1}$ ,  $K_{из2}$ ,  $K_{из3}$  более 0,1 и следующих условий:

|   |                  |
|---|------------------|
| длина лавы, м   | 200;             |
| крепость угля, Н/мм   | 260;             |
| длина рабочего участка тяговой цепи, м                            | 40, 100, 160;    |
| заданная скорость подачи, рад/с                                   | 0,16, 0,2, 0,38; |
| диапазон изменений тока возбуждения ЭМС подтягивающего привода, А | 0–3 А.           |

При анализе процессов ВСП в данном режиме работы получены зависимости  $K_d = f(F_2) = M_A/M_H$ , отражающие влияние точности настройки тока ЭМС подтягивающего привода на величину динамических нагрузок на приводы ВСП и режущих органов комбайна (рис. 4.6).

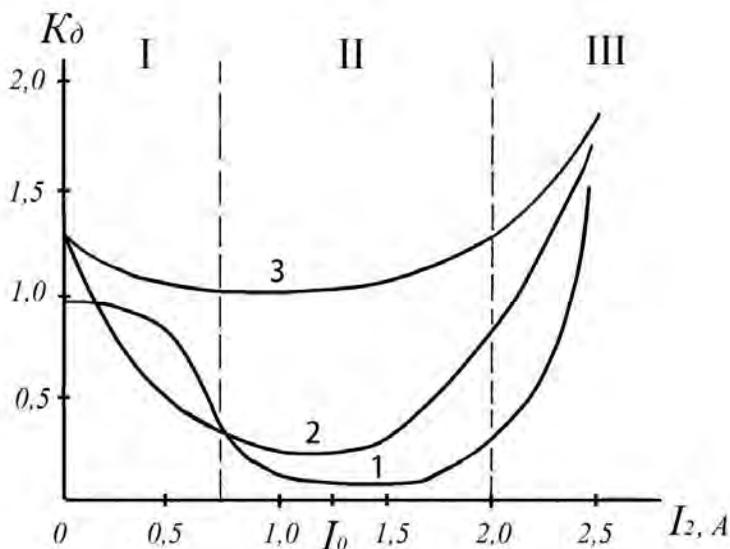


Рис. 4.6. Зависимость коэффициента  $K_d$  от величины тока возбуждения ЭМС  $I_2$  вспомогательного привода: 1 – электропривода режущих органов комбайна, 2 – тянущего привода, 3 – подтягивающего привода

Как следует из зависимостей (рис. 4.6), кривые значений  $K_d$  имеют явно выраженный минимум, соответствующий наименьшей динамической нагруженности элементов ВСП. В данном случае, величину тока возбуждения подтягивающей ЭМС, соответствующей данному минимуму будем считать рациональной. Она в зависимости от сочетаний внешних условий может колебаться от 0,5 до 2,2 А. Из зависимостей следует, что при отклонении величины тока возбуждения от его оптимального значения динамическая нагруженность приводов ВСП резко возрастает и в зонах I и III может

достигать уровней опасных с точки зрения разрушения приводов. Следует отметить, что такие сильные отклонения величины тока  $I_2$  от оптимального значения хорошо распознаются машинистом комбайна и своевременно устраняются перенастройкой усилия подтягивающего привода. В зоне III внешнее проявление повышения динамической нагруженности незначительны, в результате чего возможна работа ВСП длительное время при значениях  $I_2$  не соответствующих оптимальному значению зоны 2. Из приведенных зависимостей также следует, что при оптимальном значении  $I_2$ , динамическая нагруженность режущих органов комбайна на частоте установившихся автоколебаний незначительна  $K_d = 0,5$  однако для вынесенных приводов существенна: для тянущего – 0,3 и для подтягивающего – 1,1.

В процессе исследований математической модели системы «аппарат управления–ЭМС ВСП–комбайн», определены следующие факторы, существование которых вызывает автоколебательный процесс в ВСП:

- "мягкость" естественных электромеханических характеристик ЭМС подтягивающего привода при фиксированном токе возбуждения ЭМС;
- несинхронность частоты вращения приводов подачи;
- нелинейный характер трения ветвей ВСП о направляющие;
- возмущающее действие, вызванное колебанием линейной скорости перемещения точки зацепления приводных звездочек с тяговой цепью.

Из зависимости (см. рис.4.6) средней за период автоколебаний разности углов поворота приводных звездочек  $\Delta\varphi$  от тока возбуждения подтягивающего привода  $I_2$  следует, что оптимальная величина тока  $I_2(I_0)$  соответствует нулевому значению  $\Delta\varphi$ . Это свидетельствует о положительном влиянии поддержания синфазности вращения электроприводов ВСП на снижение динамических нагрузок в системе.

Обобщив результаты исследований можно заключить следующее. При ручном управлении работа ВСП сопровождается либо затухающими колебаниями, либо установившимися колебаниями частоты вращения подтягивающего привода подачи. При этом, существует повышенная динамическая нагруженность элементов ВСП.

При неправильно выбранной величине тока возбуждения ЭМС подтягивающего привода динамические нагрузки превышают допустимые значения, и согласно экспериментальным данным увеличивается мощность, потребляемая приводами ВСП от 15 % до 20 %. Из сказанного можно сделать вывод, что наиболее рациональную работу ВСП можно обеспечить лишь при автоматическом управлении ЭМС подтягивающего привода.

#### **4.5. Обоснование рациональных режимов работы двухприводной ВСП с ЭМС**

При рациональном режиме работы ВСП с ЭМС движение комбайна должно происходить со скоростью подачи обеспечивающей номинальную нагрузку режущих органов в любом из двух рабочих направлений; должна обеспечиваться устойчивая работа обоих приводов подачи и рациональное распределение мощности между ними. Это позволит снизить динамическую нагруженность элементов ВСП, режущих органов комбайна, повысить КПД системы подачи, уменьшить силу трения тяговой цепи о направляющие.

Рациональную работу ВСП предполагается поддерживать за счет автоматического управления ЭМС подтягивающего привода, которое обеспечивало бы синхронную и синфазную работу электроприводов подачи.

На основании выполненных исследований установлено, что нерациональные режимы работы обусловлены взаимодействием подтягивающего привода подачи с тянущим или с приводами резания комбайна через холостые ветви цепного контура. При этом, в случае отсутствия низкочастотных автоколебательных процессов в подтягивающем приводе за счет определенного управления током возбуждения, подтягивающего ЭМС, можно избежать нерациональных режимов работы. Автоколебательные процессы в подтягивающем приводе можно устранить за счет обеспечения необходимой жесткости механической характеристики, снабдив его системой автоматического регулирования частоты вращения. Взаимодействие между электроприводами, как отмечалось, уменьшается при согласованном движении тянущего и подтягивающего приводов подачи, то есть при синхронном и синфазном вращении обеих приводных

звездочек. Синхронности движения электроприводов можно достигнуть, поддерживая частоты их вращения на одном уровне при помощи двух систем автоматического регулирования скорости. Синфазность движения можно осуществить, поддерживая разность углов поворота приводных звездочек  $\Delta\varphi$  на определенном минимальном уровне. Отметим, что при уменьшении  $\Delta\varphi$  происходит снижение упругого натяжения обеих холостых ветвей в результате чего уменьшается сила трения этих ветвей о направляющие и уменьшается суммарное энергопотребление электроприводов. Параметром  $\Delta\varphi$  можно управлять за счет изменения частоты вращения подтягивающего привода, которая автоматически корректируется для установления синфазности вращения.

На основании изложенного автором предложен следующий алгоритм уравнения ВСП очистного комбайна [34–36]:

1. Установление частоты вращения ЭМС тянущего привода в соответствии с необходимой нагрузкой двигателя резания комбайна.

2. Установление частоты вращения подтягивающего привода равной частоте тянущего.

3. Измерение углов поворота каждой приводной звездочки.

4. Вычисление разности углов поворота для  $\Delta\varphi$ .

5. Автоматическое корректирование частоты вращения подтягивающего привода подачи с целью поддержания величины  $\Delta\varphi$  на заданном уровне.

Таким образом, на основании экспериментальных и теоретических исследований режимов работы ВСП можно сделать следующие выводы.

1. Величина тягового усилия подтягивающего привода подачи существенно влияет на величину суммарной мощности, потребляемой обоими приводами ВСП. При некоторой величине тягового усилия подтягивающего привода суммарная потребляемая мощность снижается до минимального значения 18–22 кВт. При допустимых отклонениях тягового усилия от этого значения суммарная потребляемая мощность увеличивается на 22–36 %.

2. Неправильная ручная настройка величины тока возбуждения ЭМС подтягивающего привода приводит к отрицательному влиянию этого привода на равномерность перемещения комбайна.

3. Установлено существование различных колебательных процессов в контуре ВСП. Колебания в диапазоне от 0,9 до 7,0 Гц вызваны возмущающим воздействием с режущих органов комбайна и неравномерностью перемещения его корпуса. Более низкочастотные колебания в пределах 0,8 до 0,15 Гц в основном обусловлены колебаниями частоты вращения приводной звездочки подтягивающего привода подачи.

4. Существуют два вида низкочастотных колебаний частоты вращения приводной звездочки подтягивающего привода: затухающие и установившиеся. Последние бывают квазигармоническими или релаксационными. Затухающие колебания возможны при малой изогнутости конвейерного става и при малом 0,5–1,5 кН предварительном натяжении тяговой цепи.

Установившиеся автоколебания возникают при большой изогнутости конвейерного става и при предварительном натяжении тяговой цепи более 1,5 кН.

5. Затухающие и установившиеся колебания вызывают повышение динамической нагруженности приводов подачи и резания комбайна. Процентное отношение амплитуды низкочастотных колебаний нагрузки приводов к его среднему значению составляет: для подтягивающего привода подачи – 80 %, для тянущего – 31 %, для режущих органов более 11 %.

6. Сопротивление движению тяговой цепи нелинейного зависит от скорости ее перемещения. Усилие, необходимое для страгивания тяговой цепи с места превышает на 22–27 % усилие, необходимое для обеспечения движения тяговой цепи. При увеличении скорости перемещения тяговой цепи от 1 до 6 м/м сопротивление движению возрастает на 6–12 %.

7. Снижение качества стабилизации малых (менее 1,5 м/м) скоростей подачи комбайна обусловлено недостаточной жесткостью искусственных механических характеристик тянущего привода и, кроме этого, наличием в канале обратной связи аппарата управления паразитных пульсаций. Увеличение нагрузки на привод от 0 до 200 кН приводит к снижению скорости подачи до 50 % скорости ненагруженного привода.

8. Уменьшение суммарной мощности, потребляемой приводами ВСП снижение на них и привод резания комбайна динамических

нагрузок возможно за счет поддержания заданной разности углов поворота приводных звездочек.

9. Разработанная на основании экспериментальных данных математическая модель двухприводного ВСП с аппаратом управления ЭМС отличается от известных учетом факторов, вызывающих низкочастотные колебания и автоколебания в системе, в частности, нелинейности распределенных сил сопротивления движению тяговой цепи, периодических возмущающих воздействий, вызванных процессом зацепления приводных звездочек с звеньями тяговой цепи. Погрешность воспроизведения моделью процессов в ВСП не превышает: для аппарата управления – 5 %, вынесенных приводов подачи с ЭМС 8 %, для системы «аппарат управления–ВСП–комбайн» в целом 11 %.

#### **4.6. Обоснование рациональных параметров системы управления электроприводами ВСП**

Для обеспечения рационального режима работы ВСП предложена система автоматического управления, приведенная на рис. 4.7 [41]. Она состоит из двух идентичных каналов регулирования частоты вращения ЭМС, содержащих тахогенераторные датчики скорости  $ДС_1$  и  $ДС_2$  и регуляторы скорости  $РС_1$  и  $РС_2$ . Блок регулирования нагрузки БРН задает уставку по частоте вращения ЭМС в соответствии с требуемой нагруженностью электроприводов подачи и резания измеряемой датчиками тока  $ДТ_1$ ,  $ДТ_2$  и  $ДТ_3$ . Регулятор режима работы ВСП РР задает соотношение между частотами вращения приводных звездочек тянущего и подтягивающего электроприводов и обеспечивает рациональное распределение нагрузки между ними.

