

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

М. А. Прищепов, Е. М. Прищепова, В. А. Дайнеко

**ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЙ
ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМЫЙ
АСИНХРОННЫЙ ЭЛЕКТРОПРИВОД
В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ**

**Минск
БГАТУ
2022**

Прищепов, М. А. Энергоэффективный частотно-регулируемый асинхронный электропривод в сельском хозяйстве / М. А. Прищепов, Е. М. Прищепова, В. А. Дайнеко. – Минск : БГАТУ, 2022. – 312 с.: ил. – ISBN 978-985-25-0183-5.

В монографии рассмотрены разработанные системы ЧРАЭП со скалярным и векторным управлением, полученные выражения для расчета коэффициентов передачи, постоянных времени ПИ-регуляторов, передаточных функций разомкнутых и замкнутых по управлению и возмущению контуров регулирования тока, потокосцепления и скорости, которые используются при их настройке и анализе качества работы. Разработаны системы стабилизации загрузки и управления взаимосвязанным ЧРАЭП вальцовых плющилок-измельчителей фуражного зерна, предложена перспективная система взаимосвязанного ЧРАЭП обкаточно-испытательных стендов механических передач.

Для научных работников, аспирантов и инженерно-технического персонала, занимающихся разработкой и эксплуатацией регулируемых электроприводов.

Табл. 12. Ил. 74. Библиогр.: 130 назв.

Рекомендовано к изданию научно-техническим советом
учреждения образования «Белорусский государственный
аграрный технический университет»
(протокол № 1 от 11 января 2022 г.)

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор,
профессор кафедры систем управления
УО «Белорусский государственный университет
информатики и радиоэлектроники» *А. П. Кузнецов*;
кандидат технических наук, доцент,
заместитель директора по научной работе и проектированию
РНПУП «Институт энергетики НАН Беларуси» *Н. Е. Шевчик*

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
Глава 1. АНАЛИЗ СПОСОБОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ КООРДИНАТ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ, ОБОСНОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОГО КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО РЕШЕНИЯ ПЛЮЩИЛКИ-ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ ЗЕРНА	
1.1. Способы регулирования координат асинхронных электроприводов и их энергетическая эффективность	8
1.2. Исследование влияния физико-механических свойств зерна и скорости его деформации на энергоемкость процессов плющения и измельчения зерна	12
1.3. Теоретические исследования производительности вальцовых плющилок-измельчителей зерна различных конструкций с учетом влияния проскальзывания зерновки по поверхности вальца	27
1.4. Обоснование эффективного конструктивно- технологического решения плющилки-измельчителя фуражного зерна	45
Глава 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССОВ ПЛЮЩЕНИЯ И ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ ЗЕРНА ВАЛЬЦАМИ	
2.1. Исследование мощности привода и распорного усилия вальцовых плющилок зерна различных конструкций	50
2.2. Исследование мощности привода и распорного усилия вальцовых плющилок-измельчителей зерна различных конструкций	67
2.3. Теоретические и экспериментальные исследования производительности и энергоемкости вальцовых плющилок зерна	78
Глава 3. ОБОСНОВАНИЕ СИСТЕМЫ ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМОГО АСИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА ВАЛЬЦОВЫХ ПЛЮЩИЛОК- ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕЙ ФУРАЖНОГО ЗЕРНА	
3.1. Обзор и анализ регулируемых систем электропривода	85
3.2. Обоснование энергоэффективной силовой схемы частотно-регулируемого асинхронного электропривода вальцовых плющилок-измельчителей зерна	91

3.3. Обоснование целевой функции и критерия оптимизации конструктивных и технологических параметров вальцовых плющилок-измельчителей зерна	95
Глава 4. РАЗРАБОТКА ИНЖЕНЕРНЫХ МЕТОДИК РАСЧЕТА И ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМОГО АСИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА ВАЛЬЦОВЫХ ПЛЮЩИЛОК-ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕЙ	
4.1. Определение областей работы частотно-регулируемого асинхронного электропривода плющилок-измельчителей	112
4.2. Определение параметров схемы замещения асинхронных двигателей и построение их естественных механических и электромеханических характеристик	125
4.3. Расчет основных параметров и выбор типа преобразователя частоты и способа управления скоростью двигателя в системе ПЧ-АД.....	142
4.4. Математическое описание, структурная схема асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором и расчет параметров ее элементов в системе ПЧ-АД.....	145
4.5. Расчет предельных механических и электромеханических характеристик разомкнутой системы ПЧ-АД и оценка работы электропривода в допустимой области	162
4.5.1. Скалярное управление.....	162
4.5.2. Векторное управление.....	184
4.6. Определение параметров структурной схемы системы ПЧ-АД частотно-регулируемого электропривода плющилки-измельчителя зерна	194
4.6.1. Системы частотно-регулируемого асинхронного электропривода со скалярным управлением.....	195
4.6.2. Системы частотно-регулируемого асинхронного электропривода с векторным управлением.....	216
4.6.3. Структурная схема частотно-регулируемого асинхронного электропривода с бездатчиковым векторным управлением	224
4.7. Разработка системы стабилизации загрузки вальцовой плющилки-измельчителя зерна	241

Глава 5. РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ
ВЗАИМОСВЯЗАННЫМ ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМЫМ
АСИНХРОННЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ
ВАЛЬЦОВЫХ ПЛЮЩИЛОК-ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕЙ
ФУРАЖНОГО ЗЕРНА

5.1. Разработка алгоритма оптимального управления
взаимосвязанным частотно-регулируемым асинхронным
электроприводом вальцовых плющилок-измельчителей
фуражного зерна 251

5.2. Разработка электромеханической системы
взаимосвязанного электропривода вальцовых
плющилок-измельчителей фуражного зерна 259

5.3. Работа системы управления взаимосвязанным
частотно-регулируемым асинхронным электроприводом
вальцовых плющилок-измельчителей фуражного зерна 264

Глава 6. РАЗРАБОТКА СХЕМЫ И МЕТОДИКИ
РАСЧЕТА МОЩНОСТИ ТОРМОЗНОГО ДВИГАТЕЛЯ
ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМОГО АСИНХРОННОГО
ЭЛЕКТРОПРИВОДА СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ
И ОБКАТКИ ПЕРЕДАЧ

6.1. Обоснование перспективной системы электропривода
обкаточно-испытательных стендов механических передач 267

6.2. Методика расчета мощности приводного и тормозного
асинхронного двигателя при частотном регулировании
скорости в обкаточно-испытательных стендах
механических передач 276

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ 296

ПРИЛОЖЕНИЕ 308

ВВЕДЕНИЕ

Во всех технологических процессах промышленного и сельскохозяйственного производства преобразование электрической энергии в механическую и обратно выполняется электроприводами (ЭП). При этом ими потребляется более 60 % вырабатываемой энергии. В промышленности работает 90 % ЭП от всех применяемых, в сельском хозяйстве – около 20 %. Из всех работающих ЭП 90 % являются асинхронными, т. е. в них в качестве электромеханического преобразователя в большинстве случаев используется асинхронный двигатель (АД) с короткозамкнутым ротором. В высокоэлектровооруженных отраслях установленная мощность электродвигателей в среднем на одного работающего составляет 5 кВт и более. Следовательно, вопрос использования энергоэффективных ЭП как в промышленности, так и в сельском хозяйстве является весьма актуальным, поскольку в настоящий период это главный потребитель электроэнергии, что в условиях дефицита энергоресурсов делает особенно острой проблему энергосбережения в ЭП. Считается, что сегодня сэкономить единицу энергетических ресурсов вдвое дешевле, чем добыть и получить их из топливно-энергетических ресурсов. В перспективе это соотношение будет меняться в сторону экономии, т. к. добывать топливо все труднее и запасы его убывают.

Широкое использование ЭП в производстве вообще и с АД в частности обусловлено преимуществами электродвигателей:

- имеют высокий коэффициент полезного действия, 75 %–96 %, против 28 %–40 % у двигателей внутреннего сгорания;
- имеют значительный пусковой момент;
- являются обратимыми, т. е. могут преобразовывать механическую энергию в электрическую и отдавать ее в сеть;
- обладают саморегулированием, т. е. при изменении нагрузки изменяется потребляемая мощность;
- допускают кратковременные перегрузки кратностью два и более;
- являются более простыми по устройству, более дешевыми и менее пожаро-взрывоопасными, особенно АД с короткозамкнутым ротором;
- легче автоматизируются и позволяют реализовывать различные законы движения;
- являются более экономичными;

– их легче приблизить к рабочему органу технологической машины или даже совместить с ним.

Современный ЭП развивается по следующим основным направлениям:

– по пути наибольшего приближения электродвигателя с приводным валом или совмещения с рабочей машиной (РМ);

– активно – в направлении регулирования его координат (скорости, момента, угла поворота), что расширяет его функциональные возможности и повышает энергоэффективность технологических процессов;

– в сторону экономичности;

– в сторону удобства управления, повышения информатизации и контроля процесса, а также исключения аварийных режимов работы.

Глава 1. АНАЛИЗ СПОСОБОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ КООРДИНАТ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ, ОБОСНОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОГО КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО РЕШЕНИЯ ПЛЮЩИЛКИ-ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ ЗЕРНА

1.1. Способы регулирования координат асинхронных электроприводов и их энергетическая эффективность

Для регулирования основной координаты (угловой скорости) АД необходимо изменять его механическую характеристику, т. е. зависимость его момента M от угловой скорости ω или, что одно и то же, от скольжения s . В соответствии с формулой, полученной из схемы замещения АД, этого можно достигнуть, изменяя следующие основные величины: фазное напряжение U_ϕ , активные и индуктивные сопротивления обмоток ротора r'_2 , x'_2 и статора r_1 , x_1 , угловую скорость вращения ω_0 магнитного поля статора и скольжение ротора s :

$$M = \frac{3U_\phi^2}{\omega_0} \frac{\frac{r'_2}{s}}{\left(r_1 + \frac{r'_2}{s}\right)^2 + (x_1 + x'_2)^2}, \quad (1.1)$$

где x_1 – индуктивное сопротивление рассеяния фазы обмотки статора;

x'_2 – индуктивное сопротивление рассеяния фазы обмотки ротора, приведенное к цепи статора;

r'_2 – активное сопротивление обмотки ротора, приведенное к статору.

Для анализа энергоэффективности способов регулирования угловой скорости АД необходимо рассмотреть возникающие в нем потери. В асинхронной машине различают электрические потери в статоре и роторе, магнитные потери в стали, механические потери из-за трения в подшипниках и потери на вентиляцию. Другие потери оказывают на работу машины значительно меньшее влияние.

Электрические потери определяются квадратом тока, проходящего по обмоткам, который, в свою очередь, определяется нагрузкой двигателя. Все остальные виды потерь, кроме электрических, изменяются менее существенно. Необходимо рассмотреть, как изменяются электрические потери АД при регулировании угловой скорости вращения ротора ω . Электрические потери в статоре АД приблизительно пропорциональны электрическим потерям в роторе, поэтому достаточно рассмотреть потери в роторе и сделать вывод об энергоэффективности регулирования. Для этого запишем электрические потери в роторе из схемы замещения и приравняем их к разнице электромагнитной и механической мощности на валу:

$$3I_2' r_2' = M\omega_0 - M\omega = M(\omega_0 - \omega), \quad (1.2)$$

где I_2' – ток обмотки ротора, приведенный к статору.

Учитывая, что $\omega = \omega_0(1 - s)$, то $3(I_2')^2 r_2' = M\omega_0 s$.

Приведенное выражение определяет связь между моментом асинхронной машины, электрическими потерями в роторе и его скольжением. Из выражения видно, что электрические потери в роторе, а соответственно, и в статоре будут определяться скольжением ротора, т. е. с ростом скольжения они будут увеличиваться.

Из изложенного следует, что способы регулирования угловой скорости асинхронными двигателями делятся на две группы.

Первая группа (*параметрические способы*) включает способы регулирования, при которых скорость идеального холостого хода АД остается постоянной, а изменение угловой скорости ротора происходит за счет изменения его скольжения. У этой группы методов постоянные потери у АД остаются практически неизменными, т. к. возрастание потерь в стали при увеличении скольжения ротора компенсируется уменьшением механических потерь из-за уменьшения скорости, а переменные потери растут пропорционально скольжению ротора. К таким способам регулирования относится введение дополнительных активных и реактивных сопротивлений в цепи ротора и статора, регулирование напряжения статора – как плавно и ступенчато, так и импульсными методами.

Вторая группа (*частотные способы*) охватывает способы, где изменение угловой скорости ротора происходит за счет изменения

скорости идеального холостого хода при неизменном скольжении ротора. При неизменном скольжении и постоянной нагрузке переменные потери в статоре и роторе АД для различных скоростей также неизменны, постоянные потери уменьшаются при частоте питающего напряжения статора ниже номинального значения и возрастают при частоте выше номинального. К таким способам относятся частотное регулирование и регулирование изменением числа пар полюсов обмотки статора.

Частотные способы регулирования скорости АД являются наиболее энергоэффективными (ЭЭФ), т. к. переменные потери в обмотках статора и ротора при изменении угловой скорости ротора АД остаются неизменными, не увеличиваясь, как в параметрических способах. Использование регулируемого ЭП во многих технологических процессах рассматривается как основное направление развития ЭП, поскольку при этом существенно повышается качество и снижается энергоемкость технологических процессов и экономится до 30 % электроэнергии. Кроме того, во взаимосвязанных частотно-регулируемых асинхронных электроприводах (ЧРАЭП) возможно использование рекуперации электрической энергии от АД, работающего в генераторном режиме, к АД, работающему в двигательном режиме. Таким образом, высокая ЭЭФ частотного способа регулирования скорости АД, повышение качества и снижение энергоемкости технологических процессов РМ и возможность использования рекуперации электрической энергии во взаимосвязанном ЧРАЭП определяют в совокупности перспективы его развития.

Взаимосвязанные частотно-регулируемые асинхронные электроприводы (ЧРАЭП) могут использоваться в сложных производственных механизмах, где двигатели кинематически связаны с рабочими валами производственного механизма, работающего на общую нагрузку при различных мощностях и (или) частотах вращения на рабочих валах, например в вальцовых измельчителях зерна или материалов, шнековых и лопастных смесителях сыпучих материалов, стендах обкатки и испытаниях механических передач, лифтах и др. [1, 2].

В электроприводе, показанном на рис. 1.1, взаимосвязанный ЧРАЭП содержит n АД с короткозамкнутыми роторами M_1-M_n , кинематически связанными с рабочими валами производственного механизма (на рисунках не показано), n выпрямителей V_1-V_n ,

выполненных на силовых диодах, и n автономных инверторов I_1-I_n , выполненных на базе IGBT-транзисторов, шунтированных силовыми диодами обратного тока и связанных с системой импульсно-фазового управления (на рисунках не показана). В состав инвертора также входят конденсаторы C_1-C_n для обмена реактивными токами между инвертором и электродвигателем.

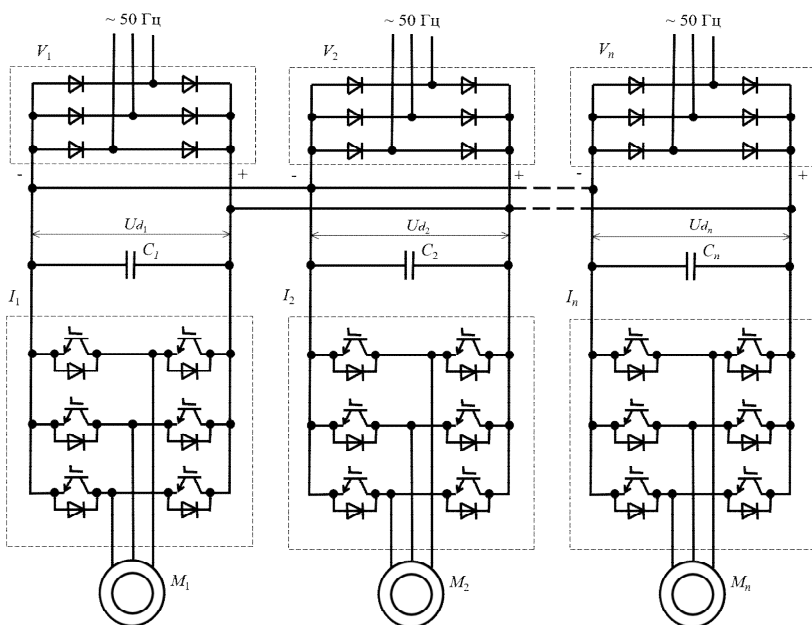


Рис. 1.1. Электрическая схема взаимосвязанного частотно-регулируемого асинхронного электропривода

В данном взаимосвязанном электроприводе регулирование скорости электродвигателей производится путем согласованного изменения частоты и напряжения на выходе соответствующего инвертора. На всех режимах работы асинхронных ЭП обеспечивают параллельное обтекание фазных обмоток статора каждого АД от соответствующих инверторов токами нагрузки, пропорциональными моментам сопротивления на валах АД, а также рекуперацию энергии торможения от АД с короткозамкнутыми роторами, частота вращения которых превышает синхронную частоту вращения маг-

нитного поля статора, создаваемую инвертором соответствующего преобразователя частоты (ПЧ) к АД с частотой вращения роторов, меньшей синхронной частоты вращения магнитных полей статора, путем параллельного подключения к питающей сети фазных обмоток статоров АД через статические ПЧ и параллельного соединения одноименных полюсов входов их инверторов. При изменении момента сопротивления на валу любого асинхронного электродвигателя по значению изменения частоты вращения его ротора и тока нагрузки, протекающего по фазным обмоткам статора, изменяют частоту и (или) амплитуду питающего их напряжения, причем частоту – обратно пропорционально изменению частоты вращения ротора, а амплитуду – прямо пропорционально изменению тока нагрузки статора.

Использование взаимосвязанных ЧРАЭП позволяет значительно уменьшить энергозатраты за счет рекуперации электрической энергии по шинам постоянного тока от тормозной машины к приводной [1, 2].

1.2. Исследование влияния физико-механических свойств зерна и скорости его деформации на энергоёмкость процессов плющения и измельчения зерна

Республика Беларусь на протяжении последних пяти лет производит порядка 8–10 млн т зерна основных зерновых культур, из них свыше 50 % убирают на фуражные цели, причем после уборки для хранения его необходимо сушить и измельчать перед скармливанием, что требует больших капитальных вложений, значительных энерго- и трудозатрат, занимающих более 50 % от общих трудозатрат в приготовлении комбикормов. Этим обусловлен поиск более простых и дешевых приемов сохранения урожая, особенно фуражного зерна, которое можно скармливать животным непосредственно во влажном состоянии.

В последние годы наряду с традиционной технологией хранения сухого зерна и измельчения перед скармливанием широко используется технология консервирования плющеного зерна ранней стадии спелости – сравнительно новый, более совершенный способ заготовки, хранения и использования фуражного зерна. Принцип хранения при этой технологии такой же, как и при

силосовании трав: кормовая масса хранится с использованием консерванта в герметичных условиях, препятствующих деятельности вредных микроорганизмов.

В настоящий период названные технологии не заменяют друг друга, а объективно дополняют, т. е. существуют параллельно. Традиционная технология хранения и измельчения сухого зерна требует применения измельчающего оборудования, а технология консервирования плющеного влажного зерна – плющилок.

Практический опыт использования вальцовых плющилок показывает, что в течение года они работают 2–3 недели и обладают низкой годовой загруженностью. Поэтому монография посвящена снижению энергоемкости технологических процессов вальцовых плющилок-измельчителей фуражного зерна путем применения взаимосвязанного ЧРАЭП вальцов, обеспечивающего как плющение ими влажного, так и измельчение сухого зерна.

Технологические свойства кормов – совокупность их физико-механических и химических свойств. Химические свойства кормов зависят от содержания в их компонентах углеводов, белков, протеина, клетчатки, жира, золы и других веществ. К физико-механическим свойствам зерна относятся объемная масса, плотность, влажность, форма и размеры зерновки, коэффициент трения, прочность, пленчатость, стекловидность и другие, оказывающие существенное влияние на его процесс плющения и измельчения [3–5].

Объемная масса – это масса единицы объема продукта. Объемной массой зерна называют массу 1 л зерна, выраженную в граммах. По международному стандарту объемная масса – это масса 20 л зерна, выраженная в килограммах. До недавнего времени объемная масса зерна называлась натурой. Всевозможные примеси, обычно более мелкие, чем зерно, ухудшают качество зерна и вместе с тем понижают его объемную массу. Изменение влажности зерна также влияет на значение этого показателя. Между объемной массой и влажностью зерна существует зависимость [6–8]: при снижении влажности зерна до 25 %–26 % объемная масса также уменьшается, при дальнейшем снижении влажности объемная масса увеличивается, достигая максимального значения при влажности 12 %–15 %. Таким образом, объемная масса зерна, или натура, выражает разнообразные его качества, суммируя их в общей цифре. Чем больше эта цифра, тем лучше суммарные качества зерна, и наоборот.

Плотность зерна в целом и его анатомических частей имеет важное технологическое значение. Как правило, у хорошо налившегося зерна более высокая плотность, чем у незрелого. Плотность зерна и его частей зависит от их химического состава. Наибольшую плотность имеет крахмал и минеральные вещества, поэтому с увеличением их доли растет плотность зерновки, и наоборот, увеличение количества белка и липидов снижает плотность зерна. Существенные различия химического состава обуславливают большие колебания плотности зерна, г/см³: пшеницы – 1,33–1,53; ржи – 1,26–1,42; кукурузы – 1,23–1,27; ячменя – 1,23–1,28; овса – 1,11–1,15. Анатомические части зерновок сильно различаются не только по химическому составу и структуре, но и по плотности. Так, плотность целого зерна яровой пшеницы составляет в среднем 1,336, ее эндосперма – 1,471, зародыша – 1,29, оболочек – 1,066.

Влажность – главное из физико-механических свойств зерна, зависящее от его вида, фазы развития растения и других факторов. Влажность зерна оказывает значительное влияние на коэффициент трения, прочность и объемную массу зерна [4].

Профессор Я. Н. Куприц [9] разработал технологическую гидрограмму зерна (рис. 1.2), на которой отмечены характерные границы и критические точки влагосодержания в зерне пшеницы. В зависимости от преобладающей формы связи влаги с коллоидными материалами зерна автор различает воду связанную и свободную.

Область связанной воды ограничивается гидратационной точкой, при которой влажность зерна составляет 14 %–16 % в зависимости от сорта и культуры. Далее, при увеличении влажности до 27 %–29 %, следует *область капиллярной воды*, ограниченная гигроскопической точкой. Третья область представляет *собственно свободную воду*. Верхний предел этой области ограничивается точкой максимального насыщения, что соответствует влажности зерна в 50 %.

Для длительного хранения зерна используется область связанной воды от 15,5 % и ниже, а для переработки – область капиллярной воды, главным образом ее начальная часть, т. е. от 15 % до 18 % влажности. Эта узкая зона является зоной технологических оптимумов влажности, обеспечивающей минимум энергоемкости рабочего процесса измельчения зерна.

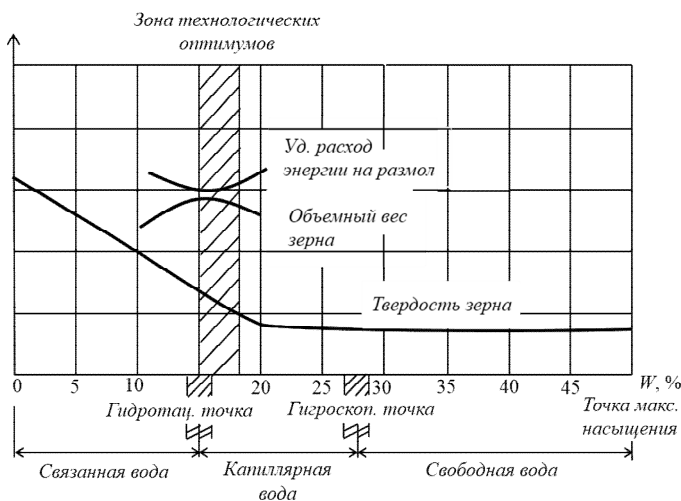


Рис. 1.2. Технологическая гидрограмма зерна (по Я. Н. Куприцу)

Коэффициент трения оценивает фрикционные свойства зерна. Различают коэффициент трения покоя $f_{\text{п}}$ и коэффициент трения движения $f_{\text{д}}$. Оба коэффициента вычисляют как отношение силы трения $F_{\text{тр}}$ к силе нормального давления $N_{\text{н}}$. При вычислении коэффициента трения покоя $f_{\text{п}}$ используют силу трения $F_{\text{тр}}$, возникающую в момент начала сдвига зерновки относительно поверхности трения вальца. При вычислении коэффициента трения движения $f_{\text{д}}$ используют силу трения, установившуюся в процессе движения зерновки относительно поверхности трения вальца. Коэффициент трения в основном определяется видом зерновой культуры, влажностью зерна, материалом, чистотой обработки и наличием рифлей на рабочей поверхности валцов [4, 10–14].

Исследованиями В. И. Дешко и А. А. Губанова установлено, что с увеличением влажности зерна с 10 % до 35 % коэффициент трения зерна о стальную поверхность возрастает у пшеницы с 0,26 до 0,30; у ржи с 0,30 до 0,46; у овса с 0,31 до 0,37; у кукурузы с 0,30 до 0,46 [15, 16].

Известны исследования [6, 17, 18], показывающие, что коэффициент трения движения зерна ячменя, пшеницы, овса, кукурузы о стальную поверхность значительно меньше коэффициента трения покоя. И составляет, как правило, 0,6–0,7 от его значения. Однако

в работе [14] при исследовании коэффициента трения движения, проведенном при относительной скорости трущихся пар 5 м/с, установлено, что с повышением влажности с 12 %–14 % до 18 %–22 % коэффициент трения движения резко возрастает с 0,3 до 0,5 у пшеницы, с 0,28 до 0,29 у ячменя и при дальнейшем увеличении влажности почти не изменяется.

Из исследований В. С. Ромалийского [19] (рис. 1.3) известно, что с увеличением силы давления на зерно коэффициент трения уменьшается, а при силе давления, превышающей 0,8 кН, достигает определенного минимального значения, причем чем выше влажность зерна, тем меньше это значение. Снижение коэффициента трения объясняется выделением на рабочей поверхности валцов в процессе сжатия влаги, содержащейся в эндосперме, которая играет роль смазки.

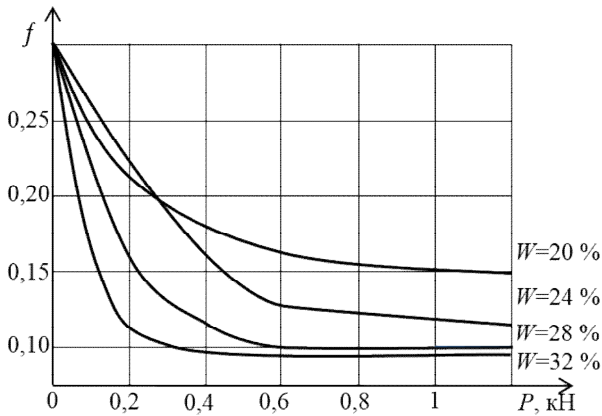


Рис. 1.3. График зависимости коэффициента трения f зерна ячменя по стальной поверхности от силы давления P при его различной влажности W (по В. С. Ромалийскому)

Как показывает анализ исследований физико-механических свойств зерна, проведенных разными авторами, увеличение его влажности способствует повышению коэффициента трения, что улучшает условия захвата зерна в межвальцовом пространстве. Однако с увеличением силы давления на зерновку коэффициент трения уменьшается, что может приводить к проскальзыванию поверхности вальца по зерну. Таким образом, коэффициент трения меняется в процессе плющения и имеет сложную зависимость: воз-

растающую при увеличении влажности зерна и одновременно убывающую при увеличении силы давления на него.

Кроме коэффициентов трения покоя f_n и движения f_d зерновые культуры характеризуются коэффициентом внутреннего трения f_v . Для зерновых культур он находится в пределах 0,4–0,6. Коэффициент внутреннего трения f_v и влажность зерна в основном определяют угол естественного откоса зерна. При влажности зерна $W = 11\%–16\%$ угол естественного откоса равен $34^\circ–37^\circ$, с уменьшением влажности зерна он уменьшается до определенного предела. Знание величины угла естественного откоса зерна необходимо при проектировании плющилки-измельчителя, т. к. он определяет возможность подачи или транспортирования зерна самотеком, а также величину бокового давления зерна на стенку или заслонку.

Прочность зерна – его способность противостоять (сопротивляться) разрушению под воздействием приложенных усилий. Она оценивается величиной разрушающего усилия и напряжения (пределом прочности). При этом необходимо учитывать вид деформации, т. к. сопротивляемость сжатию, срезу, сдвигу и истиранию для зерна неодинакова. Различие прочности зерна разных культур достигает 50 %. Прочность мелкого зерна на 30 %–60 % выше, чем крупного. Установлены также значительные колебания разрушающих усилий в зависимости от сорта зерна, района произрастания. Зерно как материал для измельчения рассматривается как неоднородное тело, состоящее из эндосперма, оболочки и зародыша. Наиболее ценной кормовой составляющей зерна является эндосперм из хорошо усвояемых белков и крахмала. Эндосперм ограничивается алейроновым слоем, состоящим из прочных структур, оказывающих значительное сопротивление при измельчении, но оболочка зерна значительно прочнее эндосперма.

Например, усилие, необходимое для разрыва оболочек твердой пшеницы при влажности 18 %, достигает 316 кг/см^2 , для ржи – 225 кг/см^2 , а разрушающее усилие при сжатии эндосперма пшеницы – до 30 кг/см^2 [20]. По данным опытов В. Я. Гиришсона [21], величина разрушающего усилия оболочек, в зависимости от сорта зерна и влажности его, составляет от 95 до 315 кг/см^2 , тогда как разрывное усилие эндосперма составляет лишь $17–33 \text{ кг/см}^2$, т. е. в 10–15 раз меньше, чем оболочек.

Процесс измельчения зерна на вальцовых станках изложен в работе [22], согласно которой первые работы в этом направлении были выполнены профессором П. А. Афанасьевым, установившим,

что относительное сжатие зерна до его разрушения прямо пропорционально нагрузке на него. На основании проведенных исследований им была получена зависимость, позволяющая вычислить работу, необходимую для разрушения зерна сжатием.

С. А. Чистов определял усилия разрушения зерна пшеницы при деформациях сжатия и среза и установил, что разрушающие усилия сжатия в 2–3 раза превышают усилия среза.

Значительный вклад в изучение физико-механических свойств зерна при его деформации внес В. Я. Гиршсон, определивший на специальном прессе разрушающие усилия при растяжении, сжатии и сдвиге для целого зерна пшеницы и ржи и их анатомических частей. Им установлено, что разрушающие усилия среза как для целого зерна, так и для его составляющих в 3–5 раз меньше, чем при деформации сжатия. Аналогичные данные, подтверждающие эти выводы, были получены П. П. Тарутиным и Н. М. Орловым, Н. В. Врасским, П. Г. Демидовым, И. В. Крагельским, А. Л. Шполянской и др. Проведенные исследования по изучению условий деформирования зерна при его измельчении на вальцовых станках существенно расширил и дополнил С. Д. Хусид, используя фундаментальные труды В. Д. Кузнецова по физике твердого тела, в которых введено понятие скорости деформации твердых тел, физический смысл которого связан со скоростью приложения разрушающих усилий к разрушаемому телу и скоростью уменьшения объема измельчаемого тела. Скорость деформирования твердых тел представляет собой первую производную от относительной деформации во времени. Увеличение скорости деформации твердых тел, как правило, приводит к их хрупкому разрушению. Исследования С. Д. Хусида показали, что скорость деформирования – важный фактор, существенно влияющий на процесс измельчения зерновых продуктов. Эндосперм пшеницы при влажности 13 %–14 % представляет собой типично хрупкое тело, однако при определенных условиях силового нагружения может проявлять свойства пластичных тел. Исследованиями установлено, что повышение влажности зерна приводит к увеличению пластичности зерна в целом и его анатомических частей. При этом, несмотря на снижение твердости эндосперма, с повышением влажности зерна его сопротивляемость разрушению возрастает за счет еще большего возрастания сопротивляемости разрушению его оболочек. Поэтому при измельчении увлажненного зерна затраты энергии, как правило, больше, чем при измельчении сухого. Установленная закономерность наиболее резко выражена для низкостекловидного зерна.

При отрицательной температуре зерна (промораживании) оно становится более хрупким и его прочность уменьшается, а соответственно, уменьшаются и затраты энергии на его измельчение.

Рассматривая условия силового нагружения зерновки измельчаемого продукта в межвальцовом пространстве при разных окружных скоростях валцов, можно утверждать, что на зерновку в точке захвата действуют две силы: одна со стороны быстровращающегося вальца, вторая со стороны медленновращающегося. Эти силы направлены по касательной к окружности валцов, причем первая захватывает в межвальцовое пространство, а вторая выталкивает в силу разных окружных скоростей валцов. После захвата зерновки в межвальцовое пространство на нее воздействуют также сжимающие силы, равные по величине, но направленные в противоположные стороны и зависящие от физико-механических свойств зерна и межвальцового зазора. Таким образом, на зерновку, находящуюся в рабочей зоне, одновременно действуют сдвигающие и сжимающие усилия, определяющие характер и эффективность процесса измельчения. Необходимо учитывать не только величину этих усилий, но и их соотношение, которое определяется соотношением окружных скоростей валцов, а их величина зависит от усилий сжатия измельчаемого зерна. Важна также скорость приложения этих усилий – скорость деформации. С увеличением скорости деформации создаются условия для хрупкого разрушения как наиболее эффективного.

Таким образом, процесс измельчения зерна в межвальцовом пространстве определяется величиной и соотношением сдвигающих и сжимающих усилий, а также скоростью его деформирования, при этом эффективность измельчения возрастает с увеличением сдвигающих усилий и скорости деформирования.

Для подтверждения обоснованности вывода о влиянии скорости деформации на процесс измельчения было проведено изучение деформации зерновки пшеницы в условиях сжимаемости плоскими штампами и вальцами [23]. Из работы [24] известно, что на процесс деформирования зерна в большей степени влияют такие механические свойства, как упругость и вязкость. Упругость связана с первым этапом механического нагружения зерна, а вязкость – с последующими этапами возрастания нагрузки. Исследования [25] плющения зерна на прочностной машине Инстрон показали, что данный процесс можно описать обобщенной моделью Кельвина–Фойгта.

Форму зерновки, находящуюся между плоскими плитами прочностной машины, приближенно можно принять как эллипсоид с полуосями a , b , c (рис. 1.4).

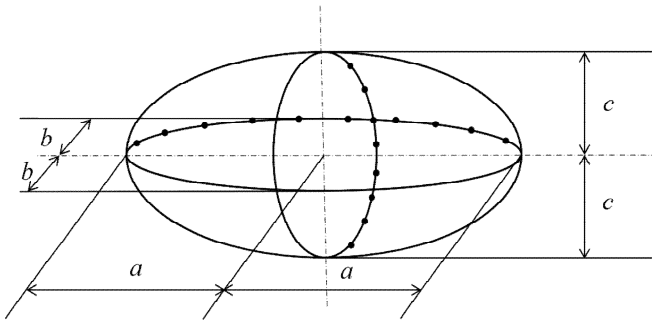


Рис. 1.4. Форма зерновки в виде эллипсоида с полуосями a , b , c

Тогда относительная линейная деформация зерновки

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}, \quad (1.3)$$

где Δl – абсолютная линейная деформация зерновки, м;
 $l = 2c$ – толщина зерновки до деформации, м.

Реологическая связь между напряжением и относительной деформацией зерновки согласно работе [26] примет следующий вид:

$$\sigma = \varepsilon E + \gamma \varepsilon \frac{d\varepsilon}{dt}, \quad (1.4)$$

где σ – напряжение в зоне контакта плиты Инстрона и поверхности зерновки, Па;

E – коэффициент упругости зерновки, Па;

γ – коэффициент вязкости зерновки, Па·с;

t – время процесса деформирования, с.

Следует обозначить через a и b границы контакта зерновки и плиты Инстрона, которые будут определяться силой давления P_{zg} , со стороны Инстрона. Пятно контакта – круг диаметром приблизительно $2b$. Во время плющения зерновки пятно контакта растет, а толщина l

уменьшается до достижения Инстроном заданного максимального давления.

Зависимость силы давления плиты Инстрома от напряжения на поверхности контакта:

$$P_{zg} = \int_0^{\varepsilon} \sigma s d\varepsilon, \quad (1.5)$$

где s – площадь поверхности контакта зерновки с плитой деформатора ($s = \pi ab$), м².

Если предположить, что скорость деформации постоянна, т. е. $\frac{d\varepsilon}{dt} = v = \text{const}$, то формула (1.5) примет вид:

$$P_{zg} = \int_0^{\varepsilon} \varepsilon (E + \gamma v) s d\varepsilon. \quad (1.6)$$

После интегрирования

$$P_{zg} = \frac{s\varepsilon^2}{2} (E + \gamma v). \quad (1.7)$$

Параметры P_{zg} , ε , v , s определяются из экспериментальных данных, полученных с помощью Инстрома. Из уравнения (1.7) можно найти любое неизвестное из двух (γ , E) при условии, что другое известно. При изучении процесса плющения зерновки пшеницы сорта Корвет на Инстроне были определены средние параметры процесса плющения: $P_{zg} = 3000$ Н, $l = 0,003$ м, $\Delta l = 0,0026$ м, $s = 0,00001$ м². Модуль упругости для сортов пшеницы Ява, Корвет, Крис, Микон, Саква был взят из работы [24]. На рис. 1.5 *a*, *b*, *в* приведена зависимость коэффициента вязкости от изменения коэффициента упругости, полученная из уравнения (1.7), при разной продолжительности процесса плющения выбранных сортов пшеницы.

Из рис. 1.5 видно, что чем больше время плющения, тем больше коэффициент вязкости зерновки. Работа, затраченная на деформирование зерна:

$$dA = \sigma d\varepsilon, \quad (1.8)$$

где A – удельная работа деформации, или работа, отнесенная к объему зерновки, Па.

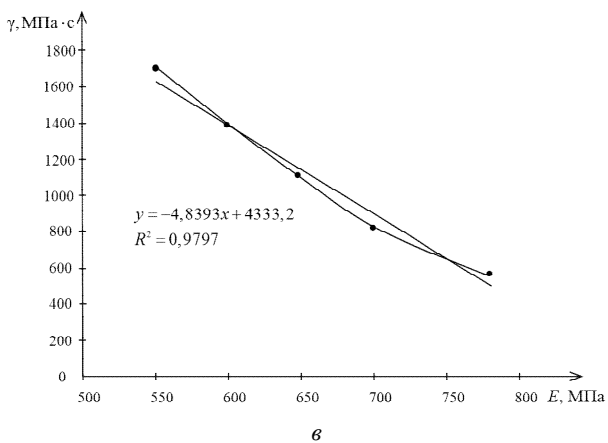
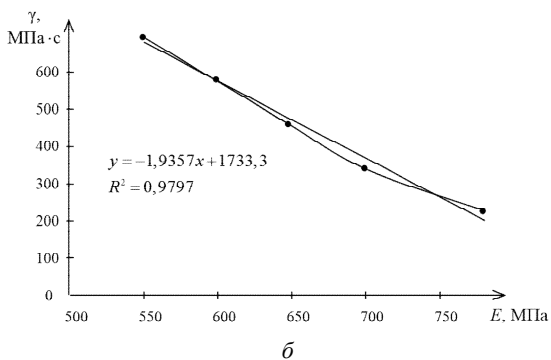
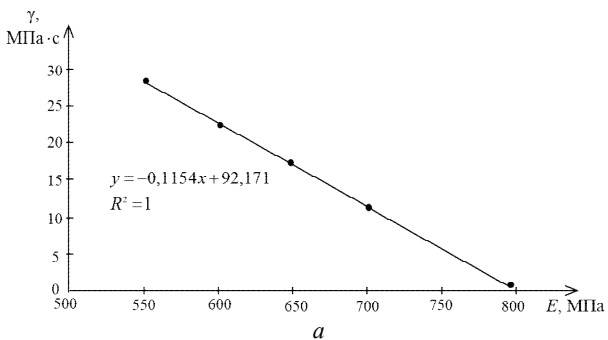


Рис. 1.5. График зависимости коэффициента вязкости от изменения коэффициента упругости зерновки пшеницы при разной продолжительности процесса плющения:
 a – при $t = 0,1$ с; $\nu = 8,67$ о. е./с; δ – при $t = 2$ с; $\nu = 0,43$ о. е./с;
 ν – при $t = 5$ с; $\nu = 0,17$ о. е./с

Аналогично работа определяется при деформировании зерновки в вальцовой плющилке.

Для теоретических расчетов параметров процесса плющения зерновки необходимо рассмотреть упрощенную схему вальцовой зерноплющилки, приведенную на рис. 1.6.

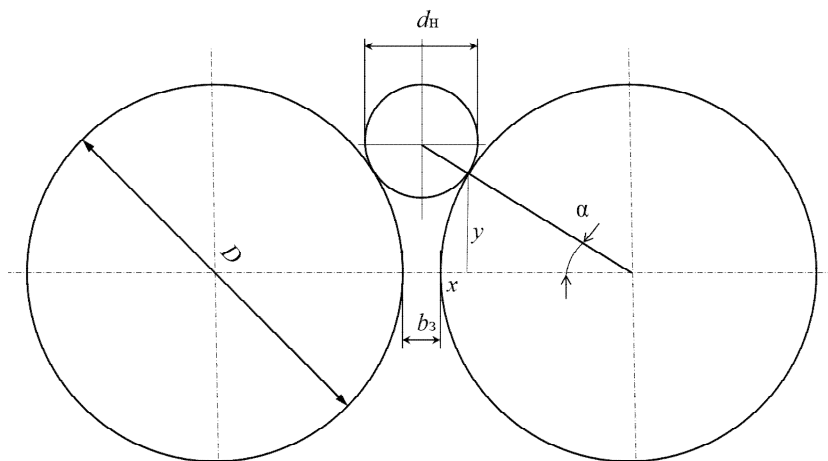


Рис. 1.6. Упрощенная схема вальцовой зерноплющилки

Деформирование различных точек зерновки по горизонтали x происходит по траектории жесткой образующей вальца. Абсолютная деформация точек зерновки по горизонтали

$$x = r(1 - \cos \alpha),$$

где $r = \frac{D}{2}$ – радиус вальца, м;

α – угол деформации зерновки, рад.

Абсолютная скорость деформирования точек зерновки в этом направлении

$$V_x = r\omega \sin \omega t, \quad (1.9)$$

где ω – угловая скорость вальца, c^{-1} .

Относительная деформация

$$\varepsilon_x = \frac{2r(1 - \cos \alpha)}{d_n}, \quad (1.10)$$

где d_n – диаметр зерновки, м.

Учитывая, что угол деформации зерновки $\alpha = \omega t$, скорость деформирования

$$\frac{d\varepsilon_x}{dt} = \frac{2r\omega \sin \alpha}{d_n}. \quad (1.11)$$

Связь между напряжениями и деформациями в зоне контакта

$$\sigma = \varepsilon_x E + \gamma \varepsilon_x \frac{d\varepsilon_x}{dt}. \quad (1.12)$$

Максимальная граница деформирования зерна вдоль оси y определяется по выражению

$$y = r \sin \alpha. \quad (1.13)$$

Если предположить, что пятном контакта будет окружность, то площадь пятна

$$S_y = \pi \frac{y^2}{4} = \pi \frac{r^2 \sin^2 \alpha}{4}. \quad (1.14)$$

Силы давления, распределенные вдоль контакта:

$$P_{zg} = \int_0^{\varepsilon_x} \sigma S_y d\varepsilon_x. \quad (1.15)$$

Если считать скорость деформирования зерна постоянной $\left(\frac{d\varepsilon_x}{dt} = v_x = \text{const} \right)$, тогда

$$P_{zg} = \int_0^{\varepsilon_x} (\varepsilon_x E + \gamma v_x \varepsilon_x) \frac{\pi}{4} r^2 \sin^2 \alpha d\varepsilon_x = \int_0^{\varepsilon_x} \varepsilon_x (E + \gamma v_x) \frac{\pi}{4} r^2 \sin^2 \alpha d\varepsilon_x. \quad (1.16)$$

После интегрирования

$$P_{zg} = \frac{\pi}{8} r^2 \sin^2 \alpha \varepsilon_x^2 (E + \gamma v_x). \quad (1.17)$$

Таким образом, наилучшая эффективность плющения (сжатия) зерна будет достигаться при минимальной удельной работе деформации A согласно выражению (1.8), т. е. при минимальном напряжении σ в зерновке по выражениям (1.4) и (1.12) и соответственно силе давления P_{zg} по выражениям (1.7) и (1.17). Детальный анализ полученных выражений (1.7) и (1.17) показывает, что величина силы давления в обоих будет определяться соотношением изменяющихся параметров выражения $(E + \gamma v)$ или $(E + \gamma v_x)$, т. к. остальные параметры выражений можно принять постоянными. Использование зависимостей коэффициента вязкости от изменения коэффициента упругости зерновки пшеницы при разной скорости деформации (рис. 1.5) показывает, что для одного и того же значения коэффициента упругости зерновки при изменении скорости деформации в сторону увеличения коэффициент вязкости будет уменьшаться. Значит, произведение их значений будет иметь минимум при определенных значениях скорости деформации и коэффициента вязкости и изменяться с изменением коэффициента упругости, что подтверждает результаты, полученные указанными исследователями.

Форма и размеры зерновки разнообразны. Зерновки разных культур и сортов отличаются по форме. Существуют следующие формы зерна: шарообразная, чечевицеобразная, эллипсоид вращения, форма эллипсоида с разными размерами в трех координатах (длина, ширина, толщина). Шарообразную форму имеют зерновки гороха, проса, сорго, некоторых сортов кукурузы. При чечевицеобразной форме (форма двояковыпуклой линзы) длина семени равна ширине при значительно меньшей толщине (зерна чечевицы и некоторых сорных растений). Форма эллипсоида вращения имеет одинаковую ширину и толщину при значительно большей длине (многие бобовые культуры). Форма зерна злаковых культур приближена к эллипсоиду с разными размерами в трех координатах. Размеры зерновок – это длина, ширина и толщина. Показателем длины является наибольший продольный размер, ширины – наибольший поперечный размер, толщины – наименьший поперечный размер; для шаровидных зерновок основным размером является диаметр.

Размеры зерновок основных злаковых культур, масса их 1000 шт., объемная масса, коэффициенты трения покоя и движения зерновок по стали сведены в таблицу.