С этой целью измеряются углы поворотов приводных звездочек  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  и разность между этими углами  $\Delta\varphi$ . Соотношение частот вращения и регулирование параметра  $\Delta\varphi$  производится за счет изменения частоты вращения подтягивающего электропривода.

Регулятор режима работы ВСП РР задает соотношение между частотами вращения приводных звездочек тянущего и подтягивающего электроприводов и обеспечивает рациональное распределение нагрузки между ними.

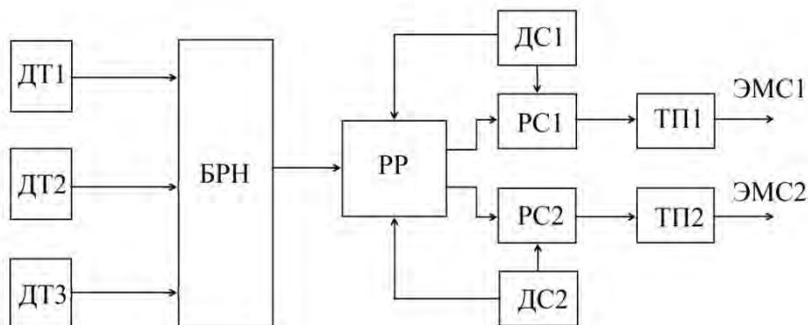


Рис. 4.7. Система автоматического управления ВСП

Для достижения высокого качества регулирования скорости вращения электропривода с ЭМС необходимо создание быстродействующей системы управления частотой вращения приводных звездочек. Для достижения высокого быстродействия системы, необходимо, чтобы сформированный сигнал обратной связи имел достаточно низкий уровень пульсации. При низком уровне пульсации сигнала ОС можно уменьшить постоянную времени фильтрующих звеньев и тем самым обеспечить повышение быстродействия управления. Как отмечалось, наличие пульсации в канале ОС существующего регулятора обусловлено принятым способом измерения частоты выходного сигнала и объясняется сложностью выделения постоянной составляющей из калиброванных импульсов малой длительности. При таком способе измерения необходим фильтр с относительно большой постоянной времени.

В связи с широким диапазоном изменения частоты сигнала тахогенератора от 0 до 250 Гц, длительность калиброванного импульса увеличить невозможно. Нецелесообразно и уменьшать постоянную времени фильтра в связи с резким возрастанием пульсации при низкой частоте входного сигнала. Таким образом, применяемый в серийном регуляторе известный способ измерения частоты не позволяет существенно понизить пульсации сигнала.

Автором разработана система измерения сигнала ОС, основанная на способе измерения периода сигнала тахогенератора [35].

При реализации системы измерения сигнала ОС используется известной зависимостью для выходного сигнала интегрирующего звена:

$$U_{\text{вых}} = \frac{1}{\tau} \int_0^T U_{\text{вх}} dt = \frac{U_{\text{вх}} T}{\tau}, \quad (4.11)$$

где  $U_{\text{вых}}$  – выходной сигнал интегратора;  
 $U_{\text{вх}}$  – входной сигнал интегратора;  
 $\tau$  – постоянная времени интегратора;  
 $T$  – период измерения.

Из формулы (4.11) следует, что  $U_{\text{вых}}$  пропорционально периоду измерения. На основании этой зависимости предложен формирователь сигнала ОС на основе измерителя периода, схема которого приведена на рис.4.8, а процесс формирования сигнала ОС на рис. 4.9. Измерение периода происходит за 2 такта. На первом – интеграторы устройства формируют линейно-нарастающее напряжение, на втором интеграторы находятся в режиме хранения и величина напряжения на их выходах пропорциональна периоду входного сигнала (рис. 4.10, такты 1и 2). При этом входной сигнал с тахогенератора  $U_T$  поступает на пороговый элемент 1, на выходе которого формируется переменное напряжение  $U_1$  прямоугольной формы, период следования импульсов которого равен периоду входного сигнала.

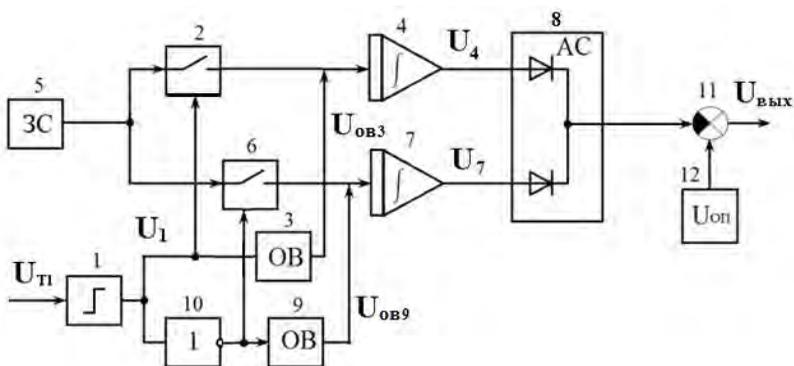


Рис. 4.8. Схема измерителя периода сигнала ОС

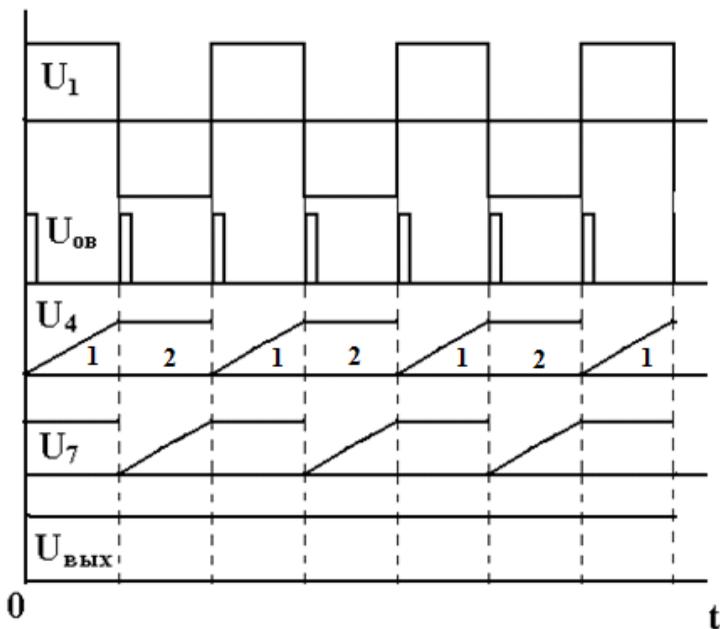


Рис. 4.9. Процесс формирования сигнала ОС

При положительном значении импульса на выходе порогового элемента замыкается (такт 1) ключ 2 и постоянное напряжение датчика 5 поступает на вход интегратора 4. На выходе интегратора 4 формируется линейно нарастающее напряжение. При смене полярности сигнала ключ 2 закрывается (такт 2), интегратор 4 переходит в режим хранения и на его выходе присутствует напряжение, пропорциональное периоду входного сигнала. При появлении следующего положительного импульса по его переднему фронту производится сброс интегратора 4 одновибратором 3 и повторяется описанный процесс. Интегратор 7, ключ 6 и одновибратор 9 управляются через инвертор 10 сигналом порогового элемента 1 при отрицательной полуволне входного сигнала  $U_T$ . На выходе интегратора 7 формируется напряжение, временная диаграмма которого соответствует продолжительности отрицательного полупериода входного сигнала. Выходные напряжения интеграторов  $U_4$  и  $U_7$  поступают на вход амплитудного селектора 8. На его выходе формируется напряжение, равное напряжению хранения интеграторов. Вы-

ходной сигнал данного устройства, который пропорционален периоду сигнала тахогенератора, сравнивается с напряжением источника опорного напряжения  $U_{оп}$  при помощи элемента сравнения 11. На выходе элемента 11 формируется сигнал ОС. При достижении заданной скорости вращения выходного вала привода, сигнал ОС становится равным нулю. Сигнал ОС имеет низкий уровень пульсации, не превышающий 0,1% от среднего значения. Время запаздывания выходного сигнала равно длительности полупериода входного сигнала. Такие особенности измерительного устройства позволяют не прибегать к глубокой фильтрации сигнала ОС, что дает возможность в целом увеличить быстродействие измерителя. Отметим, что для цифровой системы сигнал ОС по данному методу целесообразно формировать при помощи счетчиков импульсов опорной частоты, которые функционально заменяют интеграторы. При этом источник опорной частоты выполняет те же функции, что и источник опорного напряжения.

Для обеспечения согласованной работы приводов подачи необходимо осуществить управление разностью углов поворота приводных звездочек.

В качестве датчиков углов поворота приводных звездочек использованы тахогенераторные датчики скорости. Произведя интегрирование угловой скорости этих датчиков получим значение пропорциональное углам поворота приводных звездочек:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi_1 = \int_0^t \dot{\varphi}_1 dt \\ \varphi_2 = \int_0^t \dot{\varphi}_2 dt \end{array} \right. , \quad (4.12)$$

где  $\varphi_1, \varphi_2$  – углы поворота звездочек ЭМС 1 и ЭМС 2.

Для исключения накопления погрешностей изменения характерного для аналоговых интеграторов, целесообразно произвести эту операцию с использованием цифровых методов. Для этого необходимо сформировать две последовательности прямоугольных импульсов с частотой следования равной частотам соответствующих сигналов интеграторов эта часть операции выполняется формирова-

телем ОС (см. рис. 4.8), после чего произвести простой подсчет импульсов при помощи цифровых счетчиков. Результаты будут пропорциональны величинам углов поворота соответствующих приводных звездочек. После этого необходимо вычислить разность между этими величинами, результат которой и будет искомой величиной  $\Delta\varphi$ . При этом, учитывая высокое быстродействие цифровых счетчиков, будем считать, что запаздывание при формировании сигнала  $\Delta\varphi$  также равно полупериоду частоты следования входных импульсов.

С учетом рассмотренных особенностей формирования каналов ОС, систему управления ВСП можно представить структурной схемой (рис.4.10).

Измерители периодов сигналов, поступающих от тахогенераторного датчика скорости ТГ1 и ТГ2, состоят из последовательно включенных звеньев: пропорционального звена 1–4 с коэффициентами усиления  $K_1 - K_4$ , равными соответствующему коэффициенту преобразования периода в напряжение реального устройства и звеньев чистого запаздывания 5–8 с временем задержки  $\tau_1 = T_1/2$  и  $\tau_2 = T_2/2$ .

Элемент сравнения 14 служит для получения сигнала  $\Delta\varphi$ , пропорционального разности углов поворота приводных звездочек ВСП. Элементы сравнения 13, 15, 16 предназначены для получения сигналов рассогласования  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$  и  $\varepsilon_3$ , пропорциональных отклонению соответственно параметров  $T_{вх1}$ ,  $T_{вх2}$  и  $\Delta\varphi$  от заданного уровня уставок  $U_0T$  и  $\Delta\varphi_0$ . Сигналы рассогласования поступают через фильтрующие инерционные звенья 17, 18, 19 на звенья 20, 21, 22, формирующие ПИД законы регулирования скорости и разности углов поворота и вырабатывают сигналы управления  $U_{p1}$ ,  $U_{p2}$  и  $U_{p3}$ . Регулирующие сигналы поступают на вход тиристорных преобразователей  $W_{тр1}$  и  $W_{тр2}$ , питающих соответствующие обмотки возбуждения ЭМС. Сигнал  $U_{p3}$  корректирует уставку по периоду контура управления подтягивающей ЭМС с целью поддержания рационального режима работы ВСП. Нелинейные звенья 9 -12 и 23-25 необходимы для структурного соответствия идеальных звеньев модели с реальными.

Передаточные функции звеньев 20, 21, 22 можно записать при помощи суммы коэффициентов передачи трех звеньев: пропорционального, интегрального и дифференциального:

$$W_2(P) = (K_{n1} + \frac{1}{T_{u1}P} + T_{\delta1}P)$$

$$W_2(P) = (K_{n2} + \frac{1}{T_{u2}P} + T_{\delta2}P)$$

$$W_3(P) = (K_{n3} + \frac{1}{T_{u3}P} + T_{\delta3}P),$$

где  $K_{n1}, K_{n2}, K_{n3}$  – коэффициенты передачи пропорционального звена;

$T_{u1}, T_{u2}, T_{u3}$  – постоянные времени интегральных звеньев;

$T_{\delta2}, T_{\delta3}$  – постоянные времени дифференциальных звеньев.

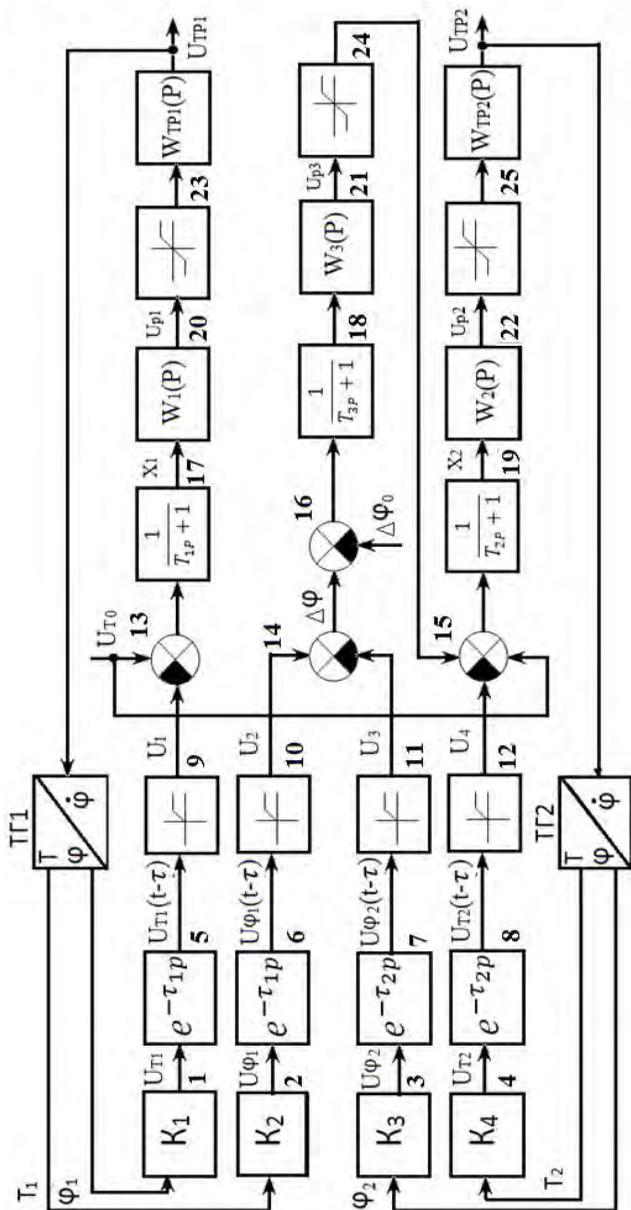


Рис. 4.10. Структурная схема системы автоматического управления ВСП

Данную структурную схему можно описать следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 U_{T1} = K_1 T_{ex1} \\
 \tau_1 = T_1 / 2 \\
 U_1 = \begin{cases} U_{T1}(t - \tau_1), & |U_{T1}(t - \tau_1)| < U_{max} \\
 U_{max}, & U_{T1}(t - \tau_1) \geq U_{max} \\
 0, & U_{T1}(t - \tau_1) \leq 0 \end{cases} \\
 \varepsilon_1 = U_0 T - U_1 \\
 \dot{x}_1 = (\varepsilon_1 - x_1) / T_1 \\
 U_{n1} = K_{n1} x_1 \\
 \dot{U}_{u1} = x_1 / T_{u1} \\
 U_{\delta 1} = T_{\delta 1} \dot{x}_1 \\
 U_{p1} = \begin{cases} U_{n1} + U_{u1} + U_{\delta 1}, & |U_{n1} + U_{u1} + U_{\delta 1}| \leq U_{max} \\
 U_{max}, & n1 + U_{u1} + U_{\delta 1} \geq U_{max} \\
 -U_{max}, & U_{n1} + U_{u1} + U_{\delta 1} \leq -U_{max} \end{cases} \\
 U_{mn1} = \begin{cases} |U_c \sin \omega t|, & \omega t - (\eta_1 \pi) \leq \arccos(U_{p1}) \\
 0, & t - (\eta_1 \pi) > \arccos(U_{p1}) \end{cases} \\
 U_{\varphi 1} = K_2 \varphi_1 \\
 U_2 = \begin{cases} U_{\varphi 1}(t - \tau_1), & |U_{\varphi 1}(t - \tau_1)| < U_{max} \\
 U_{max}, & U_{\varphi 1}(t - \tau_1) \geq U_{max} \\
 0, & U_{\varphi 1}(t - \tau_1) \leq 0 \end{cases} \\
 U_{\varphi 2} = K_3 \varphi_2 \\
 \tau_2 = T_2 / 2 \\
 U_3 = \begin{cases} U_{\varphi 2}(t - \tau_2), & |U_{\varphi 2}(t - \tau_2)| < U_{max} \\
 U_{max}, & U_{\varphi 2}(t - \tau_2) \geq U_{max} \\
 0, & U_{\varphi 2}(t - \tau_2) \leq 0 \end{cases} \\
 U_{\varphi} = U_2 - U_3 \\
 \varepsilon_3 = U_{\varphi} - U_{0\varphi} \\
 \dot{x}_2 = (\varepsilon_2 - x_2) / T_2 \\
 U_{n2} = K_{n2} x_2
 \end{array} \right.$$

$$\left. \begin{aligned}
& \dot{U}_{u2} = x_2 / T_{u2} \\
& U_{\partial 2} = T_{\partial 2} \dot{x}_2 \\
& U_{p2} = \begin{cases} U_{n2} + U_{u2} + U_{\partial 2}, & |U_{n2} + U_{u2} + U_{g2}| \leq U_{max} \\ U_{max}, & U_{n2} + U_{u2} + U_{\partial 2} \geq U_{max} \\ -U_{max}, & U_{n2} + U_{u2} + U_{\partial 2} \leq -U_{max} \end{cases} \\
& U_{T2} = K_4 T_{ex2} \\
& U_4 = \begin{cases} U_{T2}(t - \tau_2), & |U_{T2}(t - \tau_2)| < U_{max} \\ U_{max}, & U_{T2}(t - \tau_2) \geq U_{max} \\ 0, & U_{T2}(t - \tau_2) \leq 0 \end{cases} \\
& \varepsilon_3 = U_0 T + U_{p2} - U_4 \\
& \dot{x}_3 = (\varepsilon_3 - x_3) / T_3 \\
& U_{n3} = K_{n3} x_3 \\
& \dot{U}_{u3} = x_3 / T_{u3} \\
& U_{\partial 3} = T_{\partial 3} \dot{x}_3 \\
& U_{p3} = \begin{cases} U_{n3} + U_{u3} + U_{\partial 3}, & |U_{n3} + U_{u3} + U_{\partial 3}| \leq U_{max} \\ U_{max}, & U_{n3} + U_{u3} + U_{\partial 3} \geq U_{max} \\ -U_{max}, & U_{n3} + U_{u3} + U_{\partial 3} \leq -U_{max} \end{cases} \\
& U_{mn2} = \begin{cases} U_c \sin \omega t, & \omega t - (\eta_2 \pi) \leq \arccos(U_{p3}) \\ 0, & \omega t - (\eta_2 \pi) > \arccos(U_{p3}) \end{cases}
\end{aligned} \right\}$$

где  $U_{T1}$ ,  $U_{T2}$  – сигналы пропорциональные соответственно периоду входных сигналов  $T_1$  и  $T_2$ , В;

$K_1$ – $K_4$  – коэффициенты преобразования периода входного сигнала в напряжении соответствующих измерителей периода;

$U_1$ – $U_4$  – выходные напряжения соответствующих измерителей периода, В;

$\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$ ,  $\varepsilon_3$  – сигналы рассогласования периодов входных сигналов и параметра с заданными значениями ;

$\tau_1$ ,  $\tau_2$  – времена чистого запаздывания выходных сигналов измерителей периода и угла поворота приводных звездочек, с;

$T_1, T_2, T_3$  – постоянные времени фильтров, с;  
 $x_1, x_2, x_3$  – сигналы на выходе соответствующих фильтров;  
 $U_{п1}, U_{п2}, U_{п3}$  – пропорциональные составляющие регулирующих сигналов, В;  
 $U_{и1}, U_{и2}, U_{и3}$  – интегральные составляющие регулирующих сигналов, В;  
 $U_{д1}, U_{д2}, U_{д3}$  – составляющие регулирующих сигналов, В;  
 $K_{п1}, K_{п2}, K_{п3}$  – коэффициенты усиления пропорциональных регулирующих звеньев;  
 $T_{и1}, T_{и2}, T_{и3}$  – постоянные времени интегральных регулирующих звеньев, С;  
 $T_{д1}, T_{д2}, T_{д3}$  – постоянные времени дифференцирующих звеньев регулятора, С;  
 $U_{max}$  – напряжение насыщения реальных активных звеньев, В;  
 $U_{р1}, U_{р2}, U_{р3}$  – выходные сигналы регулирующих звеньев, В;  
 $U_{тп1}, U_{тп2}$  – выходные напряжения тиристорных преобразователей, В;  
 $U_c$  – амплитуда напряжения питающей сети, В;  
 $\omega$  – циклическая частота питающего напряжения, рад/с;  
 $\eta$  – количество полупериодов, вмещающихся в величине  $\omega t$

$$\eta = [\omega t / \pi] = 0, 1; 2, 3; \dots;$$

$U_{\phi 1}, U_{\phi 2}$  – сигналы пропорциональные углам поворота звездочек, В;  
 $K_2, K_3$  – коэффициент преобразования измерителей углов поворота;  
 $U_2, U_3$  – выходные сигналы измерителей углов поворота, В;  
 $U_{\Delta\phi}$  – сигнал, пропорциональный разности углов поворота, В;  
 $U_0 T, U_0 \phi$  – уставки по периоду и по разности углов поворота, В.

Рациональными будем считать такие параметры системы, при которых достигается минимум динамических нагрузок и потребляемой мощности электроприводов ВСП при выполнении основных технологических требований - поддержании номинальной скорости подачи и нагрузки комбайна.

Таким образом, задачу нахождения рациональных параметров системы можно определить, как трехкритериальную. Критерии качества при этом, можно сформулировать в следующем виде:

$$K_{\epsilon 1} = \frac{\sigma_1}{m_1} \rightarrow \min$$

$$K_{\epsilon 2} = \frac{\sigma_2}{m_2} \rightarrow \min$$

$$K_{\epsilon 3} = \frac{\sigma_3}{m_3} \rightarrow \min,$$

где:  $K_{\epsilon 1}$ ,  $K_{\epsilon 2}$ ,  $K_{\epsilon 3}$  – коэффициенты вариации нагрузок тянущего и подтягивающего приводов подачи и резания соответственно;

$\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $\sigma_3$  – среднеквадратичные отклонения соответствующих нагрузок;

$m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_3$  – математическое ожидание соответствующих нагрузок.

Как показано в работах [29, 30], подобные задачи значительно усложняются по мере увеличения количества минимизируемых критериев качества, имеющих между собой корреляционную зависимость. В случае независимых критериев качества, задачу нахождения рациональных параметров можно разбить на несколько подзадач по количеству критериев качества. В данном случае в соответствии с постановкой задачи, целью которой является снижение взаимовлияния электроприводов, можно утверждать, что при обеспечении рациональных параметров системы управления взаимосвязью между предложенными критериями можно пренебречь. Действительно, при качественной стабилизации параметра  $\Delta\phi$  приводы ВСП вращаются синхронно и синфазно, что и обеспечивает минимальное их взаимовлияние.

Задачу выбора рациональных параметров системы управления целесообразно разбить на два этапа:

– первый этап – выбор рациональных параметров контуров управления скоростью вращения электроприводов;

– второй этап – выбор рациональных параметров контуров управления разностью углов поворота приводных звездочек.