Характеристика зерновок основных зерновых культур

Культуры	Длина, мм	Ширина, мм	Толщина, мм	Масса 1000 шт., г	Объемная масса, кг/м ³	Коэффициент трения покоя f_n	Коэффициент трения движения f_d
Пшеница	4,8–8,6	1,6–4,0	1,6–3,8	22–42	700–830	0,48	0,26
Рожь	5,0–10,0	1,4–3,6	1,8–3,5	13–32	650–790	0,58	0,30
Ячмень	5,0–10,0	2,0–5,0	1,4–4,5	31–51	550–750	0,58	0,40
Овес	7,0–14,6	1,4–4,0	1,2–3,6	20–42	650–670	0,45	0,31
Кукуруза	6,0–15,0	6,0–11,0	3,0–7,2	230	720–850	0,44	0,30

Пленчатость – содержание цветковых пленок у пленчатых злаков, выраженное в процентах к массе зерна. Содержание пленок характеризует ценность зерна. Чем выше его пленчатость, тем относительно меньше в нем питательных веществ и выше прочность зерна. Пленчатость сильно колеблется в зависимости от культуры, сорта, района и года выращивания. Крупное зерно, как правило, имеет меньше пленок и дает больший выход продуктов. Колебания пленчатости, %: у овса – 18–46; ячменя – 7,5–15,0.

Зерно имеет разную структуру эндосперма, т. е. определенную взаимосвязь и взаиморасположение тканей. Структура может быть стекловидной, мучнистой и частично стекловидной (полустекловидной), занимающей промежуточное положение между стекловидной и мучнистой. Мучнистое зерно на поперечном разрезе имеет белый цвет и вид мела. Поперечный разрез стекловидного зерна создает вид прозрачной поверхности монолитного плотного вещества типа стекла. При просвечивании оно кажется прозрачным. Стекловидность наблюдается в зерне пшеницы, ржи, ячменя, кукурузы и риса. Структура эндосперма, его стекловидность или мучнистость зависят от количества, состава, свойств, размеров, формы и расположения крахмальных зерен; количества, свойств и распределения белковых веществ; характера и прочности связи между белковыми веществами и крахмалом. Стекловидное зерно пшеницы, ржи, ячменя обычно содержит больше белка, чем мучнистое, но оказывает большое сопротивление раздавливанию и скалыванию, в связи с чем при измельчении требует больших затрат

энергии, чем для мучнистого зерна. Стекловидные зерна в пределах одного и того же сорта культуры имеют большую массу 1000 зерен, чем мучнистые, а полустекловидные занимают промежуточное место.

Выводы:

1. Проведенный анализ физико-механических свойств зерна, изученных многими исследователями, показывает, что главными свойствами зерна, отражающими его реакцию на прикладываемые к нему механические воздействия, являются прочность и твердость, зависящие в основном от влажности, пленчатости и стекловидности зерна.

2. Наилучшая эффективность плющения зерна будет достигаться при минимальной удельной работе на его деформацию, а соответственно, минимальном механическом напряжении и силе давления, которые определяются коэффициентами упругости и вязкости зерна, а также скоростью их деформации из обобщенной реологической модели Кельвина–Фойгта [23].

1.3. Теоретические исследования производительности вальцовых плющилок-измельчителей зерна различных конструкций с учетом влияния проскальзывания зерновки по поверхности вальца

В работах [27–30] производится анализ влияния конструктивных параметров на производительность некоторых конструкций плющилок. Наиболее полно теоретический анализ влияния конструктивных параметров на производительность вальцовых плющилок-измельчителей при любом соотношении частот вращения и диаметров их вальцов, а также коэффициентов трения вальцов о зерновку и при любом угле наклона плоскости, проходящей через их оси вращения к горизонтальной плоскости, проведен в работе [31].

Из анализа результатов теоретических и экспериментальных исследований, изложенных в работах [27–29, 32–37], следует, что при определении производительности, а затем и мощности вальцовой плющилки-измельчителя необходимо учитывать скольжение зерна по поверхности вальцов. Используя результаты исследований, изложенных в работах [28, 29, 35, 37], можно считать, что при плющении зерна существует дуга на поверхности каждого вальца, в пределах которой зерновка испытывает деформацию и скользит

по поверхности вальца. Тогда весь путь l_{AC} ($l_{A'C'}$), проходимый зерновкой по вальцам, можно условно разделить на длины двух дуг: дуги деформации l_{AB} ($l_{A'B'}$), ограниченной углом деформации α_1 (α'_1), и длины дуги скольжения l_{BC} ($l_{B'C'}$), ограниченной углом скольжения α_2 (α'_2). Если длина дуги деформации l_{AB} ($l_{A'B'}$) практически однозначно определяется размерами и физико-механическими свойствами зерновки, а также зазором между вальцами b_3 , то длина дуги скольжения l_{BC} ($l_{B'C'}$) будет иметь гораздо более сложную зависимость даже при плющении зерна. Если же рассматривать не только плющение, но и измельчение зерна вальцовыми измельчителями, то эта зависимость будет еще сложнее ввиду наличия в процессе измельчения зерна, кроме деформации и скольжения зерновки, сдвига, обусловленного разностью линейных скоростей образующих поверхностей вальцов.

Чтобы найти указанные зависимости, необходимо составить расчетные схемы для наиболее типичных конструкций плющилок-измельчителей.

Следует рассмотреть наиболее простую и часто используемую конструкцию плющилки зерна с одинаковыми диаметрами вальцов D и угловыми скоростями вращения $n = n'$ (рис. 1.7). Обозначив все силы, действующие на зерновку, направить ось $t-t$ по касательной к образующей окружности вальцов в точке контакта зерновки с вальцом, ось $p-p$ – перпендикулярно касательной в точке контакта с вальцом.

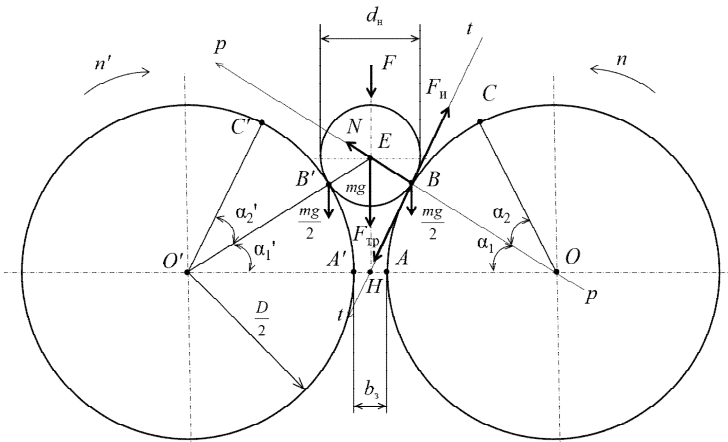


Рис. 1.7. Расчетная схема для определения угла скольжения плющилки-измельчителя с одинаковым диаметром вальцов

Используя принцип Д'Аламбера, можно записать уравнение равновесия системы в проекциях сил на касательную $t-t$

$$-F_{\text{и}} + F_{\text{тр}} + \left(\frac{mg}{2} + \frac{F}{2} \right) \cos \alpha_1 = 0, \quad (1.18)$$

где $F_{\text{и}}$ – сила инерции, действующая на зерновку в соответствии со вторым законом Ньютона, Н;

$F_{\text{тр}}$ – сила трения зерновки о вальцы, Н;

m – масса зерновки, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

F – дополнительная внешняя сила, действующая на зерновку, Н;

α_1 – угол деформации, рад.

Сила инерции $F_{\text{и}}$, Н:

$$F_{\text{и}} = \frac{m}{2} a, \quad (1.19)$$

где a – ускорение движения зерновки, м/с²:

$$a = \frac{dv}{dt}, \quad (1.20)$$

где v – скорость движения зерновки, м/с;

t – текущее время, с.

Сила трения зерновки о вальцы $F_{\text{тр}}$, Н:

$$F_{\text{тр}} = fN, \quad (1.21)$$

где f – коэффициент трения зерновки о вальцы;

N – сила нормального давления, испытываемая зерновкой, Н.

Уравнение равновесия системы в проекциях сил на ось $p-p$

$$N - \left(\frac{mg}{2} + \frac{F}{2} \right) \sin \alpha_1 = 0, \quad (1.22)$$

или

$$N = \left(\frac{mg}{2} + \frac{F}{2} \right) \sin \alpha_1. \quad (1.23)$$

После подстановки выражений (1.19)–(1.21) и (1.23) в исходное уравнение (1.18) получено обыкновенное дифференциальное уравнение

$$-\frac{m}{2} \frac{dv}{dt} + f \left(\frac{mg}{2} + \frac{F}{2} \right) \sin \alpha_1 + \left(\frac{mg}{2} + \frac{F}{2} \right) \cos \alpha_1 = 0, \quad (1.24)$$

или

$$-\frac{dv}{dt} + f \left(g + \frac{F}{m} \right) \sin \alpha_1 + \left(g + \frac{F}{m} \right) \cos \alpha_1 = 0. \quad (1.25)$$

Полное решение этого уравнения:

$$v = \left(f \left(g + \frac{F}{m} \right) \sin \alpha_1 + \left(g + \frac{F}{m} \right) \cos \alpha_1 \right) t + C, \quad (1.26)$$

тогда $C = v_0$ при $t = 0$ и $v = v_0$.

Следовательно:

$$v = \left(f \left(g + \frac{F}{m} \right) \sin \alpha_1 + \left(g + \frac{F}{m} \right) \cos \alpha_1 \right) t + v_0. \quad (1.27)$$

Из уравнения (1.27) выражается время скольжения зерна по поверхности вальца и обозначается его как t_2 :

$$t_2 = \frac{v - v_0}{\left(g + \frac{F}{m} \right) \left(f \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1 \right)}. \quad (1.28)$$

Значение косинуса угла деформации α_1 находится из треугольника EOH :

$$\cos \alpha_1 = \frac{D + b_3}{D + d_H}, \quad (1.29)$$

где D – диаметр вальцов, м;
 b_3 – зазор между вальцами, м;
 d_n – средняя толщина (диаметр) зерновки, м.

Зная, что $\sin^2\alpha_1 + \cos^2\alpha_1 = 1$, и используя соотношение (1.29), можно выразить $\sin\alpha_1$:

$$\sin \alpha_1 = \sqrt{1 - \left(\frac{D + b_3}{D + d_n} \right)^2}. \quad (1.30)$$

Следует подставить полученные соотношения (1.29) и (1.30) в зависимость (1.28):

$$t_2 = \frac{v - v_0}{\left(g + \frac{F}{m} \right) \left(f \sqrt{1 - \left(\frac{D + b_3}{D + d_n} \right)^2} + \frac{D + b_3}{D + d_n} \right)}. \quad (1.31)$$

Минимизировать время скольжения t_2 , а соответственно, и затраты энергии на трение можно следующим образом:

– увеличить начальную скорость зерновки v_0 до линейной скорости образующей вальца v , тогда числитель уравнения (1.31), а соответственно, и время t_2 будут стремиться к нулю;

– увеличить коэффициент трения зерновки о вальцы f , а также диаметр вальцов D , т. к. в данном случае величина $\frac{D + b_3}{D + d_n} = \cos \alpha_1$

будет иметь максимальное значение при любых реальных величинах зазора между вальцами b_3 и значениях средней толщины зерновки d_n , что в итоге приведет к увеличению знаменателя уравнения (1.31). Чем большее значение будет иметь $\cos \alpha_1$, тем меньше влияния будет оказывать коэффициент трения зерновки о вальцы f на время скольжения t_2 .

Учитывая, что при реально возможных изменениях параметров $D = (150-500)$ мм, $b_3 = (0,5-2,0)$ мм или $d_n = (2-10)$ мм согласно [27, 29] выражение $\frac{D + b_3}{D + d_n}$ будет меняться в пределах 0,940–0,981,

тогда значение $\sin\alpha_1$ из выражения (1.30) будет равно соответственно 0,341–0,194. После умножения его на коэффициент трения f меньше единицы (0,3–0,6) оно в еще меньшей степени будет влиять на знаменатель выражения (1.31);

– приложить к силе тяжести зерновки дополнительную силу, как в устройствах [38–43], обеспечивающую дополнительное ускорение $a = \frac{F}{m}$.

Угол скольжения $\alpha_2 = \alpha'_2$ (для рассматриваемого случая) можно определить из выражения угловой скорости $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$ или выражения

$$d\alpha = \frac{\pi n}{30} dt, \quad (1.32)$$

где n – частота вращения вальцов, мин⁻¹.

Необходимо проинтегрировать выражение (1.32) по углу скольжения в пределах от 0 до α_2 и по времени от 0 до t_2 :

$$\int_0^{\alpha_2} d\alpha = \frac{\pi n}{30} \int_0^{t_2} dt. \quad (1.33)$$

Тогда

$$\alpha_2 = \frac{\pi n}{30} t_2, \quad (1.34)$$

или с учетом выражения (1.31)

$$\alpha_2 = \frac{\pi n}{30} \frac{v - v_0}{\left(g + \frac{F}{m} \right) \left(f \sqrt{1 - \left(\frac{D + b_3}{D + d_H} \right)^2} + \frac{D + b_3}{D + d_H} \right)}. \quad (1.35)$$

Полученное выражение (1.35) связывает угол скольжения зерновки по вальцу со скоростями зерновки, диаметром вальцов, средней толщиной зерновки, зазором между вальцами и коэффициентом трения зерновки о вальцы.

Время контакта зерновки с вальцами будет определяться временем деформации t_1 и временем скольжения t_2 зерновки.

Тогда средняя фактическая скорость зерновки

$$v_3 = \frac{l_{AB}}{t_1 + t_2}, \quad (1.36)$$

где l_{AB} – дуга деформации, равная для рассматриваемого случая дуге $l_{A'B'}$ и дуге на образующей окружности вальцов, контактирующей с зерновкой, м:

$$l_{AB} = l_{A'B'} = \alpha_1 \frac{D}{2}; \quad (1.37)$$

$$t_1 = \frac{30\alpha_1}{\pi n}. \quad (1.38)$$

Учитывая, что скольжение зерновки происходит одновременно по поверхности двух вальцов, время скольжения следует уменьшить в два раза. Затем подставить выражения (1.31), (1.37) и (1.38) в зависимость (1.36) и провести соответствующие преобразования с учетом равенства $v = \frac{\pi n D}{60}$:

$$v_3 = \frac{D}{\frac{D}{v} + \frac{D}{v - v_0} \left(\alpha_1 \left(g + \frac{F}{m} \right) \left(f \sqrt{1 - \left(\frac{D + b_3}{D + d_n} \right)^2} + \frac{D + b_3}{D + d_n} \right) \right)}. \quad (1.39)$$

Тогда объемная производительность плющилки определяется по формуле

$$Q = b_3 v_3 L, \quad (1.40)$$

где L – длина вальцов, м.

С учетом формулы (1.38)

$$Q = \frac{Lb_3D}{\frac{D}{v} + \frac{Lb_3D}{v - v_0} \alpha_1 \left(g + \frac{F}{m} \right) \left(f \sqrt{1 - \left(\frac{D + b_3}{D + d_H} \right)^2} + \frac{D + b_3}{D + d_H} \right)}. \quad (1.41)$$

Умножив объемную производительность на объемную массу зерна, можно получить массовую производительность в кг/с.

Учитывая, что максимальная объемная пропускная способность вальцов плющилки определяется по формуле

$$Q_{\text{макс}} = b_3 v L, \quad (1.42)$$

коэффициент использования максимальной пропускной способности плющилки ($0 < k_Q < 1$)

$$k_Q = \frac{Q}{Q_{\text{макс}}} = \frac{b v_3 L}{b v L} = \frac{v_3}{v}, \quad (1.43)$$

или

$$k_Q = \frac{D}{D + \frac{Lb_3D}{v(v - v_0)} \alpha_1 \left(g + \frac{F}{m} \right) \left(f \sqrt{1 - \left(\frac{D + b_3}{D + d_H} \right)^2} + \frac{D + b_3}{D + d_H} \right)}. \quad (1.44)$$

Следует рассмотреть работу этой же конструкции плющилки с одинаковыми диаметрами вальцов, но при разных угловых скоростях вращения, т. е. в режиме измельчения. Из-за разности линейных скоростей рабочих поверхностей вальцов в зерновке наряду с деформацией и скольжением возникает сдвиг, обеспечивающий ее измельчение, что в еще большей степени усложняет расчет производительности измельчителя. Вывод указанной зависимости производится для случая, когда частота вращения одного из вальцов равна n , а второго – n' , соответственно они будут иметь линейные скорости образующих v и v' . Дуги деформации и сдвига l_{AB} и $l_{A'B'}$,

ограниченные углами деформации и сдвига α_1 и α'_1 , и дуги скольжения l_{BC} и $l_{B'C'}$, ограниченные соответствующими углами скольжения α_2 и α'_2 , не будут попарно равными между собой (при этом дуга и соответствующий угол деформации и сдвига у вальца с большей линейной скоростью образующей будут большими, чем геометрические, изображенные на рис. 1.7, но время деформации и сдвига t_1 для обоих вальцов будет одинаковым).

Тогда длина дуги $l_{AB} = \alpha_1 \frac{D}{2}$, а дуги $l_{A'B'} = \alpha'_1 \frac{D}{2}$. Учитывая, что линейные скорости движения образующих окружностей вальцов не равны между собой, можно найти отношение одной из скоростей к другой, например v' к v , и обозначить его буквой i :

$$i = \frac{v'}{v}.$$

Одновременно можно определить i из других соотношений:

$$i = \frac{n'}{n} = \frac{\alpha'_1}{\alpha_1} = \frac{l_{A'B'}}{l_{AB}}. \quad (1.45)$$

Соответственно, средняя длина дуги деформации и сдвига

$$l_{AB \text{ ср}} = \frac{l_{AB} + l_{A'B'}}{2} = \frac{\frac{D}{2}(\alpha_1 + \alpha'_1)}{2} = \frac{D}{4}(\alpha_1 + \alpha'_1) = \frac{D}{4}\alpha_1(1+i) = \frac{D}{4}\alpha_1\left(1 + \frac{n'}{n}\right). \quad (1.46)$$

Время скольжения зерновки по поверхностям соответствующих вальцов ($t_2 \neq t'_2$):

$$t_2 = \frac{v - v_0}{\left(g + \frac{F}{m}\right)(f \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1)}; \quad (1.47)$$

$$t'_2 = \frac{v' - v_0}{\left(g + \frac{F}{m}\right)(f' \sin \alpha'_1 + \cos \alpha'_1)}. \quad (1.48)$$

Соответственно, углы скольжения вальцов ($\alpha_2 \neq \alpha'_2$):

$$\alpha_2 = \frac{\pi n}{30} \frac{v - v_0}{\left(g + \frac{F}{m}\right)(f \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1)}; \quad (1.49)$$

$$\alpha'_2 = \frac{\pi n'}{30} \frac{v' - v_0}{\left(g + \frac{F}{m}\right)(f' \sin \alpha'_1 + \cos \alpha'_1)}. \quad (1.50)$$

Время скольжения зерновки по поверхности вальцов можно определить как среднее значение t_2 и t'_2 , т. к. оба вальца воздействуют на зерновку по-разному:

$$\frac{t_2 + t'_2}{2} = \frac{v - v_0}{2 \left(g + \frac{F}{m}\right)(f \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1)} + \frac{v' - v_0}{2 \left(g + \frac{F}{m}\right)(f' \sin \alpha'_1 + \cos \alpha'_1)}. \quad (1.51)$$

Тогда средняя арифметическая скорость зерновки

$$v_3 = \frac{D \left(1 + \frac{n'}{n}\right)}{\frac{2D}{v} + \frac{t_2 + t'_2}{2} \frac{4}{\alpha_1}}, \quad (1.52)$$

а объемная производительность

$$Q = \frac{L b_3 D \left(1 + \frac{n'}{n}\right)}{\frac{2D}{v} + \frac{t_2 + t'_2}{2} \frac{4}{\alpha_1}} \quad (1.53)$$

и коэффициент использования максимальной пропускной способности

$$k_Q = \frac{D \left(1 + \frac{n'}{n}\right)}{2D + \frac{t_2 + t'_2}{2} \frac{4v}{\alpha_1}}. \quad (1.54)$$

Расчетная схема плющилки-измельчителя с различным диаметром валцов (рис. 1.8)

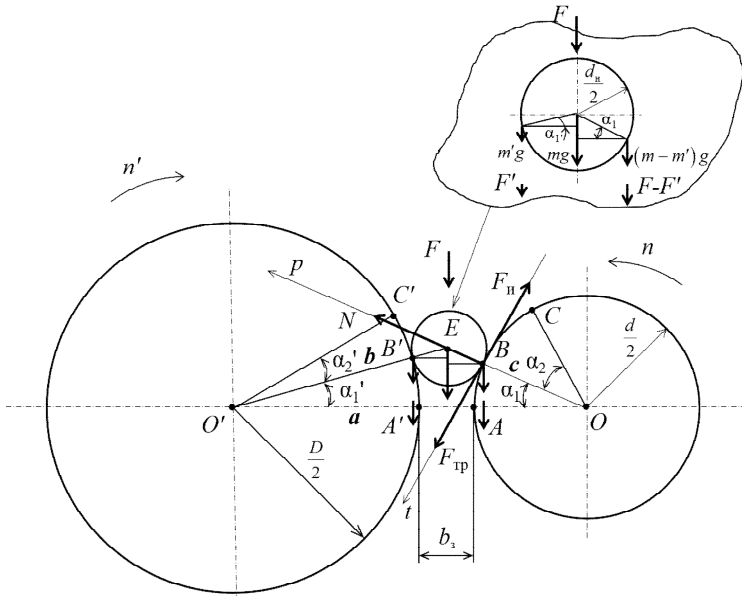


Рис. 1.8. Расчетная схема для определения угла скольжения плющилки-измельчителя с различным диаметром валцов

При работе валцов в режиме плющения независимо от их диаметра должно выполняться условие равенства линейных скоростей образующих поверхностей валцов, т. е. $v = v'$.

Тогда

$$\frac{v}{v'} = \frac{\frac{\pi d n}{60}}{\frac{\pi D n'}{60}} = \frac{d n}{D n'} = 1, \quad (1.55)$$

или

$$\frac{d}{D} = \frac{n'}{n}. \quad (1.56)$$

Для определения времени скольжения зерновки по каждому из вальцов определяется распределение воздействия массы зерновки на вальцы и косинусы углов деформации α_1 и α'_1 ввиду несимметрии $\triangle EOO'$. Обозначив наибольшую сторону указанного треугольника OO' (расстояние между осями вальцов) буквой a , вторую сторону $O'E$ (расстояние от оси большего вальца до середины зерновки) буквой b и третью сторону OE (расстояние от оси меньшего вальца до середины зерновки) буквой c , можно выразить их через величины диаметров вальцов D и d и зерновки d_n , а также величину зазора между вальцами b_3 :

$$a = \frac{D + d + 2b_3}{2}; \quad (1.57)$$

$$b = \frac{D + d_n}{2}; \quad (1.58)$$

$$c = \frac{d + d_n}{2}. \quad (1.59)$$

Согласно теореме косинусов

$$b^2 = a^2 + c^2 - 2ac \cos \alpha_1; \quad (1.60)$$

$$c^2 = a^2 + b^2 - 2ab \cos \alpha'_1. \quad (1.61)$$

Из выражений (1.60) и (1.61) соответственно

$$\cos \alpha_1 = \frac{a^2 + c^2 - b^2}{2ac}; \quad (1.62)$$

$$\cos \alpha'_1 = \frac{a^2 + b^2 - c^2}{2ab}, \quad (1.63)$$

а плечи приложения Y и Y' соответствующих составляющих масс зерновки $(m - m')$ и m' на вальцы с осями вращения O и O' :

$$Y = \frac{d_n}{2} \cos \alpha_1 = \frac{d_n (a^2 + c^2 - b^2)}{4ac}; \quad (1.64)$$

$$Y' = \frac{d_n}{2} \cos \alpha'_1 = \frac{d_n (a^2 + b^2 - c^2)}{4ab}. \quad (1.65)$$

Из условия равновесия зерновки можно записать равенство моментов, составляющих ее массы относительно центра зерновки:

$$Y(m - m') = Y'm'. \quad (1.66)$$

Из полученного уравнения

$$m' = \frac{Ym}{Y + Y'} = \frac{(a^2 + c^2 - b^2)bm}{(a^2 + c^2 - b^2)b + (a^2 + b^2 - c^2)c}, \quad (1.67)$$

аналогично составляющая дополнительной внешней силы F

$$F' = \frac{YF}{Y + Y'} = \frac{(a^2 + c^2 - b^2)bF}{(a^2 + c^2 - b^2)b + (a^2 + b^2 - c^2)c}. \quad (1.68)$$

Тогда

$$m - m' = m \left(1 - \frac{(a^2 + c^2 - b^2)b}{(a^2 + c^2 - b^2)b + (a^2 + b^2 - c^2)c} \right); \quad (1.69)$$

$$F - F' = F \left(1 - \frac{(a^2 + c^2 - b^2)b}{(a^2 + c^2 - b^2)b + (a^2 + b^2 - c^2)c} \right). \quad (1.70)$$

По аналогии с уравнением (1.24) для каждого из вальцов можно записать уравнение

$$\begin{aligned} -(m - m') \frac{dv}{dt} + f((m - m')g + (F - F')) \sin \alpha_1 + \\ + ((m - m')g + (F - F')) \cos \alpha_1 = 0; \end{aligned} \quad (1.71)$$

$$-m' \frac{dv'}{dt} + f'(m'g + F') \sin \alpha'_1 + (m'g + F') \cos \alpha'_1 = 0. \quad (1.72)$$

Решением будут выражения:

$$v = \left(f \left(g + \frac{F - F'}{m - m'} \right) \sin \alpha_1 + \left(g + \frac{F - F'}{m - m'} \right) \cos \alpha_1 \right) t + v_0; \quad (1.73)$$

$$v' = \left(f' \left(g + \frac{F'}{m'} \right) \sin \alpha'_1 + \left(g + \frac{F'}{m'} \right) \cos \alpha'_1 \right) t + v_0. \quad (1.74)$$

Используя полученные уравнения, для каждого из вальцов можно выразить время скольжения t_2 и t'_2 :

$$t_2 = \frac{v - v_0}{\left(g + \frac{F - F'}{m - m'}\right)(f \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1)}; \quad (1.75)$$

$$t'_2 = \frac{v' - v_0}{\left(g + \frac{F'}{m'}\right)(f' \sin \alpha'_1 + \cos \alpha'_1)}. \quad (1.76)$$

С учетом выражений (1.62) и (1.63)

$$\sin \alpha_1 = \sqrt{1 - \left(\frac{a^2 + c^2 - b^2}{2ac}\right)^2}; \quad (1.77)$$

$$\sin \alpha'_1 = \sqrt{1 - \left(\frac{a^2 + b^2 - c^2}{2ab}\right)^2}. \quad (1.78)$$

После подстановки соотношений (1.62), (1.63) и (1.77), (1.78) в (1.75), (1.76) выражения примут следующий вид:

$$t_2 = \frac{v - v_0}{\left(g + \frac{F - F'}{m - m'}\right) \left(f \sqrt{1 - \left(\frac{a^2 + c^2 - b^2}{2ac}\right)^2} + \left(\frac{a^2 + c^2 - b^2}{2ac}\right) \right)}; \quad (1.79)$$

$$t'_2 = \frac{v' - v_0}{\left(g + \frac{F'}{m'}\right) \left(f' \sqrt{1 - \left(\frac{a^2 + b^2 - c^2}{2ab}\right)^2} + \left(\frac{a^2 + b^2 - c^2}{2ab}\right) \right)}. \quad (1.80)$$

Минимизировать время скольжения зерновки t_2 и t'_2 в полученных выражениях (1.79) и (1.80) можно так, как в выражении (1.31).

При аналогичном реально возможном изменении значений диаметров вальцов, зазора между вальцами и размеров зерновки, а также использовании сочетания вальцов с минимальным и максимальным диаметрами косинусы углов деформации в выражениях (1.75) и (1.76) будут меняться в пределах 0,910–0,991, а синусы будут равны соответственно 0,41–0,13 для минимального и максимального диаметров вальцов при наибольшем размере зерновки и минимальном зазоре между вальцами.

Тогда углы скольжения зерновки по вальцам α_2 и α'_2 с учетом выражений (1.79) и (1.80):

$$\alpha_2 = \frac{\pi n}{30} \frac{v - v_0}{\left(g + \frac{F - F'}{m - m'} \right) \left(f \sqrt{1 - \left(\frac{a^2 + c^2 - b^2}{2ac} \right)^2} + \left(\frac{a^2 + c^2 - b^2}{2ac} \right) \right)}; \quad (1.81)$$

$$\alpha'_2 = \frac{\pi n'}{30} \frac{v' - v_0}{\left(g + \frac{F'}{m'} \right) \left(f' \sqrt{1 - \left(\frac{a^2 + b^2 - c^2}{2ab} \right)^2} + \left(\frac{a^2 + b^2 - c^2}{2ab} \right) \right)}. \quad (1.82)$$

Время деформации зерновки t_1 можно определить по любому из выражений:

$$t_1 = \frac{30\alpha_1}{\pi n};$$

$$t_1 = \frac{30\alpha'_1}{\pi n'}.$$

Время скольжения зерновки по поверхностям вальцов следует определить как среднее

$$t_{2 \text{ ср}} = \frac{t_2 + t'_2}{2}.$$

Тогда средняя фактическая скорость зерновки

$$v_3 = d / \left(\frac{d}{v} + \frac{v - v_0}{\alpha_1 \left(g + \frac{F - F'}{m - m'} \right) (f \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1)} + \frac{v' - v_0}{\alpha_1 \left(g + \frac{F'}{m'} \right) (f' \sin \alpha'_1 + \cos \alpha'_1)} \right) \quad (1.83)$$

Аналогично можно выразить через значения параметров D , v' , α'_1 второго вальца:

$$v_3 = D / \left(\frac{D}{v'} + \frac{v - v_0}{\alpha'_1 \left(g + \frac{F - F'}{m - m'} \right) (f \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1)} + \frac{v' - v_0}{\alpha'_1 \left(g + \frac{F'}{m'} \right) (f' \sin \alpha'_1 + \cos \alpha'_1)} \right) \quad (1.84)$$

Для случая, когда вальцы будут вращаться с различной линейной скоростью $v \neq v'$, т. е. работать в режиме измельчения, дуги деформации и сдвига зерновки на соответствующих вальцах будут определяться по следующим выражениям:

$$l_{AB} = \alpha_1 \frac{d}{2};$$

$$l_{A'B'} = \alpha'_1 \frac{D}{2}.$$

Тогда средняя длина дуги деформации и сдвига

$$l_{AB \text{ ср}} = \frac{l_{AB} + l_{A'B'}}{2} = \frac{1}{4} (\alpha_1 d + \alpha'_1 D). \quad (1.85)$$

Время деформации и сдвига, время и углы скольжения зерновки по каждому из валцов, а также среднее время скольжения по поверхности валцов определяются как в предыдущем случае.

Соответственно, по аналогии с выражением (1.84)

$$v_3 = \left(d + \frac{n'}{n} D \right) \left/ \left(\frac{2d}{v} + \frac{2(v - v_0)}{\alpha_1 \left(g + \frac{F - F'}{m - m'} \right) (f \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1)} + \frac{2(v' - v_0)}{\alpha_1 \left(g + \frac{F'}{m'} \right) (f' \sin \alpha'_1 + \cos \alpha'_1)} \right) \right. \quad (1.86)$$

или

$$v_3 = \left(d \frac{n}{n'} + D \right) \left/ \left(\frac{2D}{v'} + \frac{2(v - v_0)}{\alpha'_1 \left(g + \frac{F - F'}{m - m'} \right) (f \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1)} + \frac{2(v' - v_0)}{\alpha'_1 \left(g + \frac{F'}{m'} \right) (f' \sin \alpha'_1 + \cos \alpha'_1)} \right) \right. \quad (1.87)$$

Зная v_3 , аналогично предыдущим случаям можно выразить значения объемной производительности и коэффициент использования максимальной пропускной способности.

Расчетная схема плющилки-измельчителя при любом соотношении диаметров валцов и наличии угла наклона $\Delta\alpha$ плоскости, проходящей через оси валцов к горизонтальной плоскости (рис. 1.9)

Такая схема расположения валцов используется, как правило, при компоновке конструкций двухступенчатых плющилок-измельчителей.

Для расчета скоростей зерновки, времени ее скольжения, производительности валцов и других параметров можно использовать ранее выведенные формулы для соответствующих расчетных схем без наклона плоскости, скорректировав углы α_1 и α'_1 на угол указанного наклона $\Delta\alpha$ по правилам:

1. В расчетных схемах у валцов, расположенных нижними относительно горизонтальной плоскости независимо от их диаметров, необходимо увеличить углы деформации на угол наклона плоскости $\Delta\alpha$, т. е. соответствующие углы деформации будут равны $(\alpha_1 + \Delta\alpha)$ или $(\alpha'_1 + \Delta\alpha)$.

2. В расчетных схемах у валцов, расположенных верхними относительно горизонтальной плоскости независимо от их диаметров, соответствующие углы деформации будут вычисляться по формулам $\Delta\alpha - \alpha_1$ или $\Delta\alpha - \alpha'_1$.

Справедливость указанных правил можно доказать дополнительными построениями на рис. 1.9 (штриховые линии), согласно которым соответствующие углы равны.

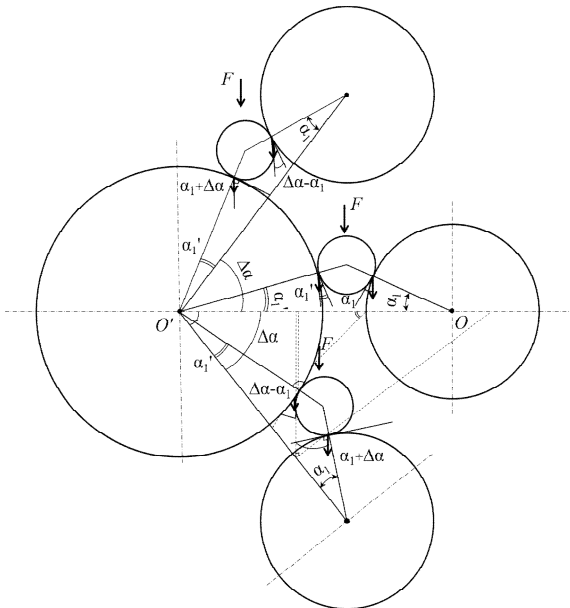


Рис. 1.9. Расчетная схема для определения угла скольжения плющилки-измельчителя при любом соотношении диаметров валцов и наличии угла наклона $\Delta\alpha$ к горизонтальной плоскости, проходящей через оси валцов

Выводы:

1. На производительность и энергоемкость процесса плющения влияют размеры (диаметры) вальцов и зерна, величина зазора между вальцами, коэффициент трения зерна о вальцы, начальная скорость зерновки, дополнительная внешняя сила, действующая на зерновку в направлении силы тяжести зерновки, и угол наклона плоскости, проходящей через оси вальцов к горизонтальной плоскости [44, 45].

2. Уменьшения времени скольжения зерна по поверхности вальцов можно достичь увеличением диаметров вальцов, начальной скорости зерна, коэффициентов трения зерна о поверхность вальцов и приложением дополнительной силы, совпадающей по направлению с силой тяжести [45].

3. Уменьшая время скольжения зерна по поверхности вальцов, можно достичь максимальной возможной производительности плющилки-измельчителя [45].

1.4. Обоснование эффективного конструктивно-технологического решения плющилки-измельчителя фуражного зерна

В последнее время все большее внимание уделяется развитию производства комбикормов из сухого измельченного зерна непосредственно на сельскохозяйственных предприятиях, а также технологии консервирования плющеного зерна ранней стадии спелости. Это позволяет снизить себестоимость кормов, а соответственно, и животноводческой продукции за счет сокращения затрат на перевозку зерна и комбикорма, повышения питательной ценности кормов, снижения энергозатрат и т. д.

Традиционная технология сухого хранения зерна с последующим измельчением требует применения измельчающего оборудования, а технология консервирования плющеного влажного зерна – плющилок. Практический опыт использования плющилок показывает, что в течение года они работают 2–3 недели, т. е. имеют низкую загруженность. Следовательно, для обеспечения высокой загруженности оборудования, используемого как для измельчения

сухого, так и для плющения влажного зерна, необходимо разработать универсальную плющилку-измельчитель фуражного зерна. Несмотря на распространенность и простоту устройства, на молотковых дробилках зерна выполнять обе операции измельчения и плющения зерна невозможно, поскольку в молотковой дробилке зерна нельзя осуществить такой способ механического нагружения, как сжатие (плющение). Этот способ нагружения наиболее просто осуществить в вальцовых плющилках. При вращении вальцов навстречу друг другу с одинаковой окружной скоростью образующих поверхностей вальцов зерно, находящееся в межвальцовом пространстве, будет плющиться, т. к. испытывает в основном сжатие и незначительное истирание. При вращении вальцов навстречу друг другу с разной окружной скоростью образующих поверхностей вальцов зерно будет измельчаться, т. к. будет испытывать одновременно сжатие, сдвиг, истирание, а при наличии рифлей на вальцах – и резание в соизмеримых соотношениях, что делает процесс наиболее сложным в определении и настройке его технологических параметров, обеспечивающих необходимую степень измельчения зерна и высокие энергетические показатели процесса. Использование вальцовой плющилки-измельчителя зерна обеспечит также более ровный гранулометрический состав измельченного зерна практически без содержания пылевидной фракции.

После выбора вальцовой плющилки-измельчителя необходимо определиться с диаметром вальцов. Диаметр вальцов обосновывается размером измельчаемого зерна, окружной скоростью вальцов, производительностью и мощностью плющилки-измельчителя, конструктивными соображениями ее компоновки. Минимальный диаметр вальцов D определяется из условий захвата зерновки, имеющий среднюю толщину (диаметр) d_n . Для обеспечения захвата зерновки вальцами (рис. 1.10) необходимо, чтобы проекция на вертикальную ось втягивающей составляющей силы трения $2Nf\cos\alpha_1$ была больше выталкивающей составляющей силы нормального давления N , испытываемой зерновкой, $2N\sin\alpha_1$. Тогда с учетом выражения силы нормального давления N (1.23) можно записать неравенство

$$2\left(\frac{mg}{2} + \frac{F}{2}\right)\sin\alpha_1 f \cos\alpha_1 > 2\left(\frac{mg}{2} + \frac{F}{2}\right)\sin\alpha_1 \sin\alpha_1, \quad (1.88)$$

откуда

$$f > \operatorname{tg} \alpha_1. \quad (1.89)$$

По аналогии с данными учебника [46] коэффициент трения f приравнивается к тангенсу угла трения α_t , т. е. $f = \operatorname{tg} \alpha_t$. Так как $\alpha_t > \alpha_1$ (рис. 1.10), то угол захвата

$$\beta < 2\alpha_t. \quad (1.90)$$

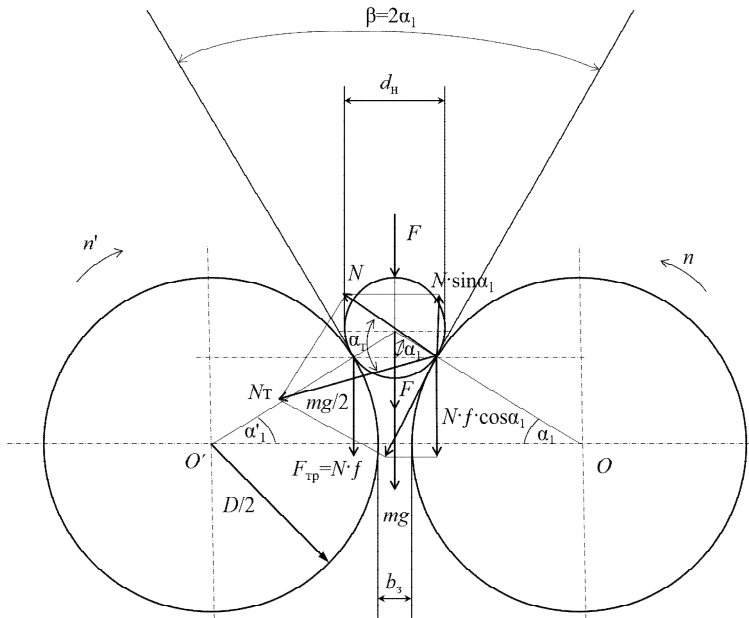


Рис. 1.10. Расчетная схема для определения угла трения и угла захвата плющилки-измельчителя с одинаковым диаметром валцов

Следовательно, для нормальной работы валцов необходимо, чтобы угол трения α_t был больше половины угла захвата β или результирующая N_t сил N и $F_{тр}$ была отклонена вниз от горизонтали.

Из данных рис. 1.10 можно записать соотношение

$$\frac{D}{2}(1 - \cos \alpha_1) + \frac{b_3}{2} = \frac{d_n}{2} \cos \alpha_1. \quad (1.91)$$

Задав степень плющения и измельчения зерна $\lambda = \frac{d_n}{b_3}$ и подставив

вместо угла деформации α_1 угол трения α_T , можно получить допустимый размер зерновки d_n исходя из условия захвата или соотношения между d_n и диаметром вальцов D :

$$d_n = \frac{D(1 - \cos \alpha_T)}{\cos \alpha_T - \frac{1}{\lambda}}, \quad (1.92)$$

или

$$\frac{D}{d_n} = \frac{\cos \alpha_T - \frac{1}{\lambda}}{1 - \cos \alpha_T}. \quad (1.93)$$

При степени плющения зерна $\lambda = 5 : 0,6 \approx 8,3$, где $d_n = 5$ мм – характерный размер зерновки (толщина), и угле трения $\alpha_T = 12^\circ > \alpha_1 = 10^\circ$

$$\frac{D}{d_n} = \frac{0,985 - \frac{1}{8,3}}{1 - 0,985} = \frac{0,865}{0,015} = 58,$$

т. е. диаметр вальцов должен быть в 58 раз больше характерного размера зерновки, $D = 5 \cdot 58 = 290$ мм. Это подтверждают и другие исследователи [29]: в современных плющилках используются вальцы диаметром 200–450, а наиболее распространены вальцовые плющилки-измельчители с вальцами диаметром 270–310 мм. Это же подтверждается техническими характеристиками современных плющилок-измельчителей фуражного зерна.

Увеличение диаметра вальцов вызывает пропорциональный рост распорного усилия вальцов, мощности зерноплющилки. Увеличение окружной скорости вальцов сопровождается снижением распорного усилия, увеличением производительности зерноплющилки до определенной скорости с последующим снижением производительности. При этом минимум энергозатрат соответствует максимуму производительности зерноплющилки. Повышение эффективности процесса плющения зерна с ростом окружной скорости

вальцов доказывает и рассмотренная выше реологическая модель деформации зерновки, однако при достижении определенной окружной скорости вальцов будет происходить проскальзывание рабочей поверхности вальцов относительно зерна, что вызывает значительное повышение энергоемкости процесса со снижением производительности плющилки.

Выводы:

1. На основании проведенных исследований можно утверждать, что необходимо изменять окружную скорость вальцов независимо от диаметра вальцов и наличия рифлей на их рабочей поверхности исходя из вида зерновой культуры, т. е. ее физико-механических свойств, влажности зерна, межвальцового зазора для обеспечения минимальных энергозатрат в процессе плющения или измельчения зерна [47]. По данным работы [29], окружные скорости вальцов плющилок, выпускаемых современной отечественной и зарубежной промышленностью, изменяются от 3 до 24 м/с. Большинство из них имеет окружную скорость вальцов 8–12 м/с.

2. Привод вальцов должен быть регулируемым и, кроме того, независимым для каждого из вальцов, т. к. при измельчении зерна вальцы должны иметь разные окружные скорости, т. е. быть регулируемыми независимо друг от друга.

Глава 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССОВ ПЛОЩЕНИЯ И ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ ЗЕРНА ВАЛЬЦАМИ

2.1. Исследование мощности привода и распорного усилия вальцовых плющилок зерна различных конструкций

ЭП должен в наибольшей степени соответствовать условиям работы механизма, приводимого им в движение. Только в этом случае можно обеспечить высокопроизводительную, надежную и экономичную работу технологической установки, в нашем случае вальцовой плющилки. Поэтому ЭП проектируется совместно с проектированием рабочей машины (РМ) и технологического процесса.

Определение мощности и выбор электродвигателя (ЭД) – наиболее ответственный и трудоемкий этап проектирования электропривода. Применение двигателей завышенной мощности приводит к увеличению капитальных затрат и эксплуатационных расходов, связанных со снижением КПД и коэффициента мощности для асинхронных двигателей (АД). Если выбран двигатель недостаточной мощности, то в нем возникают тепловые перегрузки, ускоренное старение изоляции, снижение надежности работы, он преждевременно выходит из строя.

При определении мощности, идущей на привод вальцов плющилки, в работе [37] рассматривались три составляющие:

- 1) мощность трения скольжения поверхности вальцов по зерновке, зависящая от силы трения и длины дуги скольжения;
- 2) мощность деформации зерновки, зависящая от прочностных (физико-механических) свойств зерновки;
- 3) мощность, затрачиваемая на изменение внутренней энергии зерновки, которой пренебрегли в связи с ее незначительностью.

Наряду с указанными составляющими необходимо учитывать мощность, расходуемую на преодоление сил трения в опорных подшипниках валов.

Тогда в общем виде мощность двигателя плющилки

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{тр. с}} + P_{\text{д}} + P_{\text{тр. п}}}{\eta}, \quad (2.1)$$

где $P_{\text{тр.с}}$ – мощность трения скольжения поверхности вальцов по зерновке, кВт;

P_d – мощность деформации зерновки, кВт;

$P_{\text{тр.п}}$ – мощность трения в опорных подшипниках вальцов, кВт;

η – КПД привода.