Так как структурные схемы регуляторов скорости тянущего и подтягивающего приводов выбираются идентичными, произведем определение рациональных параметров контура управления скоростью тянущего привода, для наиболее тяжелых режимов нагружения.

На основании результатов исследований, проведенных автором и анализа известных работ установлено, что наиболее тяжелый режим нагружения тянущего привода подачи достигается при следующих условиях: скорость подачи комбайна 1 м/мин, крепость угля – 280 н/мм, длина рабочего участка цепи – 20 м. В процессе определения рациональных параметров контура управления скоростью тянущего привода можно пренебречь влиянием упругих связей между подтягивающим приводом подачи, приводом резания и тянущим приводом подачи.

Как показано в ряде работ [18, 19, 21], для системы подачи очистного комбайна данного типоразмера формулировка  $K_{в1} \rightarrow \min$  равнозначна формулировке  $\Delta\omega \rightarrow \min$ , где  $\Delta\omega$  – среднеквадратичное отклонение скорости подачи от математического ожидания.

Определение рациональных значений производилось для следующих параметров контура скорости:  $K_1$ ,  $T_1, K_{п1}, (I/T_{у1}), T_{д1}, U_c$  величины которых, как показали исследования, наиболее существенно влияют на динамику системы.

Для решения поставленной задачи необходимо определить ограничения в пределах которых будут определяться рациональные значения параметров. Как показали экспериментальные, исследования при значении коэффициента преобразования  $K_1$  ниже 0,05 м/мин и выше 1,6 м/мин происходит неустойчивая работа привода подачи. Увеличение постоянной времени фильтра  $T_1$  выше 0,2 с вызывает возбуждение автоколебаний частоты вращения электропривода вследствие снижения быстродействия контура скорости. Уменьшение коэффициента усиления регулирующего звена  $K_{п1}$  приводит к ухудшению устойчивости управления и к уменьшению жесткости механических характеристик приводов подачи. Увеличение значения  $K_{п1}$  выше 100 не вызывает дальнейшего изменения характеристик систем. Верхние пределы параметров  $I/T_{у1}$  и  $T_{д1}$  выберем соответственно 5 и 0,05 соответственно, так как их увеличение приводит к возбуждению автоколебаний. Нижний предел параметра  $U_c$  выберем 65 В из условия обеспечения гарантированного усилия 20 т в пределах возможных изменений характеристик ЭМС. Верхний предел ограничен габаритной мощностью применяемого трансформатора питания и равен 120 В.

Таким образом, определим следующие границы поиска рациональных параметров:

$$\begin{aligned}
K_1 &= 0,05-1,6; \\
T_1 &= 0-0,2, \text{ с}; \\
K_{n1} &= 5-100; \\
1/T_{n1} &= 0-5,1/\text{с}; \\
T_{д1} &= 0-0,05, \text{ с}; \\
U_c &= 65-120, \text{ В}.
\end{aligned}$$

В качестве метода расчета рациональных параметров выберем метод ЛПИ поиска, основанный на квазиравномерном разбиении многомерного пространства анализируемых параметров системы и ее исследование окрестности выбранных точек, являющихся точками так называемой ЛПИ-τ последовательности [29,30]. Алгоритм поиска оптимальных параметров представлен в Приложении 2. В соответствии с работой [28] минимальное количество испытаний системы можно оценить по формуле

$$N = 2^{(2+\sqrt{M})}, \quad (4.14)$$

где  $N$  – количество испытаний,  $M$  – количество оптимизируемых параметров. При  $M = 6$ ,  $N$  равно 32. Так как согласно работам [29, 30] при увеличении  $N$  точность метода повышается, то удвоим количество испытаний и примем  $N = 64$ . В результате оптимизации получены следующие значения рациональных параметров контура при скорости подачи 1 м/м:

$$\begin{aligned}
K_1 &= 0,15; \\
T_1 &= 0,011 \text{ с}; \\
1/T_{n1} &\rightarrow 0 \text{ с}; \\
K_{n1} &= 97; \\
T_{д1} &= 0,05 \text{ с}; \\
U_c &= 87 \text{ В}.
\end{aligned}$$

При этом, критерии качества системы приняли следующие значения  $\omega = 0,0062$  рад/с,  $\sigma_1 = 420$  Н·м (в базовом варианте соответственно 0,014 рад/с и 615 Нм, то есть уменьшены приблизительно в 2,2 и 1,4 раза).

Рациональность данных параметров была оценена для скоростей 2,3,4 и 5 м/мин. При этом получена зависимость выбранного критерия качества  $\Delta\omega$  от заданной скорости подачи, представленная на рис.4.12.

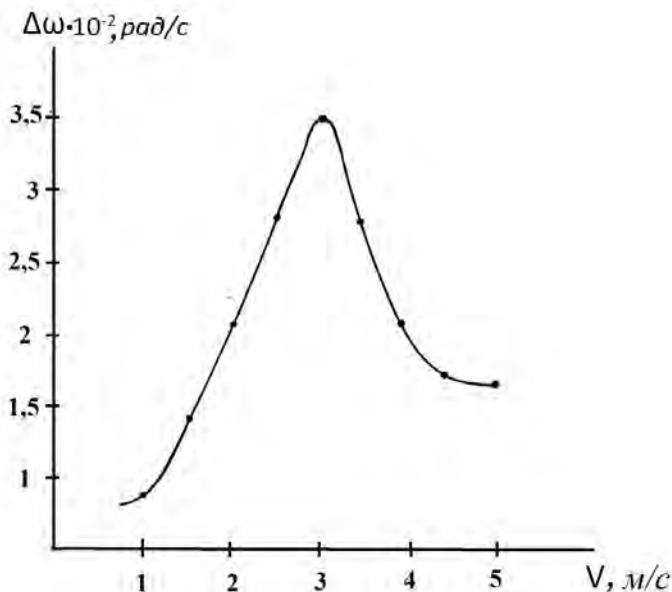


Рис. 4.12. Зависимость среднеквадратичного отклонения  $\Delta\omega$  от заданной скорости подачи  $V_{\text{п}}$

Из полученной зависимости следует, что при скорости подачи более 1 м/мин происходит резкое возрастание среднеквадратичного отклонения частоты вращения  $\Delta\omega$  вала привода. Поэтому, был повторен поиск рациональных параметров параметров для скоростей подачи 2, 3, 4 и 5 м/м. Результаты поиска рациональных значений параметров  $T_1, T_{и1}, K_{п1}, T_{д1}, U_c$  совпали с результатами для скорости 1 м/м. Однако, для коэффициента  $K_1$  рациональное значение имеет линейную зависимость от заданной скорости подачи  $V_{\text{п}}$ , которую можно описать следующим выражением:  $K_1 = 0,15V_{\text{п}}$ .

Произведен также выбор рациональных параметров системы стабилизации разности углов поворота  $\Delta\varphi$ . При этом, приняты значения коэффициентов преобразования  $K_1 = K_3 = 1$ . Поиск рациональных значений выполнен для параметров  $T_2, K_{п2}, T_{о2}, 1/T_{и2}$ .

При количестве параметров  $M = 4$ , в соответствии с выражением (4.14) принимаем количество необходимых испытаний  $N = 32$ .

Определим следующие границы ЛП-поиска:

$$T_2 = 0-0,2, \text{ с};$$

$$I/T_{и2} = 0-50, \text{ с};$$

$$K_{п2} = 5-100;$$

$$T_{д2} = 0-0,1, \text{ с}.$$

В процессе ЛП-поиска получены следующие величины рациональных параметров:

$$T_2 = 0,01 \text{ с};$$

$$I/T_{и2} = 0,035 \text{ 1/с};$$

$$K_{п2} = 92;$$

$$T_{д2} = 0,044 \text{ с}.$$

Полученные результаты использованы при модернизации системы автоматического управления очистными комбайнами с ВСП КД-А[40].

Промышленные испытания усовершенствованных образцов аппаратуры управления проводились на участке № 2 шахты «Горняк» ПО «Селидовуголь» совместно с очистным комбайном типа К-103. Длина лавы 170 м, вынимаемая мощность пласта 0,8 м, угол падения  $9^\circ$ , уголь марки Д, крепость 200 Н/мм<sup>2</sup>.

В процессе испытаний проведено осциллографирование следующих параметров: частот вращения приводных звездочек тянущего  $\omega_t$  и подтягивающего  $\omega_{п}$  приводов подачи: мощности, потребляемой тянущим  $P_t$  и подтягивающим  $P_{п}$  приводами подачи, мощности, потребляемой приводами резания комбайна  $P_p$ ; электрических сигналов на выходах блоков системы автоматического управления  $U_p$ . Осциллографирование проводилось в двух режимах работы аппарата управления: в режиме с автоматическим управлением ЭМС подтягивающего привода и в режиме с ручным управлением ЭМС подтягивающего привода при различных местоположениях комбайна по длине лавы.

Из фрагмента осциллограммы пуска и работы ВСП при автоматическом управлении ЭМС подтягивающего привода (рис.4.13) следует, что после пуска приводов ВСП частоты вращения приводных звездочек  $\omega_t$  и  $\omega_p$  синхронно увеличиваются от нуля до заданного значения (0,3 рад/с), после чего синхронно изменяются в соответствии с сигналом регулятора нагрузки  $U_p$ .

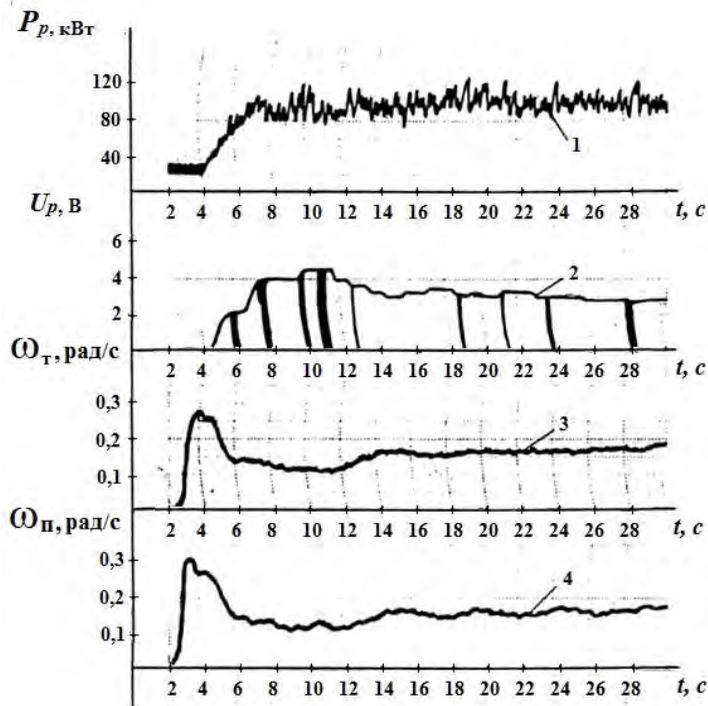


Рис. 4.12. Осциллограмма пуска и работы ВСП при автоматическом управлении ЭМС подтягивающего привода подачи: 1 — мощность, потребляемая приводом резания комбайна; 2 — управляющий сигнал регулятора нагрузки; 3, 4 - угловые скорости тянущего и подтягивающего приводов подачи соответственно

При этом достигается хорошее качество стабилизации нагрузки привода резания комбайна  $P_p$ . На рис. 4.14 и 4.15 приведены спектрограммы нагрузки электродвигателя резания комбайна при ручном и автоматическом управлении ЭМС подтягивающего привода. Высокочастотная область (при частоте  $f$  более 0,6 Гц) спектрограммы двух режимов аналогичны друг другу (рис. 4.13).

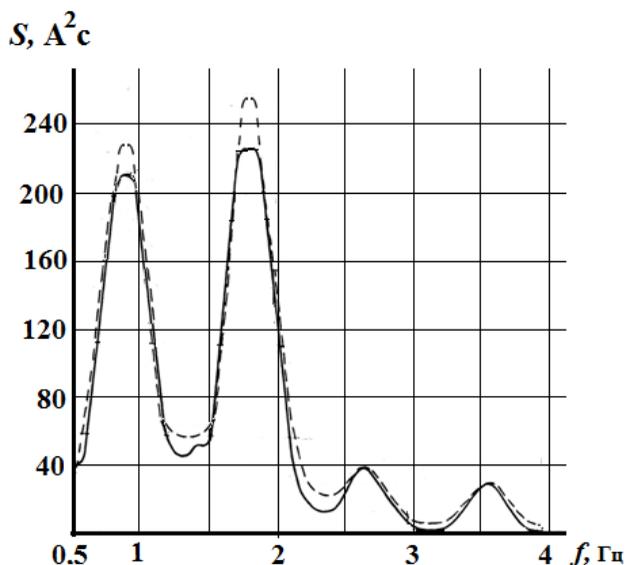


Рис. 4.13. Высокочастотная область спектрограммы нагрузки электропривода резания комбайна

Спектрограмма частот менее 0,6 Гц при режиме ручного управления ЭМС содержит низкочастотные составляющие в спектре нагрузки (рис. 4.14). Частота максимума спектрограммы совпадает с частотой автоколебаний подтягивающего привода подачи. В режиме автоматического управления ЭМС подтягивающего привода амплитуда низкочастотных гармоник значительно уменьшается. Это свидетельствует об уменьшении динамической нагруженности привода резания в автоматическом режиме управления по сравнению с ручным.

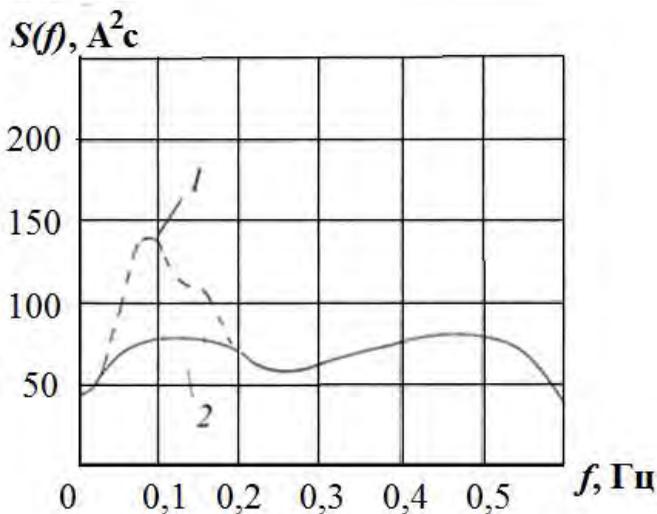


Рис. 4.15. Низкочастотная область спектрограммы нагрузки электропривода резания комбайна

В табл. 4.1 приведены результаты обработки осциллограмм нагрузки приводов подачи и резания комбайна в режиме ручного управления подтягивающего привода,  $L_p$  - длина рабочего участка тяговой цепи, м; где  $K_{в1}$ ,  $K_{в2}$ ,  $K_{в3}$  - коэффициенты вариации нагрузок тянущего и подтягивающего приводов подачи и резания соответственно;  $I_p$  - средний ток привода резания;  $P_\Sigma$  средняя суммарная мощность, потребляемая приводами подачи.

Таблица 4.1

$$I_p = 110 \text{ А}, P_\Sigma = 26 \text{ кВт}$$

| $L_p$    | 20    | 50    | 80    | 120   | 150   |
|----------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $K_{в1}$ | 0,128 | 0,127 | 0,136 | 0,176 | 0,206 |
| $K_{в2}$ | 0,084 | 0,080 | 0,072 | 0,069 | 0,068 |
| $K_{в3}$ | 0,14  | 0,12  | 0,091 | 0,092 | 0,088 |

Таблица 4.2

$$I_p = 110 \text{ А}, P_{\Sigma} = 18,0 \text{ кВт}, \Delta\varphi = 0 \text{ рад}$$

| $L_p$    | 20    | 50    | 80    | 120   | 150   |
|----------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $K_{в1}$ | 0,120 | 0,126 | 0,122 | 0,120 | 0,118 |
| $K_{в2}$ | 0,061 | 0,062 | 0,06  | 0,059 | 0,055 |
| $K_{в3}$ | 0,048 | 0,051 | 0,05  | 0,054 | 0,059 |

Таблица 4.3

$$I_p = 119 \text{ А}, P_{\Sigma} = 18,2 \text{ кВт}, \Delta\varphi = 1,2 \text{ рад}$$

| $L_p$    | 20    | 50    | 80    | 120   | 150   |
|----------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $K_{в1}$ | 0,120 | 0,126 | 0,120 | 0,118 | 0,114 |
| $K_{в2}$ | 0,060 | 0,060 | 0,060 | 0,058 | 0,056 |
| $K_{в3}$ | 0,047 | 0,050 | 0,050 | 0,050 | 0,054 |

Таблица 4.4

$$I_p = 110 \text{ А}, P_{\Sigma} = 19,6 \text{ кВт}, \Delta\varphi = 3 \text{ рад}$$

| $L_p$    | 20    | 50    | 80    | 120   | 150   |
|----------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $K_{в1}$ | 0,119 | 0,124 | 0,120 | 0,112 | 0,112 |
| $K_{в2}$ | 0,060 | 0,060 | 0,060 | 0,060 | 0,048 |
| $K_{в3}$ | 0,046 | 0,051 | 0,049 | 0,050 | 0,044 |

Из данных приведенных в таблице 4.1–4.6 следует, что в режиме автоматического управления подтягивающим приводом ВСП по сравнению с ручным коэффициентом вариации натрузки привода резания снижается приблизительно в 1,3 раза.

За время испытания не обнаружено собирания тяговой цепи у приводных звездочек.

#### 4.7. Исследование процесса заклинивания тяговой цепи ВСП

В процессе перемещения комбайна вдоль лавы существует вероятность заклинивания тяговой цепи, корпуса комбайна или его

исполнительных органов. Такие режимы являются аварийными и могут привести к повреждению оборудования. При этом возможно суммирование вращающих моментов электроприводов подачи ВСП и появления в рабочем участке тяговой цепи суммарного тягового усилия. Суммарное тяговое усилие в установившемся режиме после заклинивания цепи может достигать двойного значения максимального тягового усилия электроприводов [32]. Величина суммарного усилия зависит от таких факторов как величина критического момента ЭМС, быстродействия отключения обмотки возбуждения ЭМС при заклинивании, распределения сил трения в направляющих. Тяговое усилие электропривода ВСП ограничивается автоматически при достижении тока, потребляемого из электрической сети электроприводом выше заданной величины. Эта величина соответствует величине тягового усилия электропривода (для ВСП-2 – 200 кН, для ВСПК – 250 кН), которая гарантированно обеспечивает необходимую скорость подачи нагрузки комбайна. Однако, при заклинивании цепи в двухприводной ВСП, суммарное тяговое усилие может достигать удвоенного значения (400–500 кН), что является аварийной ситуацией, с точки зрения повреждения механических узлов ВСП и горной машины. Снижение же уставки срабатывания может привести к невыполнению технологических требований к оборудованию и снижению коэффициента использования горной машины. Для обоснования способа эффективной защиты от внезапных перегрузок, проведено компьютерное моделирование процесса заклинивания тяговой цепи.

При моделировании использовались эквивалентные схемы замещения электромеханической системы двухприводного ВСП, представленной на рис. 4.15 и 4.16. При нормальном режиме работы корпус комбайна перемещается за счет тягового усилия, которое передается от асинхронного двигателя 6 через ЭМС 5 на приводную звездочку 3. Скорость и усилие подачи регулируется автоматическим изменением тока возбуждения ЭМС  $I_m$ . При увеличении нагрузки на электропривод выше допустимой величины ток  $I_m$  автоматически снижается, чем достигается ограничение электромагнитного момента привода на заданном уровне. В момент аварийного заклинивания корпуса комбайна электромеханическую систему ВСП можно представить в виде эквивалентной схемы замещения (рис. 4.16) [32].

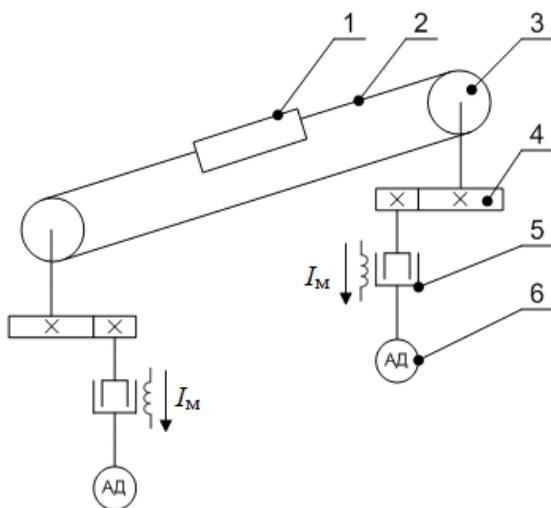


Рис. 4.15. Механическая система исследуемого технологического объекта: 1 – очистной комбайн; 2 – приводная тяговая цепь; 3 – приводная звездочка; 4 – редуктор; 5 – ЭМС; 6 – асинхронный электродвигатель

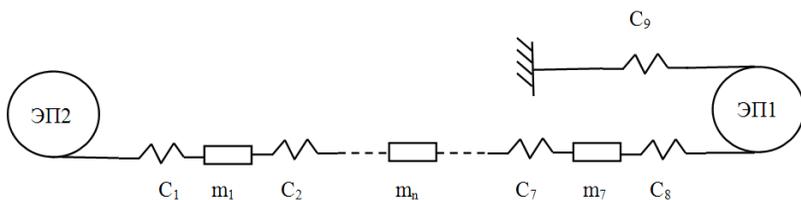


Рис. 4.16. Эквивалентная схема замещения ВСП при аварийном заклинивании: ЭП1, ЭП2 – тянущий и подтягивающий приводы подачи;  $C_1$ – $C_9$  и  $m_1$ – $m_7$  – соответственно жесткости и массы участков цепного тягового органа

Нижний участок тяговой цепи можно представить в виде сосредоточенных масс с упругими связями между собой и приводами подачи с жесткостью  $C_1$ – $C_8$  [9]; верхний участок тяговой цепи представлен в виде упругой невесомой нити с жесткостью  $C_9$  без учета сил трения и диссипативных свойств цепного тягового органа.

С учетом приведенных допущений математическую модель ВСП можно представить в виде дифференциальных уравнений [32]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dI_{M1}}{dt} = \frac{(U_{M1} - I_{M1} \cdot R_M)}{L_M}; \\ \frac{dI_{M2}}{dt} = \frac{(U_{M2} - I_{M2} \cdot R_M)}{L_M}; \\ \frac{dS_1}{dt} = v_1; \\ \frac{dv_1}{dt} = \frac{F_1 - F_{y9} + F_{y8}}{m_{\text{эн1}}}; \\ \frac{dS_2}{dt} = v_2; \\ \frac{dv_2}{dt} = \frac{F_2 - F_{y1}}{m_{\text{эн2}}}, \end{array} \right. \quad (4.15)$$

где  $U_{M1,2}$  – напряжения на обмотках возбуждения ЭМС,  $I_{M1,2}$  – токи в обмотках возбуждения ЭМС,  $R_{M1,2}$  – сопротивления соответствующих обмоток возбуждения ЭМС,  $L_{M1,2}$  – индуктивность обмоток возбуждения ЭМС;  $S_1, S_2$  и  $v_{1,2}$  – линейные перемещения и скорости участков тяговой цепи, находящихся в зацеплении с приводными звездочками ЭП1 и ЭП2;  $F_1, F_2$  – тяговые усилия соответствующих приводов;  $m_{\text{эн1}}, m_{\text{эн2}}$  – массы вращающихся элементов электроприводов, приведенные к выходным звездочкам;  $F_{yn}$  – силы упругого натяжения соответствующих участков тяговой цепи.

Тяговые усилия приводов  $F_1, F_2$  вычислялись по формуле [9]:

$$F_n = F \cdot \text{Arctg}^2(a \cdot I_{mn}) \cdot \left(1 - \frac{v_{mn}}{v_0}\right) / \left(1 - b \cdot \frac{v_{mn}}{v_0}\right) \quad (4.16)$$

где  $v_0$  – синхронная скорость ЭМС, приведенная к приводной звездочке;  $a$  и  $b$  эмпирические коэффициенты, учитывающие конструктивные особенности ЭМС [6].