Из расчетной схемы (рис. 2.1) видно, что вальцыжимают на зерновку с силой G , создаваемой устройством прижатия вальцов. Следует разложить эту силу на равнодействующую F_R давления на зерновку под неопределенным углом в пределах угла деформации α_1 , на вертикальную и горизонтальную силы соответственно

$$F_Y = F_R \sin \alpha_1, \quad F_X = F_R \cos \alpha_1 \quad (2.2)$$

и силу по касательной к вальцу

$$F_R \operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{F_Y}{\cos \alpha_1} = \frac{F_R \sin \alpha_1}{\cos \alpha_1}. \quad (2.3)$$

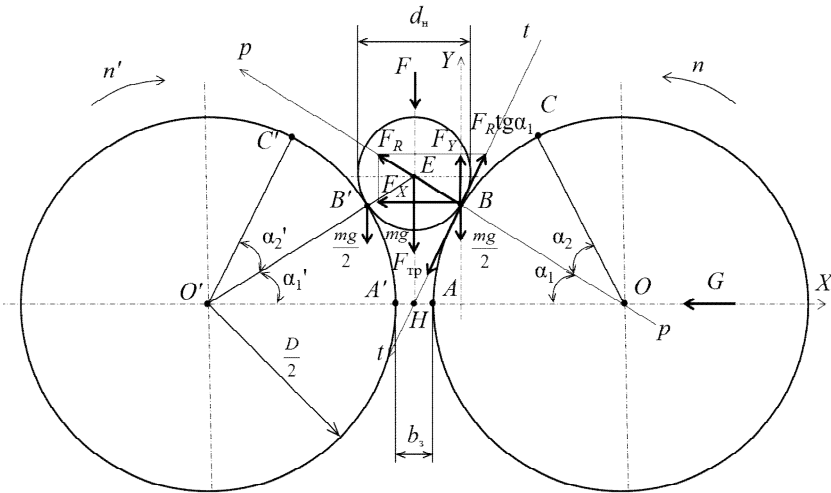


Рис. 2.1. Расчетная схема для определения сил, действующих на вальцы плющилки

Под действием силы F_R на окружности вальца при его вращении развивается сила трения $F_{\text{тр}} = fF_R$, которая должна быть больше силы по касательной $F_R \operatorname{tg} \alpha_1$ или равна ей. Согласно работам [28, 31, 44, 45, 47–49] можно считать, что весь путь, проходимый зерновкой, будет состоять из длин двух дуг: длины дуги деформации l_{AB} , ограниченной углом деформации α_1 , и длины дуги скольжения l_{BC} , ограниченной углом скольжения α_2 , которые она будет проходить соответственно за время t_1 и t_2 .

Тогда мощность трения скольжения:

$$P_{\text{тр. с}} = F_{\text{тр}} \frac{ds}{dt}, \quad (2.4)$$

где s – путь скольжения, м.

Сила трения $F_{\text{тр}}$, возникающая при взаимодействии зерновки с поверхностью вальцов на дуге скольжения l_{BC} , находится по формуле

$$F_{\text{тр}} = \frac{f(mg + F)}{\cos \alpha_1}. \quad (2.5)$$

Приращение пути скольжения

$$ds = \frac{d\alpha_2 D}{2}. \quad (2.6)$$

Тогда мощность трения скольжения на двух вальцах

$$P_{\text{тр. с}} = \frac{f(mg + F)}{\cos \alpha_1} \frac{d\alpha_2 D}{dt_2}. \quad (2.7)$$

Учитывая, что

$$\frac{d\alpha_2}{dt_2} = \frac{\pi n}{30}, \quad (2.8)$$

а значение косинуса угла деформации α_1 можно найти аналогично работам [31, 47–49] – из треугольника EOH (рис. 2.1) по формуле

$$\cos \alpha_1 = \frac{D + b_3}{D + d_n}, \quad (2.9)$$

то

$$\begin{aligned} P_{\text{тр.с}} &= \frac{f(mg + F)}{\cos \alpha_1} \frac{\pi n D}{60} = \frac{\pi}{60} \frac{f(mg + F)nD}{\cos \alpha_1} = \\ &= \frac{\pi}{60} \frac{f(mg + F)nD(D + d_n)}{D + b_3}. \end{aligned} \quad (2.10)$$

Мощность деформации зерновки находится из выражения

$$P_d = 2fF_R v_3, \quad (2.11)$$

где v_3 – фактическая скорость зернового потока, определяемая по формуле (1.38), приведенной в работе [49]:

$$\begin{aligned} v_3 &= \frac{D}{\frac{D}{v} + \frac{v - v_0}{\alpha_1 \left(g + \frac{F}{m} \right) (f \sqrt{1 - \cos^2 \alpha_1} + \cos \alpha_1)}} = \\ &= \frac{D}{\frac{D}{v} + \frac{v - v_0}{\alpha_1 \left(g + \frac{F}{m} \right) \left(f \sqrt{1 - \left(\frac{D + b_3}{D + d_n} \right)^2} + \frac{D + b_3}{D + d_n} \right)}}. \end{aligned}$$

Для определения величины равнодействующей силы F_R по аналогии с работой [50] нужно отнести к осям координат YOX окружность вальца, где ось Y – вертикальная ось, проходящая касательно к окружности вальца согласно рис. 2.2, а ось X идет горизонтально через центр O .

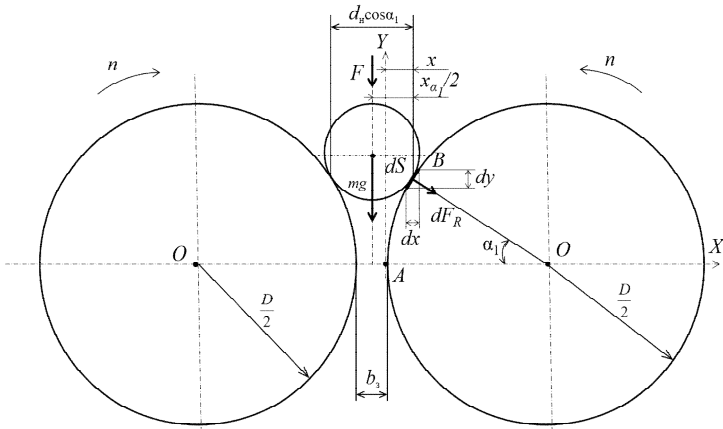


Рис. 2.2. Расчетная схема для определения равнодействующей силы F_R , действующей на валцы плюшкилки

На окружности необходимо выделить бесконечно малый элемент ds под неопределенным углом к горизонтали в пределах угла деформации α_1 .

Тогда

$$\cos \alpha_1 = \frac{dy}{ds}; \tag{2.12}$$

$$\sin \alpha_1 = \frac{dx}{ds}; \tag{2.13}$$

$$dF_R = p_c L ds, \tag{2.14}$$

где p_c – сопротивление сжатия, отнесенное к единице площади, переменное по всей дуге AB , Н/м².

Согласно закону Гука сопротивление сжатия можно определить по выражению

$$p_c = E \frac{\frac{d_h \cos \alpha_1 - x_{\alpha_1}}{2}}{\frac{d_h \cos \alpha_1}{2}}, \tag{2.15}$$

где E – модуль упругости, Н/м²;

$$\frac{x_{\alpha_1}}{2} = \frac{b_3}{2} + x, \quad (2.16)$$

тогда

$$p_c = E \frac{\frac{d_n \cos \alpha_1 - b_3}{2} - x}{\frac{d_n \cos \alpha_1}{2}}. \quad (2.17)$$

Вертикальная составляющая dF_Y равнодействующей силы dF_R (рис. 2.3)

$$dF_Y = dF_R \sin \alpha_1 = L p_c dx, \quad (2.18)$$

тогда

$$F_Y = L \int_0^{\frac{d_n \cos \alpha_1 - b_3}{2}} p_c dx = E \frac{2L}{d_n \cos \alpha_1} \int_0^{\frac{d_n \cos \alpha_1 - b_3}{2}} \left(\frac{d_n \cos \alpha_1 - b_3}{2} - x \right) dx. \quad (2.19)$$

Приняв зерновой поток непрерывным и равным толщине зерновки $d_n \cos \alpha_1$, следует проинтегрировать уравнение (2.19) в пределах от 0 до $\frac{d_n \cos \alpha_1 - b_3}{2}$. Тогда

$$F_Y = \frac{LE}{d_n \cos \alpha_1} \left(\frac{d_n \cos \alpha_1 - b_3}{2} \right)^2,$$

или

$$F_Y = \frac{LE}{4} \frac{(d_n \cos \alpha_1 - b_3)^2}{d_n \cos \alpha_1}. \quad (2.20)$$

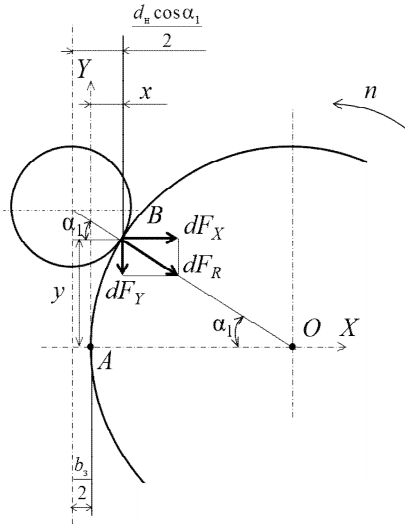


Рис. 2.3. Расчетная схема для определения вертикальной F_Y и горизонтальной F_X составляющих равнодействующей F_R

Горизонтальная составляющая dF_X равнодействующей силы dF_R

$$dF_X = dF_R \cos \alpha_1 = L p_c dy, \quad (2.21)$$

тогда

$$F_X = L \int_0^{\frac{D}{2} \sin \alpha_1} p_c dy = E \frac{2L}{d_H \cos \alpha_1} \int_0^{\frac{D}{2} \sin \alpha_1} \left(\frac{d_H \cos \alpha_1 - b_3}{2} - x \right) dy. \quad (2.22)$$

Подынтегральная величина равна элементарной площади S_{abcd} (рис. 2.4):

$$S_{abcd} = \left(\frac{d_H \cos \alpha_1 - b_3}{2} - x \right) dy, \quad (2.23)$$

тогда

$$F_X = E \frac{2L}{d_H \cos \alpha_1} S_{ABC}. \quad (2.24)$$

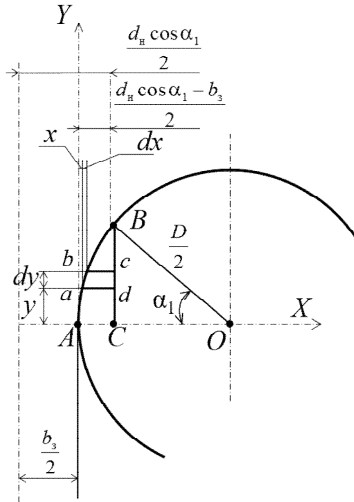


Рис. 2.4. Расчетная схема для определения горизонтальной F_X составляющей равнодействующей F_R

Из данных рис. 2.4 видно, что площадь S_{ABC} равна разнице площадей сектора ABO и прямоугольного треугольника CBO :

$$S_{ABC} = \frac{D^2 \alpha_1}{8} - \frac{D^2 \sin \alpha_1 \cos \alpha_1}{8}. \quad (2.25)$$

Тогда с учетом (2.25) формула для определения F_X примет вид:

$$F_X = \frac{ELD^2}{4d_n \cos \alpha_1} (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1). \quad (2.26)$$

Следовательно:

$$\begin{aligned} F_R &= \sqrt{F_Y^2 + F_X^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{LE}{4} \frac{(d_n \cos \alpha_1 - b_3)^2}{d_n \cos \alpha_1} \right)^2 + \left(\frac{ELD^2}{4d_n \cos \alpha_1} (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1) \right)^2} = \quad (2.27) \\ &= \frac{EL}{4d_n \cos \alpha_1} \sqrt{(d_n \cos \alpha_1 - b_3)^4 + D^4 (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2}. \end{aligned}$$

Тогда мощность деформации зерновки

$$P_d = \frac{2fD}{\frac{D}{v} + \frac{v - v_0}{\alpha_1 \left(g + \frac{F}{m} \right) (f \sqrt{1 - \cos^2 \alpha_1} + \cos \alpha_1)}} \times \quad (2.28)$$

$$\times \frac{EL}{4d_n \cos \alpha_1} \sqrt{(d_n \cos \alpha_1 - b_3)^4 + D^4 (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2}.$$

Мощность, расходуемая на преодоление сил трения в опорных подшипниках вальцов:

$$P_{тр.п} = 2Rf_{пр} d_{ц} \frac{2\pi n}{60} = Rf_{пр} d_{ц} \frac{\pi n}{15}, \quad (2.29)$$

где $R = \sqrt{F_X^2 + G_B^2}$ – нагрузка на подшипники, Н;

$f_{пр}$ – приведенный коэффициент трения подшипника качения;

$d_{ц}$ – диаметр цапфы вальцов, м;

n – частота вращения вальцов, мин^{-1} .

Вес вальцов G_B , Н:

$$G_B = m_B g,$$

где m_B – масса вальцов, кг.

С учетом составляющих нагрузки на подшипники

$$P_{тр.п} = f_{пр} d_{ц} \frac{\pi n}{15} \sqrt{\left(\frac{ELD^2}{4d_n \cos \alpha_1} (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1) \right)^2 + (m_B g)^2}. \quad (2.30)$$

Расчетная схема плющилки с различным диаметром вальцов (рис. 2.5)

Суммарная мощность трения скольжения вальцов о зерновку $P_{тр.с}$ будет равна сумме мощностей трения каждого из вальцов:

$$P_{\text{тр.с}} = P_{\text{тр.}O} + P_{\text{тр.}O'} \quad (2.31)$$

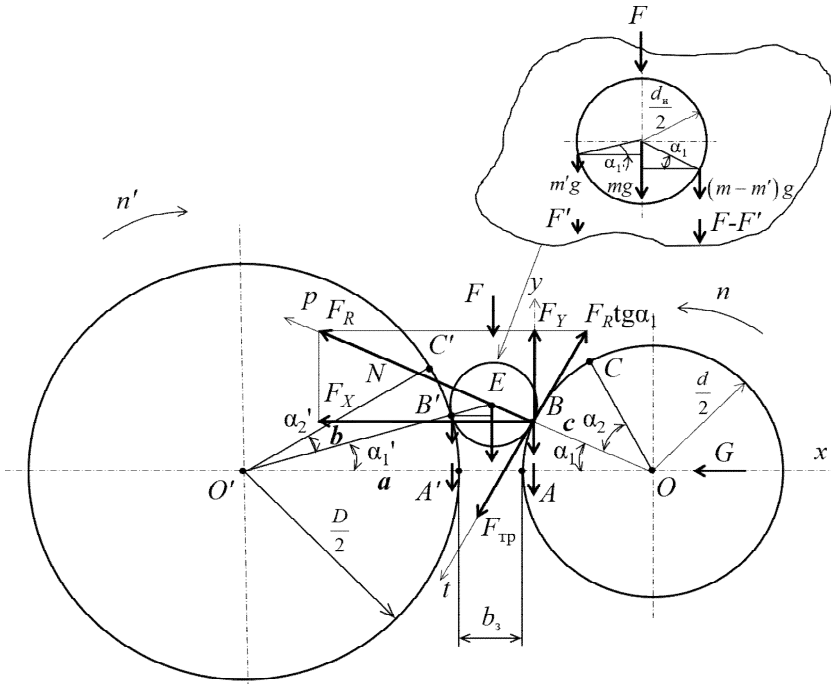


Рис. 2.5. Расчетная схема для определения сил, действующих на валцы плющилки различного диаметра

Соответственно:

$$P_{\text{тр.}O} = F_{\text{тр.}O} \frac{ds_O}{dt_2}; \quad (2.32)$$

$$P_{\text{тр.}O'} = F_{\text{тр.}O'} \frac{ds_{O'}}{dt_2'}, \quad (2.33)$$

где s_O , $s_{O'}$ – пути скольжения зерновки на вальцах с осями вращения O и O' соответственно;

$F_{\text{тр.}O}$, $F_{\text{тр.}O'}$ – силы трения, возникающие при взаимодействии зерновки с поверхностями соответствующих вальцов, с учетом выражений

перераспределения массы зерновки и силы воздействия F , полученных в работе [49]:

$$F_{\text{тр. } o} = \frac{f((m - m')g + (F - F'))}{\cos \alpha_1}; \quad (2.34)$$

$$F_{\text{тр. } o'} = \frac{f'(m'g + F')}{\cos \alpha'_1}, \quad (2.35)$$

где f, f' – коэффициент трения зерновки о соответствующие вальцы;
 α_1, α'_1 – углы деформации зерновки на соответствующих вальцах, рад.

Приращение путей скольжения ds_o и $ds_{o'}$:

$$ds_o = \frac{d\alpha_2 d}{2}; \quad (2.36)$$

$$ds_{o'} = \frac{d\alpha'_2 D}{2}. \quad (2.37)$$

Мощность трения скольжения на вальцах

$$P_{\text{тр. c}} = \frac{f((m - m')g + (F - F'))}{\cos \alpha_1} \frac{d\alpha_2 d}{dt_2 2} + \frac{f'(m'g + F')}{\cos \alpha'_1} \frac{d\alpha'_2 D}{dt'_2 2}, \quad (2.38)$$

учитывая, что

$$\frac{d\alpha_2}{dt_2} = \frac{\pi n}{30},$$

а

$$\frac{d\alpha'_2}{dt'_2} = \frac{\pi n'}{30}. \quad (2.39)$$

Тогда

$$\begin{aligned} P_{\text{тр. c}} &= \frac{f((m - m')g + (F - F'))}{\cos \alpha_1} \frac{\pi n d}{60} + \frac{f'(m'g + F')}{\cos \alpha'_1} \frac{\pi n' D}{60} = \\ &= \frac{\pi}{60} \left(\frac{f((m - m')g + (F - F')) n d}{\cos \alpha_1} + \frac{f'(m'g + F') n' D}{\cos \alpha'_1} \right). \end{aligned} \quad (2.40)$$

Для анализа соотношения мощностей трения скольжения на вальцах нужно провести некоторые преобразования выражения (2.40), используя выражения моментов, составляющих массы зерновки, записанные в работе [49]:

$$Y(m - m') = Y'm', \quad (2.41)$$

где

$$Y = \frac{d_n}{2} \cos \alpha_1; \quad (2.42)$$

$$Y' = \frac{d_n}{2} \cos \alpha'_1, \quad (2.43)$$

откуда

$$m - m' = \frac{\cos \alpha'_1}{\cos \alpha_1} m'. \quad (2.44)$$

Аналогично

$$F - F' = \frac{\cos \alpha'_1}{\cos \alpha_1} F'. \quad (2.45)$$

Следует подставить выражения (2.44) и (2.45) в выражение (2.40):

$$P_{\text{тр. с}} = \frac{\pi}{60} \left(f \frac{\cos \alpha'_1}{\cos^2 \alpha_1} (m'g + F')nd + f' \frac{1}{\cos \alpha'_1} (m'g + F')n'D \right). \quad (2.46)$$

При $nd = n'D$ и коэффициентах трения $f = f'$ соотношение мощностей трения скольжения на вальцах будет определяться соотношением $\frac{\cos \alpha'_1}{\cos^2 \alpha_1}$ и $\frac{1}{\cos \alpha'_1}$. Для реально возможного изменения значений диаметров вальцов, зазора между вальцами и размеров зерновки, а также

использования сочетания вальцов с минимальным и максимальным диаметрами косинусы углов деформации α_1 и α'_1 будут меняться в пределах 0,910–0,991 [27, 31]. Угол деформации α'_1 на большем вальце всегда меньше аналогичного угла α_1 на меньшем вальце, соответственно соотношение $\frac{\cos \alpha'_1}{\cos^2 \alpha_1}$ будет всегда больше соотношения

$\frac{1}{\cos \alpha'_1}$. Это свидетельствует о том, что наибольшая мощность трения

скольжения при одинаковых коэффициентах трения f и f' затрачивается на вальце с меньшим диаметром.

При определении мощности деформации зерновки для рассматриваемой расчетной схемы необходимо найти равнодействующие F_{RO} и $F_{RO'}$ и их составляющие F_{XO} , $F_{XO'}$ и F_{YO} , $F_{YO'}$ на соответствующих вальцах:

$$F_{YO} = \frac{LE}{4} \frac{(d_{\text{н}} \cos \alpha_1 - b_3)^2}{d_{\text{н}} \cos \alpha_1}; \quad (2.47)$$

$$F_{YO'} = \frac{LE}{4} \frac{(d_{\text{н}} \cos \alpha'_1 - b_3)^2}{d_{\text{н}} \cos \alpha'_1}; \quad (2.48)$$

$$F_{XO} = \frac{LEd^2}{4d_{\text{н}} \cos \alpha_1} (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1); \quad (2.49)$$

$$F_{XO'} = \frac{LED^2}{4d_{\text{н}} \cos \alpha'_1} (\alpha'_1 - \sin \alpha'_1 \cos \alpha'_1); \quad (2.50)$$

$$\begin{aligned} F_{RO} &= \frac{EL}{4d_{\text{н}} \cos \alpha_1} \sqrt{(d_{\text{н}} \cos \alpha_1 - b_3)^4 + d^4 (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2} = \\ &= \frac{EL(d_{\text{н}} \cos \alpha_1 - b_3)^2}{4d_{\text{н}} \cos \alpha_1} \left(\sqrt{1 + \left(\frac{d}{d_{\text{н}} \cos \alpha_1 - b_3} \right)^4 (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2} \right); \end{aligned} \quad (2.51)$$

$$\begin{aligned}
 F_{RO'} &= \frac{EL}{4d_H \cos \alpha'_1} \sqrt{(d_H \cos \alpha'_1 - b_3)^4 + D^4 (\alpha'_1 - \sin \alpha'_1 \cos \alpha'_1)^2} = \\
 &= \frac{EL(d_H \cos \alpha'_1 - b_3)^2}{4d_H \cos \alpha'_1} \left(\sqrt{1 + \left(\frac{D}{d_H \cos \alpha'_1 - b_3} \right)^4 (\alpha'_1 - \sin \alpha'_1 \cos \alpha'_1)^2} \right). \quad (2.52)
 \end{aligned}$$

Тогда суммарная мощность деформации

$$\sum P_d = P_d + P_{d'} = fF_{RO} v_3 + fF_{RO'} v_3 = v_3 (fF_{RO} + fF_{RO'}) \quad (2.53)$$

или с учетом формулы скорости зернового потока v_3 , полученной для аналогичной расчетной схемы в работе [49]:

$$\begin{aligned}
 \sum P_d &= fd / \left(\frac{d}{v} + \frac{v - v_0}{\alpha_1 \left(g + \frac{F - F'}{m - m'} \right) (f \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1)} + \right. \\
 &\quad \left. + \frac{v' - v_0}{\alpha_1 \left(g + \frac{F'}{m'} \right) (f' \sin \alpha'_1 + \cos \alpha'_1)} \right) \times \\
 &\times \frac{EL}{4} \left(\frac{(d_H \cos \alpha_1 - b_3)^2}{d_H \cos \alpha_1} \sqrt{1 + \left(\frac{d}{d_H \cos \alpha_1 - b_3} \right)^4 (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2} + \right. \\
 &\quad \left. + \frac{(d_H \cos \alpha'_1 - b_3)^2}{d_H \cos \alpha'_1} \sqrt{1 + \left(\frac{D}{d_H \cos \alpha'_1 - b_3} \right)^4 (\alpha'_1 - \sin \alpha'_1 \cos \alpha'_1)^2} \right) \quad (2.54)
 \end{aligned}$$

при скорости зерновки v_3 , выраженной через диаметр d меньшего вальца. Аналогично суммарную мощность деформации $\sum P_d$ можно записать через диаметр D большего вальца:

$$\begin{aligned} \Sigma P_{\text{д}} = fD / & \left(\frac{D}{v'} + \frac{v - v_0}{\alpha'_1 \left(g + \frac{F - F'}{m - m'} \right) (f \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1)} + \right. \\ & \left. + \frac{v' - v_0}{\alpha'_1 \left(g + \frac{F'}{m'} \right) (f' \sin \alpha'_1 + \cos \alpha'_1)} \right) \times \\ & \times \frac{EL}{4} \left(\frac{(d_{\text{н}} \cos \alpha_1 - b_3)^2}{d_{\text{н}} \cos \alpha_1} \sqrt{1 + \left(\frac{d}{d_{\text{н}} \cos \alpha_1 - b_3} \right)^4} (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2 + \right. \\ & \left. + \frac{(d_{\text{н}} \cos \alpha'_1 - b_3)^2}{d_{\text{н}} \cos \alpha'_1} \sqrt{1 + \left(\frac{D}{d_{\text{н}} \cos \alpha'_1 - b_3} \right)^4} (\alpha'_1 - \sin \alpha'_1 \cos \alpha'_1)^2 \right). \end{aligned} \quad (2.55)$$

Анализ полученных выражений мощности деформации (2.54) и (2.55) показывает, что соотношение их величин на вальцах плющилки будет определяться значением их составляющих, обозначенных как A и B :

$$A = \frac{(d_{\text{н}} \cos \alpha_1 - b_3)^2}{d_{\text{н}} \cos \alpha_1} \sqrt{1 + \left(\frac{d}{d_{\text{н}} \cos \alpha_1 - b_3} \right)^4} (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2; \quad (2.56)$$

$$B = \frac{(d_{\text{н}} \cos \alpha'_1 - b_3)^2}{d_{\text{н}} \cos \alpha'_1} \sqrt{1 + \left(\frac{D}{d_{\text{н}} \cos \alpha'_1 - b_3} \right)^4} (\alpha'_1 - \sin \alpha'_1 \cos \alpha'_1)^2. \quad (2.57)$$

Тогда при реально возможных изменениях параметров $D = 150\text{--}500$ мм, $b_3 = 0,5\text{--}1,8$ мм и $d_{\text{н}} = 2\text{--}10$ мм согласно работе [27] можно провести анализ изменения составляющих A и B . Их расчетные значения при изменениях d , D , b_3 и $d_{\text{н}}$ в указанных пределах представлены в таблице. Анализ расчетов показывает, что мощность деформации больше на вальцах с большим диаметром.

Таблица

Расчетные значения составляющих A и B полученных выражений мощности деформации при изменении d , D , b_3 и $d_{ц}$

Номер расчета	d , мм	D , мм	b_3 , мм	$d_{ц}$, мм	A , мм	B , мм	$\frac{D}{d}$	$\frac{B}{A}$
1.1	150	325	0,5	2	21,16	31,14	2,17	1,47
1.2			0,5	10	65,14	98,19		1,51
1.3			1,8	2	0,0195	0,0195		1,00
1.4			1,8	10	52,54	76,04		1,45
2.1	150	500	0,5	2	21,16	40,62	3,33	1,92
2.2			0,5	10	65,14	127,73		1,96
2.3			1,8	2	0,0195	0,02		1,03
2.4			1,8	10	52,54	101,85		1,94
3.1	325	500	0,5	2	31,14	40,62	1,54	1,30
3.2			0,5	10	98,19	127,73		1,30
3.3			1,8	2	0,0195	0,02		1,03
3.4			1,8	10	76,04	101,85		1,34

Мощность, расходуемая на преодоление сил трения в опорных подшипниках вальцов:

$$P_{\text{тр. п}} = P_{\text{тр. п. } O} + P_{\text{тр. п. } O'}, \quad (2.58)$$

где $P_{\text{тр. п. } O}$ – мощность, расходуемая на преодоление сил трения в опорных подшипниках вальца с осью вращения O ;

$P_{\text{тр. п. } O'}$ – аналогичная мощность в опорных подшипниках вальца с осью вращения O' ;

$$P_{\text{тр. п. } O} = R_O f_{\text{пр. } O} d_{ц. O} \frac{2\pi n}{60} = R_O f_{\text{пр. } O} d_{ц. O} \frac{\pi n}{30}, \quad (2.59)$$

где $R_O = \sqrt{F_{XO}^2 + G_{в. O}^2}$ – нагрузка на подшипники вальца с осью вращения O , Н;

$G_{в. O} = m_{в. O} g$ – вес вальца с осью вращения O , Н;

$m_{в. O}$ – масса соответствующего вальца, кг;

$f_{\text{пр. } O}$ – приведенный коэффициент трения подшипников соответствующего вальца;

$d_{ц. O}$ – диаметр цапфы вальцов, м.

Аналогично

$$P_{\text{тр. п. } o'} = R_{o'} f_{\text{пр. } o'} d_{\text{ц. } o'} \frac{\pi n'}{30}, \quad (2.60)$$

где $R_{o'} = \sqrt{F_{xo'}^2 + G_{в. o'}^2}$, Н.

Тогда

$$\begin{aligned} P_{\text{тр. п}} &= \frac{\pi}{30} (R_o f_{\text{пр. } o} d_{\text{ц. } o} n + R_{o'} f_{\text{пр. } o'} d_{\text{ц. } o'} n') = \\ &= \frac{\pi}{30} (\sqrt{F_{xo}^2 + G_{в. o}^2} f_{\text{пр. } o} d_{\text{ц. } o} n + \sqrt{F_{xo'}^2 + G_{в. o'}^2} f_{\text{пр. } o'} d_{\text{ц. } o'} n'). \end{aligned} \quad (2.61)$$

Следует получить расчетные формулы плющилки зерна при любом соотношении диаметров вальцов и наличии угла наклона $\Delta\alpha$ плоскости, проходящей через оси вальцов к горизонтальной плоскости. Для этого нужно воспользоваться правилом, изложенном в разделе 1.3 и работе [31], которое позволяет скорректировать ранее выведенные формулы для расчетной схемы на рис. 2.5.

Выводы:

1. При плющении зерна вальцами мощность их вращательного движения затрачивается в основном:

- на деформацию зерновки;
- на трение скольжения рабочей поверхности вальцов о зерновку;
- на трение в опорных подшипниках вальцов.

2. Мощность трения скольжения поверхности вальцов о зерновку зависит от диаметров вальцов и зерновки, межвальцового зазора, коэффициентов трения вальцов о зерновку, дополнительной внешней силы, действующей на зерновку, и окружной скорости образующих поверхностей вальцов [47–49].

3. Мощность деформации зерновки зависит также от диаметров вальцов и зерновки, межвальцового зазора, коэффициентов трения вальцов о зерновку, дополнительной внешней силы, действующей на зерновку, и физико-механических свойств зерновки и окружной скорости образующих поверхностей вальцов [47–49].

4. Мощность трения в опорных подшипниках вальцов определяется нагрузкой на подшипники вальцов, их частотой вращения, диаметром цапф вальцов и приведенным коэффициентом трения их подшипников качения [47].

5. При использовании плющилок с различным диаметром валцов наибольшая мощность трения скольжения затрачивается на вальце с меньшим диаметром, а наибольшая мощность деформации зерновки – на вальце с большим диаметром [47–49].

2.2. Исследование мощности привода и распорного усилия вальцовых плющилок-измельчителей зерна различных конструкций

Применение плющилки зерна одновременно в качестве измельчителя позволит увеличить время загрузки оборудования, что повысит эффективность его использования. Но в процессе измельчения возрастут затраты энергии на сдвиг зерновки в межвальцовом пространстве и на проскальзывание вальцов по зерновке при сдвиге. Кроме того, при измельчении зерна используется сухое зерно, обладающее более высокими прочностными свойствами, т. е. большим значением модуля упругости.

При определении мощности, идущей на привод вальцов плющилки, в работах [37, 47] рассматривались три составляющие:

- 1) мощность трения скольжения $P_{тр.с}$ поверхности вальцов по зерновке, зависящая от силы трения и длины дуги скольжения;
- 2) мощность деформации P_d зерновки, зависящая от прочностных (физико-механических) свойств зерновки;
- 3) мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в опорных подшипниках валов $P_{тр.п}$.

Однако в плющилках-измельчителях наряду с указанными мощностями необходимо также учитывать мощность, затрачиваемую на сдвиг зерновки, $P_{сдв}$ и мощность проскальзывания вальцов по зерновке $P_{проск}$ при сдвиге. Указанные мощности возникают из-за разности линейных скоростей образующих поверхностей вальцов.

Тогда в общем виде мощность привода плющилки-измельчителя

$$P_{дв} = \frac{P_{тр.с} + P_d + P_{тр.п} + P_{сдв} + P_{проск}}{\eta}, \quad (2.62)$$

где η – КПД привода.

По аналогии с работами [51–53] из расчетной схемы (рис. 2.6) видно, что вальцы одинакового диаметра D вращаются с различными частото-

тами вращения n и n' , нажимая на зерновку с силой G , создаваемой устройством прижатия вальцов. Эту силу следует разложить на равнодействующую F_R давления на зерновку под неопределенным углом в пределах углов деформации α_1 и α'_1 согласно формуле (2.2) на вертикальную силу $F_Y = F_R \sin \alpha_1$, горизонтальную $F_X = F_R \cos \alpha_1$ и силу по касательной к вальцу по формуле (2.3) $F_R \operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{F_Y}{\cos \alpha_1} = \frac{F_R \sin \alpha_1}{\cos \alpha_1}$.

Под действием силы F_R на окружности вальца при его вращении возникает сила трения $F_{\text{тр}} = f F_R$, которая должна быть больше силы по касательной $F_R \operatorname{tg} \alpha_1$. Сначала зерновка скользит по вальцам, затем происходит ее захват вальцами и деформация в межвальцовом зазоре. Так как образующие вальцов имеют различные окружные скорости, то одновременно при деформировании зерновки происходит проскальзывание вальца с наибольшей скоростью по зерновке. Проскальзывание при деформации зерновки происходит до тех пор, пока касательные напряжения, воздействующие на зерновку в межвальцовом пространстве, не превысят предельных. При превышении касательными напряжениями предельного значения происходит сдвиг зерновки и соответствующее измельчение (разрушение) сплюсненного зерна.

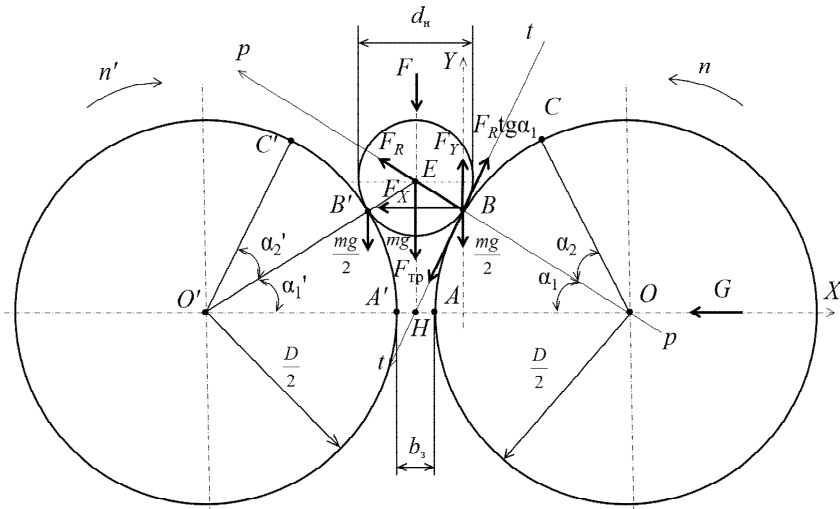


Рис. 2.6. Расчетная схема для определения сил, действующих на вальцы плющилки-измельчителя с одинаковыми диаметрами

Согласно работам [28, 31, 47, 51–53] можно считать, что весь путь l_{AC} и $l_{A'C'}$, проходимый зерновкой по вальцам с осями вращения O и O' соответственно, состоит из длин дуг скольжения l_{BC} и $l_{B'C'}$, ограниченных соответствующими углами α_2 и α'_2 , длин дуг деформации l_{AB} и $l_{A'B'}$, ограниченных углами деформации α_1 и α'_1 , а также длин дуг сдвига и проскальзывания (на рис. 2.6 не показаны), которое будет происходить до сдвига зерновки в межвальцовом пространстве.

Тогда суммарная мощность трения скольжения вальцов о зерновку согласно формуле (2.31) равна сумме мощностей трения каждого из вальцов, т. е. $P_{\text{тр.с}} = P_{\text{тр.о}} + P_{\text{тр.о}'}$.

Тогда в соответствии с формулами (2.32) и (2.33)

$$P_{\text{тр.о}} = F_{\text{тр.о}} \frac{ds_o}{dt_2};$$

$$P_{\text{тр.о}'} = F_{\text{тр.о}'} \frac{ds_{o'}}{dt'_2}.$$

При одинаковых конструкциях и диаметрах вальцов $\alpha_1 = \alpha'_1$ и $f = f'$:

$$F_{\text{тр.о}} = F_{\text{тр.о}'} = \frac{f \left(\frac{mg + F}{2} \right)}{\cos \alpha_1} = \frac{f' \left(\frac{mg + F}{2} \right)}{\cos \alpha'_1}. \quad (2.63)$$

Косинусы углов деформации, выраженные через диаметры вальцов, зерновки и межвальцового расстояния, определяются по формуле (1.29)

$$\cos \alpha_1 = \cos \alpha'_1 = \frac{D + b_3}{D + d_{\text{н}}}.$$

Приращение путей скольжения ds_o и $ds'_{o'}$ находится соответственно по формулам (2.36) и (2.37):

$$ds_o = \frac{d\alpha_2 D}{2}; \quad ds_{o'} = \frac{d\alpha'_2 D}{2}.$$

Тогда мощность трения скольжения на каждом из валцов с соответствующими осями вращения и суммарная мощность трения скольжения:

$$P_{\text{тр. } o} = \frac{f \left(\frac{mg + F}{2} \right) d\alpha_2 D}{\cos \alpha_1 dt_2 2}; \quad (2.64)$$

$$P_{\text{тр. } o'} = \frac{f' \left(\frac{mg + F}{2} \right) d\alpha'_2 D}{\cos \alpha'_1 dt'_2 2} = \frac{f \left(\frac{mg + F}{2} \right) d\alpha'_2 D}{\cos \alpha_1 dt'_2 2}. \quad (2.65)$$

Учитывая, что $\frac{d\alpha_2}{dt_2} = \frac{\pi n}{30}$, а $\frac{d\alpha'_2}{dt'_2} = \frac{\pi n'}{30}$:

$$\begin{aligned} P_{\text{тр. } c} &= \frac{f \left(\frac{mg + F}{2} \right) d\alpha_2 D}{\cos \alpha_1 dt_2 2} + \frac{f \left(\frac{mg + F}{2} \right) d\alpha'_2 D}{\cos \alpha_1 dt'_2 2} = \\ &= \frac{Df \left(\frac{mg + F}{2} \right)}{2 \cos \alpha_1} \left(\frac{\pi n}{30} + \frac{\pi n'}{30} \right) = \\ &= \frac{\pi}{60} \frac{f \left(\frac{mg + F}{2} \right) D}{\cos \alpha_1} (n + n') = \frac{\pi D f (mg + F)}{120 \cos \alpha_1} (n + n'). \end{aligned} \quad (2.66)$$

Мощность деформации зерновки определяется аналогично работам [37, 47, 51] по выражению

$$P_d = (fF_R + f'F_{R'})v_3, \quad (2.67)$$

где $F_R, F_{R'}$ – равнодействующие силы валцов с осями вращения O и O' , Н;

v_3 – фактическая скорость зернового потока, определяемая по формуле, полученной в работе [31]:

$$\begin{aligned}
v_3 &= D \left(1 + \frac{n'}{n} \right) \left[\frac{2D}{v} + \frac{2(v - v_0)}{\alpha_1 \left(g + \frac{F}{m} \right) (f \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1)} + \right. \\
&\quad \left. + \frac{2(v' - v_0)}{\alpha'_1 \left(g + \frac{F}{m} \right) (f' \sin \alpha'_1 + \cos \alpha'_1)} \right] = \\
&= D \left(1 + \frac{n}{n'} \right) \left[\frac{2D}{v'} + \frac{2(v - v_0)}{\alpha_1 \left(g + \frac{F}{m} \right) (f \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1)} + \right. \\
&\quad \left. + \frac{2(v' - v_0)}{\alpha'_1 \left(g + \frac{F}{m} \right) (f' \sin \alpha'_1 + \cos \alpha'_1)} \right].
\end{aligned} \tag{2.68}$$

Для нахождения величины равнодействующих сил F_R (F'_R) по аналогии с работами [37, 47, 50, 51] следует выделить на окружности бесконечно малый элемент ds под неопределенным углом к горизонтали в пределах угла деформации α_1 и отнести к осям координат YOX согласно рис. 2.2.

Тогда по формуле (2.14) $dF_R = p_c L ds$, а по формуле (2.17) сопротивление сжатия, отнесенное к единице площади:

$$p_c = E \frac{\frac{d_n \cos \alpha_1 - b_3}{2} - x}{\frac{d_n \cos \alpha_1}{2}}.$$

Вертикальная составляющая dF_Y равнодействующей силы dF_R (рис. 2.3) определяется по формуле (2.18)

$$dF_Y = dF_R \sin \alpha_1 = L p_c dx,$$

а по формуле (2.20)

$$F_Y = \frac{LE}{4} \frac{(d_n \cos \alpha_1 - b_3)^2}{d_n \cos \alpha_1}.$$

Горизонтальная составляющая dF_X равнодействующей силы dF_R определяется по формуле (2.21)

$$dF_X = dF_R \cos \alpha_1 = Lp_c dy,$$

а по формуле (2.26)

$$F_X = \frac{ELD^2}{4d_n \cos \alpha_1} (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1).$$

Тогда согласно формуле (2.27)

$$\begin{aligned} F_R &= \sqrt{F_Y^2 + F_X^2} = \\ &= \frac{EL}{4d_n \cos \alpha_1} \sqrt{(d_n \cos \alpha_1 - b_3)^4 + D^4 (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2}. \end{aligned}$$

Аналогично можно получить равнодействующую F'_R на вальце с осью вращения O' . При одинаковых диаметрах вальцов $F_R = F'_R$.

Тогда мощность деформации зерновки

$$\begin{aligned} P_d &= (f + f') \frac{ELv_3}{4d_n \cos \alpha_1} \times \\ &\times \sqrt{(d_n \cos \alpha_1 - b_3)^4 + D^4 (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2}. \end{aligned} \quad (2.69)$$

Определив равнодействующие силы на вальцах F_R и F'_R , можно найти силы трения $F_{тр}$ и $F'_{тр}$ на соответствующих вальцах:

$$F_{тр} = F_R f; \quad (2.70)$$

$$F'_{тр} = F'_R f'. \quad (2.71)$$

Тогда суммарная мощность, затрачиваемая на привод каждого из вальцов:

$$\Sigma P = F_{тр} \frac{D}{2} \omega = \frac{\pi}{60} (F_{тр} D n); \quad (2.72)$$

$$\Sigma P' = F'_{\text{тр}} \frac{D}{2} \omega' = \frac{\pi}{60} (F'_{\text{тр}} D n'), \quad (2.73)$$

где ω и ω' – угловые скорости валцов, рад/с.

Вычитая от большой суммарной мощности одного из валцов меньшую мощность другого валца, можно получить мощность, затрачиваемую на сдвиг зерновки в межвалцовом пространстве $P_{\text{сдв}}$, и мощность проскальзывания по зерновке валца с большей скоростью $P_{\text{проск}}$. При одинаковых валцах плющилки-измельчителя большая суммарная мощность затрачивается на валце с большей угловой скоростью. Если $\omega > \omega'$, то

$$P_{\text{сдв}} + P_{\text{проск}} = \Sigma P - \Sigma P' = \frac{\pi}{60} (F_{\text{тр}} D n - F'_{\text{тр}} D n') = \frac{\pi D F_R}{60} (f n - f' n'). \quad (2.74)$$

Из анализа выражения (2.74) видно, что эта мощность возрастает с увеличением разности произведения частоты вращения на коэффициент трения валца с большей угловой скоростью по отношению к валцу с меньшей скоростью.

Мощность, затрачиваемую на сдвиг зерновки в межвалцовом пространстве, можно вычислить через вертикальные составляющие:

$$P_{\text{сдв}} = \frac{\pi}{60} (F_{\text{тр}} \cos \alpha_1 D n - F'_{\text{тр}} \cos \alpha'_1 D n') = \frac{\pi D F_R \cos \alpha_1}{60} (f n - f' n'); \quad (2.75)$$

$$P_{\text{проск}} = (\Sigma P - \Sigma P') - P_{\text{сдв}} = \frac{\pi D F_R}{60} (f n - f' n') (1 - \cos \alpha_1). \quad (2.76)$$

Анализ выражения (2.76) показывает, что чем больше стремятся к единице $\cos \alpha_1$ и $\cos \alpha'_1$, тем меньше $P_{\text{проск}}$, а при $\cos \alpha_1$ и $\cos \alpha'_1$, равным единице, мощность проскальзывания валца равна 0.

Минимальное смещение ΔY зерновки в межвалцовом зазоре, при котором произойдет разрушение (измельчение) зерновки:

$$\Delta Y = \frac{\sigma_{\text{макс}} I 2(1 + \nu)}{E}, \quad (2.77)$$

где $\sigma_{\text{макс}} = \frac{F_{\text{макс}}}{S}$ – максимальное механическое напряжение, Н/м²;

$F_{\text{макс}}$ – сила сдвига, достаточная для создания механического напряжения, превышающего предел прочности, Н;

S – площадь поперечного сечения зернового потока, на которое действует сила, м^2 ;

ν – значение коэффициента Пуассона для измельчаемого зерна;

l – среднее значение длины межвальцового пространства, м .

Значение площади поперечного сечения зернового потока и среднее значение длины межвальцового пространства определяется из рис. 2.2 и 2.4:

$$S = (AC \cdot CB - S_{ABC}) + (A'C' \cdot C'B' - S_{A'B'C'}) + b_3 \frac{CB + C'B'}{2}. \quad (2.78)$$

Указанные геометрические параметры следует выразить через диаметры валцов и тригонометрические функции углов деформации:

$$\begin{aligned} S = & \frac{D}{2}(\sin \alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1) - \frac{D^2}{8}(\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1) + \\ & + \frac{D}{2}(\sin \alpha'_1 - \sin \alpha'_1 \cos \alpha'_1) - \frac{D^2}{8}(\alpha'_1 - \sin \alpha'_1 \cos \alpha'_1) + \\ & + b_3 \frac{D}{4} \left(\frac{\sin \alpha_1 + \sin \alpha'_1}{2} \right). \end{aligned} \quad (2.79)$$

Тогда среднее значение длины межвальцового пространства

$$l = \frac{2S}{CB + C'B'}. \quad (2.80)$$

Определив необходимое для измельчения минимальное смещение зерновки ΔY , нужно найти разницу длин дуг образующих окружностей валцов, контактирующих с зерновкой при деформации и сдвиге, возникающую из-за разности линейных скоростей образующих валцов. Для этого определить время контакта зерновки с валцами после ее захвата валцами из выражения угловой скорости вальца с меньшей скоростью

$$\omega' = \frac{d\alpha}{dt}, \quad (2.81)$$

или

$$dt = \frac{30}{\pi n'} d\alpha. \quad (2.82)$$

Проинтегрировав выражение (2.82) по углу деформации от 0 до α'_1 и по времени от 0 до t'_1 , записать:

$$\int_0^{t'_1} dt = \frac{30}{\pi n'} \int_0^{\alpha'_1} d\alpha'. \quad (2.83)$$

Тогда

$$t'_1 = \frac{30\alpha'_1}{\pi n'}. \quad (2.84)$$

Угол деформации и сдвига α''_1 (больше, чем угол α_1 , изображенный на рис. 2.6) для вальца с большей скоростью определяется по формуле

$$\alpha''_1 = \frac{\pi n t'_1}{30}. \quad (2.85)$$

Длины дуг для углов α''_1 и α'_1 соответственно:

$$l''_{AB} = \alpha''_1 \frac{D}{2} = \alpha'_1 \frac{D}{2} \frac{n}{n'}; \quad (2.86)$$

$$l_{A'B'} = \alpha'_1 \frac{D}{2}. \quad (2.87)$$

Тогда разница длин дуг образующих окружностей вальцов, контактирующих с зерновкой при деформации и сдвиге:

$$\Delta l = l''_{AB} - l_{A'B'} = \alpha'_1 \frac{D}{2} \left(\frac{n}{n'} - 1 \right) = l_{A'B'} \left(\frac{n}{n'} - 1 \right). \quad (2.88)$$

Зная значения Δl и ΔY , $F_{\text{макс}} = \sigma_{\text{макс}} S$ и действующую силу сдвига $F_{\text{сдв. действ}}$, можно судить о процессе измельчения. Действующую

силу сдвига можно определить из баланса энергии, затрачиваемой электроприводом на сдвиг:

$$F_{\text{сдв. дейст}} = \frac{P_{\text{сдв. т}'_1}}{\Delta Y} = \frac{EF_R \cos \alpha_1 \alpha'_1}{4\sigma_{\text{макс}} l n' (1 + \nu)} (fn - f'n'). \quad (2.89)$$

Если $\Delta l > \Delta Y$ и $F_{\text{сдв. дейст}} > F_{\text{макс}}$, то происходит процесс измельчения. И в чем большей степени выполняются эти неравенства, тем интенсивнее происходит этот процесс. Необходимо определить, при каких соотношениях частот вращения валцов начинается процесс измельчения зерна:

$$l_{A'B'} \left(\frac{n}{n'} - 1 \right) > \Delta Y; \quad (2.90)$$

$$n > n' + \frac{\Delta Y n'}{l_{A'B'}}, \quad (2.91)$$

подставить в неравенство (2.91) выражения (2.77), (2.87) и провести преобразования:

$$n > n' + \frac{2\Delta Y n'}{\alpha'_1 D} = n' + \frac{4\sigma_{\text{макс}} l (1 + \nu) n'}{E \alpha'_1 D}; \quad (2.92)$$

$$n - n' > \frac{2\Delta Y n'}{\alpha'_1 D} = \frac{4\sigma_{\text{макс}} l (1 + \nu) n'}{E \alpha'_1 D}. \quad (2.93)$$

Из анализа выражения (2.93) видно, что разность частот вращения вальца с большей скоростью по отношению к вальцу с меньшей скоростью прямо пропорциональна максимальному механическому напряжению зерновки $\sigma_{\text{макс}}$, длине межвальцового пространства l , коэффициенту Пуассона ν и частоте вращения вальца с меньшей скоростью; обратно пропорциональна – модулю Юнга E , диаметру вальца D и углу деформации зерновки вальца с меньшей скоростью α'_1 .

Остальные составляющие мощности, затрачиваемой на привод валцов плющилки-измельчителя для рассматриваемой и других конструкций, найдены аналогично с учетом выражений, полученных в работах [31, 47, 51].

Выводы:

1. При измельчении зерна вальцами мощность их вращательного движения затрачивается в основном:

- на деформацию зерновки;
- на сдвиг зерновки;
- на трение проскальзывания поверхности вальцов по зерновке при сдвиге;
- на трение скольжения поверхности вальцов о зерновку при ее захвате вальцами;
- на трение в опорных подшипниках вальцов.

2. Мощность трения скольжения поверхности вальцов о зерновку зависит от частоты их вращения, диаметров вальцов, коэффициентов трения вальцов о зерновку, дополнительной внешней силы, действующей на зерновку, и угла деформации, который определяется диаметром вальцов, средней толщиной зерновки и зазором между вальцами [14, 51, 52].

3. Мощность деформации зерновки зависит также от диаметров вальцов, коэффициентов трения вальцов о зерновку, угла деформации зерновки, дополнительной внешней силы, действующей на зерновку, и, кроме того, от физико-механических свойств зерновки и окружной скорости образующих поверхностей вальцов.

4. Мощность, затрачиваемая на сдвиг зерновки в межвальцовом пространстве, равна разности мощностей, создаваемых силами трения на поверхностях каждого из вальцов в отдельности, вращающихся с соответствующей скоростью [51].

5. Для начала процесса измельчения зерна в межвальцовом пространстве необходимо, чтобы в нем создавалась сила сдвига, достаточная для создания механического напряжения, превышающего предел прочности зерновки, а также смещение в зерновке, определяемое механическим напряжением, превышающим предел прочности зерновки, модулем упругости, коэффициентом Пуассона и межвальцовым зазором [51].

6. Мощность трения в опорных подшипниках вальцов определяется нагрузкой на подшипники вальцов, их частотой вращения, диаметром цапф вальцов и приведенным коэффициентом трения их подшипников качения.

2.3. Теоретические и экспериментальные исследования производительности и энергоемкости вальцовых плющилок зерна

Из анализа результатов теоретических и экспериментальных исследований, изложенных в работах [28, 31, 34, 36, 54], следует, что на производительность и мощность вальцовой плющилки зерна оказывают влияние скорость зернового потока v_3 , зазор между вальцами b_3 , коэффициент трения зернового потока о вальцы f и их длина L , а также равнодействующая давления вальцов на зерновку F_R . Для проверки адекватности полученных в работах [31, 47–49] математических выражений следует провести анализ влияния их независимых параметров на вычисляемый. Анализ выражений проводится для вальцов с одинаковым диаметром D и частотой вращения n .

Согласно работе [31] производительность вальцовой плющилки определяется по формуле (1.41)

$$Q = \frac{Lb_3D}{\frac{D}{v} + \frac{v - v_0}{\alpha_1 \left(g + \frac{F}{m} \right) \left(f \sqrt{1 - \left(\frac{D + b_3}{D + d_n} \right)^2} + \frac{D + b_3}{D + d_n} \right)}} .$$

Из приведенной формулы (1.40) видно, что производительность плющилки однозначно определяется длиной вальцов L и возрастает при уменьшении составляющей знаменателя:

$$\frac{v - v_0}{\alpha_1 \left(g + \frac{F}{m} \right) \left(f \sqrt{1 - \left(\frac{D + b_3}{D + d_n} \right)^2} + \frac{D + b_3}{D + d_n} \right)} \rightarrow 0, \quad (2.94)$$

а при равенстве нулю имеет максимальное значение. Для этого необходимо, чтобы возрастали скорость движения зерновки v_0 до ее захвата вальцами, дополнительная внешняя сила давления F , действующая на зерновку, коэффициент трения зерновки f о вальцы.

Используя выражение мощности P вальцовой плющилки, полученное в работе [47], можно выразить удельные энергозатраты q на плющение зерна:

$$q = \frac{P}{Q} = \frac{P_{\text{тр.с}} + P_{\text{д}} + P_{\text{тр.п}}}{\eta Q}. \quad (2.95)$$

Для упрощения анализа изменения удельных энергозатрат следует пренебречь потерями в опорных подшипниках и в приводе, т. е. принять $P_{\text{тр.п}} = 0$, а $\eta = 1$.

Тогда

$$\begin{aligned} q &= \frac{P_{\text{тр.с}} + P_{\text{д}}}{Q} = q_{\text{тр.с}} + q_{\text{д}} = \\ &= \frac{\pi f (mg + F) n D}{60 \cos \alpha_1 b_3 v_3 L} + \frac{2 f F_R v_3}{b_3 v_3 L} = \frac{\pi f (mg + F) n D}{60 \cos \alpha_1 b_3 v_3 L} + \frac{2 f F_R}{b_3 L}, \end{aligned} \quad (2.96)$$

где $q_{\text{тр.с}}$ – удельные энергозатраты на трение скольжения зерновки, Дж/с;

$q_{\text{д}}$ – удельные энергозатраты на деформацию зерновки, Дж/с.

Учитывая, что равнодействующая давления вальцов F_R на зерновку согласно формуле (2.27) [47]

$$F_R = \frac{EL}{4d_{\text{н}} \cos \alpha_1} \sqrt{(d_{\text{н}} \cos \alpha_1 - b_3)^4 + D^4 (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2},$$

то

$$\begin{aligned} q &= \frac{\pi f (mg + F) n D}{60 \cos \alpha_1 b_3 v_3 L} + \\ &+ \frac{f E}{2} \frac{\sqrt{(d_{\text{н}} \cos \alpha_1 - b_3)^4 + D^4 (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2}}{d_{\text{н}} b_3 \cos \alpha_1} = \\ &= \frac{f}{b_3 \cos \alpha_1} \left(\frac{\pi (mg + F) n D}{60 v_3 L} + \right. \\ &\left. + \frac{E}{2} \frac{\sqrt{(d_{\text{н}} \cos \alpha_1 - b_3)^4 + D^4 (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2}}{d_{\text{н}}} \right). \end{aligned} \quad (2.97)$$

Анализ выражения (2.97) показывает, что энергозатраты на трение скольжения и деформацию, несмотря на упрощения, имеют сложную зависимость: прямо пропорциональны коэффициенту трения f , частоте вращения валцов n , дополнительной внешней силе давления F , действующей на зерновку, модулю упругости зерновки E и обратно пропорциональны скорости зернового потока v_3 .

Для проверки адекватности полученных выражений была проведена их экспериментальная проверка на установке с гладкими вальцами.

Подача зерна в межвальцовое пространство осуществлялась не традиционно используемым способом, т. е. самотеком из сужающегося к межвальцовому пространству бункера, а через симметрично установленную относительно межвальцового зазора вертикальную с прямоугольным поперечным сечением загрузочную шахту. Один из размеров указанного сечения загрузочной шахты равен длине валцов, а второй – диаметру вальца. При этом поперечное сечение в нижней части шахты симметрично уменьшается в направлении, перпендикулярном осям валцов от краев шахты к межвальцовому зазору. Шахта оборудована также сверху поршнем, обеспечивающим заданное давление на зерно, а снизу – клапаном, принудительно открываемым для выгрузки зерна из шахты при эксперименте. Для ЭП плющилки использовался АД с преобразователем частоты (ПЧ) питающего напряжения.

Эксперимент проводился в следующей последовательности. В загрузочную шахту под поршень загружалась определенная порция зерна, с помощью ПЧ устанавливалась необходимая частота вращения валцов. Затем открывался клапан для подачи зерна в межвальцовое пространство и измерялась мощность, затрачиваемая на плющение, и время с момента открытия клапана до окончания плющения. При эксперименте изменялась частота вращения валцов n , межвальцовый зазор b_3 , сила давления на поршень, а соответственно, и на зерно F , а также ширина $b_{ш}$ в нижней части шахты в направлении, перпендикулярном осям валцов.

Результаты проведенного эксперимента представлены на рис. 2.7–2.12 и в работе [45].

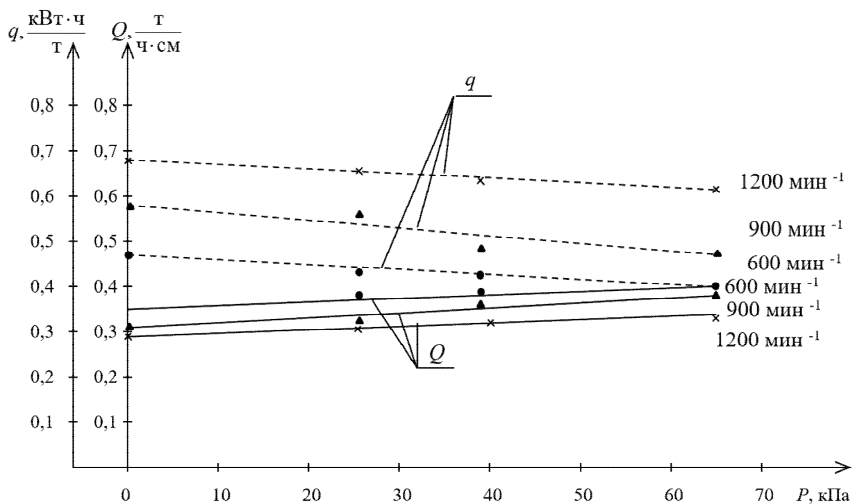


Рис. 2.7. Графики изменения удельной производительности Q и энергоёмкости q плющилки для различных частот вращения валцов n при изменении давления P в загрузочной шахте ($b_3 = 2$ мм, $b_{ш} = 40$ мм)

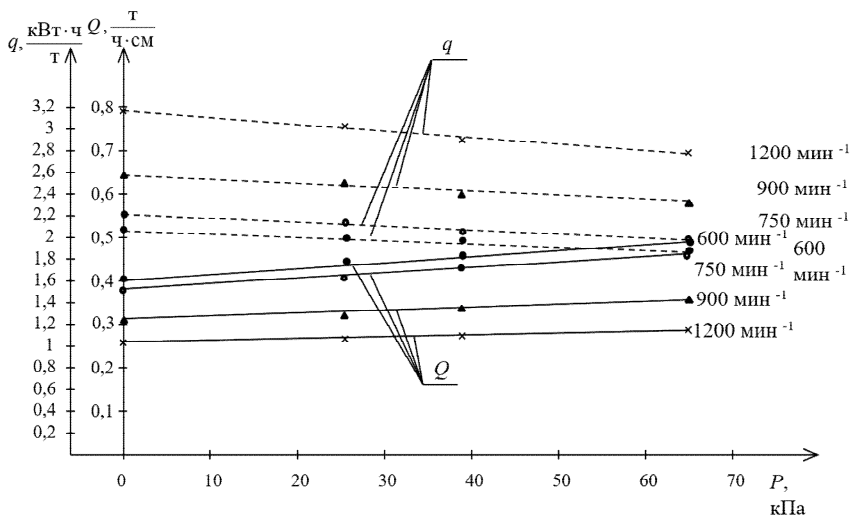


Рис. 2.8. Графики изменения удельной производительности Q и энергоёмкости q плющилки для различных частот вращения валцов n при изменении давления P в загрузочной шахте ($b_3 = 1$ мм, $b_{ш} = 40$ мм)

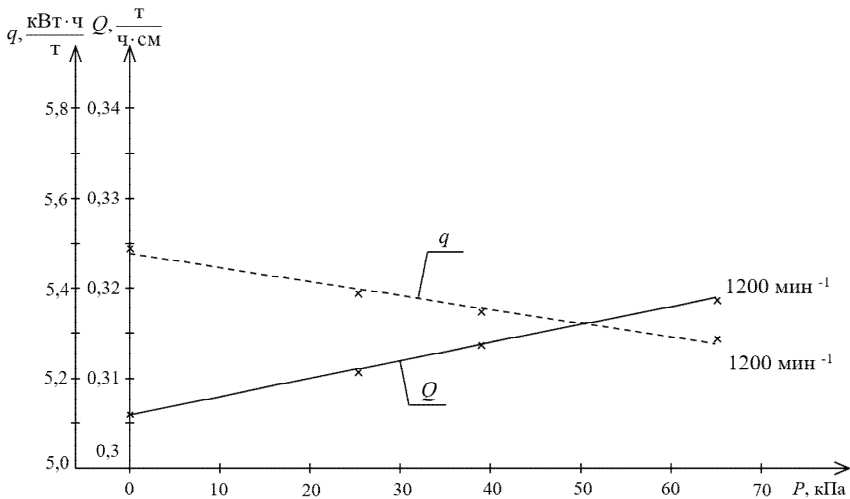


Рис. 2.9. Графики изменения удельной производительности Q и энергоёмкости q площилки для частоты вращения валцов $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ при изменении давления P в загрузочной шахте ($b_3 = 0,5 \text{ мм}$, $b_{ш} = 40 \text{ мм}$)

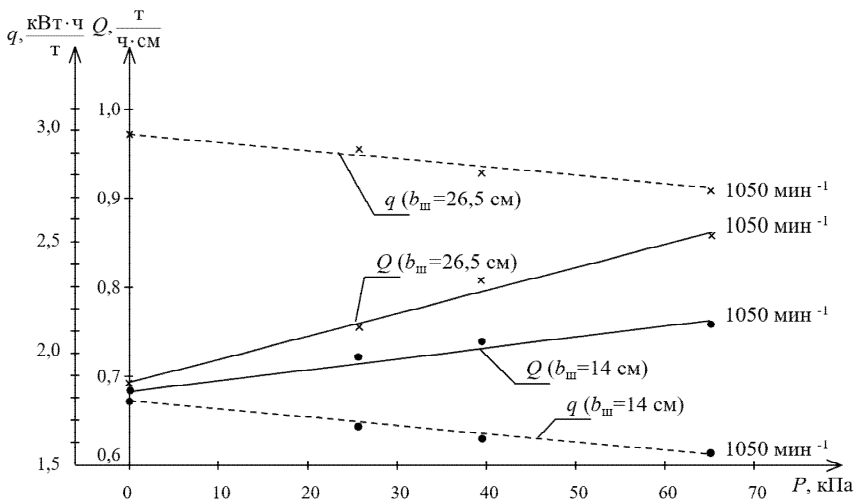


Рис. 2.10. Графики изменения удельной производительности Q и энергоёмкости q площилки для частоты вращения валцов $n = 1050 \text{ мин}^{-1}$ при изменении давления P и ширины $b_{ш}$ загрузочной шахты ($b_3 = 1 \text{ мм}$)

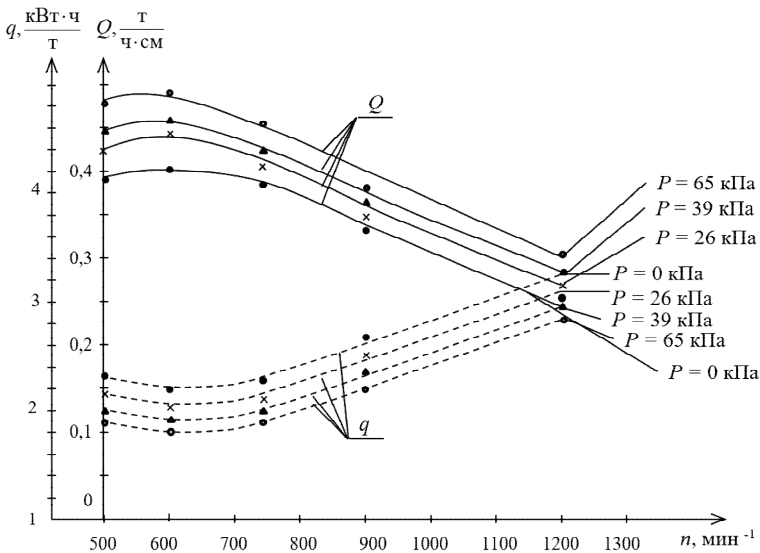


Рис. 2.11. Графики изменения удельной производительности Q и энергоёмкости q вальцової плющилки для различных значений давления P в загрузочной шахте при изменении частоты вращения валцов n ($b_3 = 1$ мм, $b_{\text{ш}} = 40$ мм)

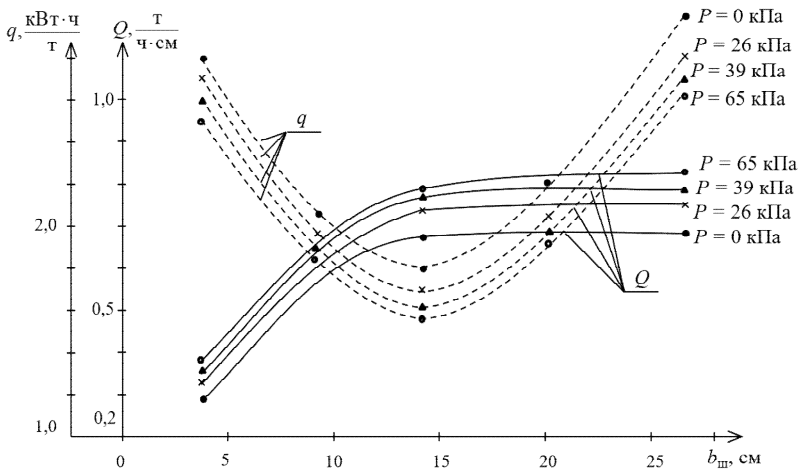


Рис. 2.12. Графики изменения удельной производительности Q и энергоёмкости q плющилки для частоты вращения валцов $n = 1050 \text{ min}^{-1}$ при изменении давления P и ширины $b_{\text{ш}}$ загрузочной шахты ($b_3 = 1$ мм)

Анализ экспериментально полученных графиков зависимости показал:

– удельная производительность плющилки независимо от частоты вращения возрастает при увеличении силы давления на зерно F , а удельная энергоемкость процесса плющения при этом уменьшается (рис. 2.7–2.12);

– с уменьшением зазора между вальцами b_3 удельная производительность плющилки падает, удельная энергоемкость процесса плющения возрастает (рис. 2.9);

– с увеличением ширины загрузочной шахты b_3 удельная производительность плющилки увеличивается до определенного значения, а затем остается практически постоянной, при этом удельная энергоемкость процесса плющения уменьшается до определенного значения, а потом возрастает (рис. 2.10, 2.12);

– удельная производительность вальцовой плющилки зерна имеет максимальную производительность при определенной частоте и практически при этой же частоте – минимальную энергоемкость процесса плющения (рис. 2.11).

Выводы:

1. Полученные экспериментальные графики зависимости подтверждают правильность полученных ранее в работах [31, 47] аналитических выражений производительности и мощности вальцовой плющилки зерна.

2. На производительность и мощность вальцовой плющилки значительное влияние оказывает сила давления на зерно, что подтверждается как теоретическими, так и экспериментальными исследованиями [45].

3. Экспериментальные исследования подтверждают также, что удельная энергоемкость процесса плющения зерна зависит от скорости вращения вальцов, имеет явно выраженный минимум в зависимости от скорости вращения и этот минимум наиболее выражен при увеличении силы давления на зерно [45].

Глава 3. ОБОСНОВАНИЕ СИСТЕМЫ ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМОГО АСИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА ВАЛЬЦОВЫХ ПЛЮЩИЛОК-ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕЙ ФУРАЖНОГО ЗЕРНА

3.1. Обзор и анализ регулируемых систем электропривода

Современный ЭП представляет собой конструктивное единство электромеханического преобразователя энергии (двигателя), силового преобразователя и устройства управления. Он обеспечивает преобразование электрической энергии в механическую в соответствии с алгоритмом работы технологической установки. Сфера применения ЭП во всех отраслях постоянно расширяется. В настоящее время уже более 60 % всей вырабатываемой в мире электрической энергии потребляется электрическими двигателями. Следовательно, эффективность современных технологий в значительной мере определяется эффективностью ЭП.

Анализ продукции ведущих европейских производителей современных систем ЭП Siemens (немецкая компания), ABB (шведско-швейцарская международная компания), Control Techniques (английская компания), Schneider Electric (французская компания), Lenze (немецкая компания), Danfoss (датская компания), Vacon (финская компания), Elettronica Santerno (итальянская компания), Emotron (шведская компания); крупного американского производителя General Electric; японских производителей Mitsubishi Electric, Omron, Hitachi, Toshiba, Fuji Electric; корейских и тайваньских – LG Hyundai Electronics, Long Sheng Electronic, Delta Electronics; российских производителей «Комбарко», «Веспер», «Эрасиб», «Вектор», «Универсал», «Триол», «Звезда Электроника» позволяет обеспечить следующие ярко выраженные тенденции развития ЭП:

– неуклонно растет доля использования систем энергоэффективного регулируемого ЭП, т. е. систем ЭП постоянного тока с тиристорными регуляторами напряжения и систем частотно-регулируемого асинхронного электропривода (ЧРАЭП) переменного тока со статическими ПЧ;

– значительно снижается доля ЭП с двигателями постоянного тока и увеличивается количество приводов с двигателями переменного тока;

– преимущественно применяются приводы с АД, большинство таких приводов (около 80 %) – нерегулируемые;

– в связи со значительными успехами в силовой электронике и резким удешевлением статических ПЧ значительно увеличивается доля ЧРАЭП.

Все эти тенденции косвенно подтверждаются данными крупной российской компании ООО «Интехникс», официального партнера известных компаний Invertek Drives, Delta Electronics, Sprint Electric, Array Electronic [55], что ежегодный темп роста продаж регулируемых систем ЭП составляет 6 %, в то время как темп роста систем ЧРАЭП переменного тока – 8 %.

При выборе конкретной системы ЭП необходимо объективно оценить соответствие технических требований, предъявляемых к приводу рабочей машины, и техническим возможностям системы ЭП. Главными критериями этой оценки должны быть:

- совокупная стоимость системы ЭП;
- текущие эксплуатационные расходы (затраты на обслуживание, производственные издержки, КПД и т. д.);
- технические характеристики (время разгона, динамический отклик, массогабаритные показатели, возможность рекуперации электрической энергии, аварийный стоп и др.);
- эксплуатационная надежность и пригодность (соответствие международным требованиям и стандартам, условия окружающей среды, степень защиты корпуса, ремонтпригодность);
- воздействие на питающую сеть (искажение сетевого напряжения, электромагнитная совместимость).

При сравнении системы ЭП постоянного тока с системой ЧРАЭП необходимо сравнить двигатель постоянного тока (ДПТ) с АД с короткозамкнутым ротором. ДПТ имеет:

- более сложную конструкцию и, как результат, более высокую стоимость;
- щеточно-коллекторный узел, что снижает его надежность;
- худшие массогабаритные показатели;
- необходимость в более частом периодическом обслуживании;
- меньший ресурс работы.

Сравнение рабочих характеристик двигателей показывает, что ДПТ выгоднее при продолжительной работе на низких скоростях и для широкого диапазона скоростей при постоянной мощности. Это обусловлено тем, что 85 % ДПТ мощностью до 250 кВт производится с внутренней форсированной независимой вентиляцией, в то время как 90 % АД этой же мощности производится с поверхностной самовентиляцией. ДПТ имеют меньшую высоту оси вращения и массу ротора, чем АД, при одном и том же номинальном моменте вращения двигателя, и, следовательно, обладают меньшим моментом инерции ротора, что является существенным преимуществом в высокодинамичных приводах, т. к. оказывает влияние на время разгона и динамический отклик двигателя. Но, несмотря на преимущества ДПТ, при эксплуатации ЭП в агрессивных условиях окружающей среды с высокой степенью загрязненности и запыленности практически всегда используются АД со стандартной степенью защиты не меньше *IP54* благодаря их простой и прочной конструкции и несложности обеспечения их защиты от проникновения внутрь корпуса АД пыли и воды, разбрызгиваемой на корпусе АД в любом направлении.

По данным работы [56], в начале 80-х гг. удельная стоимость комплектных приводов постоянного тока типа АТЕ и АТО средней мощности (4–22 кВт) составила 30–36 р./кВт при удельной массе 14–23 кг/кВт, а ПЧ типа ТПЧ и ЭКТР – 80–90 р./кВт при удельной массе 20–30 кг/кВт. За десять лет стоимость ПЧ снизилась в пять раз [57], а преобразователей постоянного тока – в два-три раза. Элементную базу силовой части ПЧ составили силовые биполярные транзисторы с изолированным затвором (*IGBT*), а также силовые интеллектуальные модули (*IPM*). Это позволило уменьшить также удельную массу ПЧ в два-три раза.

Удельная стоимость двигателей средней мощности постоянного тока типа 2П в начале 80-х гг., по данным [57], составляла 58–66 р./кВт при удельной массе 29–32 кг/кВт, а АД с короткозамкнутым ротором типа 4А – 10–13 р./кВт при удельной массе 8–10 кг/кВт. За десять лет эти показатели уменьшились на 10 %–15 % для АД и на 20 %–30 % для ДПТ.

На конец 2013 г. (табл. 3.1) удельная стоимость ПЧ малой мощности была равна примерно 90–780 дол. США/кВт при удельной массе 1,0–3,0 кг/кВт, средней мощности – 60–170 дол. США/кВт при удельной массе 0,8–1,3 кг/кВт.

Таблица 3.1

Стоимость преобразователей частоты в 2013 г.

Мощность преобразователя, кВт	Фирма-производитель											
	ES021A		POWTRAN		Siemens Micromaster 440		EI-7011, «Веспер»		HFinverter F-1000		Hyundai	
	Дол. США, экв.	Дол. США/кВт	Дол. США, экв.	Дол. США/кВт	Дол. США, экв.	Дол. США/кВт	Дол. США, экв.	Дол. США/кВт	Дол. США, экв.	Дол. США/кВт	Дол. США, экв.	Дол. США/кВт
0,75	470	626	244	325	583	775	450	600	247	329	250	333
1,5	510	340	247	165	698	517	523	349	264	176	263	176
2,2	570	260	297	135	800	364	547	249	309	141	293	133
4	700	175	353	88	986	247	667	167	415	104	327	82
5,5	800	145	463	84	1202	219	760	138	504	92	550	100
7,5	1000	133	550	73	1450	193	950	126	580	77	730	97
11	1150	105	760	69	1930	175	1093	99	727	66	780	71
15	1500	100	960	64	2535	169	1570	105	959	64	1057	70
18,5	1700	92	1130	61	2960	160	1617	87	1209	65	1153	62
22	1950	87	1430	64	3310	150	1853	84	1347	61	1203	57
30	2540	85	1720	57	4250	142	2417	81	1726	58	1860	61
37	3300	89	2150	58	4900	132	2947	80	2157	58	2447	66
45	3700	82	2950	65	5900	131	3517	78	2653	59	2993	67
55	4420	80	3365	61	6800	127	3850	70	2860	52	3147	57
75	6000	80	3830	51	7725	103	4940	66	4116	55	3437	46
90	7600	84	5000	56	9300	103	6137	68	4475	50	5537	62

Мощность преобразователя, кВт	Фирма-производитель											
	ES021A		POWTRAN		Siemens Micromaster 440		EI-7011, «Веспер»		HFinverter F-1000		Hyundai	
	Дол. США, экв.	Дол. США/кВт	Дол. США, экв.	Дол. США/кВт	Дол. США, экв.	Дол. США/кВт	Дол. США, экв.	Дол. США/кВт	Дол. США, экв.	Дол. США/кВт	Дол. США, экв.	Дол. США/кВт
110	8800	80	5350	49	10 650	97	7443	68	5135	47	5613	51
132	10 800	82	7000	53	12 300	93	8297	63	6435	48	6980	53
160	11 800	74	7750	48	13 800	86	9817	61	7634	48	7020	44
185	13 900	75	9000	49	–	–	12 603	68	8926	48	–	–
200	16 500	82	10 550	53	15 760	79	–	–	9664	48	–	–
220	17 050	77	12 800	58	–	–	–	–	11 296	51	15 503	70
250	18 500	74	14 800	59	–	–	–	–	12 756	51	–	–
280	21 500	77	16 270	58	–	–	–	–	14 429	51	17 730	63
315	22 300	71	18 530	59	–	–	–	–	16 393	52	17 733	56

Удельная стоимость АД с короткозамкнутым ротором (серия АИР) малой мощности равна примерно 30–100 дол. США/кВт, средней мощности – 25–45 дол. США/кВт в зависимости от исполнения и номинальной частоты вращения. В то же время удельная стоимость ДПТ средней мощности равна 80–160 дол. США/кВт.

Из приведенного анализа видно, что преобразователи переменного тока в постоянный в настоящее время дешевле, чем ПЧ, но стоимость ДПТ в три и более раза превышает стоимость АД с короткозамкнутым ротором. Общая стоимость регулируемого ЭП ПЧ-АД получается меньше стоимости ЭП преобразователя переменного тока в постоянный в полтора-два раза.

Таким образом, по критерию капитальных затрат для привода вальцовых плющилок-измельчителей наиболее подходит ПЧ-АД с короткозамкнутым ротором. Этот же привод наилучшим образом соответствует критериям экономичности, эксплуатационной надежности, комплектности и сервисному обслуживанию.

Современные ПЧ обладают широкими функциональными возможностями. Они выпускаются со скалярным и векторным управлением и с регулированием по вольт-частотной характеристике. В последнее время в ЧРАЭП широко используются цифровые бездатчиковые системы скалярного и векторного управления. Такое усложнение структур управления приводами потребовало резкого увеличения производительности центрального управляющего процессора и перехода к специализированным процессорам с объектно-ориентированной системой команд, адаптированной к решению задач цифрового регулирования в реальном времени. Рост вычислительных возможностей встроенных систем управления приводами сопровождается расширением их функций. Кроме прямого цифрового управления силовым преобразователем реализуются дополнительные функции поддержки интерфейса с пользователем (через пульт оперативного управления), а также управления технологическим процессом.

Современные микроконтроллеры, управляющие ЧП, позволяют обрабатывать данные за период в несколько десятков микросекунд (10 лет назад это время составляло 200 мс), что обеспечивает решение систем дифференциальных уравнений, описывающих поведение привода в реальном времени.

При массовом производстве таких микроконтроллеров экономически целесообразно создание мощных однокристалльных систем управления приводами на базе *DSP*-микроконтроллеров. Их стоимость не превышает 10–20 дол. США. Основные затраты при разработке таких систем управления приводами будут приходиться не на создание аппаратной части контроллера, а на разработку алгоритмического и программного обеспечения.

Вывод: анализ современных экономических и технических тенденций развития регулируемого ЭП показывает, что наиболее целесообразной системой ЭП для вальцовых плющилок-измельчителей фуражного зерна в настоящий период является система ЧРАЭП.

3.2. Обоснование энергоэффективной силовой схемы частотно-регулируемого асинхронного электропривода вальцовых плющилок-измельчителей зерна

Обоснование силовой схемы ЭП необходимо начинать с рассмотрения назначения силового канала ЭП, который обеспечивает преобразование электрической энергии, поступающей из системы электроснабжения, в механическую энергию с параметрами, необходимыми для рабочего органа (РО) технологической установки. Электрический преобразователь энергии преобразует энергию сети в энергию с необходимыми параметрами, подаваемую на двигатель. Электромеханический преобразователь (двигатель) преобразует электрическую энергию в механическую. Механический преобразователь, в свою очередь, преобразует механическую энергию вала двигателя в механическую энергию с параметрами, необходимыми для РО [58].

Учитывая, что в разделе 3.1 по критериям капитальных затрат, экономичности и эксплуатационной надежности обоснована целесообразность применения регулируемой системы ЭП ПЧ-АД, то в качестве преобразователя электрической энергии, поступающей из системы электроснабжения с частотой и напряжением сети,

в электрическую энергию с необходимой частотой и напряжением для питания АД будет использоваться ПЧ. Наибольшее распространение получили статические ПЧ со звеном постоянного тока (неуправляемым выпрямителем) и автономным инвертором напряжения (АИН) с широтно-импульсной модуляцией (ШИМ) [59].

ПЧ в этом случае состоит из трех силовых блоков: неуправляемого выпрямителя, силового фильтра (*C*- или *LC*-фильтра) в звене постоянного напряжения и АИН. АИН может быть выполнен на однооперационных тиристорах с искусственной их коммутацией, либо на запираемых (*GTO*) тиристорах, либо на полностью управляемых силовых транзисторах (чаще всего на базе *IGBT*-модулей, содержащих силовой биполярный транзистор с изолированным затвором и шунтирующий его обратный силовой диод). АИН является источником переменного напряжения. Благодаря емкости силового фильтра и обратным силовым диодам, подключенным встречнопараллельно силовым ключам, при работе АИН на активно-индуктивную нагрузку, к числу которой относится АД, обеспечивается обмен реактивной энергией между обмотками статора АД при отключении их от источника напряжения в процессе коммутации и возврат запасенной в обмотках АД магнитной энергии в емкость фильтра. В таких ПЧ с АИН отсутствует возможность прямой рекуперации электрической энергии в питающую сеть в связи с тем, что входной выпрямитель является неререверсивным и неуправляемым. Для обеспечения режима торможения АД параллельно силовому фильтру присоединяется узел сброса энергии на основе силового транзисторного ключа и силового резистора. При превышении допустимого напряжения на шинах постоянного напряжения транзисторный ключ открывается и обеспечивает разряд конденсатора на силовой резистор, тем самым повышая неэффективное энергопотребление ЭП. Для снижения энергопотребления ЭП необходимо схемными решениями избегать разряда конденсатора на силовой резистор, т. е. превышения допустимого напряжения на шинах постоянного напряжения.

Электромеханический преобразователь, в данном случае АД, преобразует электрическую энергию определенной частоты и напряжения, полученную на выходе преобразователя электрической энергии, в механическую энергию с соответствующими параметрами, т. к. при

питании обмоток статора АД с короткозамкнутым ротором напряжением определенной амплитуды и частоты двигатель имеет соответствующую механическую характеристику (зависимость угловой скорости от момента $\omega = f(M)$), а точка пересечения ее с механической характеристикой РО машины и будет определять параметры этой механической энергии на валу АД (момент и угловую скорость). Далее механический преобразователь преобразует механическую энергию вала АД с полученными параметрами в механическую энергию с необходимыми параметрами для РО РМ, т. е. обеспечивает согласование полученных параметров механической энергии на валу АД с необходимыми параметрами механической энергии для РО машины путем выбора соответствующего передаточного числа механического преобразователя.

С учетом изложенного и исследований, проведенных в первой и второй главах, вальцовая плющилка-измельчитель зерна должна обладать взаимосвязанным ЧРАЭП. Это объясняется тем, что вальцовая плющилка-измельчитель зерна должна содержать два или несколько (равных количеству вальцов) электрически или механически связанных между собой ЭП, при работе которых обеспечивается как синхронное регулирование линейных скоростей рабочих поверхностей вальцов при плющении зерна, так и независимое изменение линейных скоростей при его измельчении. Чтобы исключить превышение допустимого напряжения на шинах постоянного напряжения с последующим разрядом конденсатора на силовой резистор, дополнительно необходимо соединить одноименные полюса шин постоянного напряжения всех ПЧ [1, 2]. Это позволит обеспечить рекуперацию электрической энергии от двигателя, приводящего в движение валец с меньшей линейной скоростью рабочей поверхности вальца, к двигателю, приводящему в движение валец с большей аналогичной скоростью, тем самым исключив превышение напряжения на шинах постоянного напряжения и обеспечив рекуперацию электрической энергии в ПЧ, не предназначенных для работы в четырех квадрантах (в двигательных и генераторных режимах), имеющих значительно меньшую стоимость. Разработанная схема силовой части взаимосвязанного ЧРАЭП вальцовой плющилки-измельчителя зерна приведена на рис. 3.1.

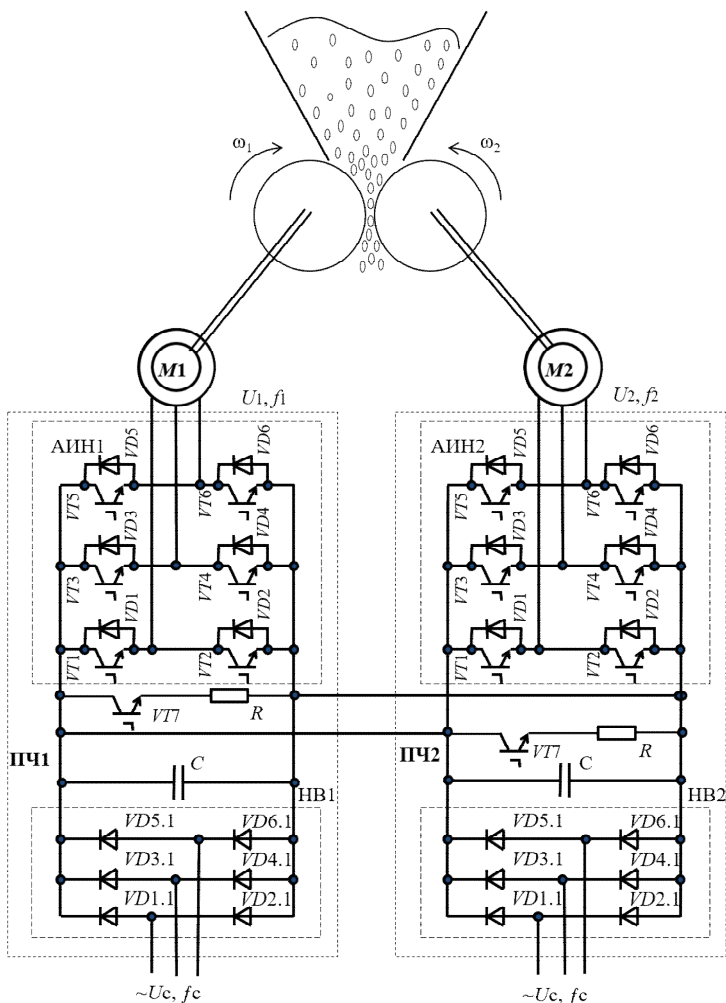


Рис. 3.1. Схема силовой части взаимосвязанного ЧРАЭП
вальцовой плющилки-измельчителя зерна:

$M1, M2$ – асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором;
 ПЧ1, ПЧ2 – преобразователи частоты; НВ1, НВ2 – нерегулируемые выпрямители;
 АИН1, АИН2 – автономные инверторы напряжения; C – емкостные фильтры;
 R – силовые тормозные резисторы; $VT1-VT6$ – силовые биполярные транзисторы
 с изолированным затвором; $VT7$ – силовые транзисторные ключи узла сброса
 энергии; $VD1-VD6$ – обратные силовые диоды; $VD1.1-VD6.1$ – силовые диоды
 нерегулируемых выпрямителей

Вывод: предложенная схема силовой части взаимосвязанного ЧРАЭП вальцовой плющилки-измельчителя фуражного зерна позволит повысить энергоэффективность технологических процессов плющения и измельчения зерна, обеспечивая возможность регулирования скорости вращения в режиме плющения и измельчения и рекуперацию электрической энергии от АД медленновращающегося вальца к АД быстро вращающегося вальца по переключкам одноименных шин постоянного напряжения ПЧ в процессе измельчения зерна. Предложенное схемное решение позволит использовать более простые и дешевые ПЧ, обеспечивающие работу АД только в двигательном режиме, в I и III квадрантах [1, 2].

3.3. Обоснование целевой функции и критерия оптимизации конструктивных и технологических параметров вальцовых плющилок-измельчителей зерна

Одним из способов, позволяющим полнее использовать питательные вещества кормов, является их плющение или измельчение зерна перед скармливанием. Разработка новых высокопроизводительных энергосберегающих плющилок-измельчителей и повышение эффективности функционирования существующих – одна из актуальнейших задач кормоприготовления.

Указанные процессы приготовления кормов сопровождаются значительными затратами энергии. Даже незначительное снижение энергозатрат при кормоприготовлении дает огромный коммерческий и народнохозяйственный эффект.

В основу обоснования конструктивных и технологических параметров системы электропривода плющилок-измельчителей по аналогии с работами [60, 61] может быть положена величина удельных приведенных затрат, позволяющих провести анализ как энергозатрат, так и капитальных вложений.

Тогда полные приведенные затраты

$$Z = \alpha K + C_{эд} + C_3 + C_p + EK, \quad (3.1)$$

где α – коэффициент амортизационных отчислений;

K – капитальные затраты, р.;

$C_{эл} = \varepsilon PT$ – стоимость энергии, потребляемой из сети машиной, р.
 (где ε – стоимость 1 кВт·ч энергии, р./кВт·ч; P – мощность, потребляемая из сети электроприводом машины, кВт; $T = \frac{G}{Q}$ – время

работы оборудования (дробилки, плющилки), ч, при объеме обрабатываемого корма G , т, и часовой производительности Q , т/ч);

$C_3 = hT$ – затраты на оплату труда, р. (где h – часовая ставка оператора, р./ч);

$C_p = K_p K$ – затраты на ремонт, р. (где K_p – норма отчислений на ремонт);

EK – нормативный годовой доход от вложения средств, р. (где E – коэффициент эффективности капитальных вложений).

Для получения удельных приведенных затрат следует разделить полные приведенные затраты Z на объем обрабатываемого продукта G , подлежащего переработке в течение года:

$$Z_y = \frac{\alpha K + C_{эл} + C_3 + C_p + EK}{G} = \frac{\alpha K + \varepsilon P \frac{G}{Q} + h \frac{G}{Q} + K_p K + EK}{G}. \quad (3.2)$$

Используя формулы, необходимо проанализировать два варианта кормоприготовления зерна:

– *традиционный*, когда для плющения зерна используется вальцовая плющилка, а для измельчения – молотковая дробилка;

– *предлагаемый*, когда для плющения и измельчения зерна используется плющилка-измельчитель.

Для первого варианта суммарные приведенные затраты, включающие приведенные затраты на плющение зерна $Z_{плющ}$ и приведенные затраты на измельчение зерна $Z_{изм}$:

$$\sum Z = Z_{плющ} + Z_{изм}; \quad (3.3)$$

$$Z_{плющ} = \alpha K_{пл} + C_{эл. пл} + C_{з. пл} + C_{р. пл} + EK_{пл}, \quad (3.4)$$

где $K_{пл}$ – стоимость вальцовой плющилки, р.;

$C_{эл. пл}$, $C_{з. пл}$, $C_{р. пл}$ – затраты при плющении зерна соответственно на электроэнергию, оплату труда с отчислений на социальные нужды, ремонт, р.;

$$Z_{\text{изм}} = \alpha K_{\text{изм}} + C_{\text{эл. изм}} + C_{\text{з. изм}} + C_{\text{р. изм}} + EK_{\text{изм}}, \quad (3.5)$$

где $K_{\text{изм}}$ – стоимость молотковой дробилки, р.;

$C_{\text{эл. изм}}$, $C_{\text{з. изм}}$, $C_{\text{р. изм}}$ – затраты при измельчении зерна соответственно на электроэнергию, оплату труда, ремонт, р.

В итоге суммарные приведенные затраты

$$\sum Z = \alpha(K_{\text{пл}} + K_{\text{изм}}) + (C_{\text{эл. пл}} + C_{\text{эл. изм}}) + (C_{\text{з. пл}} + C_{\text{з. изм}}) + (C_{\text{р. пл}} + C_{\text{р. изм}}) + E(K_{\text{пл}} + K_{\text{изм}}). \quad (3.6)$$

Для предлагаемого варианта приведенные затраты

$$Z_{\text{пл-изм}} = \alpha K_{\text{пл-изм}} + C_{\text{эл. пл-изм}} + C_{\text{з. пл-изм}} + C_{\text{р. пл-изм}} + EK_{\text{пл-изм}}, \quad (3.7)$$

где $K_{\text{пл-изм}}$ – стоимость вальцовой плющилки-измельчителя, р.;

$C_{\text{эл. пл-изм}}$, $C_{\text{з. пл-изм}}$, $C_{\text{р. пл-изм}}$ – общие затраты при плющении и измельчении зерна соответственно на электроэнергию, оплату труда, ремонт, р.

Капитальные затраты на предлагаемую вальцовую плющилку-измельчитель

$$K_{\text{пл-изм}} = K_{\text{пл}} + K_{\text{пч}}, \quad (3.8)$$

где $K_{\text{пч}}$ – стоимость ПЧ, р.

Соответственно, разница в капитальных затратах при традиционном варианте и предлагаемом

$$\Delta K = (K_{\text{пл}} + K_{\text{изм}}) - (K_{\text{пл}} + K_{\text{пч}}) = K_{\text{изм}} - K_{\text{пч}}. \quad (3.9)$$

Учитывая, что стоимость молотковой дробилки в настоящий период, например ДБ-5, производства Калинковичского ремонтно-механического завода составляет 5,8–6,0 тыс. р., а двух ПЧ соответствующей мощности – 3,0–3,2 тыс. р. при установившейся тенденции стабильного снижения их стоимости, можно утверждать о незначительном превышении (с учетом затрат на монтаж и пуско-наладочные работы) или даже снижении капитальных затрат в предложенном варианте по отношению к традиционному.