Дифференциальные уравнения для сосредоточенных масс  $m_1 - m_7$  имеют следующий вид:

$$\frac{dv_n}{dt} = \frac{F_{yn} - F_{yk}}{m_n}, \quad (4.17),$$

где  $v_n$ ,  $m_n$  – скорость и масса соответствующего участка тяговой цепи,  $F_{yn}$  и  $F_{yk}$  – усилия, приложенные к началу и концу участков тяговой цепи.

Защитное ограничение электромагнитного момента в модели осуществлялось путем снятия напряжения возбуждения  $U_{m1}$  и  $U_{m2}$  с обмоток ЭМС:

$$U_n = \begin{cases} 80B, \text{если } F_n \leq F_{дон} \\ 0, \text{если } F_n > F_{дон} \end{cases}, \quad (4.18)$$

где  $F_{дон}$  – допустимое тяговое усилие ЭМС, приведенное к приводной звездочке.

Моделирование динамических процессов в ВСП при заклинивании корпуса комбайна проводилось для следующих начальных условий: скорость перемещения корпуса комбайна – 8 м/мин, длина рабочего участка тяговой цепи – 10 м, длина нижнего холостого участка тяговой цепи – 300 м,  $F_{дон} = 25\ 000$  Н.

Получена следующая зависимость усилия упругого натяжения  $F_9$  с момента времени аварийного заклинивания  $t = 0$  (рис. 4.17).

С момента заклинивания ( $t = 0$ ) усилие  $F_d$  возрастает и через 2 с достигает 33 000 Н, в основном, за счет энергии инерционных масс электропривода (см. рис 4.17). С момента времени  $t = 6$  с после снижения величины  $F_9$  преобладает процесс сложения тяговых усилий электроприводов посредством упругого натяжения нижнего участка тяговой цепи. Усилие  $F_d$  возрастает и в момент времени  $t = 8$  с достигает значения  $F_d = 25\ 000$  Н, а при  $t = 30$  с достигает значения  $F_9 = 49\ 000$  Н, что может превысить усилие разрыва тягового органа.

$F_9, \text{H}$

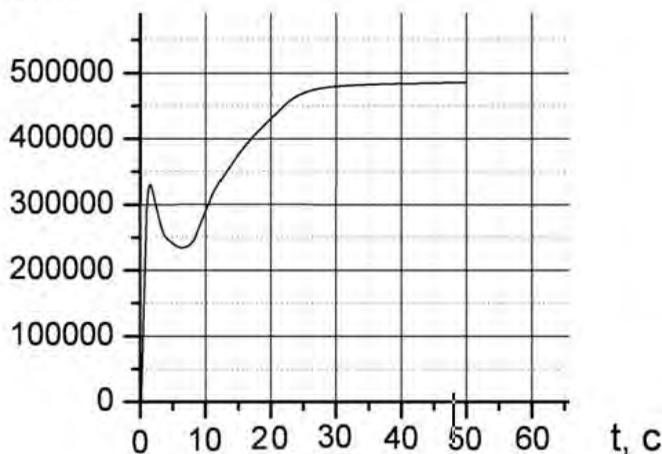


Рис. 4.17. Зависимость усилия упругого натяжения верхнего рабочего участка тяговой цепи ВСП  $F_9$  от времени с момента аварийного заклинивания корпуса комбайна

Таким образом, процесс жесткого заклинивания корпуса комбайна с ВСП, характеризуется относительно большой длительностью переходного процесса нарастания упругого усилия в цепи (до 30 с и выше), что согласуется с результатами теоретических и экспериментальных исследований. Автоматическое ограничение тяговых усилий приводов ВСП в процессе аварийного заклинивания недостаточно эффективно вследствие процесса их сложения и с течением времени возрастания суммарной нагрузки до аварийно опасной величины. Достаточно большая длительность процесса нарастания нагрузки при заклинивании делает возможным обеспечить эффективную защиту системы от перегрузок, например, автоматическим защитным отключением электроприводов ВСП через 5-8с после стопорения комбайна.

#### **4.8. Особенность применения электромагнитных тормозов скольжения в автоматизированном электроприводе горных машин**

Электроприводы с электромагнитными муфтами и тормозами скольжения относятся к числу регулируемых. В горном производстве эти приводы служат для регулирования скорости перемещения скребковой цепи конвейера, управления скоростью подачи угольного комбайна и др. [1, 13]. При пуске привода двигатель запускается вхолостую. Мягкие механические характеристики муфт позволяют выравнивать нагрузки между двигателями горных машин с двумя или несколькими приводами. Изменяя напряжение возбуждения обмоток муфт, можно менять продолжительность пуска и скорость привода, поддерживать режим работы горной машины в соответствии с требованиями к технологическому процессу.

Электромагнитные муфты (ЭМС) и тормоза (ЭТС) скольжения обеспечивают возможность автоматического регулирования момента и скорости вращения выходного вала электропривода. Одним из перспективных направлений разработок для горной промышленности являются разработки приводов с ЭТС. Они имеют более высокую энерговооруженность (до 500 кВт и выше) за счет возможности водяного охлаждения неподвижной активной части ЭТС. Однако, использование ЭТС в качестве регулирующего органа требует применение более сложного дифференциального планетарного редуктора. Совместная работа горных машин с приводами на основе ЭТС сопровождается переходными процессами, особенности которых необходимо учитывать при разработке автоматических систем управления (САУ). Кинематическая схема привода ВСПК (производство завода «Свет Шахтера») для вынесенной системы подачи комбайна и скребкового конвейера (рис. 4,18) содержит асинхронный электродвигатель, электромагнитный тормоз скольжения ЭТС, планетарный дифференциальный редуктор [26].

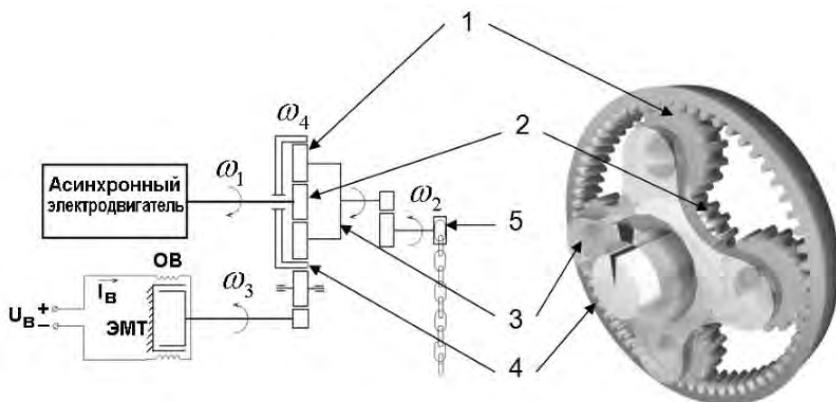


Рис. 4.18. Кинематическая схема электропривода ВСПК на основе ЭТС:  $\omega_1$  – угловая скорость асинхронного двигателя,  $\omega_2$  – угловая скорость приводной звездочки ( $\omega$  зв).

Механическая система планетарного редуктора, состоит из нескольких планетарных шестерён *1*, вращающихся вокруг центральной, солнечной, шестерни *2*. Планетарные шестерни фиксируются вместе с помощью водила *3*. Планетарная передача содержит дополнительную внешнюю кольцевую шестерню – эпицикл *4*, имеющую внутреннее зацепление с планетарными шестернями и внешнее – с валом электромагнитного тормоза ЭТС. При заторможенном вале ЭТС вращение с вала электродвигателя через солнечную шестерню *2* передается сателлитам *1* с водилом *3* на приводную звездочку *5*. При заторможенной звездочке *5* вращение с вала электродвигателя через солнечную шестерню *2* передается сателлитам *1*, эпициклу *4* и валу ЭТС.

Электрохимические характеристики электроприводов с ЭТС и ЭМС практически не отличаются. При этом приводы с ЭТС имеют более высокую энерговооруженность, что позволяет более эффективно использовать в системах ВСП. Кроме этого, ряд особенностей динамических характеристик электроприводов с ЭТС позволяет осуществлять облегченный пуск тяжело нагруженных скребковых конвейеров и защиты их от аварийных перегрузок [38].

Для теоретической электрохимической системы привода с ЭТС можно принять следующие допущения:

– система состоит из четырех сосредоточенных масс: асинхронный двигатель с валом солнечной шестерни (приведенный момент инерции  $J_1$ ), водило с сателлитами и валом приводной звездочки (приведенный момент инерции  $j_2$ ), электромагнитный тормоз (приведенный момент инерции  $J_3$ ), эпицикл (приведенный момент инерции  $J_4$ );

– рассматриваем систему как единое тело, совершающее вращательное движение, которое будет описываться системой уравнений, полученных на основе структурно-матричного метода [42]:

$$\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{M_{B1} - (M_{y1} + M_{д1})/u_{12}}{J_1}; \quad (4.19)$$

$$\frac{d\omega_4}{dt} = \frac{-M_{B4} + M_{y1} + M_{д1} - M_{y2} - M_{y3} - M_{д2} - M_{д3}}{J_4} \quad (4.20)$$

$$\frac{dM_{y1}}{dt} = c_1 \left( \frac{\omega_1}{u_{12}} - \omega_2 \right); \quad (4.21)$$

$$\frac{dM_{y2}}{dt} = c_2 (-\omega_2 + \omega_4); \quad (4.22)$$

$$\frac{dM_{y3}}{dt} = c_3 (-\omega_3 u_{32} - \omega_4), \quad (4.23)$$

где  $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$  – угловые скорости звеньев;  $M_{B1}, M_{B2}, M_{B3}, M_{B4}$  – моменты, приложенные к основным звеньям передачи;  $M_{yi}$  и  $M_{ди}$  – потенциалы упругих и диссипативных элементов соответственно;  $u_{12}$  – передаточное число, определяемое при заторможенном ЭТС и передаче движения от входного звена 1 к выходному звену 2;  $u_{32}$  – передаточное число, определяемое при заторможенном звене 1 и передаче движения от входного звена 3 к выходному звену 2. При этом:

$$M_{д1} = \mu_1 \left( \frac{\omega_1}{u_{12}} - \omega_2 \right); \quad (4.24)$$

$$M_{y2} = \mu_2 (-\omega_2 + \omega_4); \quad (4.25)$$

$$M_{д3} = \mu_3 (-\omega_3 u_{32} - \omega_4); \quad (4.26)$$

$$M_{B3} > (\omega_2, \omega_4) u_{32}, \quad (4.27)$$

где  $c_j$  – жесткости упругих элементов;  $\mu_k$  – коэффициенты диссипации.

Передаточные числа  $u_{12}$  и  $u_{32}$  определяются исходя из известной формулы виллиса для планетарных передач, исследованиями [4].

В работе [8] установлено, что для применяемых в горных машинах типов асинхронных двигателей в рабочем режиме их динамическая механическая характеристика может быть описана дифференциальным уравнением вида

$$S = v \left( M_\delta(t) + T_s \frac{dM_\delta(t)}{dt} \right), \quad (4.28)$$

где  $v = \frac{S_\kappa}{2M_{\max}}$ ,  $T_s = \frac{1}{\omega_1 S_\kappa}$ ,  $S_\kappa$  – критическое скольжение,  $M_{\max}$  –

максимальный момент двигателя.

Электромагнитный момент ЭТС описывается выражением

$$M_T = M \cdot \arctan^2(a \cdot i_{oe}) \cdot \frac{1 - \omega_3/\omega_0}{1 - b \cdot \omega_3/\omega_0}, \quad (4.29)$$

где  $M$  – максимальный электромагнитный момент ЭТС;  $\omega_0$  – максимальная частота вращения вала ЭМТ;  $i_{oe}$  – ток возбуждения ЭТС;  $a$ ,  $b$  – коэффициенты, которые учитывают конструктивные параметры ЭТС. Изменение тока возбуждения ЭТС описывается выражением:

$$\frac{di_{oe}}{dt} = \frac{U_m - R \cdot i_{oe}}{L}, \quad (4.30)$$

где  $U_m$  – напряжение, подаваемое на обмотку возбуждения ЭМТ;

$R$ ,  $L$  – соответственно сопротивление и индуктивность обмотки возбуждения ЭТС.