Кроме того, приведенные затраты в предлагаемом варианте будут меньшими при измельчении зерна по сравнению с традиционным за счет рекуперации электрической энергии по шинам постоянного напряжения ПЧ от АД, кинематически связанного с медленно-вращающимся вальцом, к АД, кинематически связанному с быстро-вращающимся вальцом:

$$C_{\text{эл. пл-изм}} = C_{\text{эл. пл}} + 0,8C_{\text{эл. изм}}. \quad (3.10)$$

Тогда с учетом записанных соотношений приведенные затраты для предлагаемого варианта

$$\begin{aligned} Z_{\text{пл-изм}} = & \alpha(K_{\text{пл}} + K_{\text{пч}}) + (C_{\text{эл. пл}} + 0,8C_{\text{эл. изм}}) + \\ & + (C_{\text{з. пл-изм}} + C_{\text{р. пл-изм}}) + E(K_{\text{пл}} + K_{\text{пч}}). \end{aligned} \quad (3.11)$$

Учитывая, что затраты на оплату труда в обоих вариантах одинаковые, т. е.

$$C_{\text{з. пл-изм}} = C_{\text{з. пл}} + C_{\text{з. изм}}, \quad (3.12)$$

а затраты на ремонт

$$C_{\text{р. пл-изм}} = C_{\text{р. пл}} + C_{\text{р. изм}}, \quad (3.13)$$

то приведенные затраты для предлагаемого варианта будут практически такими же или меньше приведенных затрат для традиционного варианта в силу меньших затрат на электроэнергию:

$$\begin{aligned} & \alpha(K_{\text{пл}} + K_{\text{изм}}) + (C_{\text{эл. пл}} + C_{\text{эл. изм}}) + (C_{\text{з. пл}} + C_{\text{з. изм}}) + \\ & + (C_{\text{р. пл}} + C_{\text{р. изм}}) + E(K_{\text{пл}} + K_{\text{изм}}) \geq \alpha(K_{\text{пл}} + K_{\text{пч}}) + \\ & + (C_{\text{эл. пл}} + 0,8C_{\text{эл. изм}}) + (C_{\text{з. пл-изм}} + C_{\text{р. пл-изм}}) + E(K_{\text{пл}} + K_{\text{пч}}). \end{aligned} \quad (3.14)$$

Для обоснования целевой функции оптимизации параметров системы ЭП вальцовой плющилки-измельчителя зерна нужно провести анализ выражения удельных приведенных затрат (3.2):

$$\begin{aligned} Z_y = & \frac{\alpha K + \varepsilon P \frac{G}{Q} + h \frac{G}{Q} + K_p K + EK}{G} = \\ = & \frac{\alpha K}{G} + \frac{\varepsilon P}{Q} + \frac{h}{Q} + \frac{K_p K}{G} + \frac{EK}{G} = \frac{\alpha K}{G} + \varepsilon q + \frac{h}{Q} + \frac{K_p K}{G} + \frac{EK}{G}, \end{aligned} \quad (3.15)$$

где q – энергоемкость, или удельные энергозатраты процесса плющения и измельчения, кВт·ч/т.

Характер изменения слагаемых 1, 4 и 5 определяется капитальными затратами K , объемом обрабатываемого продукта G и соответствующими коэффициентами α , K_p и E . По отношению к объему обрабатываемого продукта G эти слагаемые имеют характер изменения, приведенный на рис. 3.2.

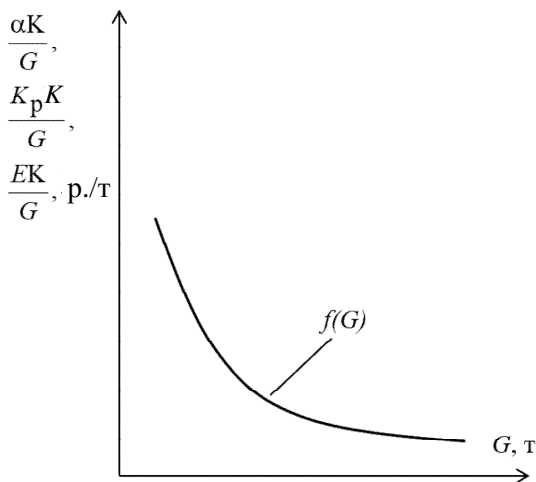


Рис. 3.2. Характер изменения условно-постоянных затрат при увеличении объемов производства

Такой характер изменения указанных слагаемых свидетельствует о том, что чем больше объем обрабатываемого продукта, тем меньше капитальные затраты K влияют на удельные приведенные затраты Z_y , т. е. при определенных объемах эти слагаемые на графиках становятся практически параллельными оси G . Следовательно, из слагаемых удельных приведенных затрат Z_y при высокой загрузке оборудования слагаемые 2 и 3 являются определяющими целевую функцию оптимизации. Характер изменения слагаемых определяется стоимостью энергии ε , часовой ставкой оператора h , энергоемкостью процесса плющения и измельчения q и часовой производительностью Q . Учитывая, что энергоемкость процесса q

и производительность Q имеют взаимообратные экстремумы при одной и той же скорости вальцов, при определенной скорости вальцов $q = \min$, $Q = \max$ [54].

При поддержании $q = \min$, $Q = \max$ слагаемые 2 и 3 взаимно имеют минимальные значения. Таким образом, целевой функцией оптимизации параметров системы ЭП может быть энергоемкость процесса

$$q = \frac{P}{Q}. \quad (3.16)$$

При этом критерием оптимизации является минимум энергоемкости

$$q = \frac{P}{Q} \rightarrow \min. \quad (3.17)$$

Необходимо рассчитать экономическую эффективность применения предлагаемого варианта плющилки-измельчителя по сравнению с традиционным.

Использование предлагаемого варианта приводит к следующим улучшениям:

- операции плющения и измельчения выполняются на одном оборудовании, что повышает степень его загрузки;
- снижается расход электроэнергии при измельчении зерновых на 20 %;
- повышается качество измельчения зерна (отсутствует пылевидная составляющая).

Натуральные технико-экономические показатели

Согласно исходным данным, представленным в табл. 3.2, суточная потребность зерна для поголовья КРС в сутки

$$G_{\text{сут}} = NH_{\text{к}} 10^{-3}, \quad (3.18)$$

где $H_{\text{к}}$ – норма потребления комбикорма, $H_{\text{к}} = 8,5$ кг;

$$G_{\text{сут}} = 750 \cdot 8,5 = 6375 \text{ кг/сут} = 6,375 \text{ т/сут.}$$

Потребность зерна для поголовья КРС в год

$$G = ДG_{\text{сут}}; \quad (3.19)$$

$$G = 365 \cdot 6,375 = 2327 \text{ т/год.}$$

Таблица 3.2

Исходные данные для расчета экономической эффективности
плющилки-измельчителя

Показатель	Условное обозначение	Единица измерения	Традиционный вариант	Предлагаемый вариант
1. поголовье КРС	N	гол.	750	750
2. Число дней работы агрегата в год	D	день	365	365
3. Номинальная мощность установленного привода	P_n	кВт	30	30
4. Балансовая стоимость дробилки зерна ДБ-5, плющилки зерна ПВЗ-10, модифицированной плющилки ПВЗ-10	$K_{изм}$ $K_{пл}$ $K_{пл. изм}$	р.	5815,7 22 770 –	– – 27 804,6
5. Количество обслуживающего персонала	P	чел.	1	1
6. Потребление зерна в сутки одной головой	H_k	кг	8,5	8,5
7. Производительность: – дробилки зерна ДБ-5; – плющилки зерна ПВЗ-10; – модифицированной плющилки ПВЗ-10: измельчение; площение	$q_{час}$	т/ч	4,8 10 – –	– – 4,8 10

При этом 20 % зерна идет на плющение, а остальное – на измельчение:

$$G_{\text{пл}} = 0,2G = 465 \text{ т/год};$$

$$G_{\text{изм}} = 0,8G = 1862 \text{ т/год}.$$

Число часов работы агрегата в сутки на операции плющения и измельчения:

$$t_{\text{сут. пл}} = \frac{G_{\text{пл. сут}}}{q_{\text{час. пл}}} = \frac{\frac{G_{\text{пл}}}{14}}{q_{\text{час. пл}}}; \quad (3.20)$$

$$t_{\text{сут. изм}} = \frac{G_{\text{изм. сут}}}{q_{\text{час. изм}}} = \frac{\frac{G_{\text{изм}}}{351}}{q_{\text{час. изм}}}, \quad (3.21)$$

где $q_{\text{час}}$ – производительность в час, т/ч;

$$t_{\text{сут. пл}} = \frac{465}{\frac{14}{10}} = 3,32 \text{ ч};$$

$$t_{\text{сут. изм}} = \frac{1862}{\frac{351}{4,8}} = 1,1 \text{ ч}.$$

Число часов работы агрегата в год на данной операции

$$T_{\text{год}} = t_{\text{сут}} D; \quad (3.22)$$

$$T_{\text{год. пл}} = 3,32 \cdot 14 = 46,48 \text{ ч};$$

$$T_{\text{год. изм}} = 1,1 \cdot 351 = 386,1 \text{ ч}.$$

Затраты труда в сутки на данной операции

$$ЗТ_{сут} = t_{сут} \cdot П, \quad (3.23)$$

где $t_{сут}$ – число часов работы агрегата в сутки, ч;

П – количество обслуживающего персонала (слесарь-электрик), чел.;

$$ЗТ_{сут. пл} = 3,32 \cdot 1 = 3,32 \text{ чел.-ч};$$

$$ЗТ_{сут. изм} = 1,1 \cdot 1 = 1,1 \text{ чел.-ч.}$$

Затраты труда в год

$$ЗТ_{год} = \frac{T_{год} \cdot П}{k_{и}}, \quad (3.24)$$

где $k_{и}$ – коэффициент использования рабочего времени смены ($k_{и} = 0,9$);

$$ЗТ_{год. пл} = \frac{46,48 \cdot 1}{0,9} = 51,6 \text{ чел.-ч};$$

$$ЗТ_{год. изм} = \frac{386,1 \cdot 1}{0,9} = 429 \text{ чел.-ч};$$

$$ЗТ_{уд. пл} = \frac{51,6}{465} = 0,111 \text{ ч./т};$$

$$ЗТ_{уд. изм} = \frac{429}{1862} = 0,23 \text{ ч./т.}$$

Расчет капиталовложений

Балансовая стоимость системы традиционного варианта

$$K_{тр} = (K_{пл} + K_{изм}) k_{кр} k_{тр}, \quad (3.25)$$

где $K_{пл}$ – стоимость плющилки зерна ПВЗ-10 Щучинского ремонтного завода на июнь 2017 г. с НДС;

$K_{изм}$ – стоимость дробилки зерна ДБ-5 Калинковичского ремонтно-механического завода по прејскуранту на май 2017 г. с НДС;

$k_{кр}$ – коэффициент, учитывающий затраты на монтаж установки, $k_{кр} = 1,1$;

$k_{тр}$ – коэффициент, учитывающий затраты на транспортировку установки, $k_{тр} = 1,15$;

$$K_{пр} = (18\ 000 + 4597,42) 1,1 \cdot 1,15 = 28\ 585,74 \text{ р.}$$

Капитальные вложения предлагаемого варианта

$$K_{пр} = (K_{пл} + K_{пч}) K_{д}, \quad (3.26)$$

где $K_{д}$ – коэффициент, учитывающий затраты на монтаж и пусконаладочные работы, составляет 35 % от отпускной цены предприятия.

При расчете суммы $K_{пл}$ и $K_{пч}$ в предлагаемом варианте должны быть учтены:

1) замена асинхронного двигателя $P_n = 30$ кВт стоимостью 1400 р. на два асинхронных двигателя по 15 кВт стоимостью 865 р. каждый;

2) стоимость двух преобразователей частоты соответствующей мощности.

Тогда

$$K_{пр} = ((18\ 000 - 1400) + 2 \cdot 865 + 2 \cdot 1133) 1,35 = 27\ 804,6 \text{ р.}$$

Удельные капитальные вложения

$$K_{уд} = \frac{K}{G}; \quad (3.27)$$

$$K_{уд. пр} = \frac{28\ 585,74}{2327} = 12,28 \text{ р./т.}$$

$$K_{уд. пр} = \frac{27\ 804,6}{2327} = 11,95 \text{ р./т.}$$

Расчет эксплуатационных издержек

Эксплуатационные издержки

$$И_э = A + P + C_{эл} + З_п + O_c + П_p, \quad (3.28)$$

где A – отчисления на амортизацию оборудования, р.;

P – затраты на проведение ремонтов, р.;

$C_{эл}$ – затраты на электроэнергию, р.;

$З_п$ – расходы на оплату труда обслуживающего персонала, р.;

O_c – отчисления на социальные нужды, р.;

$П_p$ – прочие затраты, р.

Амортизационные отчисления

$$A = \frac{K\alpha}{100}, \quad (3.29)$$

где α – норма амортизационных отчислений, %;

$$A_{пр} = \frac{28\,585,74 \cdot 16,7}{100} = 4773,8 \text{ р.};$$

$$A_{п. пр} = \frac{27\,804,6 \cdot 16,7}{100} = 4643,4 \text{ р.}$$

Отчисления на текущий ремонт

$$C_p = \frac{KK_p}{100}, \quad (3.30)$$

где K_p – норма отчислений на текущий ремонт, %; $K_p = 18\%$;

$$C_{п. пр} = \frac{28\,585,74 \cdot 18}{100} = 5145,43 \text{ р.};$$

$$C_{п. пр} = \frac{27\,804,6 \cdot 18}{100} = 5004,83 \text{ р.}$$

Годовой расход электроэнергии

$$W = \frac{K_3 P_n 3T_{a.год}}{\eta}, \quad (3.31)$$

где K_3 – коэффициент загрузки электродвигателей по мощности; принимается 0,7–0,8;

P_n – номинальная установленная мощность, кВт;

$3T_{a.год}$ – продолжительность работы в год, ч;

η – КПД электродвигателя; $\eta_n = 0,91$ – для АД $P_n = 30$ кВт, $\eta_n = 0,88$ – для АД $P_n = 15$ кВт;

$$W_{np} = \frac{0,8 \cdot 30 \cdot 51,6}{0,91} + \frac{0,8 \cdot 30 \cdot 429}{0,91} = 12\,675,17 \text{ кВт}\cdot\text{ч}.$$

Для предлагаемого варианта с учетом 20 % рекуперации энергии от затрачиваемой на измельчение

$$W_{np} = \frac{0,8 \cdot 30 \cdot 51,6}{0,88} + \frac{0,8 \cdot 30 \cdot 429}{0,88} \cdot 0,8 = 10\,767,3 \text{ кВт}\cdot\text{ч}.$$

Стоимость электроэнергии

$$C_{эл} = T_n W, \quad (3.32)$$

где T_n – тарифная ставка оплаты электроэнергии, р./кВт·ч.

На момент расчета в соответствии с Декларацией об уровне тарифов на электрическую энергию базовая величина T_6 составляет 0,19 р. за кВт·ч.

Тариф на электроэнергию для сельскохозяйственных потребителей рекомендуется пересчитать как проиндексированный на изменение курса белорусского рубля к доллару США на день оформления платежного документа по формуле

$$T_n = T_6 \left(0,11 + 0,89 \frac{K_n}{K_6} \right), \quad (3.33)$$

где $\frac{K_n}{K_6}$ – коэффициент пересчета курса белорусского рубля к доллару США на день оформления.

Отсюда тариф на электроэнергию

$$T_{\text{н}} = 0,19 \left(0,11 + 0,89 \frac{1,9722}{2,0461} \right) = 0,18 \text{ р./кВт}\cdot\text{ч};$$

$$C_{\text{эл. тр}} = 0,18 \cdot 12\,675,17 = 2281,53 \text{ р.};$$

$$C_{\text{эл. пр}} = 0,18 \cdot 10\,767,3 = 1938,11 \text{ р.}$$

Удельный расход электроэнергии

$$\text{ЭН} = \frac{W}{G}; \quad (3.34)$$

$$\text{ЭН}_{\text{тр}} = \frac{12\,675,17}{2327} = 5,45 \text{ кВт}\cdot\text{ч/т};$$

$$\text{ЭН}_{\text{пр}} = \frac{10\,767,3}{2327} = 4,62 \text{ кВт}\cdot\text{ч/т}.$$

Заработная плата персонала

$$З_{\text{п}} = 3T_{\text{год}} З_{\text{ч}} K_{\text{п}}, \quad (3.35)$$

где $3T_{\text{год}}$ – затраты труда в год, чел.-ч.

$З_{\text{ч}}$ – часовая тарифная ставка слесаря-электрика соответствующего разряда, р.;

$K_{\text{п}}$ – коэффициент увеличения тарифного заработка, который учитывает все виды и размеры материального поощрения, компенсационные выплаты и отпускные; принимается равным 1,4–2,5.

Часовая тарифная ставка

$$З_{\text{ч}} = \frac{K_{\text{т}} K_{\text{с}} K_{\text{к}} m_{\text{с}}}{P_{\text{в}}}, \quad (3.36)$$

где $K_{\text{т}}$ – коэффициент тарифной сетки 5-го разряда, $K_{\text{т}} = 1,73$;

$K_{\text{с}}$ – коэффициент повышения ставок рабочих по видам выполняемых работ, производствам и отраслям экономики;

K_k – корректирующий коэффициент 5-го разряда тарифной сетки, $K_k = 2,15$;

m_c – тарифная ставка первого разряда, $m_c = 33$ р. (в соответствии с постановлением Совета Министров от 24.08.17 № 642);

P_b – среднемесячный фонд рабочего времени, $P_b = 169,03$ ч;

$$Z_{\text{ч}} = \frac{1,73 \cdot 1,2 \cdot 2,15 \cdot 33}{169,03} = 0,87 \text{ р./ч.}$$

Тогда основная заработная плата персонала

$$Z_{\text{пл}} = 51,6 \cdot 0,87 \cdot 1,7 = 76,32 \text{ р.};$$

$$Z_{\text{изм}} = 429 \cdot 0,87 \cdot 1,7 = 634,49 \text{ р.};$$

$$Z_{\text{п}} = Z_{\text{пл}} + Z_{\text{изм}} = 76,32 + 634,49 = 710,81 \text{ р.}$$

Отчисления на социальные нужды O_c включают социальное страхование, пенсионный фонд, фонд занятости населения и производятся от всех видов оплаты труда:

$$O_c = 3 \frac{\alpha_o}{100}, \quad (3.37)$$

где α_o – процент отчислений на социальные нужды, равный 30 %;

$$O_{\text{с. тр}} = 710,81 \cdot \frac{30}{100} = 213,243 \text{ р.};$$

$$O_{\text{с. пр}} = 710,81 \cdot \frac{30}{100} = 213,243 \text{ р.}$$

Прочие затраты P_p принимаются как 5 % от всех видов затрат:

$$P_{\text{р. тр}} = 0,05(4773,8 + 5145,43 + 2281,53 + 710,81 + 213,243) = 656,24 \text{ р.};$$

$$P_{\text{р. пр}} = 0,05(4643,4 + 5004,83 + 1938,11 + 710,81 + 213,24) = 625,52 \text{ р.};$$

$$I_{\text{год. тр}} = 4773,8 + 5145,43 + 2281,53 + 710,81 + 213,243 + 656,24 = \\ = 13\,781,05 \text{ р.};$$

$$I_{\text{год. пр}} = 4643,4 + 5004,83 + 1938,11 + 710,81 + 213,24 + 625,52 = \\ = 13\,135,91 \text{ р.}$$

Данные расчетов эксплуатационных издержек заносятся в табл. 3.3.

Таблица 3.3

Изменение элементов текущих затрат при сравнении вариантов

Элементы затрат	Традиционный вариант		Предлагаемый вариант		Изменения +, -
	р.	%	р.	%	
Амортизация	4773,8	34,6	4643,4	35,3	-130,4
Затраты на ТО и ремонт	5145,43	37,3	5004,83	38,1	-140,6
Стоимость электроэнергии	2281,53	16,6	1938,11	14,8	-343,42
Отчисления на заработную плату	710,81	5,2	710,81	5,4	0
Отчисления на социальные нужды	213,24	1,5	213,24	1,6	0
Прочие затраты	656,24	4,8	625,52	4,8	-30,72
Итого	13 781,05	100	13 135,91	100	-645,14

Как видно из итоговых показателей табл. 3.3, применение предлагаемого варианта позволяет снизить ежегодные эксплуатационные издержки на 645,14 р. Основным источником получения прибыли является снижение расходов электроэнергии.

Удельные приведенные затраты на подготовку зерновых к скармливанию

$$z_{\text{уд}} = \frac{I + 0,15K}{G}; \quad (3.38)$$

$$z_{\text{уд. тр}} = \frac{I_{\text{год. тр}} + 0,15K_{\text{тр}}}{G} = \frac{13\,781,05 + 0,15 \cdot 28\,585,74}{2327} = 7,76 \text{ р./т};$$

$$Z_{\text{уд. пр}} = \frac{I_{\text{год. пр}} + 0,15K_{\text{пр}}}{G} = \frac{13\,135,91 + 0,15 \cdot 27\,804,6}{2327} = 7,44 \text{ р./т.}$$

Если при расчете экономической эффективности в предложенном варианте капитальные вложения $K_{\text{пр}}$ будут больше капитальных вложений при традиционном варианте $K_{\text{тр}}$, т. е. $K_{\text{пр}} > K_{\text{тр}}$, то целесообразно дополнительно провести расчет показателей эффективности инвестиций.

Расчет показателей эффективности инвестиций

Годовой доход от внедрения определяется по формуле

$$D_{\text{пр}} = (I_{\text{год. тр}} - I_{\text{год. пр}}) + (A_{\text{год. тр}} - A_{\text{год. пр}}). \quad (3.39)$$

Чистый дисконтированный доход ЧДД (NPV) показывает весь эффект (выигрыш) инвестора, приведенный во времени к началу расчетного периода.

При постоянстве годового дохода ($D_{\text{пр}} = \text{const}$) ЧДД определяется по формуле

$$\text{ЧДД} = D_{\text{пр}}\alpha_t - \Delta K_{\text{пр}}, \quad (3.40)$$

где α_t – коэффициент дисконтирования;

$\Delta K_{\text{пр}}$ – дополнительные капиталовложения, тыс. р.

Коэффициент дисконтирования

$$\alpha_t = \frac{(1 + E)^t - 1}{E(1 + E)^t}, \quad (3.41)$$

где $E = 0,15$ – ставка рефинансирования НБРБ;

t – средний амортизационный срок службы оборудования для кормоцеха, лет:

$$t = \frac{100}{N_a}, \quad (3.42)$$

где N_a – норма амортизации, $N_a = 14,3\%$.

Дополнительные капиталовложения

$$\Delta K_{\text{пр}} = K_{\text{пр}} - K_{\text{тр}}. \quad (3.43)$$

Коэффициент возврата капиталовложений (инвестиций)

$$P_{\text{в}} = \frac{D_{\text{пр}}}{\Delta K_{\text{пр}}} - E. \quad (3.44)$$

Статический срок возврата капиталовложений

$$T_{\text{с}} = \frac{\Delta K_{\text{пр}}}{D_{\text{пр}}}. \quad (3.45)$$

Динамический срок окупаемости T_0 (ДРВ) соответствует времени, за которое инвестор возвратит израсходованные средства и получит нормативный доход на уровне принятой ставки:

$$T_0 = \frac{\lg\left(1 + \frac{E}{P_{\text{в}}}\right)}{\lg(1 + E)}. \quad (3.46)$$

Индекс доходности (рентабельности) инвестиций ИД (IP) показывает, во сколько раз увеличиваются вложенные собственные средства за расчетный период в сравнении с нормативным увеличением на уровне базовой ставки:

$$\text{ИД} = \frac{\text{ЧДД}}{\Delta K_{\text{пр}}} + 1. \quad (3.47)$$

Предельные капитальные вложения

$$K_{\text{пр}} = \text{ЧДД} + \Delta K_{\text{пр}}. \quad (3.48)$$

Вывод: проведенные расчеты показали, что предлагаемый вариант плющилки-измельчителя является перспективным не только в техническом плане, но и по экономическим соображениям. В качестве целевой функции и критерия оптимизации параметров системы ЭП при высокой годовой нагрузке плющилки-измельчителя обоснован минимум удельных затрат электроэнергии на технологический процесс:

$$q = \frac{P}{Q} \rightarrow \min.$$

Глава 4. РАЗРАБОТКА ИНЖЕНЕРНЫХ МЕТОДИК РАСЧЕТА И ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМОГО АСИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА ВАЛЬЦОВЫХ ПЛЮЩИЛОК-ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕЙ

4.1. Определение областей работы частотно-регулируемого асинхронного электропривода плющилок-измельчителей

Современный ЧРАЭП включает в себя ПЧ со звеном постоянного напряжения и инвертора с ШИМ. В преобразователь встроена система управления ЭП с микропроцессорным управлением и внешним интерфейсом, обеспечивающим пользователю широкие возможности практического применения.

Набор таких аппаратных средств в сочетании со встроенным программным обеспечением позволяет реализовывать различные конфигурации ЭП от простых разомкнутых систем до сложных замкнутых систем регулирования скорости и положения.

Если к приводу не предъявляются жесткие требования в отношении диапазона и точности регулирования скорости, используют простейшие системы регулирования без обратной связи по скорости, работающие по одному из наиболее распространенных статических законов частотного управления

$\frac{U}{f} = \text{const}; \quad \frac{U}{\sqrt{f}} = \text{const}$

и $\frac{U}{f^2} = \text{const}$ [62–70].

При больших диапазонах регулирования скорости и высоких требованиях к динамике применяется скалярное или векторное управление без датчиков и с датчиками обратной связи по скорости. Векторное управление с датчиком обратной связи по скорости позволяет получить диапазон регулирования не менее 1000 при постоянной перегрузочной способности привода и высоких динамических показателях.

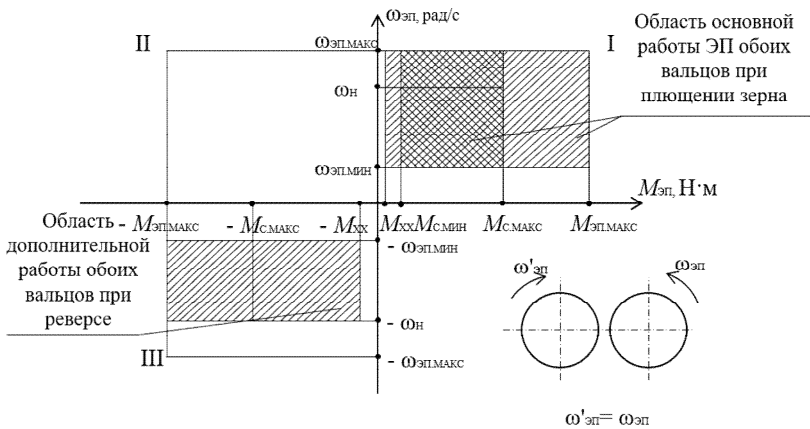
Область основной работы ЭП вальцовой плющилки-измельчителя фуражного зерна для предложенной силовой схемы ЭП при работе в режиме плющения для обоих вальцов будет определена в первом квадранте координатной плоскости $M_{\text{ЭП}}\omega_{\text{ЭП}}$, т. е. когда вальцы вращаются встречно, захватывая зерно, в межвальцовое пространство, и дополнительно в третьем квадранте, когда вальцы вращаются в противоположную сторону – при реверсе, освобождая таким образом межвальцовое пространство от зерна перед пуском плющилки-измельчителя в работу. При работе вальцовой плющилки-измельчителя в режиме измельчения область основной работы ЭП вальца с большей скоростью вращения будет определена в первом квадранте, для вальца с меньшей скоростью вращения – во втором квадранте (рис. 4.1):

– длительный режим работы ЭП вальцов ограничен максимальной угловой скоростью вальца с большей скоростью при измельчении зерна $\omega_{\text{ЭП. макс}}$ и интервалом изменения момента полезной нагрузки в длительном режиме от минимального момента сопротивления $M_{\text{с. мин}}$ вальца при плющении зерна и до максимального момента сопротивления $M_{\text{с. макс}}$ вальца при измельчении зерна;

– кратковременный режим работы ограничен максимальной угловой скоростью ЭП $\omega_{\text{ЭП. макс}}$ и значениями момента холостого хода $M_{\text{хх}}$ вальцов, вращающихся вхолостую, и максимального момента ЭП $M_{\text{ЭП. макс}}$, обусловленного колебаниями нагрузки в длительном режиме при плющении и измельчении зерна, а также в пуско-тормозных режимах;

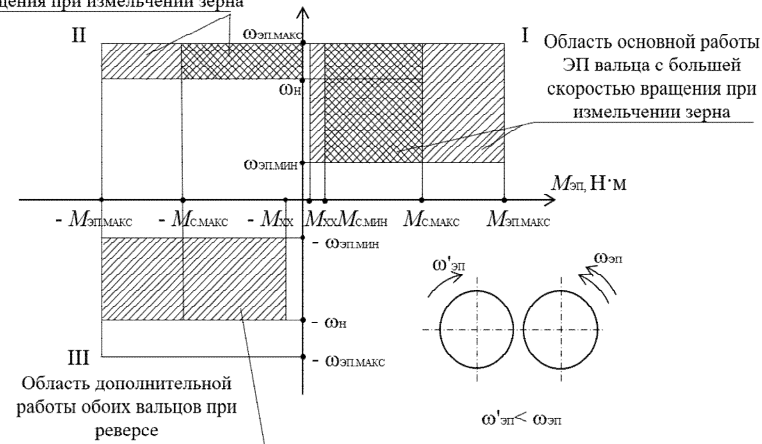
– при плющении зерна ЭП обоих вальцов работает в двигательном режиме (квадрант I), при измельчении зерна ЭП вальца с большей скоростью вращения работает в двигательном режиме (квадрант I), а ЭП вальца с меньшей скоростью вращения – в генераторном режиме (квадрант II), его длительный режим по скорости ограничен интервалом изменения скорости от номинальной скорости двигателя $\omega_{\text{н}}$ и до максимальной $\omega_{\text{ЭП. макс}}$;

– область дополнительной работы вальцов по скорости в кратковременном режиме ограничена интервалом изменения скорости от $\omega_{\text{ЭП. мин}}$ до $\omega_{\text{н}}$.





a

Область основной работы ЭП вальца с меньшей скоростью вращения при измельчении зерна



б

Рис. 4.1. Области работы электропривода валцов при одинаковых диаметрах:
 а – плющение зерна; б – измельчение зерна;

 – длительный режим работы ЭП;
  – кратковременный режим работы ЭП

Учитывая, что ЭП вальцовой плющилки-измельчителя зерна независимо от технологического режима, плющения или измельчения, работает, как правило, в длительном режиме с переменной

нагрузкой, то в приводе целесообразно использовать АД общепромышленной серии для продолжительного режима работы S1 как обеспечивающих наилучшее выполнение возлагаемых на них функций и соответствующих условий работы РМ. Их паспортные или номинальные данные (мощность, напряжение, ток и частота) должны быть близки к расчетным при работе ЭП, а конструктивное исполнение должно соответствовать способу его размещения и условиям окружающей среды. Основным элементом любого ЭП является двигатель, а его данные определяют выбор других элементов – преобразователей, коммутационной аппаратуры, элементов защиты. По этой причине расчету мощности и выбору двигателя уделяется основное внимание.

Задача выбора состоит в поиске такого двигателя, который будет обеспечивать заданный технологический цикл плющилки-измельчителя и иметь конструкцию, соответствующую условиям эксплуатации и компоновки с рабочей машиной, а его нагрев не должен превышать нормативный (допустимый) уровень.

Выбор двигателя недостаточной мощности может привести к нарушению заданного технологического цикла и снижению производительности РМ. Его повышенный нагрев и ускоренное старение изоляции определяют преждевременный выход самого двигателя из строя, остановку плющилки-измельчителя и соответствующие экономические потери.

Недопустимым является также использование двигателей повышенной мощности, т. к. при этом ЭП, имея повышенную первоначальную стоимость, работает с низким КПД и коэффициентом мощности. Таким образом, обоснованный выбор ЭД во многом определяет технико-экономические показатели работы плющилки-измельчителя зерна. Выбор ЭД производится обычно следующим образом: сначала рассчитывается требуемая мощность, а затем предварительно выбранный ЭД проверяется по условиям пуска, перегрузке и нагреву. Если он не удовлетворяет условиям проверки, то выбирается другой двигатель (как правило, большей мощности) и проверка повторяется.

Основой для расчета мощности и выбора ЭД являются нагрузочные диаграммы и диаграммы скорости (тахограмма) РО, т. е. вальцов плющилки-измельчителя зерна. Нагрузочная диаграмма вальцов плющилки-измельчителя представляет собой график

изменения момента сопротивления $M_{\text{рм}}$ или мощности $P_{\text{рм}}$ на валах валцов во времени t , т. е. $M_{\text{рм}}(t)$ и $P_{\text{рм}}(t)$. Диаграммы скоростей представляют собой график изменения угловых скоростей валцов $\omega_{\text{рм}}$ во времени t , т. е. $\omega_{\text{рм}}(t)$.

Нагрузочные диаграммы валцов плющилок-измельчителей могут иметь различный вид, но почти всегда в них можно выделить цикл – промежуток времени $t_{\text{ц}}$, через который диаграммы повторяются. Если влияние случайных факторов на нагрузку валцов велико, то нагрузочные диаграммы строят для наиболее вероятного или наиболее тяжелого цикла.

Для обоснованного выбора мощности ЭД скоростные и нагрузочные диаграммы валцов должны быть приведены к валу двигателя. Если известно передаточное число i передачи (механического преобразователя) между двигателями и валцами, то приведенный эквивалентный статический момент можно определить по формулам:

– в двигательном режиме:

$$M_{\text{с. экв}} = \frac{\int_0^{t_{\text{ц}}} M_{\text{рм}}(t) dt}{t_{\text{ц}} i \eta_{\text{п}}}; \quad (4.1)$$

– в генераторном режиме:

$$M_{\text{с. экв}} = \frac{\int_0^{t_{\text{ц}}} M_{\text{рм}}(t) dt}{t_{\text{ц}} i} \eta_{\text{п}}, \quad (4.2)$$

а затем найти угловую скорость

$$\omega = \omega_{\text{рм}} i \quad (4.3)$$

и соответствующую статическую мощность на валах двигателей

$$P_{\text{с. экв}} = M_{\text{с. экв}} \omega. \quad (4.4)$$

При известном передаточном числе i передачи между двигателями и валцами его оптимальное значение можно определить по одному из критериев [60], например по быстродействию, минимуму габарита двигателя, минимуму габарита системы «двигатель–передача», минимуму

потерь энергии за цикл и т. п. При выборе критерия необходимо учитывать, что запуск плющилки-измельчителя практически всегда будет производиться без нагрузки или при реверсе с незначительной нагрузкой.

Из приведенных критериев ни один не подходит в непосредственной формулировке для определения оптимального передаточного числа. Определение оптимального передаточного числа из условия минимума времени переходного процесса в пуско-тормозных режимах или по быстрдействию представляется нецелесообразным, т. к. плющилка-измельчитель работает в длительном режиме: пуск и торможение осуществляются редко, а при организации равномерной подачи зерна плющилка-измельчитель независимо от технологического режима работы имеет высокую равномерность нагрузки в виду стабильных физико-механических свойств зерна. В силу длительного режима работы и высокой равномерности нагрузки плющилки-измельчителя оптимальное передаточное число также нецелесообразно определять из условия минимальных потерь энергии за время переходного процесса, хотя в регулируемых ЭП для обеспечения минимальных потерь в переходном процессе это достигается несложно, обеспечивая вращение валцов плющилки-измельчителя с постоянным угловым ускорением.

Определение оптимального передаточного числа ЭП валцов плющилки-измельчителя наиболее целесообразно производить из критерия наилучшего совпадения приведенного к валу двигателя эквивалентного статического момента нагрузки $M_{с. экв}$ (далее $M_c = M_{с. экв}$) валцов с допустимым моментом на валу ЭД в области его длительной работы без снижения допустимого момента за счет ухудшения охлаждения и ослабления потока при номинальном токе двигателя (рис. 4.2).

Обоснование границ областей длительной и кратковременной работы АД производилась на основании анализа исследований, имеющихся в опубликованных работах [58, 66, 71–74], а также на основании анализа полученных расчетным путем статических механических и электромеханических характеристик АД при частоте напряжения питания обмоток статора выше номинального значения по методике, приведенной в работе [75].

В регулируемом ЭП при отклонении скорости двигателя от номинального значения в сторону уменьшения изменение теплоотдачи оценивается коэффициентом ухудшения теплоотдачи:

$$\beta_{0x} = \beta_0 + (1 - \beta_0) \left(\frac{\omega}{\omega_H} \right)^x, \quad (4.5)$$

где β_0 – коэффициент ухудшения теплоотдачи для неподвижных АД (для закрытого самовентилируемого электродвигателя со степенью защиты IP44 $\beta_0 = 0,45-0,55$);

ω – текущая угловая скорость электродвигателя, рад/с;

ω_H – номинальная угловая скорость электродвигателя, рад/с;

x – показатель степени относительной скорости двигателя.

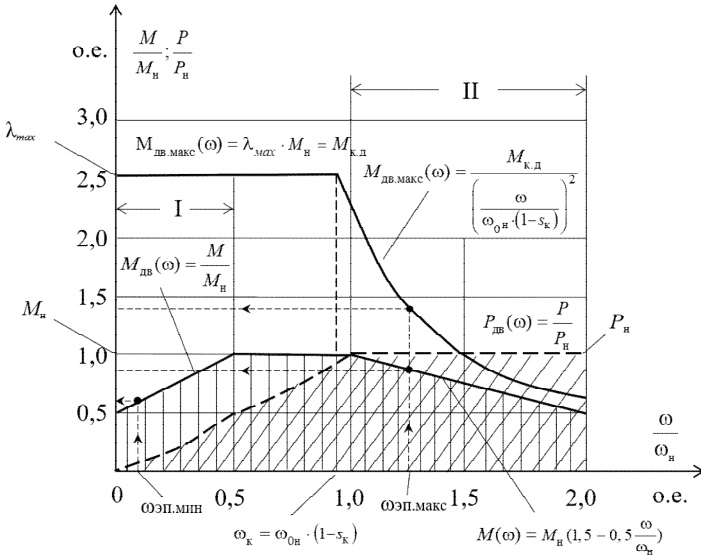


Рис. 4.2. График зависимости допустимых момента $M_{дв}(\omega)$ и мощности $P_{дв}(\omega)$ нагрузки на валу электродвигателя в области его длительной работы и максимального момента двигателя $M_{дв.макс}(\omega)$ в области кратковременной работы от относительной угловой скорости:

I – закон снижения тока и момента нагрузки двигателя M за счет ухудшения его охлаждения; II – зона снижения момента нагрузки M за счет ослабления потока возбуждения при номинальном токе двигателя;

– область длительной работы электродвигателя по допустимому моменту нагрузки $M_{дв}(\omega)$; – область длительной работы электродвигателя по допустимой мощности нагрузки $P_{дв}(\omega)$; – общая область длительной работы электродвигателя по допустимому моменту $M_{дв}(\omega)$ и мощности $P_{дв}(\omega)$ нагрузки

В большинстве публикаций, например [66, 72, 73], без должных пояснений этот показатель степени задается равным 1 (линейный закон изменения) либо $1/2$ (нелинейный закон изменения). В работе [71] коэффициент ухудшения теплоотдачи β_{0x} задается ломаной линией, допустимый момент двигателя $M_{дв}(\omega)$ изменяется как на рис. 4.2. В работе [58] коэффициент β_{0x} применяется ступенчато: $\beta_{0x} = \beta_0$ при $0 < \omega \leq 0,2\omega_n$, $\beta_{0x} = \frac{1+\beta_0}{2}$ при $0,2\omega_n < \omega \leq 0,8\omega_n$ и $\beta_{0x} = 1$ при $\omega > 0,8\omega_n$.

Если принять β_0 равным среднему значению, т. е. $\beta_0 = 0,5$, то для всех рассмотренных вариантов $\beta_{0x} = \beta_0 = 0,5$ при $\omega = 0$. При $\omega = 0,5\omega_n$ для линейной зависимости ($x = 1$) значение $\beta_{0x} = 0,75$, для нелинейной зависимости ($x = 1/2$) значение $\beta_{0x} = 0,85$, для зависимости по работе [71] $\beta_{0x} = 1$, для зависимости по работе [58] $\beta_{0x} = 0,75$. Все приведенные значения коэффициента ухудшения теплоотдачи β_{0x} при скорости двигателя $\omega = 0,5\omega_n$ даны без аргументированных пояснений и в значительной степени отличаются друг от друга.

Аргументированное пояснение с соответствующими теоретическими выводами значения коэффициента β_{0x} с учетом ухудшения теплоотдачи, постоянных и переменных потерь в двигателе при частотном регулировании скорости вращения АД по закону стабилизации потока сцепления статора ($\psi_1 = \text{const}$) представлено в работе [74]. Для закрытого самовентилируемого АД со степенью защиты IP44 при $\omega = 0,5\omega_n$ коэффициент ухудшения теплоотдачи β_{0x} можно приближенно считать равным единице, что совпадает с его принятым значением в работе [71].

При регулировании скорости АД выше номинального значения верхнюю границу области кратковременной работы двигателя, т. е. максимальный момент двигателя $M_{дв. макс}(\omega)$ по аналогии с работой [71], приняв за базовую угловую скорость номинальную угловую скорость двигателя, можно описать выражением

$$M_{дв. макс}(\omega) = \frac{M_{к. д}}{\left(\frac{\omega}{\omega_{0н}} (1 - s_k) \right)^2}, \quad (4.6)$$

где $M_{к. д}$ – относительный критический момент в двигательном режиме, о. е.;

$\omega_{0н}$ – синхронная угловая скорость магнитного поля статора при номинальной частоте питающего напряжения, рад/с;

s_k – критическое скольжение двигателя, о. е.

Выражение (4.6) согласуется с данными, полученными по расчетным механическим характеристикам (рис. 4.3) согласно приведенной в работе [75] методике для двигателей серии АИР Могилевского завода «Электродвигатель» с различной угловой скоростью и техническими характеристиками (табл. 4.1).

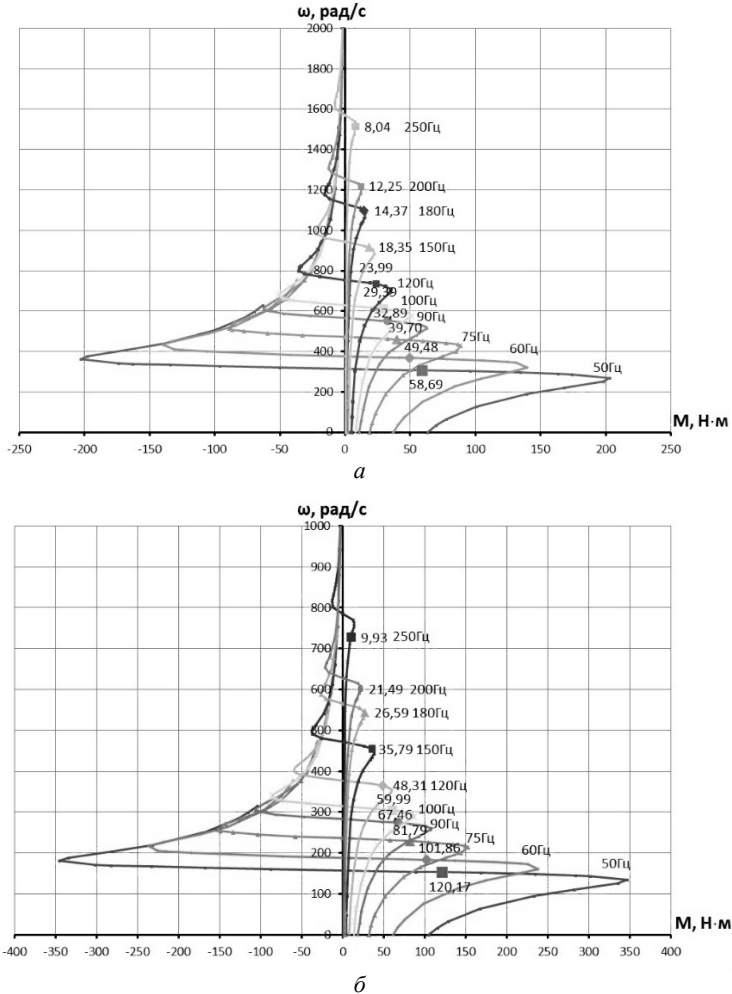


Рис. 4.3. Расчетные механические характеристики АД серии АИР (15 кВт, $U_1 = U_{1 \text{ ном}} = 220 \text{ В}$):
 а – АИР160S2; б – АИР160S4

Технические характеристики электродвигателей

Тип	P , кВт	n_n , мин ⁻¹	КПД, %	$\cos\varphi$	K_i	μ_n	μ_{\max}
АИР160S2	15	2930	88,7	0,89	7,0	2,1	3,0
АИР160S4	15	1460	88,7	0,84	6,5	2,0	2,7

Квадратичную зависимость момента от соотношения скоростей можно обосновать, если учесть, что жесткость механических характеристик АД при частотном регулировании скорости на рабочем участке практически неизменна, а скольжение $s \ll 1$, тогда $\frac{1}{1-s_k} \approx \frac{1-s}{1-s_k}$. Выражение (4.6) преобразуется следующим образом:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{дв. макс}}(\omega) &= \frac{M_{\text{к. д}}}{\left(\frac{\omega}{\omega_{0н}(1-s_k)}\right)^2} = \frac{M_{\text{к. д}}}{\left(\frac{\omega_0(1-s)}{\omega_{0н}(1-s_k)}\right)^2} \approx \\
 &\approx \frac{M_{\text{к. д}}}{\left(\frac{\omega_0}{\omega_{0н}}\right)^2} = \frac{M_{\text{к. д}}}{\left(\frac{f_1}{f_n}\right)^2} = \frac{M_{\text{к. д}}}{\alpha^2},
 \end{aligned} \tag{4.7}$$

где ω_0 – синхронная угловая скорость магнитного поля статора при текущей частоте напряжения питания статора f_1 , рад/с;

s – скольжение ротора при угловой скорости ω , о. е.;

f_n, f_1 – номинальная и текущая частота напряжения питания статора, Гц;

α – относительная частота напряжения питания статора, о. е.

Обоснованность вывода приведенного выражения объясняется тем, что при частотном регулировании скорости АД жесткость механических характеристик на их рабочих участках практически

не меняется, соответственно отношение $\frac{1-s}{1-s_k} \approx 1,10-1,15 \approx \text{const}$

и незначительно отличается от единицы.