Рассмотрим процессы при следующих характерных режимах работы электропривода с ЭТС в составе скребкового конвейера:

- переходный процесс запуска электропривода при заторможенной приводной звездочке;
- переходный процесс при экстренном торможении приводной звездочки.

Переходный процесс запуска электропривода исследовался при следующей последовательности операций управления: холостой запуск асинхронного двигателя при обесточенной обмотке возбуждения ЭТС; периодическая подача напряжения на обмотку возбуждения и соответствующее изменение пускового момента на приводной звездочке. В зависимостях, полученных путем компьютерного моделирования процесса пуска электропривода ВСПК (рис. 4.19), можно выделить три характерных периода. За период  $T_1$  происходит холостой пуск электродвигателя при обесточенной обмотке возбуждения ЭТС. В процессе холостого пуска асинхронного двигателя наблюдается появление динамического момента на приводной звездочке (кривая 1) за счет ускорения инерционных масс эпицикла и ЭТС. Амплитуда динамического момента при холостом запуске не превышает  $1,5M_H$ . При достижении максимальной скорости ЭТС (кривая 2), момент на приводной звездочке снижается практически до нуля.

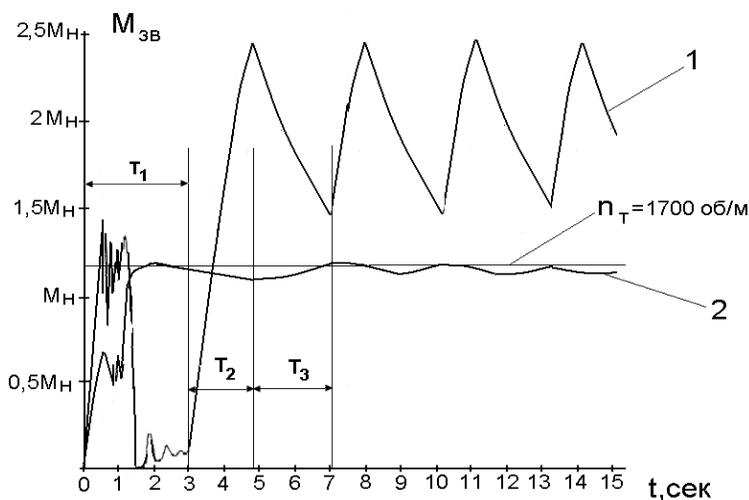


Рис. 4.19. Процесс запуска электропривода при заторможенной приводной звездочке:  $M_H$  – номинальный момент на приводной звездочке, 1 – момент на приводной звездочке  $M_{зв}$  ( $M_{в2}$ ), 2 – частота вращения вала ЭТС.

В начале периода  $T_2$  на обмотку возбуждения ЭТС подается напряжение, и на приводной звездочке появляется пусковой момент, возрастающий в конце периода до  $2,5M_H$ . в течение периода  $T_3$  на-

пряжение с обмотки ЭТС снимается и происходит снижение момента на приводной звездочке. Величина амплитуды пускового динамического момента электропривода может значительно превышать статический момент, соответствующий критическому моменту асинхронного двигателя. Такое превышение момента обеспечивается накопленной кинетической энергией вращающихся масс, приведенных к ротору электродвигателя. Кратность превышения зависит от величины напряжения  $U_{об}$  подаваемого на обмотку ЭТС (рис. 4.20). Регулируя величину  $U_{об}$  можно в определенных пределах регулировать величину пускового момента электропривода. Этот эффект можно использовать для повышения эффективности запуска тяжелогруженого скребкового конвейера.

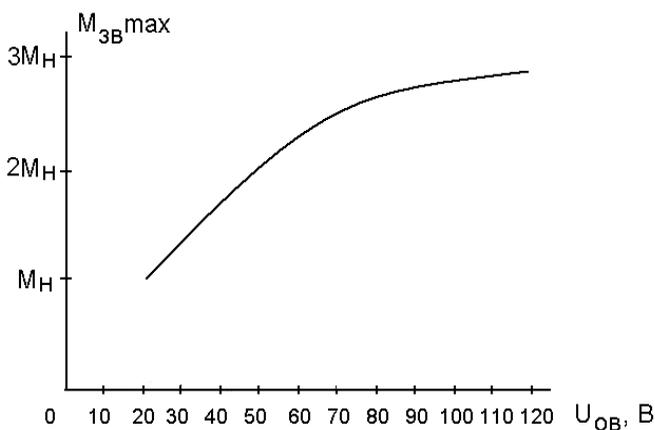


Рис. 4.20. Зависимость максимального пускового момента электропривода  $M_{зв max}$  от величины напряжения  $U_{об}$  возбуждения ЭТС.

При экстренном торможении выходного вала максимальное значение динамического момента зависит от интенсивности снижения угловой скорости приводной звездочки. При времени снижения угловой скорости приводной звездочки  $\omega_{зв}$  до нуля за 0,2 с, максимальное значение динамического момента достигает 6 Мн (рис. 21, а, кривая 1). Амплитуду динамического момента можно существенно уменьшить путем своевременного отключения напряжения  $U_{об}$  ЭТС после появления перегрузки (рис.4.21, а, кривая 2). Еще

большого эффекта можно достигнуть при одновременном отключении электродвигателя и ЭТС (рис.4.21, а, кривая 3). Однако, при времени полного торможения приводной звездочки менее 0,5 с динамический момент превышает предельно допустимое значение с точки зрения механического повреждения редуктора или горной машины. Поэтому, для эффективной защиты электропривода и горной машины от динамических перегрузок было рекомендовано установить фрикционную муфту момента на последнюю ступень редуктора. На рис. 4.21, б приведена экспериментальная осциллограмма момента на приводной звездочке при экстренном торможении электропривода, снабженного фрикционной муфтой [26].

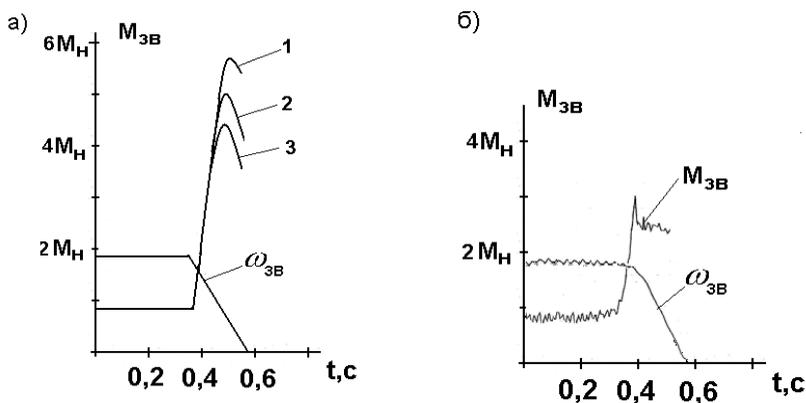


Рис. 4.21. Процесс экстренного торможения выходного вала электропривода

Из осциллограммы следует, что в этом случае величина динамического момента при экстренном торможении электропривода не превышает  $3M_H$ . Таким образом, в процессе управляемого пуска электропривода достигается облегченный холостой запуск электродвигателя и повышение пускового момента за счет учета динамических свойств при управляемом пуске электропривода с ЭТС. Эффективное снижение динамических перегрузок при экстренном торможении электропривода обеспечивается одновременным защитным отключением ЭТС и электродвигателя, а при времени торможения менее 0,5 с защитными свойствами фрикционной муфты момента, установленной на последней ступени редуктора.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании экспериментальных и теоретических исследований в монографии дано научное обоснование технических решений, обеспечивающих реализацию важной прикладной задачи по повышению эффективности работы автоматизированных приводов на базе электромагнитных муфт и тормозов скольжения. На основе установленных закономерностей формирования динамических процессов в системе подачи и особенностей режимов ее работы в составе очистного комбайна для тонких пологих пластов, обоснованы способы автоматического управления и оптимальные параметры САУ, что позволило снизить динамические нагрузки, увеличить производительность комбайна и КПД системы в целом. При этом получены следующие основные научные выводы и практические результаты:

- установлено, что вынесенная система подачи очистного комбайна с аппаратом управления приводами является замкнутой динамической системой, рабочий процесс которой обусловлен управлением каждым из приводов подачи, характером трения тяговой цепи о направляющие и зацеплением ее с зубьями приводных звездочек.

- доказано, что величина тягового усилия вспомогательного привода существенно влияет на амплитуду динамической нагруженности приводов подачи и на суммарную энергию, потребляемую приводами подачи из сети. При помощи рационального распределения усилий между приводами подачи можно уменьшить суммарное энергопотребление приводов и увеличить к.п.д. ВСП на 15–20 %;

- доказано, что при значении разности углов поворота приводных звездочек вынесенных приводов подачи, в пределах 0–0,3 рад, нагрузка между приводами распределяется наиболее рационально, чем достигается уменьшение динамических нагрузок и повышение КПД ВСП;

- обоснован способ управления ВСП и закон регулирования разности углов поворота приводных звездочек приводов. Доказано, что рациональным является пропорционально-интегрально-дифференциальный (ПИД) закон управления;

- обоснована структура системы с пропорционально-дифференциальным (ПД) законом управления скоростью вращения привод-

ных звездочек, позволяющая за счет повышения жесткости искусственных механических характеристик приводов подачи снизить среднеквадратичное отклонение частоты вращения звездочек в 2 раза.

Результаты исследований использованы при разработке аппаратуры автоматического управления приводами с ЭМС и ЭТС для очистных комбайнов и скребковых конвейеров и реализованы в аппаратуре автоматического управления ВСП КДА, в автоматических регуляторах типа РНС и РЭТ, аппаратах автоматического управления приводами скребкового конвейера АУП 110Э и АУП ПБ (Приложение 2).

## ЛИТЕРАТУРА

1. Автоматизация сложных электромеханических объектов энергоёмких производств: учебное пособие для высших учебных заведений / К.Н. Маренич [и др.]. – Донецк: Технопарк ДонГТУ «УНИТЕХ», 2015. – 239 с
2. Дубинин, С.В. Применение электромагнитных муфт скольжения в приводах горных машин / С.В. Дубинин, И.Т. Сидоренко // Горная электромеханика: Респ. межвед. науч.-техн. сб. — 1988. – Вып.52. – С.62–65.
3. Отчет об измерениях параметров комбайна БКТ с вынесенной системой подачи и скребкового конвейера на шахте им. XXIII съезда КПСС ПО Ровенькиантрацит : отчет / В.И. Куксинский. – М.: Гипроуглемаш, 1981. – 6 с.
4. Отчет об измерениях параметров комбайна К-Ю3 и вынесенной системы подачи ВСП на шахте «Миусская» ПО Торезантрацит: отчет / В.И. Куксинский. – М.: Гипроуглемаш, 1981.
5. Отчет о предварительных (стендовых) испытаниях комбайна К-Ю3 с вынесенной системой подачи ВСП и конвейера СП202В: отчет / Т.Е. Шевченко. - М.: Гипроуглемаш, 1979. – 29 с.
6. Щетинин, Т.А. Электромагнитные муфты скольжения / Т.А. Щетинин. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 270 с.
7. Электрослесарю добычного и проходческого оборудования; Справочник / В.А. Антипов [и др.]; под. ред. В.А. Антипова. – Донецк: Донбасс, 1985. – С.81–86.
8. Бойко, Н.Г. Оптимизация параметров силовых систем очистных комбайнов: монография / Н.Г. Бойко. – Донецк: ГВУЗ «ДонНТУ», 2012. – 214 с.
9. Дубинин, С.В. Снижение динамических нагрузок и повышение эффективности вынесенной системы подачи очистного комбайна: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.06; 05.09.03 / С.В. Дубинин; Донецкий политехн. ин-т, 1991. – 14 с.
10. Бойко, Н.Г. О неравномерности перемещения утледобывающих комбайнов со шнековыми исполнительными и гибким тяговым органами / Н.Г. Бойко // Изв.вузов. Горный журнал. –1977. – № 1. – С. 93-96.
11. Картавий, Н.Г. Влияние пульсирующего характера скорости подачи на нагрузку органов разрушения горных машин /

Н.Г. Картавий, В.А. Ульшин // Изв. вузов. Горный журнал. – 1970. – № 5. – С. 115 – 120.