Выражение, аналогичное (4.7), получено и в работе [74], позволяя констатировать, что критический момент АД будет изменяться (уменьшаться) обратно пропорционально квадрату относительной частоты напряжения питания статора.

Для определения области длительной работы двигателей при угловой скорости выше номинальной для этих же АД были рассчитаны электромеханические характеристики, т. е. зависимости их угловой скорости ω от тока статора I_1 ($\omega = f(I_1)$), по методике и алгоритму, приведенным в работах [75–77] и методике и алгоритму, приведенным в работах [74, 75, 78]. Приведенные расчеты электромеханических характеристик по разным методикам и алгоритмам показали практически полное их совпадение.

По электромеханическим характеристикам для различных значений частоты напряжения питания статора и соответствующих номинальных токов АД (28,79 А и 30,55 А (рис. 4.4)) были определены значения угловых скоростей, по которым с помощью механических характеристик АД (рис. 4.3) определялись верхние границы длительно допустимых моментов по условиям допустимого нагрева. Анализ полученных расчетных данных (рис. 4.3) показывает, что в диапазоне двукратного превышения номинальной угловой скорости допустимый по условиям нагрева момент изменяется (уменьшается) практически линейно обратно пропорционально относительной частоте α . При дальнейшем двукратном увеличении диапазона изменения частоты (суммарном четырехкратном увеличении) допустимый по условиям нагрева момент уменьшается более чем в два раза, т. к. начинают в большей степени сказываться потери на вентиляцию АД, перемагничивание стали и индуктивное сопротивление рассеяния обмоток АД. При четырехкратном увеличении частоты (200 Гц) допустимый по условиям нагрева момент для обоих двигателей сравнивается с максимальным моментом двигателя (рис. 4.3). Верхнюю границу длительно допустимых моментов по условиям допустимого нагрева при двукратном превышении номинальной угловой скорости (рис. 4.2) можно описать выражением

$$M_{\text{дв}}(\omega) = M_{\text{н}} \left(1,5 - 0,5 \frac{\omega}{\omega_{\text{н}}} \right). \quad (4.8)$$

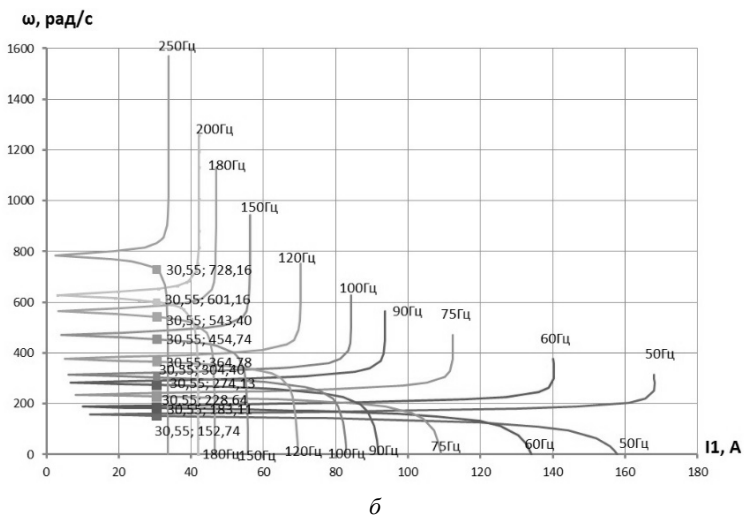
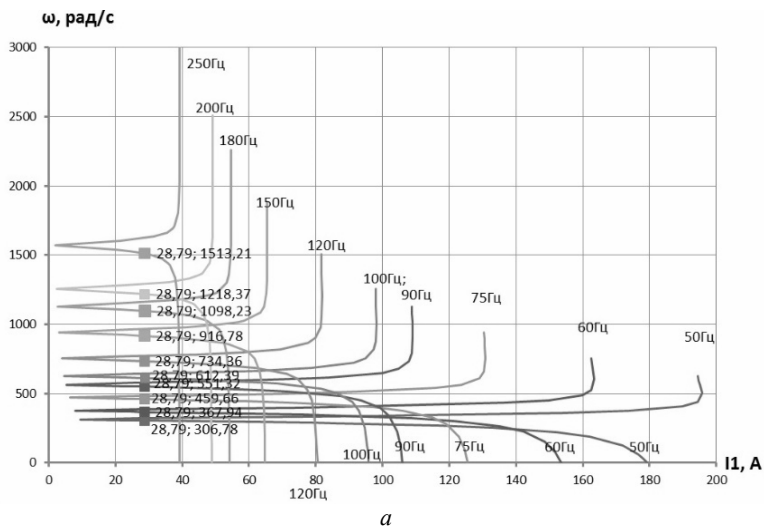


Рис. 4.4. Расчетные электромеханические характеристики АД серии AIR (15 кВт, $I_1 = f(\omega)$, $U_1 = U_{1\text{ном}} = 220$ В):
 а – AIR160S2; б – AIR160S4

Таким образом, зная зависимости допустимого момента нагрузки $M_{\text{дв}}(\omega)$ на валу ЭД в области его длительной работы и максимального момента двигателя $M_{\text{дв. макс}}(\omega)$ в области кратковременной

работы в относительных единицах, в сравнении с номинальным моментом M_n и угловой скоростью ω_n двигателя, а также зная эквивалентный статический момент нагрузки M_c и диапазон регулирования угловой скорости $(\omega_{\text{эп. мин}} - \omega_{\text{эп. макс}})$ валцов, необходимо предварительно определиться с мощностью нагрузки валцов, а затем с номинальной мощностью и угловой скоростью двигателя и передаточным числом i передачи между двигателем и валцами. Во всем диапазоне регулирования скорости приведенный к валу двигателя эквивалентный статический момент нагрузки валцов $\frac{M_c}{i\eta_n}$ должен быть меньше или равен допустимому моменту двигателя $M_{\text{дв}}(\omega)$.

Выводы:

1. Из данных рис. 4.2 видно, что наилучшим образом – одновременно, по допустимому и максимальному моменту – АД используются в диапазоне скоростей $(0,5-1,0)\omega_n$, несколько хуже – по максимальному $(1,0-1,5)\omega_n$. Следовательно, зная диапазон регулирования угловой скорости $(\omega_{\text{эп. мин}} - \omega_{\text{эп. макс}})$ и эквивалентный статический момент нагрузки M_c валцов, с учетом этого условия определяют значение передаточного числа i механической передачи между АД и валцами, обеспечивающее работу АД в общей части его длительной работы по допустимому моменту $M_{\text{дв}}(\omega)$, и мощность $P_{\text{дв}}(\omega)$ его нагрузки (рис. 4.2).

2. При двухзонном регулировании скорости АД (как при постоянном потоке возбуждения двигателя, когда $\omega_n \geq \omega_{\text{эп. макс}}$, так и при ослабленном потоке возбуждения двигателя, когда $\omega_n < \omega_{\text{эп. макс}}$) номинальную мощность АД необходимо выбирать как большую из следующих условий:

– в режиме длительной работы двигателя при постоянном потоке возбуждения АД:

$$P_{\text{дв. н}} \geq \frac{M_{\text{с. макс}} \omega_n}{0,5 + \frac{\omega_{\text{эп. мин}}}{\omega_n}};$$

– в режиме длительной работы двигателя при регулируемом потоке возбуждения АД:

$$P_{\text{дв. н}} \geq M_{\text{с. макс}} \omega_{\text{эп. макс}}.$$

3. Проверку на перегрузочную способность АД, выбранных по мощности, проводят по следующим условиям:

– при работе АД с постоянным потоком возбуждения:

$$M_{\text{дв. макс}} \geq M_{\text{эп. макс}} ;$$

– при работе АД с регулируемым потоком возбуждения:

$$M_{\text{дв. макс}} \geq M_{\text{эп. макс}} \left(\frac{\omega_{\text{эп. макс}}}{\omega_{0н} (1 - s_k)} \right)^2.$$

4. Двухзонное регулирование скорости АД наиболее эффективно, когда момент нагрузки M_c уменьшается на верхних скоростях заданного диапазона регулирования скорости РО.

4.2. Определение параметров схемы замещения асинхронных двигателей и построение их естественных механических и электромеханических характеристик

Вопрос определения параметров схемы замещения (СЗ) АД в настоящее время является актуальным, т. к. в справочной литературе и каталогах для двигателей новых серий как отечественного, так и зарубежного производства отсутствуют параметры СЗ, без которых невозможен расчет и построение их естественных и искусственных механических и электромеханических характеристик, что в значительной степени затрудняет разработку и проектирование ЭП, исследование эксплуатационных режимов АД. Эти параметры необходимы для расчета токов нагрузок и коротких замыканий при выполнении защиты АД от перегрузок и «опрокидывания», моделирования переходных процессов, определения режимов работы электродвигателей и др.

От точности определения параметров СЗ АД зависит точность построения его характеристик и определение энергетических параметров как в двигательном, так и в генераторном режимах. Если ранее для серий двигателей А, АО, АО2, 4А параметры СЗ АД (проектные параметры) всегда приводились в каталожных данных заводов-изготовителей в абсолютных или относительных единицах, что

не вызывало затруднений при проведении расчетов через СЗ АД, то для современных серий АД (АИР, АИРМ АДМ, 5А, 6А) параметры СЗ в каталожных и справочных данных отсутствуют, что требует проведения их расчета через другие каталожные данные. В силу этих причин за последние 15–20 лет вопросу расчета параметров СЗ АД по каталожным данным посвящено немалое количество работ, наиболее типичные из которых рассмотрены и проанализированы в данном разделе. Предложена наиболее приемлемая методика, которая может использоваться в дальнейших расчетах при проектировании привода.

Все рассмотренные методики расчета параметров СЗ [74, 79–82] можно разделить на две группы: группа итерационных методик, требующая многократных уточняющих вычислений определенных параметров, и группа безитерационных методик, не требующая их.

В работе [74] предложена методика расчета параметров СЗ АД, содержащая процедуру итераций. На каждой итерации назначается коэффициент загрузки АД, соответствующий максимуму коэффициента полезного действия АД, который изменяется от 0,5 до 1,0, и коэффициенты в выражениях добавочных и механических потерь, которые влияют на момент холостого хода. Далее рассчитываются значения номинального электромагнитного момента и электромагнитный момент при номинальном скольжении, после чего определяется относительная погрешность несовпадения их значений. Если найденная относительная погрешность превышает допустимую, то корректируются коэффициент загрузки и коэффициенты выражений добавочных и механических потерь и процесс повторяется. Несмотря на возможность получения по данной методике расчетных параметров СЗ, хорошо совпадающих с проектными каталожными данными для более ранних серий АД и с расчетными параметрами СЗ, полученными по другим методикам, методика вызывает определенные трудности в использовании из-за сложности организации итерационного процесса при изменении трех указанных коэффициентов.

В статье [79] предложена безитерационная методика определения параметров СЗ АД, базирующаяся на решении квадратного уравнения относительно коэффициента α , равного отношению активного сопротивления обмотки статора r_1 к активному приведенному к обмотке статора сопротивлению обмотки ротора r_2' $\left(\alpha = \frac{r_1}{r_2'} \right)$.

Указанное квадратное уравнение получено из совместного решения и математических преобразований системы основных уравнений АД для режима номинальной нагрузки, векторной диаграммы токов, ЭДС и напряжений, удовлетворяющих этой системе, и выражений для критического момента и критического скольжения. Используются паспортные данные двигателя. В расчетах требуется угловая скорость поля статора, коэффициент мощности и полезного действия для номинальной (100 %) и одной из частичных нагрузок (25 % или 50 %). В данной методике для расчета составляющих квадратного уравнения используется также усредненный коэффициент $\left(\alpha = \frac{r_1}{r_2'} \right)$ для АД разной номинальной мощности и частоты, значение которого находится в диапазоне 0,6–2,5, автор рекомендует принимать среднее значение $\alpha = 1,5$.

Проведенные расчеты для АД с различными номинальными мощностями и частотами вращения показывают, что окончательно полученные значения параметров СЗ зависят от предварительно принятого значения коэффициента α . Рассмотренная методика дает удовлетворительные результаты не для всех номинальных параметров двигателей. Кроме того, в каталогах новых серий АД отсутствуют данные о коэффициентах мощности и полезного действия для частичной загрузки.

В работе [80] предложена также безитерационная методика определения параметров СЗ АД, в значительной степени схожая с методикой [79]. В этой работе в расчетах необходимы значения коэффициента мощности ($\cos\varphi$) и полезного действия (η) при частичной загрузке АД. Эти параметры в работе определяются исходя из того, что современные АД проектируются таким образом, чтобы наибольший коэффициент полезного действия достигался при загрузке на 20 %–25 % меньше номинальной. Следовательно, при номинальной нагрузке и коэффициенте загрузки 0,75 коэффициенты полезного действия равны между собой: $\eta_n \approx \eta_{0,75}$. В свою очередь, при такой загрузке коэффициент мощности значительно отличается от номинального ($\cos\varphi_n$), поэтому авторами предлагается корректирующая зависимость отношения $\frac{\cos\varphi_{0,75}}{\cos\varphi_n}$ от номинальной мощности двигателя. В этой

методике также используется усредненный коэффициент $\left(\alpha = \frac{r_1}{r_2'} \right)$,

здесь его рекомендуется принимать равным 1,3, что для некоторых двигателей дает еще большие различия в результатах расчета, чем в предыдущей методике.

Методика, предложенная в статье [81] авторами, позиционируется как безитерационная, при этом коэффициент $\left(\alpha = \frac{r_1}{r_2'} \right)$ изме-

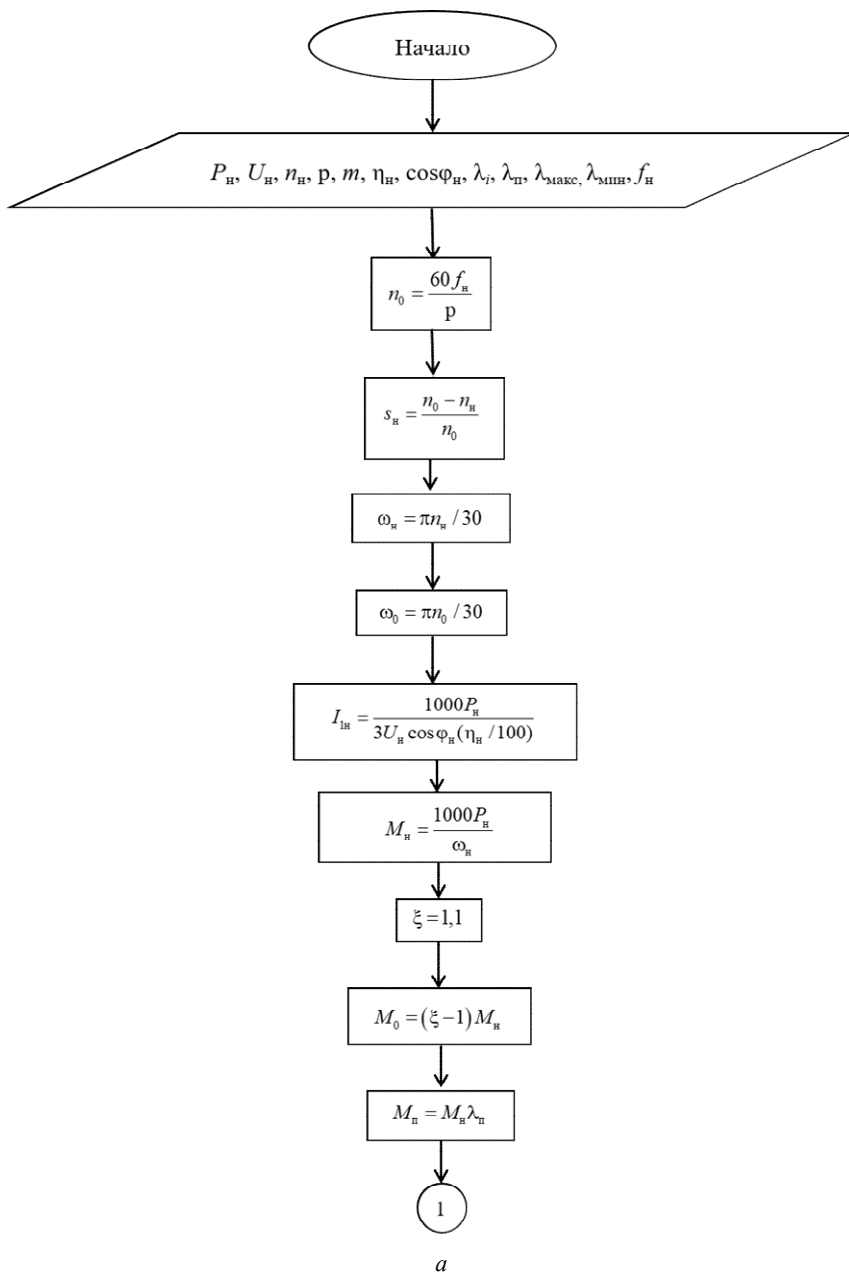
няют с определенным шагом в интервале 1,15–2,75, после чего найденные значения проверяют на всех этапах расчета. Расчет продолжают, пока все расчетные параметры СЗ в относительных единицах, включая электромагнитную мощность АД, находятся в диапазонах, характерных для двигателей. Рассматриваемая методика является итерационной, т. к. требует многократных вычислений. В статье данная методика предложена только для АД общепромышленных серий. При проведении расчетов для АД малой мощности и низкой синхронной частоты не все контролируемые расчетные параметры входят в допустимый диапазон при проверке.

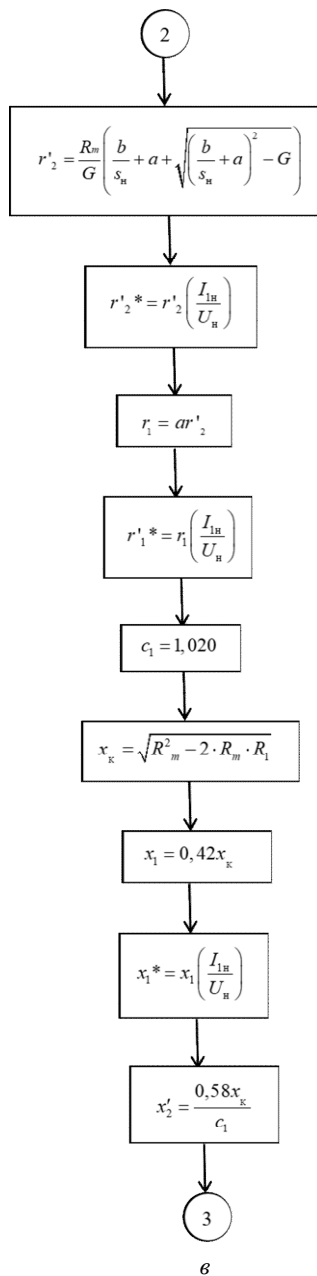
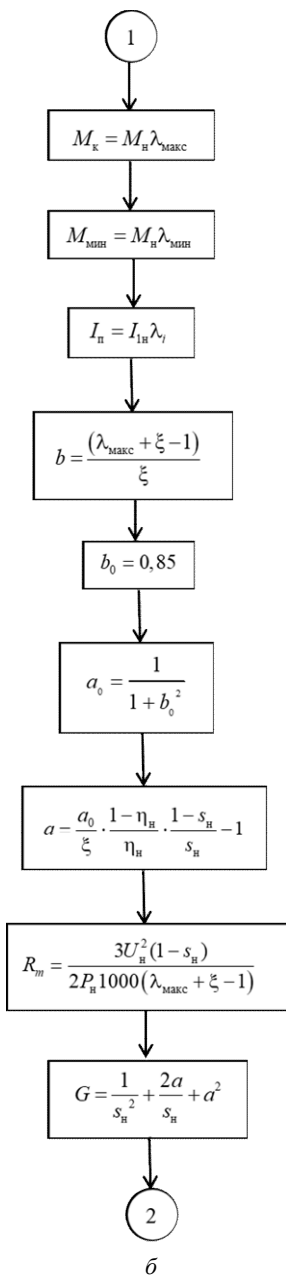
Наиболее простой и приемлемой для использования в сложных расчетах является безитерационная методика, предложенная в работе [82]. Она предполагает расчет сначала отношения активного сопротивления обмоток статора к активному приведенному к обмотке

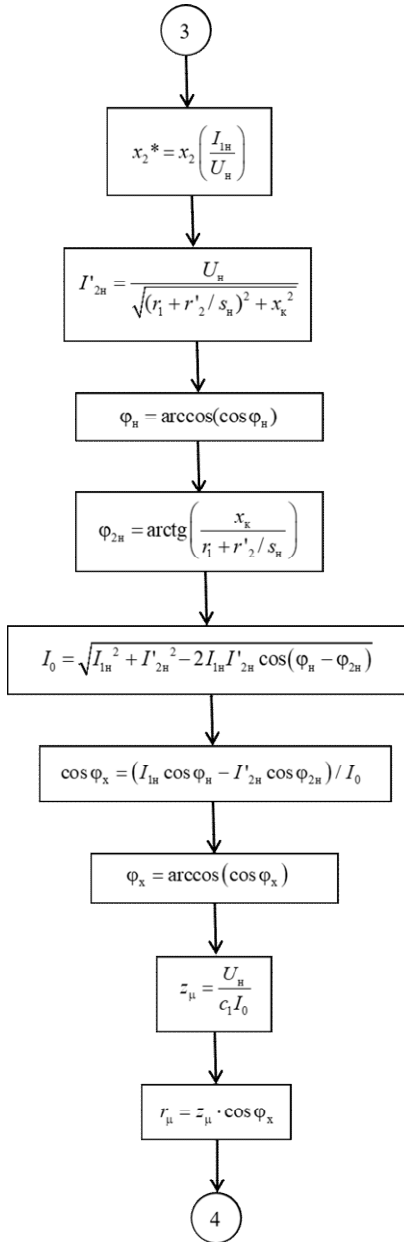
статора сопротивлению обмотки ротора, т. е. $\left(\alpha = \frac{r_1}{r_2'} \right)$, а затем

расчет самих параметров, т. е. сопротивлений СЗ.

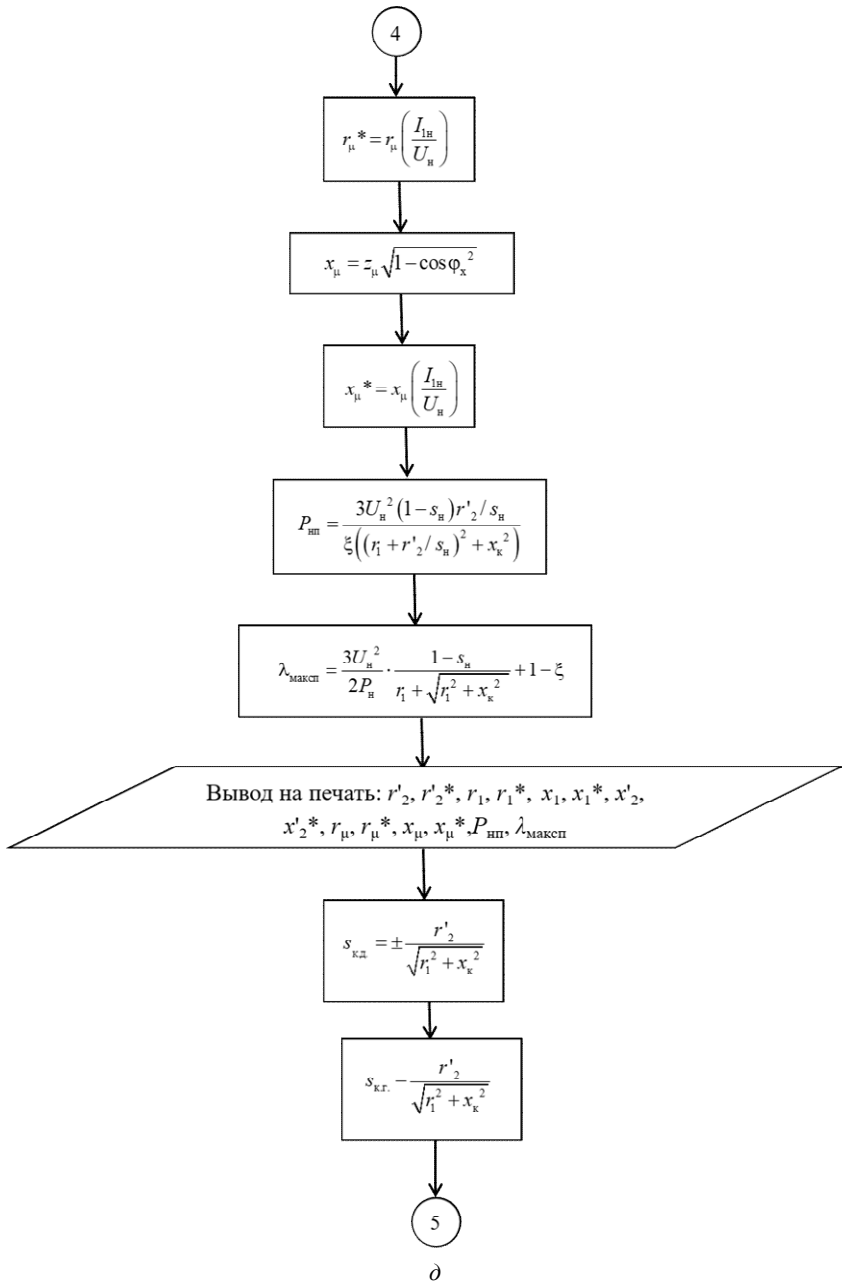
При разработке методики расчета параметров СЗ использовалась классическая схема замещения одной фазы АД (например, работа [73]). В дальнейшем при разработке методики расчета и выводе формул использовались положения, приведенные в классических работах [72, 73], что делает эту методику общедоступной в понимании и использовании. Детально разработанная блок-схема алгоритма расчета параметров СЗ по методике, приведенной в работе [82], и характеристик АД по методике, приведенной в работе [80], представлена на рис. 4.5 [83].

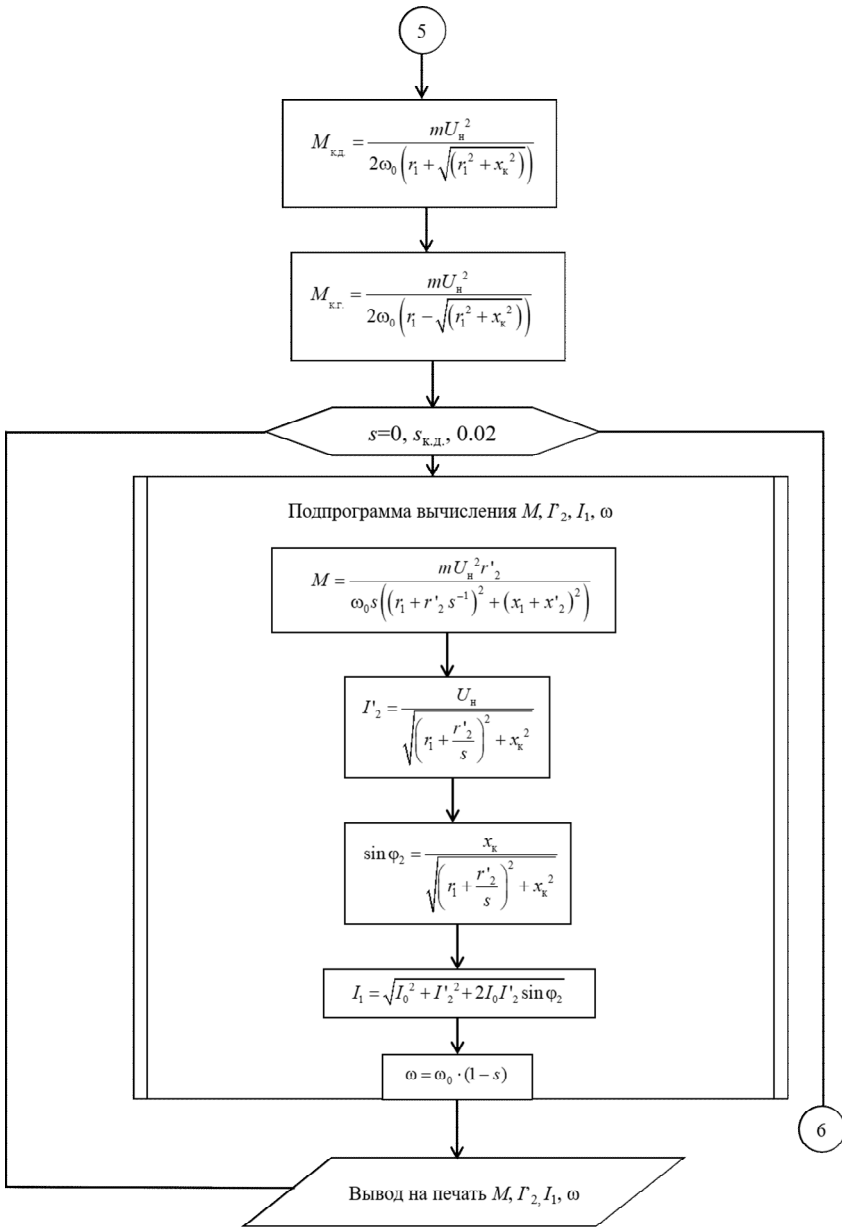


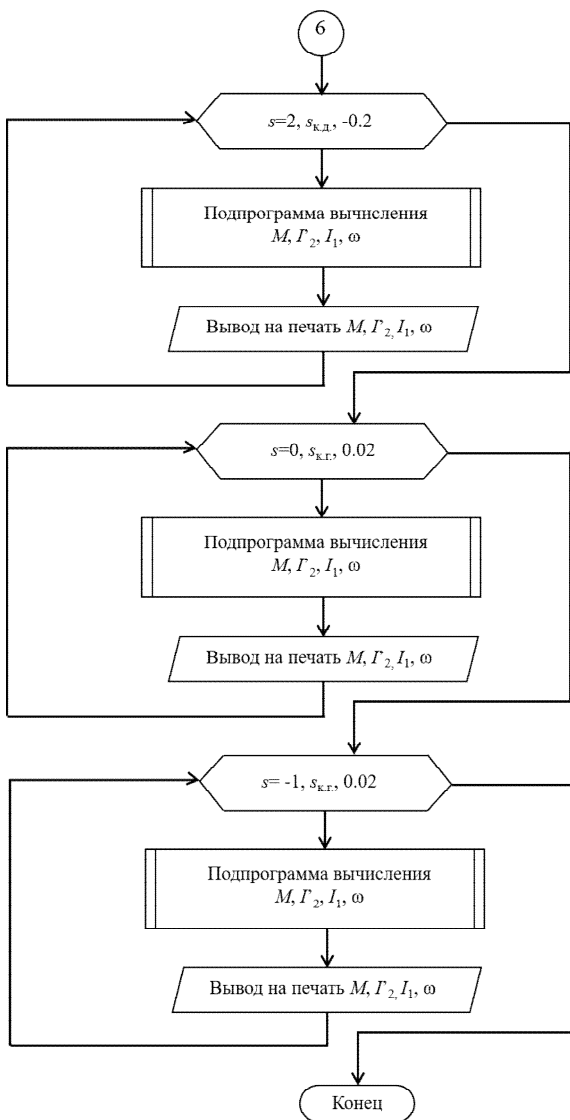




2







жс

Рис. 4.5. Блок-схема алгоритма расчета параметров СЗ и естественных механических и электромеханических характеристик АД по их каталожным данным:

P_n – номинальная мощность двигателя, кВт; U_n – номинальное напряжение питания (фазное), В; n_n – номинальная частота вращения, об/мин; $\cos\phi_n$ – номинальный

коэффициент мощности, о. е.; η_n – номинальный коэффициент полезного действия двигателя, %; λ_{\max} – кратность максимального момента к номинальному, о. е.; λ_n – кратность пускового момента к номинальному, о. е.; λ_i – кратность пускового тока к номинальному, о. е.; λ_{\min} – кратность минимального момента к номинальному, о. е.; p – число пар полюсов; m – число фаз; f_n – номинальная частота переменного тока питающей сети, 50 Гц; n_0 – синхронная частота вращения магнитного поля статора, мин⁻¹; S_n – номинальное скольжение АД, о. е.; ω_n – номинальная угловая скорость ротора, с⁻¹; ω_0 – синхронная угловая скорость магнитного поля статора, с⁻¹; I_{1n} – номинальный фазный ток статора, А; M_n – номинальный момент двигателя, Н·м; $\xi = (1,02-1,10)$ – отношение номинального электромагнитного момента к номинальному моменту АД, рекомендуется принять 1,1, о. е.; M_0 – момент холостого хода, Н·м; M_p – пусковой момент, Н·м; M_k – критический момент, Н·м; M_{\min} – минимальный момент, Н·м; I_p – пусковой ток, А; b – вспомогательный коэффициент, о. е.; $b_0 = (0,70-0,85)$ – коэффициент загрузки АД, для которого коэффициент полезного действия максимальный, при расчете рекомендуется принять равным 0,85, о. е.; a_0 – вспомогательный коэффициент, изменяется в диапазоне 0,58–0,67, о. е.; a – отношение активных сопротивлений обмоток АД, может принимать значения от десятых долей единицы до нескольких единиц, о. е.; R_m – промежуточная переменная, Ом; G – промежуточная переменная, о. е.; r'_2 – активное сопротивление обмотки ротора, приведенное к обмотке статора, Ом; r'_2^* – активное сопротивление обмотки ротора, приведенное к обмотке статора, о. е.; r_1 – активное сопротивление обмотки статора, Ом; r_1^* – активное сопротивление обмотки статора, о. е.; c_1 – предварительное значение коэффициента приведения СЗ; x_k – индуктивное сопротивление обмоток для режима короткого замыкания (при неподвижном роторе), Ом; x_1 – индуктивное сопротивление рассеяния фазы статора, Ом; x_1^* – индуктивное сопротивление фазы статора, о. е.; x'_2 – индуктивное сопротивление рассеяния фазы ротора, Ом; x'_2^* – индуктивное сопротивление рассеяния фазы ротора, о. е.; I'_{2n} – ток в обмотке ротора, приведенный к обмотке статора, А; φ_n – угол между векторами тока I_{1n} и напряжения питания U_n , рад; φ_{2n} – угол между векторами тока I'_{2n} и напряжения питания U_n , рад; I_0 – ток холостого хода, А; $\cos\varphi_x$ – коэффициент мощности холостого хода; φ_x – угол между векторами тока и холостого хода I_0 и напряжения питания U_n , рад; z_u – полное сопротивление цепи намагничивания, Ом; r_u – активное сопротивление ветви намагничивания, Ом; r_u^* – активное сопротивление ветви намагничивания, о. е.; x_u – индуктивное сопротивление ветви намагничивания, Ом; x_u^* – индуктивное сопротивление ветви намагничивания, о. е.; c_{1v} – уточненное значение коэффициента приведения СЗ; S_k – критическое скольжение, о. е.; $z_u = r_u + jx_u$ – полное сопротивление ветви намагничивания в комплексной форме, Ом; P_{np} – расчетная номинальная мощность двигателя, полученная после вычисления параметров СЗ АД, Вт; $\lambda_{\max, п}$ – расчетная кратность максимального момента, полученная после вычисления параметров СЗ АД, о. е.; $S_{к, д}$ – критическое скольжение в двигательном режиме, о. е.; $S_{к, г}$ – критическое скольжение в генераторном режиме, о. е.; $M_{к, д}$ – момент критический в двигательном

режиме, Н·м; $M_{к.г}$ – момент критический в генераторном режиме, Н·м;
 M – расчетный момент естественной механической характеристики АД, Н·м;
 I'_2 – расчетный ток ротора I'_2 , приведенный к обмотке статора, А;
 $\sin\varphi_{2н}$ – синус угла между вектором напряжения питания $\vec{U}_н$
и вектором тока ротора $\vec{I}'_{2н}$, рад; $\sin\varphi_2$ – синус угла между вектором
напряжения питания $\vec{U}_н$ и вектором тока ротора \vec{I}'_2 , рад; I_1 – расчетный ток
статора АД естественной электромеханической характеристики, А;
 ω – текущее значение угловой скорости ротора АД, c^{-1}

Для сравнения рассмотренных пяти методик [74, 79–82] по ним был проведен расчет параметров СЗ значительного количества АД серий 4А и проведено сравнение расчетных параметров СЗ с проектными. Проектные параметры СЗ и паспортные данные АД взяты из справочника [84]. Для оценки результатов проведенного вычислительного эксперимента следует привести из него выборку для АД различной номинальной мощности и частоты вращения. Паспортные данные пяти различных двигателей, результаты расчета и сравнения параметров СЗ по пяти рассмотренным методикам представлены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Паспортные данные асинхронных двигателей

Тип двигателя	P_n , кВт	U_n , В	n_n , мин ⁻¹	p , число пар полюсов	η_n	$\cos\varphi_n$	f_n	λ_{\max}	$\lambda_{чп}$	λ_i
4А100L2У3	5,5	220	2898,0	1	0,875	0,91	50	2,5	2,0	7,5
4А132М6У3	7,5	220	968,0	3	0,850	0,81	50	2,5	2,0	6,0
4А160S2У3	15,0	220	2937,0	1	0,880	0,91	50	2,2	1,4	7,0
4А225М8У3	30,0	220	736,5	4	0,905	0,81	50	2,1	1,3	6,0
4А250S10У3	30,0	220	588,6	5	0,880	0,81	50	1,9	1,2	6,0

Таблица 4.3

Результаты расчета и сравнения параметров СЗ
по пяти рассмотренным методикам

Тип двигателя	Методика	Параметры схемы замещения					Средняя погрешность по параметрам СЗ, %
		r_1^*	x_1^*	$r_2'^*$	x_2^*	x_μ^*	
4A100L2У3	Проектные						
	–	0,050	0,054	0,036	0,110	3,8	
	Расчетные						
	1 [74]	0,049	0,093	0,036	0,093	3,2	15,97
	2 [79]	0,053	0,074	0,035	0,099	2,4	20,86
	3 [80]	0,047	0,077	0,035	0,104	2,4	20,48
	4 [81]	0,054	0,075	0,034	0,100	3,3	13,55
	5 [82]	0,047	0,078	0,035	0,105	3,8	8,89
4A132М6У3	Проектные						
	–	0,060	0,070	0,040	0,110	2,1	
	Расчетные						
	1 [74]	0,058	0,107	0,039	0,107	2,2	9,17
	2 [79]	0,066	0,082	0,036	0,110	2,8	8,11
	3 [80]	0,051	0,091	0,038	0,122	2,9	16,65
	4 [81]	0,067	0,085	0,037	0,113	1,8	10,64
	5 [82]	0,065	0,082	0,036	0,111	2,2	7,81
4A160S2У3	Проектные						
	–	0,052	0,092	0,022	0,120	4,0	
	Расчетные						
	1 [74]	0,052	0,109	0,022	0,109	3,2	10,42
	2 [79]	0,049	0,092	0,021	0,126	5,0	7,24
	3 [80]	0,030	0,102	0,023	0,139	5,2	24,52
	4 [81]	0,057	0,088	0,021	0,116	3,6	6,59
	5 [82]	0,048	0,089	0,020	0,121	4,4	6,06

Тип двигателя	Методика	Параметры схемы замещения					Средняя погрешность по параметрам СЗ, %
		r_1^*	x_1^*	$r_2'^*$	x_2^*	x_μ^*	
4A225M8Y3	Проектные						
	–	0,045	0,120	0,022	0,170	2,3	
	Расчетные						
	1 [74]	0,046	0,134	0,021	0,134	2,2	9,83
	2 [79]	0,041	0,113	0,020	0,154	5,4	18,14
	3 [80]	0,028	0,120	0,021	0,162	5,4	25,58
	4 [81]	0,041	0,113	0,020	0,149	2,1	9,53
5 [82]	0,042	0,111	0,020	0,150	2,5	9,41	
4A250S10Y3	Проектные						
	–	0,056	0,110	0,023	0,170	2,3	
	Расчетные						
	1 [74]	0,054	0,150	0,022	0,150	2,1	10,74
	2 [79]	0,055	0,124	0,021	0,169	5,3	15,97
	3 [80]	0,030	0,137	0,023	0,186	5,5	35,14
	4 [81]	0,069	0,116	0,020	0,155	2,1	11,73
5 [82]	0,055	0,119	0,020	0,161	2,6	8,20	

Для визуального сравнения рассмотренных методик следует представить графики механических и электромеханических характеристик АД одной и той же мощности серий 4А и АИР (рис. 4.6–4.11).

При построении характеристик использовался двигатель 4A160S2Y3, паспортные данные которого приведены в табл. 4.2, и двигатель АИР160S2Y3 со следующими паспортными данными: $P_n = 15$ кВт, $U_n = 220$ В, $n_n = 2930$ мин⁻¹, $\cos\varphi_n = 0,89$, $\eta_n = 88,7$, $\lambda_{\max} = 3$, $\lambda_n = 2,1$, $\lambda_i = 7$, $p = 1$, $f_n = 50$ Гц.

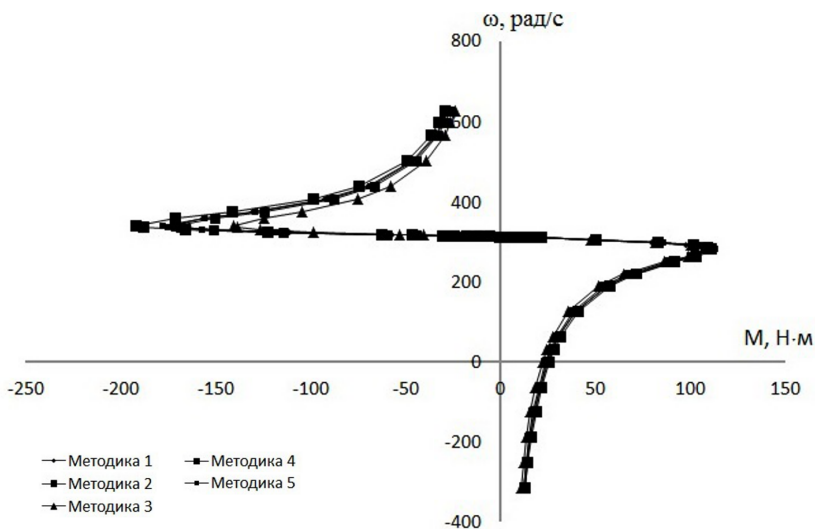


Рис. 4.6. Естественные механические характеристики $M = f(\omega)$, полученные по пяти методикам [74, 79–82] для двигателя 4A160S2Y3

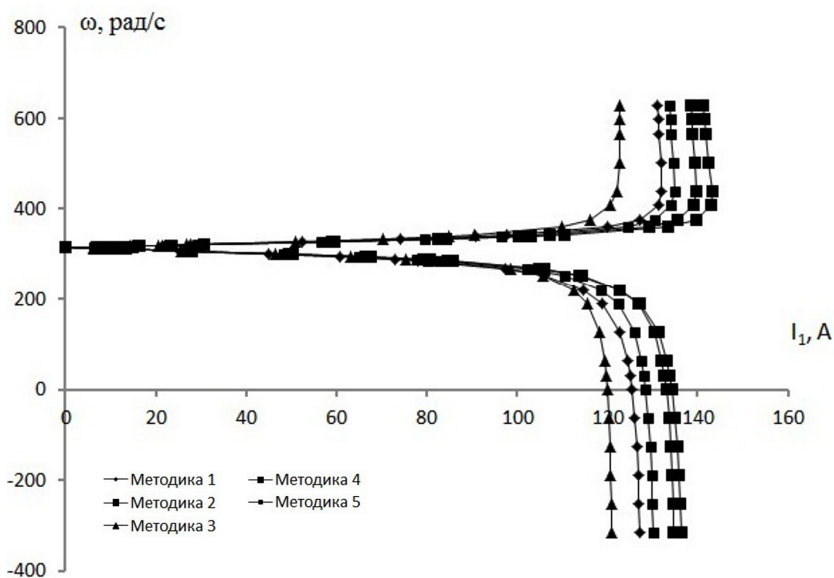


Рис. 4.7. Естественные электромеханические характеристики $I_1 = f(\omega)$, полученные по пяти методикам [74, 79–82] для двигателя 4A160S2Y3

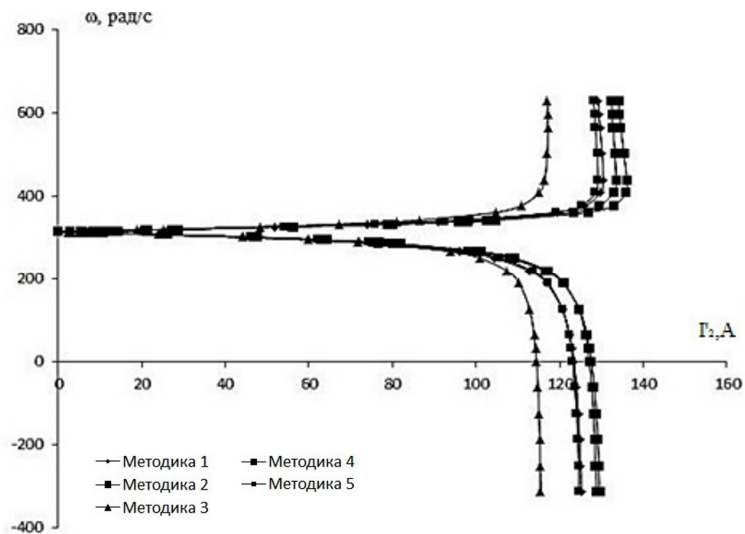


Рис. 4.8. Естественные электромеханические характеристики $I_2' = f(\omega)$, полученные по пяти методикам [74, 79–82] для двигателя 4A160S2Y3

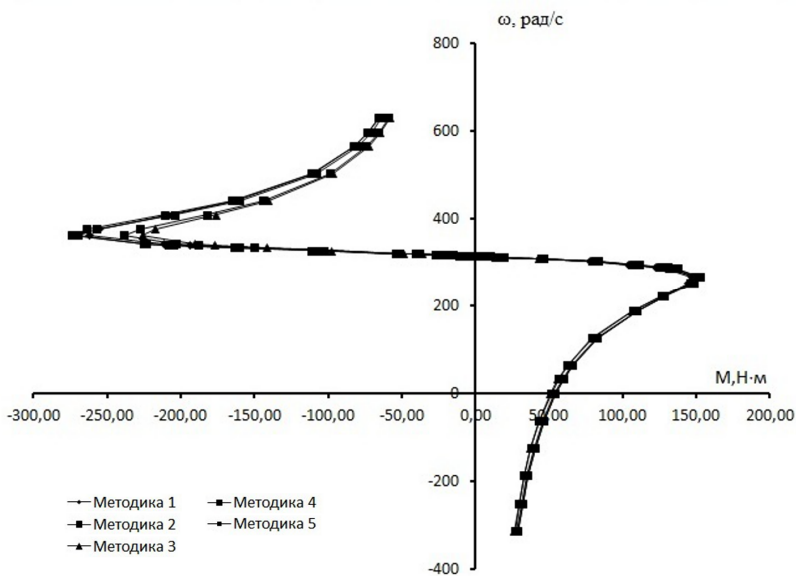


Рис. 4.9. Естественные механические характеристики $M = f(\omega)$, полученные по пяти методикам [74, 79–82] для двигателя АИР160S2Y3

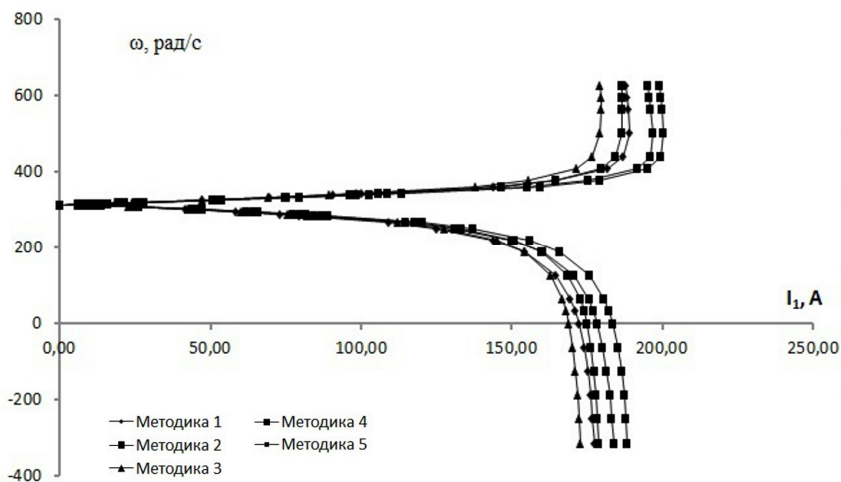


Рис. 4.10. Естественные электромеханические характеристики $I_1 = f(\omega)$, полученные по пяти методикам [74, 79–82] для двигателя АИР160S2У3

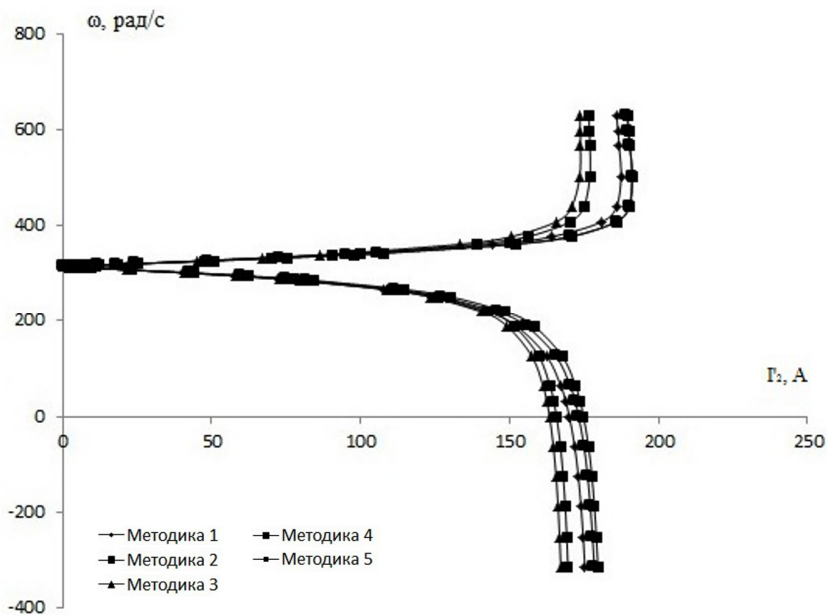


Рис. 4.11. Естественные электромеханические характеристики $I'_2 = f(\omega)$, полученные по пяти методикам [74, 79–82] для двигателя АИР160S2У3

Выводы:

1. Анализ рассмотренных методик расчета параметров СЗ АД показывает, что существующие методики можно разделить на две группы: группа итерационных методик расчета, требующая многократных уточнений расчетных параметров, и группа безитерационных методик, не требующая их, что делает ее наиболее приемлемой при использовании в расчетах.

2. Полученные по рассмотренным методикам естественные механические и электромеханические характеристики показывают, что наибольшие отклонения для расчетных характеристик наблюдаются в генераторном режиме работы АД (рис. 4.6–4.11). В двигательном режиме работы АД при построении механических и электромеханических характеристик все методики показали приемлемые результаты.

3. Наиболее приемлемой в использовании при проведении расчетов параметров и характеристик АД является методика, приведенная в работе [82], т. к. является безитерационной, что не вызывает сложностей в организации процесса вычислений, и обладает сравнительно высокой точностью при определении параметров СЗ и АД.

4.3. Расчет основных параметров и выбор типа преобразователя частоты и способа управления скоростью двигателя в системе ПЧ-АД

ПЧ выбираются:

1) по параметрам питающей сети: количеству фаз, напряжению и частоте питающей сети; по возможности обеспечения работы только в двигательном или в двигательном и генераторном режимах;

2) по выходным параметрам ПЧ:

- количеству фаз;
- максимальному выходному линейному напряжению, В;
- максимальной выходной частоте преобразователя, Гц;

$$f_{п. макс} > 50 \cdot \frac{\omega_{эп. макс}}{\omega_{0н} (1 - s_n (\lambda_{макс} + \sqrt{\lambda_{макс}^2 - 1}))}; \quad (4.9)$$

– минимальной выходной частоте преобразователя, Гц:

$$f_{п. мин} < 50 \cdot \frac{\omega_{эп. мин}}{\omega_{0н}}. \quad (4.10)$$

3) по номинальному (длительно допустимому) току $I_{и. н}$ и максимальному (кратковременно допустимому) току

$$I_{и. макс} \geq I_{и. н} k_{ин},$$

где $k_{ин}$ – коэффициент допустимой перегрузки инвертора по току ($k_{ин} = 1,5-2,0$).

Современные ПЧ имеют стандартную 1,5-кратную перегрузочную способность по току $k_{ин}$ при длительности по времени 30–60 с и двукратную – при длительности до 10 с [66].

Тогда при регулировании скорости в одной зоне, т. е. при постоянном потоке возбуждения двигателя:

$$I_{и. н} \geq I_{лнн} \frac{M_{с. макс}}{M_{н}}; \quad (4.11)$$

$$I_{и. макс} \geq I_{лнн} \frac{M_{эп. макс}}{M_{н}}, \quad (4.12)$$

при регулировании скорости в двух зонах, т. е. как при постоянном потоке возбуждения, так и при ослаблении потока возбуждения:

$$I_{и. н} \geq I_{лнн} \frac{M_{с. макс}}{M_{н}} \frac{\omega_{эп. макс}}{\omega_{н}}; \quad (4.13)$$

$$I_{и. макс} \geq I_{лнн} \frac{M_{эп. макс}}{M_{н}} \frac{\omega_{эп. макс}}{\omega_{н}}, \quad (4.14)$$

где $I_{лнн}$ – номинальный линейный ток статора, А;

$I_{лнн} = I_{1н}$ – для схемы соединения обмоток статора в звезду;

$I_{лнн} = \sqrt{3} I_{1н}$ – для схемы соединения обмоток статора в треугольник.

При регулировании скорости АД ПЧ должен обеспечивать требуемый диапазон регулирования частоты выходного напряжения:

$$D = \frac{f_{н. макс} > f_{п. макс}}{f_{н. мин} < f_{п. мин}}. \quad (4.15)$$

После определения диапазона регулирования скорости АД или частоты выходного напряжения по табл. 4.4 определяется способ управления ЧРАЭП в системе ПЧ-АД согласно работе [71].

Таблица 4.4

Способы управления ЧРАЭП в системе ПЧ-АД и их диапазон регулирования скорости [71]

Способ управления	Диапазон регулирования скорости
<p>Скалярное управление, закон управления $\frac{U_1}{f_1} = \text{const}$:</p> <ul style="list-style-type: none"> – разомкнутая система, в т. ч. с коррекцией вольт-частотной характеристики; – замкнутая система с обратной связью по току статора и компенсацией падения напряжения на активном сопротивлении обмоток статора (<i>IR</i>-компенсация или компенсация нагрузки); – замкнутая система с обратной связью по току статора и компенсацией падения напряжения на активном сопротивлении обмоток статора и повышением жесткости статических характеристик (<i>IR</i>-компенсация и компенсация скольжения); – замкнутая система с обратной связью по скорости 	<p>до 10</p> <p>10</p> <p>более 10 (20–50)</p> <p>до 120</p>
<p>Векторное управление:</p> <ul style="list-style-type: none"> – без обратной связи по скорости; – с обратной связью по скорости, но без датчика скорости (с внутренней эталонной моделью); – с обратной связью по скорости и с датчиком скорости 	<p>до 20</p> <p>до 100</p> <p>1000</p>

Вывод: для обеспечения высокой универсальности использования вальцовых плющилок-измельчителей зерна их ЧРАЭП должен обеспечивать широкий диапазон регулирования скорости вращения вальцов. Следовательно, для создания таких плющилок-измельчителей необходимо использовать системы с бездатчиковыми обратными связями по скорости со скалярным или векторным управлением.

4.4. Математическое описание, структурная схема асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором и расчет параметров ее элементов в системе ПЧ-АД

Современные системы управления ЧРАЭП базируются на представлении трехфазной (многофазной) электрической машины эквивалентной двухфазной электрической машиной, которая получила название обобщенной электрической машины (ОЭМ) [59, 62, 71, 73, 74, 77, 85–93]. Это упрощает математическое описание электрической машины и практическую реализацию систем управления ЧРАЭП. Математическое описание проводится с помощью уравнений в определенной системе координат, но уравнения в другой системе координат могут оказаться проще, чем в исходной. С этой целью проводят координатные преобразования уравнений. При координатных преобразованиях необходимо соблюдать закон превращения энергии, т. е. постоянство (инвариантность) мощности применительно к уравнениям ОЭМ. Большинство систем уравнений, описывающих процессы преобразования энергии в ОЭМ, являются нелинейными дифференциальными с периодически изменяющимися коэффициентами и представляют большие трудности при их решении, что и обуславливает целесообразность преобразования их в другую систему координат, где коэффициенты при переменных не меняются, а остаются постоянными. Это значительно упрощает решение этих систем уравнений, хотя и требует громоздких многократных относительно несложных прямых преобразований переменных из реальной трехфазной машины в переменные двухфазной ОЭМ и обратных преобразований машины в переменные трехфазной машины.

На практике при исследовании процессов в асинхронных машинах наиболее часто используется математическое описание и структурные схемы АД в следующих системах координат [59, 62, 71, 85, 87, 94]:

– в неподвижной системе координат α, β , жестко связанной со статором (угловая скорость координатной системы $\omega_{\text{кс}} = 0$);

– во вращающейся синхронно с магнитным полем статора ($\omega_{\text{кс}} = \omega_0 = 2\pi f_1$) системе координат d, q , осью d ориентированной по вектору потокосцепления ротора Ψ_2 .

При реализации систем управления ЧРАЭП практически доступным оказывается измерение напряжений и токов обмоток фаз статора, магнитного потока в воздушном зазоре машины и угловой скорости ротора АД. Остальные переменные рассчитываются по эталонным моделям двигателя.

Для математического описания происходящих в АД электромагнитных процессов обычно используются дифференциальные уравнения обобщенной двухфазной электрической машины переменного тока [59, 62, 88, 93], полученные без учета потерь в стали и насыщения магнитной цепи, при равномерном воздушном зазоре и питании двигателя от источника с симметричным синусоидальным напряжением.

Для получения математической модели такой электрической машины в неподвижной системе координат α, β , жестко связанной с его статором, следует записать уравнения напряжений в векторной форме:

$$\begin{aligned} \mathbf{U}_{1\alpha\beta} &= r_1 \mathbf{I}_{1\alpha\beta} + \frac{d\mathbf{\Psi}_{1\alpha\beta}}{dt} = r_1 \mathbf{I}_{1\alpha\beta} + p\mathbf{\Psi}_{1\alpha\beta}; \\ \mathbf{U}_{2uv} &= r_2 \mathbf{I}_{2uv} + \frac{d\mathbf{\Psi}_{2uv}}{dt} = r_2 \mathbf{I}_{2uv} + p\mathbf{\Psi}_{2uv}, \end{aligned} \quad (4.16)$$

где $\mathbf{U}_{1\alpha\beta}$, $\mathbf{I}_{1\alpha\beta}$, $\mathbf{\Psi}_{1\alpha\beta}$ – векторы напряжения, тока и потокосцепления статора в неподвижной, жестко связанной со статором системе координат α, β ;

\mathbf{U}_{2uv} , \mathbf{I}_{2uv} , $\mathbf{\Psi}_{2uv}$ – векторы напряжения, тока и потокосцепления ротора в неподвижной, жестко связанной с ротором системе координат u, v ;

r_1, r_2 – активные сопротивления обмоток статора и ротора, Ом;

$p \equiv \frac{d}{dt}$ – оператор дифференцирования.

Так как обмотки ротора АД с короткозамкнутым ротором замкнуты накоротко, то можно принять напряжения $\dot{U}_{2uv} = 0$.

После приведения роторных переменных к неподвижной статорной системе координат α, β уравнения напряжений статора и ротора примут следующий вид:

$$\begin{aligned} \dot{U}_{1\alpha\beta} &= r_1 \dot{I}_{1\alpha\beta} + p \Psi_{1\alpha\beta}; \\ 0 &= r_2' \dot{I}_{2\alpha\beta} + p \Psi_{2\alpha\beta} - j\omega_r p \Psi_{2\alpha\beta}, \end{aligned} \quad (4.17)$$

где r_2' – приведенное к статору активное сопротивление обмоток ротора, Ом;

p – количество пар полюсов обмотки статора, шт.

Векторы результирующего потокосцепления статора и ротора в любой системе координат:

$$\Psi_1 = L_1 \dot{I}_1 + L_m \dot{I}_2; \quad (4.18)$$

$$\Psi_2 = L_2 \dot{I}_2 + L_m \dot{I}_1, \quad (4.19)$$

где $L_1 = L_{1\sigma} + L_m$ – эквивалентная индуктивность обмотки статора, Гн;

$L_2 = L_{2\sigma}' + L_m$ – эквивалентная индуктивность обмотки ротора, Гн;

$L_{1\sigma}$ – индуктивность рассеяния обмоток статора, Гн;

$L_{2\sigma}'$ – приведенная к статору индуктивность рассеяния обмоток ротора, Гн;

L_m – результирующая индуктивность, обусловленная магнитным потоком в воздушном зазоре, Гн.

Далее необходимо перейти от векторного представления уравнений (4.17)–(4.19) к их представлению через проекции на соответствующие оси α и β ортогональной системы координат. Тогда уравнения напряжений:

$$\begin{aligned} U_{1\alpha} &= r_1 I_{1\alpha} + p \Psi_{1\alpha}; \\ U_{1\beta} &= r_1 I_{1\beta} + p \Psi_{1\beta}; \end{aligned} \quad (4.20)$$

$$0 = r_2' I_{2\alpha}' + p\psi_{2\alpha} + \omega p\psi_{2\beta};$$

$$0 = r_2' I_{2\beta}' + p\psi_{2\beta} - \omega p\psi_{2\alpha},$$

где $U_{1\alpha} = U_{1m} \sin(2\pi f_1 t) = \sqrt{2} U_1 \sin(2\pi f_1 t)$ – синусоидальная по форме составляющая напряжения статора по оси α в ортогональной неподвижной системе координат α, β, B (где $U_{1m} = \sqrt{2} U_1$ – амплитудное значение фазного напряжения статорной обмотки, B , при действующем значении фазного напряжения статорной обмотки U_1, B ; f_1 – частота напряжения статора, Гц);

$U_{1\beta} = U_{1m} \cos(2\pi f_1 t) = \sqrt{2} U_1 \cos(2\pi f_1 t)$ – косинусоидальная по форме составляющая напряжения статора по оси β в системе координат α, β, B ;

$I_{1\alpha}, I_{1\beta}$ – составляющие тока статора в системе координат α, β, A ;

$\psi_{2\alpha}, \psi_{2\beta}$ – составляющие потокосцепления ротора в системе координат $\alpha, \beta, B\delta$.

Уравнения потокосцеплений статора и ротора соответственно:

$$\psi_{1\alpha} = L_1 I_{1\alpha} + L_m I_{2\alpha}';$$

$$\psi_{1\beta} = L_1 I_{1\beta} + L_m I_{2\beta}'; \quad (4.21)$$

$$\psi_{2\alpha} = L_2 I_{2\alpha}' + L_m I_{1\alpha};$$

$$\psi_{2\beta} = L_2 I_{2\beta}' + L_m I_{1\beta}.$$

Тогда с учетом системы уравнений (4.21) можно записать систему уравнений (4.20) в следующем виде:

$$U_{1\alpha} = r_1 I_{1\alpha} + L_1 p I_{1\alpha} + L_m p I_{2\alpha}'; \quad (4.22)$$

$$U_{1\beta} = r_1 I_{1\beta} + L_1 p I_{1\beta} + L_m p I_{2\beta}';$$

$$0 = r_2' I_{2\alpha}' + L_2 p I_{2\alpha}' + L_m p I_{1\alpha} + \omega p \psi_{2\beta};$$

$$0 = r_2' I_{2\beta}' + L_2 p I_{2\beta}' + L_m p I_{1\beta} - \omega p \psi_{2\alpha}.$$

Необходимо выразить $pI_{2\alpha}$ из третьего уравнения системы (4.22) и подставить его в первое уравнение этой же системы:

$$U_{1\alpha} = pI_{1\alpha} \left(L_1 - \frac{L_m^2}{L_2} \right) + r_1 I_{1\alpha} - \frac{L_m r_2'}{L_2} I_{2\alpha}' - \frac{L_m}{L_2} \omega p \Psi_{2\beta}. \quad (4.23)$$

Разделить уравнение (4.23) на L_1 :

$$\frac{U_{1\alpha}}{L_1} = pI_{1\alpha} \left(1 - \frac{L_m^2}{L_1 L_2} \right) + \frac{r_1}{L_1} I_{1\alpha} - \frac{L_m r_2'}{L_1 L_2} I_{2\alpha}' - \frac{L_m}{L_1 L_2} \omega p \Psi_{2\beta}. \quad (4.24)$$

Выразить из третьего уравнения системы (4.21) $I_{2\alpha}' = \frac{\Psi_{2\alpha}}{L_2} - \frac{L_m}{L_2} I_{1\alpha}$, подставить его в уравнение (4.24), провести преобразование:

$$pI_{1\alpha} = \frac{1}{\sigma L_1} U_{1\alpha} - \frac{r_3}{\sigma L_1} I_{1\alpha} + \frac{L_m r_2'}{\sigma L_1 L_2} \Psi_{2\alpha} + \frac{L_m}{\sigma L_1 L_2} \omega p \Psi_{2\beta}, \quad (4.25)$$

где $\sigma = 1 - \frac{L_m^2}{L_1 L_2}$ – коэффициент рассеяния;

$r_3 = r_1 + r_2' \frac{L_m^2}{L_2}$ – эквивалентное сопротивление, Ом.

Далее из уравнения (4.25) выразить:

$$U_{1\alpha} = r_3 (T_3 p + 1) I_{1\alpha} - \frac{k_2}{T_2} \Psi_{2\alpha} - k_2 \omega p \Psi_{2\beta}, \quad (4.26)$$

где $T_3 = \frac{\sigma L_1}{r_3}$ – эквивалентная электромагнитная постоянная времени, с;

$T_2 = \frac{L_2}{r_2'}$ – электромагнитная постоянная времени цепи ротора, с;

$k_2 = \frac{L_m}{L_2}$ – коэффициент электромагнитной связи ротора.

Используя второе и четвертое уравнения системы (4.22), аналогичным образом получить:

$$pI_{1\beta} = \frac{1}{\sigma L_1} U_{1\beta} - \frac{r_3}{\sigma L_1} I_{1\beta} + \frac{L_m r_2'}{\sigma L_1 L_2^2} \Psi_{2\alpha} - \frac{L_m}{\sigma L_1 L_2} \omega p \Psi_{2\alpha}; \quad (4.27)$$

$$U_{1\beta} = r_3 (T_3 p + 1) I_{1\beta} - \frac{k_2}{T_2} \Psi_{2\beta} + k_2 \omega p \Psi_{2\alpha}. \quad (4.28)$$

Производную проекции потокоцепления ротора на ось α получить, используя третье уравнение системы (4.20) и третье уравнение системы (4.21).

После преобразований получить:

$$p \Psi_{2\alpha} = -\frac{r_2'}{L_2} \Psi_{2\alpha} + \frac{r_2' L_m}{L_2} I_{1\alpha} - \omega p \Psi_{2\beta}, \quad (4.29)$$

в операторной форме записи

$$0 = (T_2 p + 1) \Psi_{2\alpha} - L_m I_{1\alpha} + T_2 \omega p \Psi_{2\beta}. \quad (4.30)$$

Используя четвертое уравнение системы (4.20) и четвертое уравнение системы (4.21), аналогично получить производную потокоцепления ротора на ось β :

$$p \Psi_{2\beta} = -\frac{r_2'}{L_2} \Psi_{2\beta} + \frac{r_2' L_m}{L_2} I_{1\beta} + \omega p \Psi_{2\alpha}, \quad (4.31)$$

в операторной форме записи

$$0 = (T_2 p + 1) \Psi_{2\beta} - L_m I_{1\beta} - T_2 \omega p \Psi_{2\alpha}. \quad (4.32)$$

Так как электромагнитный момент АД определяется взаимодействием ортогональных составляющих потокоцеплений и токов АД, модуль вектора момента численно равен площади параллелограмма, построенного на векторах, его составляющих, и не зависит

от вектора системы координат. Если электромагнитный момент рассматривать относительно оси вращения АД, то он становится скалярной величиной [95]. Используя проекции векторов токов и потокосцеплений АД на координатные оси α , β , электромагнитный момент АД можно определить по выражению [59, 62, 77, 85–89, 94]:

$$M = \frac{3 L_m}{2 L_2} p(\psi_{2\alpha} I_{1\beta} - \psi_{2\beta} I_{1\alpha}). \quad (4.33)$$

Уравнение движения электропривода

$$M = M_c + J_3 p\omega, \quad (4.34)$$

где J_3 – эквивалентный момент инерции электропривода, кг·м².

С его учетом можно записать систему обыкновенных дифференциальных уравнений в каноническом виде, описывающих работу АД с короткозамкнутым ротором в неподвижной системе координат α и β , жестко связанной с его статором:

$$\begin{aligned} pI_{1\alpha} &= \frac{1}{\sigma L_1} U_{1\alpha} - \frac{r_3}{\sigma L_1} I_{1\alpha} + \frac{L_m r'_2}{\sigma L_1 L_2^2} \psi_{2\alpha} + \frac{L_m}{\sigma L_1 L_2} \omega p\psi_{2\beta}; \\ pI_{1\beta} &= \frac{1}{\sigma L_1} U_{1\beta} - \frac{r_3}{\sigma L_1} I_{1\beta} + \frac{L_m r'_2}{\sigma L_1 L_2^2} \psi_{2\beta} - \frac{L_m}{\sigma L_1 L_2} \omega p\psi_{2\alpha}; \\ p\psi_{2\alpha} &= -\frac{r'_2}{L_2} \psi_{2\alpha} + \frac{r'_2 L_m}{L_2} I_{1\alpha} - \omega p\psi_{2\beta}; \\ p\psi_{2\beta} &= -\frac{r'_2}{L_2} \psi_{2\beta} + \frac{r'_2 L_m}{L_2} I_{1\beta} + \omega p\psi_{2\alpha}; \\ M &= \frac{3 L_m}{2 L_2} p(\psi_{2\alpha} I_{1\beta} - \psi_{2\beta} I_{1\alpha}); \\ p\omega &= \frac{1}{J_3} (M - M_c). \end{aligned} \quad (4.35)$$

В операторной форме записи система уравнений (4.35) примет следующий вид:

$$\begin{aligned}
 U_{1\alpha} &= r_3(T_3 p + 1)I_{1\alpha} - \frac{k_2}{T_2}\psi_{2\alpha} - k_2\omega p\psi_{2\beta}; \\
 U_{1\beta} &= r_3(T_3 p + 1)I_{1\beta} - \frac{k_2}{T_2}\psi_{2\beta} + k_2\omega p\psi_{2\alpha}; \\
 0 &= (T_2 p + 1)\psi_{2\alpha} - L_m I_{1\alpha} + T_2\omega p\psi_{2\beta}; \\
 0 &= (T_2 p + 1)\psi_{2\beta} - L_m I_{1\beta} - T_2\omega p\psi_{2\alpha}; \\
 M &= \frac{3}{2}k_2 p(\psi_{2\alpha} I_{1\beta} - \psi_{2\beta} I_{1\alpha}); \\
 \omega &= \frac{1}{J_3 p}(M - M_c).
 \end{aligned} \tag{4.36}$$

Уравнениям системы (4.36) соответствует структурная схема АД с короткозамкнутым ротором в неподвижной системе координат статора α и β (рис. 4.12).

Структурная схема рис. 4.12 содержит внутренние обратные связи, в т. ч. нелинейные перекрестные. Эти связи вытекают из уравнений проекций напряжения статора, т. е. системы (4.36):

$$\begin{aligned}
 U_{1\alpha} &= r_3(T_3 p + 1)I_{1\alpha} - e_{1\alpha}; \\
 U_{1\beta} &= r_3(T_3 p + 1)I_{1\beta} + e_{1\beta}.
 \end{aligned} \tag{4.37}$$

Составляющие внутренней ЭДС двигателя, наводимые в статоре, В:

$$\begin{aligned}
 e_{1\alpha} &= \frac{k_2}{T_2}\psi_{2\alpha} + k_2\omega p\psi_{2\beta}; \\
 e_{1\beta} &= \frac{k_2}{T_2}\psi_{2\beta} - k_2\omega p\psi_{2\alpha},
 \end{aligned} \tag{4.38}$$

где $\frac{k_2}{T_2}\psi_{2\alpha}$ – падение напряжения в роторной цепи на оси α , В:

$$\frac{k_2}{T_2}\psi_{2\alpha} = \frac{k_2}{T_2}(L_2 I'_{2\alpha} + L_m I_{1\alpha}) = r'_2(k_2 I'_{2\alpha} + k_2^2 I_{1\alpha}); \tag{4.39}$$

$\frac{k_2}{T_2} \Psi_{2\beta}$ – падение напряжения в роторной цепи на оси β , В:

$$\frac{k_2}{T_2} \Psi_{2\beta} = \frac{k_2}{T_2} (L_2 I'_{2\beta} + L_m I_{1\beta}) = r'_2 (k_2 I'_{2\alpha} + k_2 I_{1\beta}); \quad (4.40)$$

$k_2 \omega \Psi_{2\beta}$, $k_2 \omega \Psi_{2\alpha}$ – ЭДС вращения по соответствующим осям координат, наводимые в статоре потокоцеплением ротора, В.

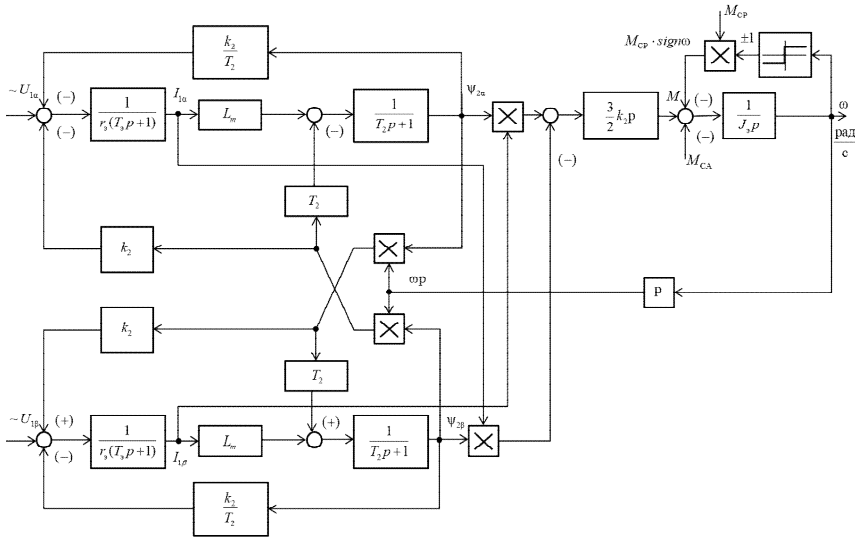


Рис. 4.12. Структурная схема асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором в неподвижной системе координат статора α и β : M_{cp} , M_{ca} – реактивный и активный моменты статического сопротивления на валу

АД соответственно; $T_3 = \frac{\sigma L_1}{r_s}$; $\sigma = 1 - \frac{L_m^2}{L_1 L_2}$; $T_2 = \frac{L_2}{r'_2}$; $k_2 = \frac{L_m}{L_2}$; $r_s = r_1 + r'_2 \frac{L_m^2}{L_2^2}$

Если в системе «преобразователь–двигатель» с помощью обратных связей на входе преобразователя выполнить компенсацию составляющих ЭДС $e_{1\alpha}$ и $e_{1\beta}$ или не учитывать их, то структурную схему АД с короткозамкнутым ротором в неподвижной системе координат α и β можно представить в виде рис. 4.13.

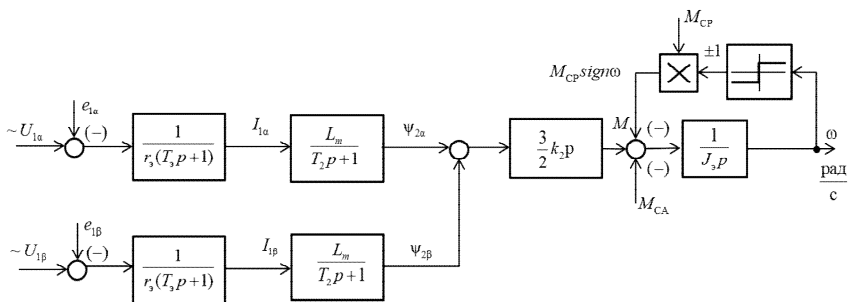


Рис. 4. 13. Структурная схема асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором в неподвижной системе координат статора α и β и компенсацией внутренних обратных связей двигателя:
 M_{cp} , M_{ca} – реактивный и активный моменты статического сопротивления на валу

$$\text{АД соответственно; } T_s = \frac{\sigma L_1}{r_s}; \sigma = 1 - \frac{L_m^2}{L_1 L_2}; T_2 = \frac{L_2}{r_2'}; k_2 = \frac{L_m}{L_2}; r_s = r_1 + r_2' \frac{L_m^2}{L_2^2}$$

Приведенные на рис. 4.12, 4.13 структурные схемы описывают процессы, происходящие в двухфазной ОЭМ переменного тока, в которой действуют переменные величины напряжений, токов, потокосцеплений синусоидальной формы, и используется для анализа систем скалярного управления.

Для получения математической модели двухфазной ОЭМ переменного тока во вращающейся синхронно с магнитным полем статора ($\omega_{kc} = \omega_0 = 2\pi f_1$) системе координат d, g , осью d ориентированной по вектору потокосцепления ротора ψ_2 , необходимо записать сначала уравнения напряжений в векторной форме для произвольно ориентированной системы координат d, g , вращающейся со скоростью ω_{kc} :

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{U}}_{1dg} &= r_1 \mathbf{I}_{1dg} + p \mathbf{\Psi}_{1dg} + j\omega_{kc} \mathbf{\Psi}_{1dg}; \\ 0 &= r_2' \mathbf{I}_{2dg} + p \mathbf{\Psi}_{2dg} + j(\omega_{kc} - \omega p) \mathbf{\Psi}_{2dg}. \end{aligned} \quad (4.41)$$

Составляющие $j\omega_{kc} \mathbf{\Psi}_{1dg}$ и $j(\omega_{kc} - \omega p) \mathbf{\Psi}_{2dg}$ в уравнениях системы (4.41) представляют собой ЭДС вращения статора и ротора соответственно.

Наличие этих ЭДС, зависящих от скорости, делает уравнения (4.41) при $\omega p = \text{var}$ существенно нелинейными. При постоянной

скорости вращения ротора АД $\omega = \text{const}$ система уравнений (4.41) становится линейной. В системе координат d, g , вращающейся синхронно с электромагнитным полем статора ($\omega_{\text{кв}} = \omega_0 = 2\pi f_1$), векторы напряжений, токов и потокосцеплений в установившемся режиме будут неподвижными и неизменными по амплитуде, их проекции на оси координат d, g будут постоянными по величине, а производные потокосцеплений и токов в уравнениях системы (4.41) равны нулю, что упрощает их решение.

Если при $\omega_{\text{кв}} = \omega_0 = 2\pi f_1$ совместить ось d вращающейся координатной системы d, g с вектором потокосцепления ротора $\dot{\Psi}_2$, то проекции вектора $\dot{\Psi}_2$ на оси вращающейся системы координат d, g

$$\begin{aligned}\Psi_{2d} &= |\dot{\Psi}_2|; \\ \Psi_{2g} &= 0.\end{aligned}\quad (4.42)$$

Из векторных уравнений потокосцеплений статора (4.18) и ротора (4.19) необходимо выразить векторы тока ротора \dot{I}'_{2dg} и потокосцепление статора $\dot{\Psi}_{1dg}$ в системе координат d, g :

$$\dot{I}'_{2dg} = \frac{1}{L_2} (\dot{\Psi}_{2dg} - L_m \dot{I}_{1dg}); \quad (4.43)$$

$$\dot{\Psi}_{1dg} = \sigma L_1 \dot{I}_{1dg} + \frac{L_m}{L_2} \dot{\Psi}_{2dg}.$$

После подстановки выражений векторов \dot{I}'_{2dg} и $\dot{\Psi}_{1dg}$ в систему уравнений (4.41) она примет следующий вид:

$$\begin{aligned}\dot{U}_{1dg} &= r_1 \dot{I}_{1dg} + \sigma L_1 p \dot{I}_{1dg} + \frac{L_m}{L_2} p \dot{\Psi}_{2dg} + j\omega_{\text{кв}} \left(\sigma L_1 \dot{I}_{1dg} + \frac{L_m}{L_2} \dot{\Psi}_{2dg} \right); \\ 0 &= \frac{r'_2}{L_2} (\dot{\Psi}_{2dg} - L_m \dot{I}_{1dg}) + p \dot{\Psi}_{2dg} + j(\omega_{\text{кв}} - \omega p) \dot{\Psi}_{2dg}.\end{aligned}\quad (4.44)$$

Из второго уравнения системы (4.44) нужно выразить:

$$\dot{\Psi}_{2dg} = -\frac{r'_2}{L_2} \dot{\Psi}_{2dg} + \frac{r'_2 L_m}{L_2} \dot{I}_{1dg} - j(\omega_{\text{кв}} - \omega p) \dot{\Psi}_{2dg}. \quad (4.45)$$

Из первого уравнения системы (4.44) нужно выразить $p\dot{I}_{1dg}$, предварительно подставив в него полученное выражение $p\dot{\Psi}_{2dg}$:

$$p\dot{I}_{1dg} = \frac{1}{\sigma L_1} U_{1dg} - \frac{r_3}{\sigma L_1} I_{1dg} + \frac{r'_2 L_m}{\sigma L_1 L_2} \dot{\Psi}_{2dg} - j\omega_{\text{кв}} I_{1dg} - j \frac{L_m}{\sigma L_1 L_2} \omega p \dot{\Psi}_{2dg}. \quad (4.46)$$

Переходя от векторного уравнения производной тока статора (4.46) к проекциям в системе координат d , g и учитывая, что $\dot{\Psi}_{2g} = 0$, можно получить:

$$p\dot{I}_{1d} = \frac{1}{\sigma L_1} U_{1d} - \frac{r_3}{\sigma L_1} I_{1d} + \frac{r'_2 L_m}{\sigma L_1 L_2} \dot{\Psi}_{2d} + \omega_{\text{кв}} I_{1g}; \quad (4.47)$$

$$p\dot{I}_{1g} = \frac{1}{\sigma L_1} U_{1g} - \frac{r_3}{\sigma L_1} I_{1g} - \omega_{\text{кв}} I_{1d} - \frac{L_m}{\sigma L_1 L_2} \omega p \dot{\Psi}_{2d}.$$

Аналогично от векторного уравнения производной потокосцепления ротора (4.45) также следует перейти к его проекциям:

$$p\dot{\Psi}_{2d} = -\frac{r'_2}{L_2} \dot{\Psi}_{2d} + \frac{r'_2 L_m}{L_2} I_{1d}; \quad (4.48)$$

$$0 = \frac{r'_2 L_m}{L_2} I_{1g} - (\omega_{\text{кв}} - \omega p) \dot{\Psi}_{2d}.$$

Электромагнитный момент АД в системе координат d , g через проекции векторов тока и потокосцеплений определяется из выражения

$$M = \frac{3}{2} \frac{L_m}{L_2} p(\Psi_{2d} I_{1g} - \Psi_{2g} I_{1d}) = \frac{3}{2} \frac{L_m}{L_2} p \Psi_{2d} I_{1g}, \quad (4.49)$$

т. к. $\dot{\Psi}_{2g} = 0$.

С учетом уравнения движения ЭП математическая модель АД с короткозамкнутым ротором во вращающейся системе координат d , g , ориентированной по вектору потокосцепления ротора, примет следующий вид:

$$\begin{aligned}
pI_{1d} &= \frac{1}{\sigma L_1} U_{1d} - \frac{r_3}{\sigma L_1} I_{1d} + \frac{r_2' L_m}{\sigma L_1 L_2^2} \Psi_{2d} + \omega_{\text{кв}} I_{1g}; \\
pI_{1g} &= \frac{1}{\sigma L_1} U_{1g} - \frac{r_3}{\sigma L_1} I_{1g} - \omega_{\text{кв}} I_{1d} - \frac{L_m}{\sigma L_1 L_2} \omega p \Psi_{2d}; \\
p\Psi_{2d} &= -\frac{r_2'}{L_2} \Psi_{2d} + \frac{r_2' L_m}{L_2} I_{1d}; \\
0 &= \frac{r_2' L_m}{L_2} I_{1g} - (\omega_{\text{кв}} - \omega p) \Psi_{2d}; \\
M &= \frac{3}{2} \frac{L_m}{L_2} p \Psi_{2d} I_{1g}; \\
p\omega &= \frac{1}{J_3} (M - M_c),
\end{aligned} \tag{4.50}$$

где $U_{1d} = U_{1g} = U_1$ – постоянные составляющие напряжения статора во вращающейся синхронно с полем статора системе координат d, g , осью d ориентированной по вектору потокосцепления ротора $\dot{\Psi}_2$, В;

I_{1d}, I_{1g} – составляющие тока статора в системе координат d, g , А;
 $\Psi_{2d} = |\dot{\Psi}_2|$ – составляющая потокосцепления ротора в системе координат d, g , Вб.

Тогда в операторной форме записи

$$\begin{aligned}
U_{1d} &= r_3 (T_3 p + 1) I_{1d} - \frac{k_2}{T_2} \Psi_{2d} - \sigma L_1 \omega_{\text{кв}} I_{1g}; \\
U_{1g} &= r_3 (T_3 p + 1) I_{1g} + \sigma L_1 \omega_{\text{кв}} I_{1d} + k_2 \omega p \Psi_{2d}; \\
0 &= (T_2 p + 1) \Psi_{2d} - L_m I_{1d}; \\
\omega_{\text{кв}} &= \omega p + \frac{L_m}{T_2} \frac{I_{1g}}{\Psi_{2d}}; \\
M &= \frac{3}{2} k_2 p \Psi_{2d} I_{1g}; \\
\omega &= \frac{1}{J_3 p} (M - M_c).
\end{aligned} \tag{4.51}$$

Системе уравнений (4.51) соответствует приведенная на рис. 4.14 структурная схема АД с короткозамкнутым ротором во вращающейся системе координат d, g , осью d ориентированной по результирующему вектору потокоцепления ротора Ψ_2 .

Структурная схема (рис. 4.14) содержит внутренние обратные связи, в т. ч. нелинейные перекрестные. Эти связи вытекают из уравнений проекций напряжения статора, т. е. системы (4.51)

$$\begin{aligned} U_{1d} &= r_3(T_3 p + 1)I_{1d} - e_{1d}; \\ U_{1g} &= r_3(T_3 p + 1)I_{1g} + e_{1g}. \end{aligned} \quad (4.52)$$

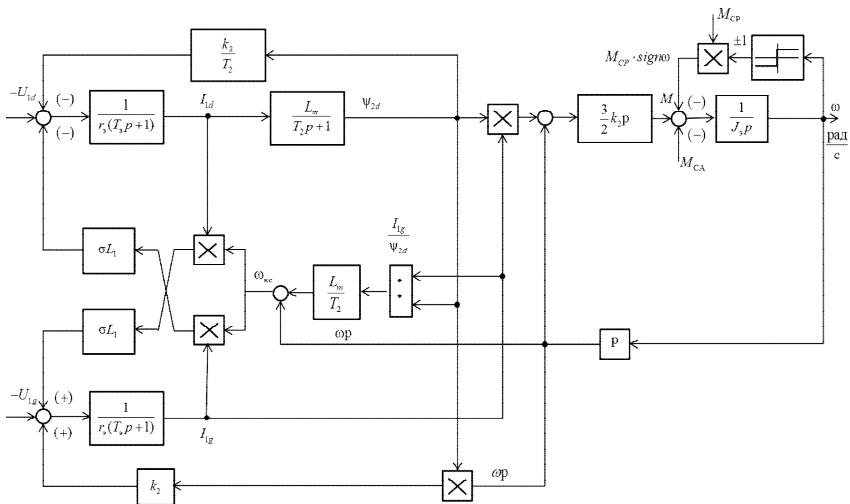


Рис. 4.14. Структурная схема асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором во вращающейся системе координат статора d, g , осью d ориентированной по результирующему вектору потокоцепления ротора: M_{cp}, M_{ca} – реактивный и активный моменты статического сопротивления на валу АД соответственно; $T_3 = \frac{\sigma L_1}{r_3}$; $\sigma = 1 - \frac{L_m^2}{L_1 L_2}$; $T_2 = \frac{L_2}{r_2}$; $k_2 = \frac{L_m}{L_2}$; $r_3 = r_1 + r_2' \frac{L_m^2}{L_2^2}$

Составляющие внутренней ЭДС двигателя, наводимые в статоре, В:

$$\begin{aligned} e_{1d} &= \frac{k_2}{T_2} \Psi_{2d} + \sigma L_1 \omega_{kc} I_{1g}; \\ e_{1g} &= \sigma L_1 \omega_{kc} I_{1d} + k_2 \omega_p \Psi_{2d}, \end{aligned} \quad (4.53)$$

где $\frac{k_2}{T_2} \Psi_{2d}$ – падение напряжения в роторной цепи, В:

$$\begin{aligned} \frac{k_2}{T_2} \Psi_{2d} &= \frac{k_2}{T_2} (L_2 I_{2d} + L_m I_{1d}) = \\ &= \left(\frac{L_m}{T_2} I_{2d} + \frac{L_m k_2}{T_2} I_{1d} \right) = r'_2 (k_2 I'_{2a} + k_2^2 I_{1a}); \end{aligned} \quad (4.54)$$

$\sigma L_1 \omega_{\text{кв}} I_{1g}$, $\sigma L_1 \omega_{\text{кв}} I_{1d}$ – составляющие ЭДС самоиндукции (падения напряжения на индуктивном сопротивлении статора), В;

$k_2 \omega_r \Psi_{2d}$ – ЭДС вращения, наводимая в статоре потокоцеплением ротора, В.

Если в системе «преобразователь–двигатель» с помощью обратных связей на входе преобразователя выполнить компенсацию составляющих ЭДС e_{1d} и e_{1g} или не учитывать их, то структурную схему АД с короткозамкнутым ротором во вращающейся системе координат d, g , осью d ориентированной по результирующему вектору потокоцепления ротора, можно представить в виде рис. 4.15.

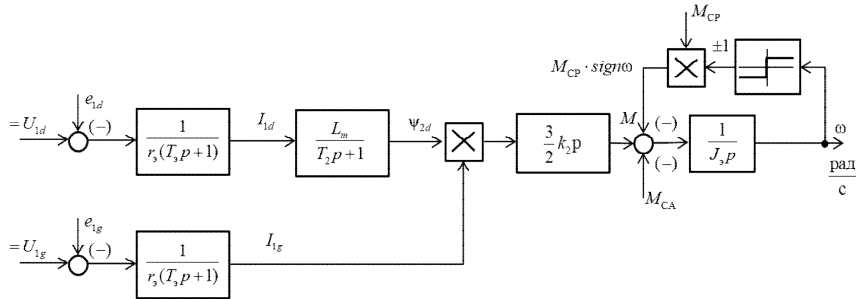


Рис. 4.15. Структурная схема асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором во вращающейся системе координат статора d, g , осью d ориентированной по результирующему вектору потокоцепления ротора, и компенсацией внутренних обратных связей двигателя:

$M_{\text{ср}}$, $M_{\text{св}}$ – реактивный и активный моменты статического сопротивления на валу

АД соответственно; $T_3 = \frac{\sigma L_1}{r_s}$; $\sigma = 1 - \frac{L_m^2}{L_1 L_2}$; $T_2 = \frac{L_2}{r'_2}$; $k_2 = \frac{L_m}{L_2}$; $r_s = r_1 + r'_2 \frac{L_m^2}{L_2^2}$

Представленные на рис. 4.14, 4.15 структурные схемы АД во вращающейся системе координат d, g , осью d ориентированные по результирующему вектору потокосцепления ротора соответственно с наличием и компенсацией внутренних связей, являются основой для реализации системы управления ЧРАЭП с векторным управлением.

В соответствии со структурными схемами при частотно-векторном управлении имеется два управляющих канала воздействия на АД:

– напряжение управления постоянного тока преобразователем частоты U_{1d} , которое формирует ток I_{1d} , являющийся проекцией вектора тока статора \bar{I}_1 на ось d , которая совпадает с направлением вектора потокосцепления ротора $\bar{\Psi}_2$;

– напряжение управления постоянного тока преобразователем частоты U_{1g} , которое формирует ток I_{1g} , являющийся проекцией вектора тока статора \bar{I}_1 на ось g в системе координат d, g .