12. Рикман, И.В. Исследование и создание механизма подачи с электромагнитными муфтами скольжения для очистных комбайнов: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.06 / И.В. Рикман. – М.: МГИ, 1972. – 18 с.

13. Серов, Л.А. Устройства управления и системы регулирования угледобывающих машин / Л.А. Серов. – М.: Недра, 1995. – 167 с.

14. Казарьян, В.Н. Переходные процессы в системе регулирования скорости электропривода с электромагнитной муфтой скольжения / В.Н. Казарьян // электротехника. – № 5. – 1973. – С.20.

15. Щетинин, Т.А. Динамика приводов с индукционными муфтами / Т.А. Щетинин. – М.: Энергия, 1977. – 96 с.

16. Куцевалов, В.М. Вопросы теории и расчета асинхронных машин с массивными роторами / В.М. Куцевалов. – М.: Энергия, 1980. – 260 с.

17. Поцепаев, В.В. Исследование динамики и выбор рациональных параметров вынесенного привода подачи очистных комбайнов: автореф. дис. ... канд. техн. наук / В.В. Поцепаев; ИГД им. А. А. Скочинского. – М., 1986. – 14 с.

18. Поцепаев, В. В. Математическая модель вынесенного привода подачи комбайнов для тонких пластов / В.В. Поцепаев // Науч. тр. ИГД им. А. А. Скочинского. – 1983. – Вып. 218. – С.56–62.

19. Бойко, Н. Г. Динамика очистных комбайнов / Н.Г. Бойко. – Донецк: ДонНТУ, 2004. – 206 с.

20. Пинчук, И.С. Переходные процессы в асинхронных двигателях при периодической нагрузке / И.С. Пинчук // Электричество – 1957. – № 9. – с. 27–30.

21. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов / Г.В. Малеев [ и др.]. – М.: Недра, 1988. – 368 с.

22. Дубинин, С.В. Система автоматического управления вынесенным приводом подачи с электромагнитным тормозом скольжения для горных машин / С.В. Дубинин, В.В. Поцепаев // Автоматика / Automation, 2012, XIX международная конференция, 26–28 сентября 2012 г. Киев: НУХТ, 2012.

23. Дубинин, С.В. Исследование автоматизированной двухприводной вынесенной системы подачи очистного комбайна и определение ее оптимальных параметров / С.В. Дубинин, А.П. Санченко //

Автоматизация технологических объектов и процессов. Поиск молодых: сб. VII Международной научно-технической конференции аспирантов и студентов в г. Донецке, 26-28 апреля 2007. – Донецк: ДонНТУ, 2007.

24. Отраслевой стандарт. Комбайны очистные. Выбор параметров и расчет сил резания и подачи на исполнительных органах. Методика: ОСТ 12.44.258-84. – Донгипроуглемаш. – 107 с.

25. НТБ Горная промышленность: Опыт плюс кооперация. Создание отечественного очистного комбайна К600 для обработки пластов средней мощности [Электронный ресурс] // Режим доступа: <http://www.mining-media.ru/ru/article/podzemmash/944-opyt-plyus-kooperatsiya-sozdanie-otechestvennogo-ochistnogo-kombajna-k600-dlya-otrabotki-plastov-srednej-moshchnosti>.

26. Ковальчук, А.Н. Протокол заводских испытаний блока вынесенной системы подачи БПВСП за 24.08.2006 г., / А.Н. Ковальчук – Харьков: ОАО «ХМЗ «Свет шахтера», 2006. – 5 с.

27. Поцепаев, В.В. Алгоритмический метод моделирования нагрузок на роторных исполнительных органах машин / В.В. Поцепаев // Materialy IV mezinarodni vedecko-prakticka konference “Veda a vznik – 2008/2009” Dil 16. Tehnicke vedy: Praha. Publishing house “Education and science”. – 104 с.

28. Дубинин, С.В. Переходные процессы в системе подачи угольных комбайнов с электромагнитными муфтами скольжения / С.В. Дубинин // Изв. вузов. Горный журнал. – 1988. – № 12. – С. 86–93.

29. Соболев, И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И.М. Соболев, Р.Б. Статников. – М.: Наука, 1981. – 110 с.

30. Соболев, И.М. ЛП – поиск и задачи оптимального конструирования / И.М. Соболев, Р.Б. Статников // Проблемы случайного поиска. – Т1. – С. 117-136.

31. Дубинин, С.В. Электромагнитные переходные процессы в цепи управления электромагнитных муфт скольжения привода горных машин / С.В. Дубинин, И.Т. Сидоренко // Горная электромеханика: респ. межвед. научн. техн. сб. – Днепропетровск, 1988. – Вып. 52. – С.33.

32. Дубинин, С.В. Исследование переходных процессов в двух-приводной автоматизированной вынесенной системе подачи очистного комбайна при аварийном заклинивании тяговой цепи /

С.В. Дубинин // Научные труды ДонНТУ; Сер. Гірничо-електромеханічна. – Донецк: ДонНТУ, 2012. – Вып. 23 (196)

33. Дубинин, С.В. О снижении динамических нагрузок в вынесенной системе подачи очистного комбайна с электромагнитными муфтами скольжения / С.В. Дубинин, К.Н. Маренич // Горная электротехника и автоматика. – 2005. – вып. 74.

34. Устройство автоматического управления скоростью подачи угледобывающего комбайна: а.с. № 1518511(СССР), МКИ Е 21 С 35/24 / С. В. Дубинин, В.А. Резников, Т.Г. Зиновьева, Л.Е. Мальцев; опубл. 30.10.89 // Открытия. Изобретения . – 1989. – № 40.

35. Устройство для управления скоростью электромагнитной муфты скольжения: а.с. 11900028 (СССР), МКИ Е21 С 35/24. / С.В. Дубинин, Л.Е.Мальцев, Н.Г. Кривушенко и др.; заявл. 4.07.84; Опубл.07.11.85 // Открытия. Изобретения. – 1985. – № 41.

36. Способ управления вынесенной системой подачи очистного комбайна: а.с. № 1461919 (СССР), МКИ Е 21 С 35/24 / С.В. Дубинин, Сидоренко И.Т. Красик, Я.Л. Поцепаев В.В; опубл. 28.02.89 // Открытия. Изобретения . – 1985. – № 8.

37. Устройство защиты цепи скребкового конвейера от перегрузки Авторское свидетельство: а.с. № 1071743 (СССР), МКИ Е 21 С 35/24 / С.В. Дубинин, Л.Е. Мальцев, Н.Т. Кривушенко; опубл. 07.02.84 // Открытия. Изобретения . – 1984. – № 5.

38. Дубинин, С.В. Исследование переходных процессов автоматизированного электропривода на основе электромагнитного тормоза скольжения / С. В. Дубинин, А.Н. Бурлака // Научные труды ДонНТУ. Серия Обчислювальна техніка та автоматизація. – Донецк: ДонНТУ, 2010. – Вып. 19 (171).

39. Дубинин, СВ. Устройство автоматического управления приводом с электромагнитной муфтой скольжения для базовых забойных скребковых конвейеров/ С.В. Дубинин. – Деп. ЦНИЭИутоль, 9.11.81., № 2189/5, № 11–12. – С.132.

40. Провести исследования и разработать принципы построения систем и технических средств микропроцессорного управления для забойного оборудования: отчет о НИР / Донавтоматгормаш; рук. Темы В.И.Силаев. – Донецк, 1986. – 157 с. – № Г.Р.01860029838.

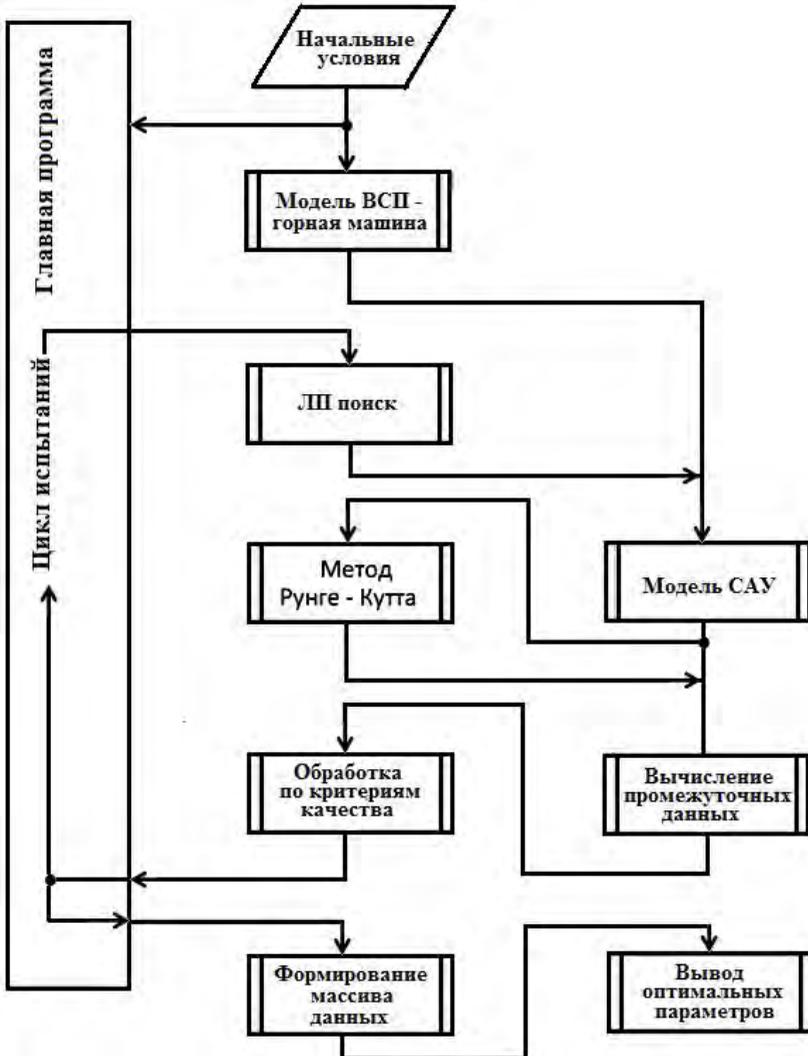
41. Сидоренко, И.Т. Требования к аппарату управления электроприводами вынесенной системы подачи угольного комбай-

на/И.Т. Сидоренко, С.В. Дубинин // Изв. вузов. Горный журнал. – 1989. – №8. – С.90 – 94.

42.Дубинин С.В. Переходные процессы в системе подачи угольных комбайнов с электромагнитными муфтами скольжения/С.В. Дубинин // Изв. вузов. Горный журнал. – 1988. – № 12. – С. 86-93.

43.Тарасик, В.П. Математическое моделирование технических систем: учебник для вузов / В.П. Тарасик. – М.: ДИЗАЙНПРО, 2004. – 640 с.

Алгоритм поиска рациональных параметров САУ



**Аппаратура автоматического управления электроприводами  
горных машин с ЭМС и ЭМТ**



**АУП 110Э**



**АУП ПБ**



**Аппаратура автоматического управления приводом  
скребкового конвейера с ЭМТ**

КДА – аппаратура автоматического управления вынесенной системой подачи комбайна, РНС – автоматический регулятор нагрузки и скорости комбайна, РЭТ – регулятор электромагнитного тормоза скольжения, АУП 110Э и АУП ПБ – аппараты автоматического управления приводом скребкового конвейера с электромагнитным тормозом скольжения (Макеевский завод шахтной автоматики МЗША, Харьковский завод «Свет Шахтера»).

Научное издание

**ДУБИНИН** Сергей Васильевич

**АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ  
ПРИВОДОМ ГОРНЫХ МАШИН С ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЙ  
МУФТОЙ СКОЛЬЖЕНИЯ**

Подписано в печать 12.12.2016. Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 8,78. Уч.-изд. л. 6,86. Тираж 100. Заказ 1011.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя  
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.