Изменяя напряжение U_{1d} , управляют значением потокосцепления ротора, т. е. либо стабилизируют его, либо изменяют в соответствии с изменением угловой скорости ротора АД. Изменяя напряжение U_{1g} , управляют значением тока I_{1g} , который при постоянном потокосцеплении ротора однозначно определяет электромагнитный момент АД. Таким образом, при векторном управлении имеется два независимых канала управления двухфазным АД с короткозамкнутым ротором. Это значит, что принципиально может быть реализована система управления АД, аналогичная системе двухзонного управления электродвигателем постоянного тока, содержащая две взаимосвязанные, но независимо управляемые системы регулирования;

– САР скорости с внешним контуром регулирования скорости АД и внутренним подчиненным контуром регулирования тока I_{1g} (электромагнитного момента АД);

– САР потокосцепления ротора с внешним контуром регулирования потокосцепления ротора Ψ_{2d} и внутренним подчиненным контуром регулирования тока I_{1d} , определяющим совместно с током I_{1g} действующее значение фазного тока статора I_1 ;

$$I_1 = \frac{\sqrt{I_{1d}^2 + I_{1g}^2}}{\sqrt{2}}. \quad (4.55)$$

Следовательно, управление АД с короткозамкнутым ротором ведется с помощью одной статорной обмотки, ток которой формирует магнитное поле и определяет вращающий момент АД.

Вывод:

1. При реализации систем ЧРАЭП со скалярным управлением для анализа их функционирования используются структурные схемы двухфазных ОЭМ переменного тока в неподвижной системе координат α, β , жестко связанной с обмотками статора, в которой действуют переменные величины напряжений, токов, потокосцеплений синусоидальной формы (рис. 4.12).

2. При реализации систем ЧРАЭП с векторным управлением для анализа их функционирования используются структурные схемы двухфазных ОЭМ переменного тока во вращающейся синхронно с магнитным полем статора системе координат d, g , осью d ориентированной по вектору потокосцепления ротора ψ_2 , в которой векторы напряжений, токов и потокосцеплений в установившемся режиме будут неподвижными и неизменными по амплитуде, их проекции по осям координат d, g будут постоянными по величине, а производные потокосцеплений и токов будут равны нулю, что упрощает их решение (рис. 4.14).

3. Структурные схемы систем ЧРАЭП со скалярным и векторным управлением содержат внутренние обратные связи, в т. ч. нелинейные перекрестные, вытекающие из уравнений проекций напряжения статора, что усложняет их анализ. Если в системе «преобразователь–двигатель» с помощью обратных связей на входе преобразователя выполнить компенсацию составляющих ЭДС, то структурные схемы АД как в неподвижной системе координат α, β , так и в синхронно вращающейся системе координат d, g значительно упростятся, что облегчит их анализ (рис. 4.13, 4.15).

4. Полученные математические модели и структурные схемы асинхронных электродвигателей в неподвижной системе координат α, β

и синхронно вращающейся d, g , как с компенсацией, так и без компенсации внутренних обратных связей АД [94], целесообразно использовать в бездатчиковых системах ЧРАЭП со скалярным и векторным управлением соответственно, где измеряются только значения токов и напряжений фаз статора АД.

5. Введение в систему управления ПЧ-АД напряжений обратных связей на входе преобразователя, компенсирующих ЭДС вращения АД, обеспечивает возможность независимого регулирования магнитного потока и электромагнитного момента АД.

4.5. Расчет предельных механических и электромеханических характеристик разомкнутой системы ПЧ-АД и оценка работы электропривода в допустимой области

4.5.1. Скалярное управление

Механические характеристики $\omega = f(M)$ разомкнутой системы ПЧ-АД с учетом падения напряжения на обмотке статора при частотном регулировании угловой скорости можно получить из Т-образной схемы замещения АД, приведенной на рис. 4.16.

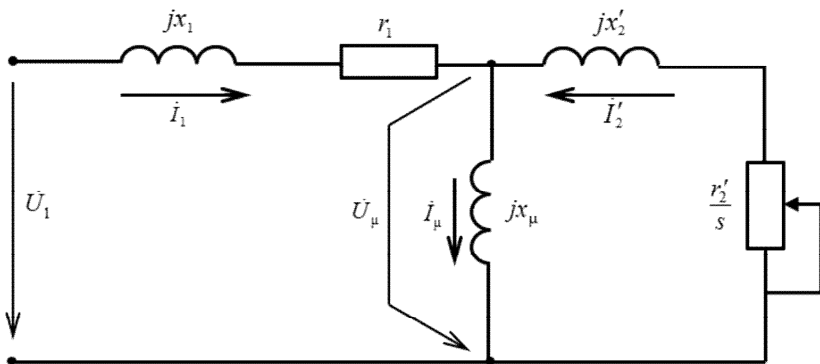


Рис. 4.16. Т-образная схема замещения АД

Полное эквивалентное сопротивление схемы замещения АД относительно входных зажимов

$$\mathcal{Z} = \mathcal{Z}_1 + \frac{\mathcal{Z}_2 \mathcal{Z}_\mu}{\mathcal{Z}_2 + \mathcal{Z}_\mu}, \quad (4.56)$$

где $\mathcal{Z}_1 = r_1 + jx_1$ – полное сопротивление статора, Ом;

$\mathcal{Z}_2 = \frac{r_2'}{s} + jx_2'$ – полное приведенное сопротивление ротора, Ом;

$\mathcal{Z}_\mu = jx_\mu$ – полное сопротивление контура намагничивания, Ом.

Полное эквивалентное сопротивление в комплексном виде

$$\begin{aligned} \mathcal{Z} &= (r_1 + jx_1) + \frac{-x_2'x_\mu + jx_\mu \frac{r_2'}{s}}{\left(\frac{r_2'}{s} + jx_2'\right) + jx_\mu} = \\ &= \frac{\left(r_1 \frac{r_2'}{s} - x_1x_2' - x_\mu(x_1 + x_2')\right) + j\left(r_1(x_2' + x_\mu) + \frac{r_2'}{s}(x_1 + x_\mu)\right)}{\frac{r_2'}{s} + j(x_2' + x_\mu)} = \\ &= \frac{\left(r_1 \frac{r_2'}{s} - x_1x_2' - x_\mu x_k\right) + j\left(r_1(x_2' + x_\mu) + \frac{r_2'}{s}(x_1 + x_\mu)\right)}{\frac{r_2'}{s} + j(x_2' + x_\mu)}. \end{aligned} \quad (4.57)$$

Приведенный ток ротора в комплексном виде, выраженный из Т-образной схемы замещения:

$$\mathcal{I}_2 = \frac{\mathcal{U}_\mu}{\mathcal{Z}_2}, \quad (4.58)$$

где $\mathcal{U}_\mu = \mathcal{U}_1 - \frac{\mathcal{U}_1}{\mathcal{Z}} \mathcal{Z}_1$ – напряжение контура намагничивания, В.

Тогда

$$\begin{aligned}
 I_2^2 &= \frac{U_1^2}{Z_2^2} = \frac{U_1 - \frac{U_1}{Z_1} Z_1}{Z_2^2} = U_1^2 \left(\frac{1}{Z_2^2} - \frac{Z_1}{Z_2^2 Z_1} \right) = \\
 &= U_1^2 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{Z_2^2 Z_1} \right) = U_1^2 \left(\frac{Z_2 Z_\mu}{(Z_2 + Z_\mu) Z_2^2} \right) = \\
 &= U_1^2 \left(jx_\mu \left(\frac{r_2'}{s} + j(x_2' + x_\mu) \right) / \left(\left(\left(\frac{r_2'}{s} + jx_2' \right) + jx_\mu \right) \times \right. \right. \\
 &\times \left. \left. \left(r_1 \frac{r_2'}{s} - x_1 x_2' - x_\mu x_k \right) + j \left(r_1 (x_2' + x_\mu) + \frac{r_2'}{s} (x_1 + x_\mu) \right) \right) \right) = \\
 &= \frac{U_1^2 jx_\mu}{\left(r_1 \frac{r_2'}{s} - x_1 x_2' - x_\mu x_k \right) + j \left(r_1 (x_2' + x_\mu) + \frac{r_2'}{s} (x_1 + x_\mu) \right)}.
 \end{aligned} \tag{4.59}$$

Соответственно, действующее значение приведенного тока ротора

$$I_2 = \frac{U_1 x_\mu}{\sqrt{\left(r_1 \frac{r_2'}{s} - x_1 x_2' - x_\mu x_k \right)^2 + \left(r_1 (x_2' + x_\mu) + \frac{r_2'}{s} (x_1 + x_\mu) \right)^2}}. \tag{4.60}$$

Следует подставить полученное значение I_2^2 в мощность электрических потерь в роторе

$$\Delta P_{эл.2} = 3 I_2^2 r_2' \tag{4.61}$$

и с некоторым допущением, пренебрегая потерями в стали ротора, выразить их как разность между электромагнитной мощностью

$$P_{эм} = M \omega_0 \tag{4.62}$$

и механической мощностью

$$P_M = M \omega. \tag{4.63}$$

Следовательно:

$$\Delta P_{эл.2} = M(\omega_0 - \omega) = M\omega_0 s. \quad (4.64)$$

Тогда с учетом полученных выражений и условий $\frac{x_1}{x_\mu} = 1$ и $\frac{x_2'}{x_\mu} = 1$

$$\begin{aligned} M &= \frac{3U_1^2 x_\mu^2 r_2'}{\omega_0 s \left(\left(r_1 \frac{r_2'}{s} - x_1 x_2' - x_\mu x_k \right)^2 + \left(r_1 (x_2' + x_\mu) + \frac{r_2'}{s} (x_1 + x_\mu) \right)^2 \right)} = \\ &= 3U_1^2 x_\mu^2 r_2' \left(\omega_0 s \left(\left(r_1 \frac{r_2'}{s} \right)^2 - 2r_1 \frac{r_2'}{s} x_1 x_2' + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + (x_1 x_2')^2 - 2r_1 \frac{r_2'}{s} x_\mu x_k + 2x_1 x_2' x_\mu x_k + x_\mu^2 x_k^2 \right) + \right. \\ &\quad \left. + \left(r_1^2 (x_2'^2 + 2x_2' x_\mu + x_\mu^2) + \left(\frac{r_2'}{s} \right)^2 (x_1^2 + 2x_1 x_\mu + x_\mu^2) + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + 2r_1 \frac{r_2'}{s} (x_2' x_1 + x_1 x_\mu + x_2' x_\mu + x_\mu^2) \right) \right) \Bigg)^{-1} = \\ &= \frac{3U_1^2 r_2'}{\omega_0 s \left(x_k^2 + \left(r_1 + \frac{r_2'}{s} \right)^2 + \left(\frac{r_1 r_2'}{s x_\mu} \right)^2 \right)}. \quad (4.65) \end{aligned}$$

Аналогичное выражение механической характеристики получено в работе [96] и широко используется в работах [71, 76, 77, 80] для расчета механических характеристик при частотном регулировании угловой скорости в разомкнутой системе ПЧ-АД с учетом закона изменения напряжения U_1 и того, что индуктивные сопротивления x_1, x_2', x_k, x_μ схемы замещения АД и синхронная угловая скорость магнитного поля статора ω_0 изменяются пропорционально относительной частоте α .

Тогда механические характеристики в разомкнутой системе ПЧ-АД для значений частоты напряжений питания обмоток статора в интервале частот $f_{п. \text{мин}} - f_{п. \text{макс}}$ рассчитываются по выражению

$$M = \frac{3U_{1\phi}^2 r_2'}{\omega_0 \alpha s \left[(x_k \alpha)^2 + \left(r_1 + \frac{r_2'}{s} \right)^2 + \left(\frac{r_1 r_2'}{s x_{\mu} \alpha} \right)^2 \right]}, \quad (4.66)$$

где $U_{1\phi} = U_{н} \alpha$ – фазное напряжение питания обмоток статора АД в первой зоне при законе регулирования $\frac{U_{н}}{f_{п}} = \text{const}$, В.

В интервале частот $f_{п. \text{мин}} - f_{п. \text{макс}}$ напряжения питания обмоток статора фазное напряжение питания АД во второй зоне будет равно номинальному, т. е. $U_{1\phi} = U_{н}$.

Электромеханические характеристики $\omega = f(I_1)$ разомкнутой системы ПЧ-АД рассчитываются также для первой и второй зон в тех же диапазонах частот напряжения питания обмоток статора АД по формуле, вытекающей из векторной диаграммы АД:

$$I_1 = \sqrt{I_0'^2 + I_2'^2 + 2I_0 I_2' \sin \varphi_2}, \quad (4.67)$$

где I_1 – действующее значение фазного тока обмоток статора АД, А;
 I_2' – приведенный к обмотке статора ток ротора, А:

$$I_2' = \frac{U_{1\phi}}{\sqrt{\left(r_1 + \frac{r_2'}{s} \right)^2 + (x_k \alpha)^2 + \left(\frac{r_1 r_2'}{s x_{\mu} \alpha} \right)^2}}; \quad (4.68)$$

I_0 – ток холостого хода АД, А:

$$I_0 = \frac{U_{1\phi}}{\sqrt{r_1^2 + (x_{1\sigma} + x_{\mu})^2 \alpha^2}}; \quad (4.69)$$

$\sin \varphi_2$ – синус угла между вектором фазного напряжения $\vec{U}_{1\phi}$ и сопряженным вектором тока ротора \vec{I}'_2 :

$$\sin \varphi_2 = \frac{x_k \alpha}{\sqrt{\left(r_1 + \frac{r'_2}{s}\right)^2 + (x_k \alpha)^2}}. \quad (4.70)$$

Значения угловых скоростей ω при построении механических $\omega = f(M)$ и электромеханических $\omega = f(I)$ характеристик для различных относительных частот α и скольжений s рассчитываются по формуле

$$\omega = \omega_0 \alpha (1 - s). \quad (4.71)$$

На основании проведенных расчетов на рис. 4.17, а построены механические характеристики 1–7, а на рис. 4.17, б построены соответствующие электромеханические характеристики 1–7.

Аналогично работе [71] *определяется область работы ЭП:*

1. На полученные механические характеристики $\omega = f(M)$ (рис. 4.17, а, характеристики 1–7) наносятся граничные характеристики нагрузки для длительного и кратковременного режимов работы привода:

- $M_{с. \text{мин}}(\omega) = \text{const}$ (т. 1-2-3);
- $M_{с. \text{макс}}(\omega) = \text{const}$ (т. 4-5-6-7);
- $M_{эп. \text{макс}}(\omega) = \text{const}$ (т. 13-14-15-16).

2. На полученное семейство электромеханических характеристик $\omega = f(I)$ (рис. 4.17, б, характеристики 1-7) наносится зависимость длительно допустимого тока двигателя от скорости $I_{дв. \text{длит. доп}}(\omega)$ (т. 8-9-10-11-12):

$$I_{дв. \text{длит. доп}}(\omega) = I_{дв. н} \left(0,5 + \frac{\omega}{\omega_{дв. н}} \right) \text{ при } \omega \leq 0,5\omega_{дв. н}; \quad (4.72)$$

$$I_{дв. \text{длит. доп}}(\omega) = I_{дв. н} \text{ при } \omega > 0,5\omega_{дв. н}.$$

3. Рассчитывается и наносится на механические характеристики $\omega = f(M)$ зависимость длительно допустимого момента АД от скорости $M_{дв. \text{длит. доп}}(\omega)$, соответствующая характеристике $I_{дв. \text{длит. доп}}(\omega)$ (рис. 4.17, а, т. 8-9-10-11-12):

– при $\omega \leq 0,5\omega_{\text{дв. н}}$ необходимо для ряда значений относительной частоты α от $\frac{f_{\text{п. мин}}}{f_{\text{н}}}$ до 0,5 найти значения скольжения s , соответствующие решению системы нелинейных уравнений

$$\begin{cases} I_1 = I_{\text{дв. н}} \left(0,5 + \alpha \frac{1-s}{1-s_{\text{н}}} \right); \\ I_1 = \sqrt{I_0^2 + I_2'^2 + 2I_0I_2' \sin \varphi_2}. \end{cases} \quad (4.73)$$

Учитывая, что практически все параметры (I_1 , I_0 , I_2' , $\cos \varphi_2$) являются функцией относительной частоты α и скольжения s (кроме I_0), то решить эту систему нелинейных уравнений аналитически затруднительно. Следовательно, для численного решения из первого уравнения системы нужно выразить искомое скольжение s_1 :

$$s_1 = 1 - \frac{(1-s_{\text{н}}) \left(\frac{I_1}{I_{\text{дв. н}}} - 0,5 \right)}{\alpha}. \quad (4.74)$$

Процесс вычислений организуют следующим образом. Для определенного значения относительной частоты, задав некоторое начальное значение s , вычисляют I_0 , $\sin \varphi_2$, I_2' , I_1 и s_1 . Затем сравнивают значения s_1 и s . Если они не совпадают, то значение s изменяют с определенным шагом Δs до тех пор, пока s_1 и s не совпадут. Поиск значения s представлен в блок-схеме алгоритма расчета механических и электромеханических характеристик разомкнутой системы ПЧ-АД (рис. 4.18).

Для найденных значений скольжения s по выражению (4.66) рассчитываются значения момента M (рис. 4.17, а, т. 8-9):

$$M_{\text{дв. длит. доп}}(\omega) = M. \quad (4.75)$$

Аналогично при $\omega > \omega_{\text{дв. н}}$ необходимо для ряда значений относительной частоты α от 1 до $\frac{f_{\text{п. макс}}}{f_{\text{н}}}$ найти значения скольжений s , при которых $I_1 = I_{\text{н}}$ и по выражению (4.66) рассчитать значения момента M (рис. 4.17, а, т. 10-11-12):

$$M_{\text{дв. длит. доп}}(\omega) = M \frac{\omega_{\text{дв. н.}}}{\omega}. \quad (4.76)$$

4. Рассчитывается и наносится на механические характеристики $\omega = f(M)$ зависимость максимального допустимого момента электродвигателя $M_{\text{дв. макс}} = M_{\text{к}}(\omega)$ (на рис. 4.17, а, т. 17-18-19).

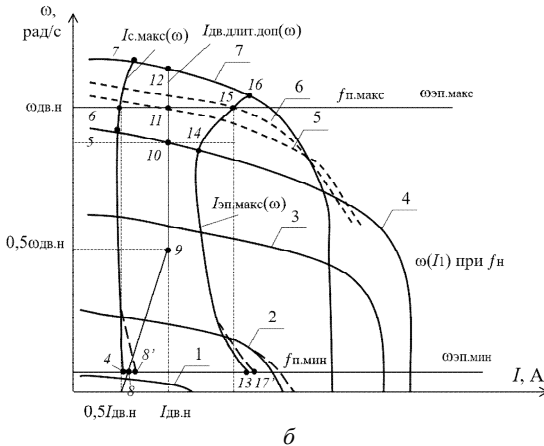
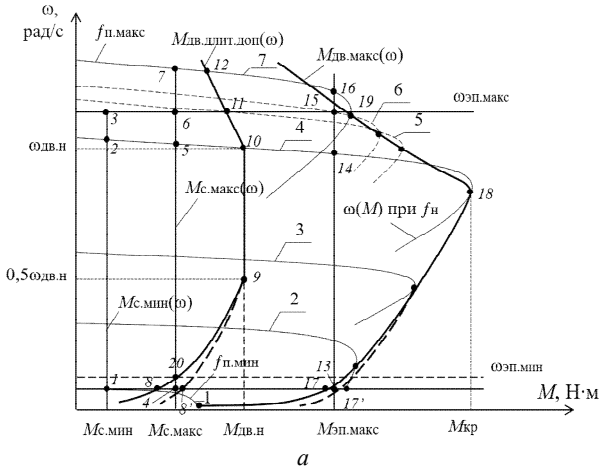


Рис. 4.17. Характеристики разомкнутой системы электропривода ПЧ-АД

при скалярном управлении по закону $\frac{U_1}{f_1} = \text{const}$:

а – механические; б – электромеханические

Выражения критических скольжений и момента можно получить согласно общему правилу нахождения экстремума функции: выражение (4.66) необходимо продифференцировать и приравнять полученное выражение к нулю.

Тогда уравнение примет вид:

$$s_k = r_2' \sqrt{1 + \left(\frac{r_1'}{x_\mu \alpha} \right)^2} \cdot \sqrt{r_1^2 + (x_k \alpha)^2}. \quad (4.77)$$

Необходимо подставить s_k в выражение (4.66):

$$M_k = \frac{3U_{1\phi}^2}{2\omega_0 \alpha \left(r_1 + \sqrt{(r_1^2 + (x_k \alpha)^2) \left(1 + \left(\frac{r_1'}{x_\mu \alpha} \right)^2 \right)} \right)}. \quad (4.78)$$

Соответственно, угловая критическая скорость будет определяться по формуле

$$\omega_k = \omega_0 \alpha (1 - s_k). \quad (4.79)$$

5. Рассчитывается и наносится на электромеханические характеристики $\omega = f(I_1)$ зависимость $I_{c. \max}(\omega)$, соответствующая длительной максимальной нагрузке $M_{c. \max}(\omega) = \text{const}$ (на рис. 4.17, б, т. 4-5-6-7). Для этого необходимо для ряда значений частоты α от минимального $\frac{f_{п. \min}}{f_H}$ до максимального $\frac{f_{п. \max}}{f_H}$ определить соответствующие $M_{c. \max}$ значения скольжения, решив относительно s уравнение (4.66):

$$M_{c. \max} = \frac{3U_{1\phi}^2 r_2'}{\omega_0 \alpha s \left((x_k \alpha)^2 + \left(r_1 + \frac{r_2'}{s} \right)^2 + \left(\frac{r_1 r_2'}{s x_\mu \alpha} \right)^2 \right)}. \quad (4.80)$$

После преобразований получено квадратное уравнение относительно скольжения s

$$(x_k^2 \alpha^2 + r_1^2) s^2 + \left(-\frac{3U_{1\Phi}^2 r_2'}{\omega_0 \alpha M_{с. макс}} + 2r_1 r_2' \right) s + \left(r_2'^2 + \frac{r_1^2 r_2'^2}{x_{\mu}^2 \alpha^2} \right) = 0, \quad (4.81)$$

где коэффициенты квадратичного уравнения:

$$a = (x_k^2 \alpha^2 + r_1^2); \quad (4.82)$$

$$b = \left(2r_1 r_2' - \frac{3U_{1\Phi}^2 r_2'}{\omega_0 \alpha M_{с. макс}} \right); \quad (4.83)$$

$$c = \left(r_2'^2 + \frac{r_1^2 r_2'^2}{x_{\mu}^2 \alpha^2} \right). \quad (4.84)$$

Тогда

$$s = \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}. \quad (4.85)$$

Для получения значений скольжения s по выражению (4.67) рассчитываются значения тока $I_{с. макс}$, а также значения скорости $\omega = \omega_0 \alpha (1 - s)$ (рис. 4.17, б, т. 4-5-6-7).

6. Рассчитывается и наносится на электромеханические характеристики $\omega = f(I_1)$ зависимость $I_{эп. макс}(\omega)$, соответствующая максимальному моменту $M_{эп. макс}(\omega) = \text{const}$ (рис. 4.16, б, т. 13-14-15-16). Расчет проводится аналогично предыдущему пункту при $M_{с. макс}$ по тем же выражениям, но вместо $M_{с. макс}$ и $I_{с. макс}$ используются соответственно $M_{эп. макс}$ и $I_{эп. макс}$.

Для уточнения значения максимальной частоты инвертора $f_{п. макс}$ следует дополнительно рассчитать механическую характеристику, проходящую через т. 15, соответствующую скорости электропривода $\omega_{эп. макс}$ при моменте $M_{эп. макс}$. Для этого необходимо найти соответствующее этим уравнениям значение относительной частоты $\alpha_{макс}$, вычислив значения $s_{макс}$ и $\omega_{эп. макс}$, а затем новое значение скольжения s , выразив его из формулы

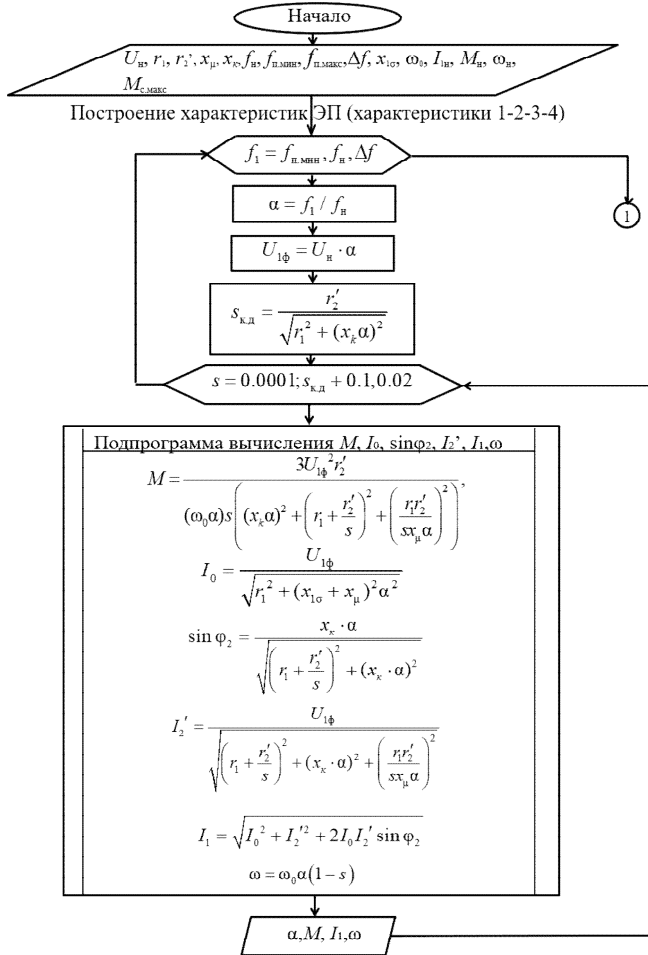
$$\omega_{эп. макс} = \omega_0 \alpha_{макс} (1 - s) \quad (4.86)$$

при известных $\omega_{эп. макс}$ и $\alpha_{макс}$:

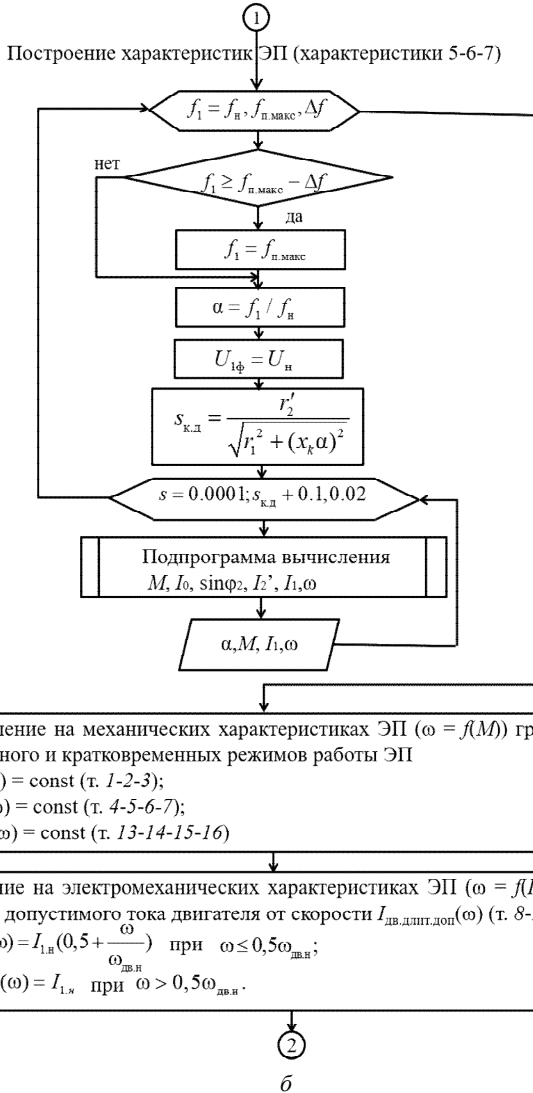
$$s = 1 - \frac{\omega_{эп. макс}}{\omega_0 \alpha_{макс}}. \quad (4.87)$$

Этот процесс продолжается до тех пор, пока значения $s_{\text{макс}}$ и s не совпадут. После этого проводятся вычисления $f_{\text{п. макс}} = \alpha f_{\text{н}}$, $M_{\text{эл. макс}}$, $I_{\text{эл. макс}}$ и $\omega_{\text{эл. макс}}$ по приведенным формулам в т. 15 (рис. 4.17).

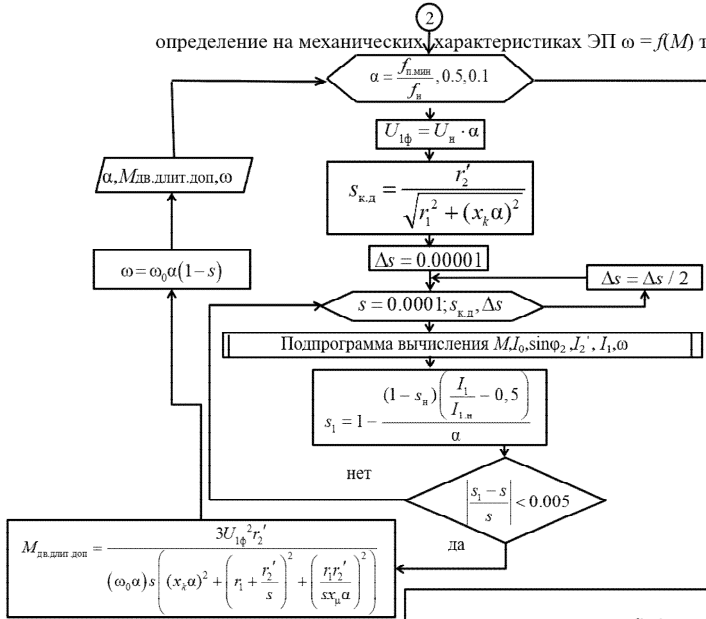
Детальный алгоритм расчета механических и электромеханических характеристик разомкнутой системы электропривода ПЧ-АД при скалярном управлении по закону $\frac{U_1}{f_1} = \text{const}$ представлен на рис. 4.18.



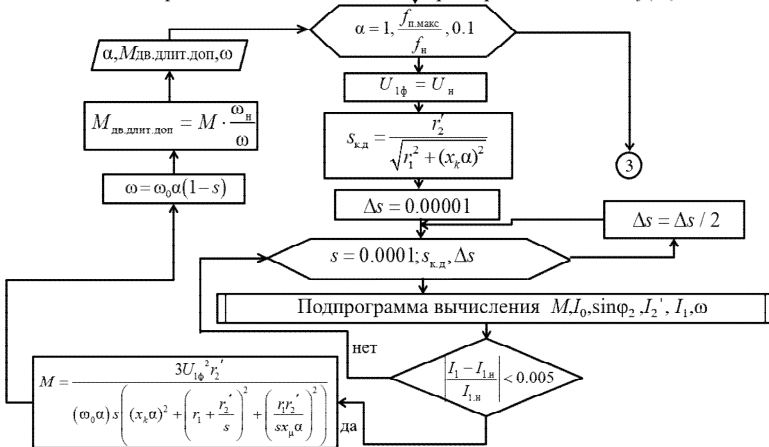
a

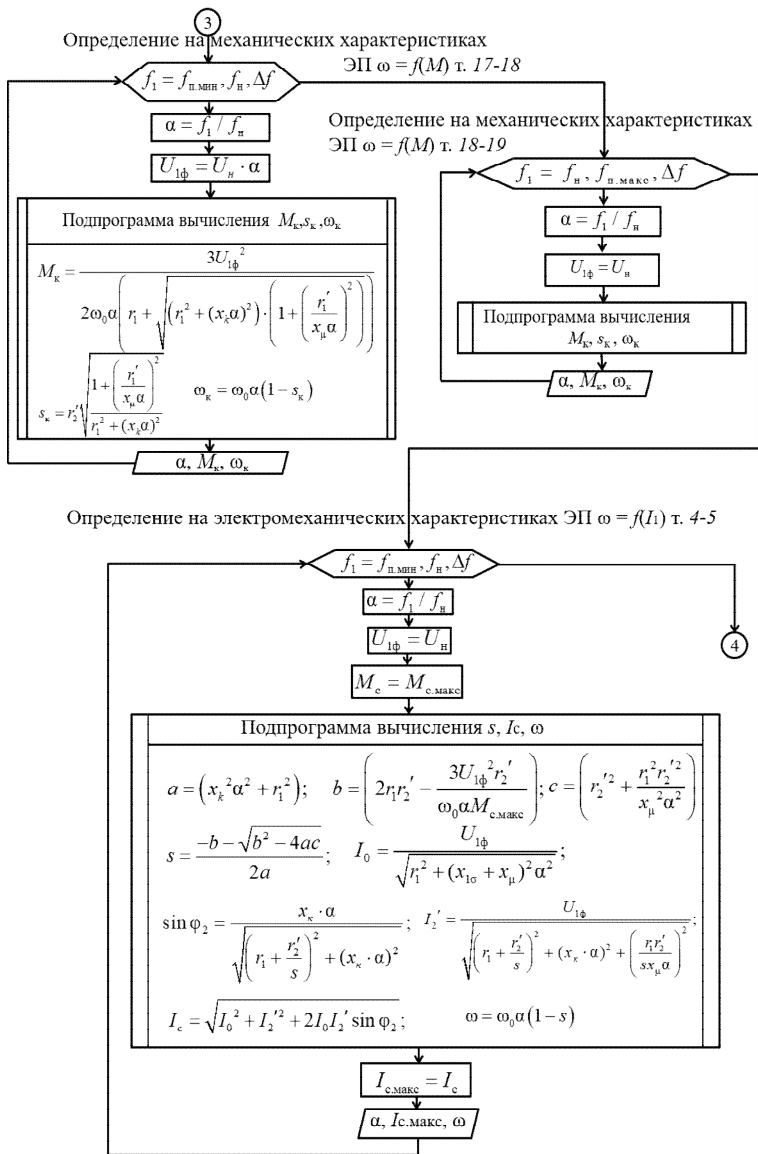


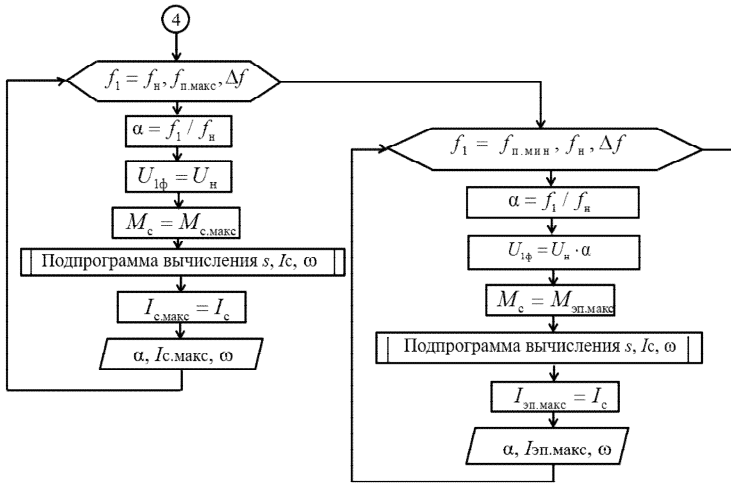
определение на механических характеристиках ЭП $\omega = f(M)$ т. 8-9



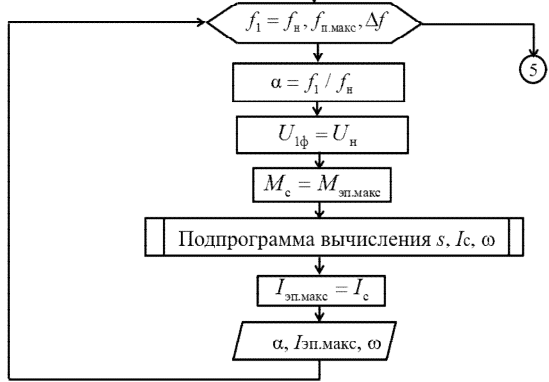
Определение на механических характеристиках ЭП $\omega = f(M)$ т. 10-11-12







Определение на электромеханических характеристиках ЭП $\omega = f(I)$ т. 14-15-16



д

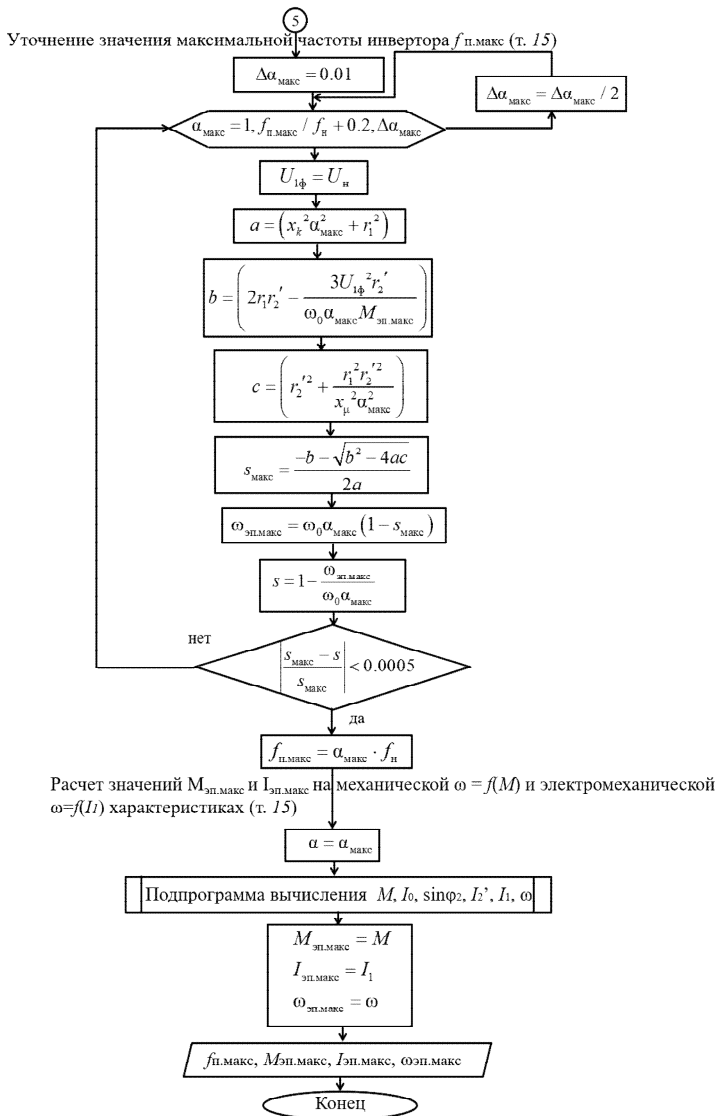


Рис. 4.18. Блок-схема алгоритма расчета механических и электромеханических характеристик разомкнутой системы электропривода ПЧ-АД и определение области работы ЭП при скалярном управлении по закону $\frac{U_1}{f_1} = \text{const}$

Проверка правильности выбора АД при скалярном управлении по закону $\frac{U_1}{f_1} = \text{const}$ проводится после расчета характеристик ЭП и нагрузки.

По результатам построения механических характеристик ЭП $\omega = f(M)$ и нагрузки (рис. 4.17, а) проверяется правильность выбора АД по моменту:

$$\begin{cases} M_{\text{дв. длит. доп}}(\omega) \geq M_{\text{с. макс}}, \\ M_{\text{дв. макс}}(\omega) \geq M_{\text{эп. макс}}. \end{cases} \quad (4.88)$$

По результатам построения электромеханических характеристик ЭП $\omega = f(I_1)$ (рис. 4.17, б) проверяется правильность выбора АД по току:

$$I_{\text{дв. длит. доп}}(\omega) \geq I_{\text{с. макс}}. \quad (4.89)$$

В случае невыполнения этих условий только на высоких или только на низких угловых скоростях диапазона регулирования меняют передаточное число механической передачи РМ для смещения диапазона регулирования в сторону, где условия выполняются. При невозможности обеспечения этих условий изменением передаточного числа по возможности сужают диапазон регулирования скорости ЭП, например от $\omega_{\text{эп. мин}}$ до $\omega_{\text{т. 20}}$ (рис. 4.17, а), либо используют другие, более эффективные способы управления в системе ПЧ-АД, приведенные в табл. 4.4, например при скалярном управлении по закону управления $\frac{U}{f} = \text{const}$ с коррекцией вольт-частотной характеристики.

Из данных рис. 4.17, а видно, что условие проверки не выполняется по длительно допустимому моменту $M_{\text{дв. длит. доп}}$ на низких угловых скоростях из-за необходимости снижения тока АД $I_{\text{дв. длит. доп}}$ по причине ухудшения охлаждения при угловой скорости $\omega \leq 0,5\omega_{\text{дв. н.}}$. Об этом свидетельствует и резкое падение момента критического АД $M_{\text{кр}}$ в этом диапазоне скоростей. Это обусловлено значительным снижением потока возбуждения статора АД на низких скоростях из-за падения напряжения на обмотках статора. Расширение диапазона регулирования может быть достигнуто настройкой

вольт-частотной характеристики ПЧ, т. е. повышением напряжения питания обмоток статора АД при малых частотах или скоростях, либо применением компенсационных обратных связей и обратной связи по скорости (табл. 4.4).

Для расчета повышения напряжения питания обмоток статора при малых скоростях следует воспользоваться методиками, приведенными в работах [66, 74], обеспечивающими расчет параметров и характеристик систем ЭП при частотном управлении и стабилизации потокосцепления статора $\psi_1 = \text{const}$, взаимоиндукции $\psi_m = \text{const}$ и ротора $\psi_2 = \text{const}$.

По указанным методикам были разработаны детальные алгоритмы расчета параметров схемы замещения, механических и электромеханических характеристик АД при указанных законах стабилизации потокосцепления [67, 68]. Для расчета параметров и характеристик АД при стабилизации потокосцепления взаимоиндукции $\psi_m = \text{const}$ использовался тот же алгоритм, что и при стабилизации потокосцепления статора $\psi_1 = \text{const}$ [67], но в соответствующем блоке алгоритма вместо номинального значения ЭДС статора $E_{s,н}$ вычислялось номинальное значение ЭДС взаимоиндукции $E_{1н}$ по формуле

$$E_{1н} = \sqrt{\left(U_n \sqrt{1 - \cos^2 \varphi_n} - I_{1н} x_1 \right)^2 + \left(U_n \cos \varphi_n - I_{1н} r_1 \right)^2}, \quad (4.90)$$

а вместо алгоритма подпрограммы вычисление параметров s_a , M , ω , $R_{B, A}$, $X_{B, A}$, Z'_{AD} , $Z_{B, A}$, I_1 , I'_2 , U в алгоритме расчета характеристик АД при частотном регулировании для $\psi_m = \text{const}$ используется алгоритм подпрограммы, приведенный в работе [68].

Алгоритм расчета характеристик АД при частотном регулировании и стабилизации потокосцепления ротора $\psi_2 = \text{const}$ представлен на рис. в прилож. А.

Результаты проведенных расчетов в электронных таблицах Excel по указанным алгоритмам для двигателей АИР160S2 и АИР160S4 показывают, что при стабилизации потокосцеплений статора $\psi_1 = \text{const}$, взаимоиндукции $\psi_m = \text{const}$ и ротора $\psi_2 = \text{const}$ в пределах рабочих участков механических и электромеханических характеристик АД в диапазоне угловых скоростей $\omega \leq 0,5\omega_{дв.н}$ требуются практически одинаковые корректировки вольт-частотных характеристик ПЧ. Результаты расчетов сведены в табл. 4.5.

Таблица 4.5

Скорректированные вольт-частотные характеристики ПЧ-АД

Стабилизируемое потокосцепление	Частота напряжения статора f_1 , Гц	Напряжение U_1 и ток I_1 статора	Марки двигателя	
			АИР160S2	АИР160S4
$\Psi_1 = \text{const}$	5	$U_1, \text{В}$	29,8	28,9
		$I_1, \text{А}$	28,3	28,8
	10	$U_1, \text{В}$	50,4	49,9
		$I_1, \text{А}$	27,2	28,8
	25	$U_1, \text{В}$	113,8	113,5
		$I_1, \text{А}$	27,2	28,8
$\Psi_m = \text{const}$	5	$U_1, \text{В}$	29,7	28,8
		$I_1, \text{А}$	28,2	28,9
	10	$U_1, \text{В}$	50,3	49,8
		$I_1, \text{А}$	27,2	28,9
	25	$U_1, \text{В}$	113,5	113,1
		$I_1, \text{А}$	27,2	28,9
$\Psi_2 = \text{const}$	5	$U_1, \text{В}$	29,8	29,0
		$I_1, \text{А}$	28,6	29,6
	10	$U_1, \text{В}$	50,8	50,0
		$I_1, \text{А}$	28,6	29,6
	25	$U_1, \text{В}$	114,1	113,4
		$I_1, \text{А}$	28,6	29,4
Средние значения	5	$U_{1\text{cp}}, \text{В}$	29,8	28,9
		$I_{1\text{cp}}, \text{А}$	28,4	29,1
	10	$U_{1\text{cp}}, \text{В}$	50,5	49,9
		$I_{1\text{cp}}, \text{А}$	27,7	29,1
	25	$U_{1\text{cp}}, \text{В}$	113,8	113,3
		$I_{1\text{cp}}, \text{А}$	27,7	29,1

Из данных табл. 4.5 видно, что корректировка стандартной вольт-частотной характеристики $\frac{U_n}{f_n} = \text{const}$ необходима в большей степени на низких частотах и практически не нужна при частоте 25 Гц и выше, т. к. от вольт-частотной характеристики $\frac{U_n}{f_n} = \frac{220}{50} = 4,4 = \text{const}$ при

частоте 25 Гц усредненное вычисленное напряжение при стабилизации потокоцепления и номинальном токе нагрузки АД превышает стандартную характеристику только на 3 %, при 10 Гц – на 14 %, при 5 Гц – на 33 %. Таким образом, для частот напряжения питания статора от $0,5f_n$ до f_n целесообразно использовать закон управления $\frac{U_n}{f_n} = \frac{220}{50} = 4,4 = \text{const}$ и вычислять фазное напряжение при

этих частотах по формуле $U_{1\phi} = U_n \alpha$. При частотах напряжения от 0 до $0,5f_n$ целесообразно использовать закон управления $\frac{\Delta U_1}{\Delta f_1} = \frac{110 - 30}{25 - 5} = 4 = \text{const}$, а фазное напряжение вычислять по формуле

$$U_{1\phi} = (U_n - 2U_0)\alpha + U_0, \quad (4.91)$$

где U_0 – напряжение питания обмоток статора при его нулевой частоте, В, которое можно определить из уравнения прямой и вычисленных значений напряжения U_1 для соответствующей частоты f_1 :

$$U_1 = \alpha f_1 + U_0, \quad (4.92)$$

где $\alpha = \frac{\Delta U_1}{\Delta f_1} = 4$.

Тогда для точки пересечения вольт-частотных характеристик с координатами $(0,5f_n, 0,5U_n)$

$$110 = 4 \cdot 25 + U_0;$$

$$U_0 = 110 - 100 = 10 \text{ В.}$$

Все проведенные вычисления и формулы использованы при построении скорректированной вольт-частотной характеристики ПЧ (рис. 4.19).

Аналогично т. 8-9 при $\omega \leq 0,5\omega_{\text{дв.н}}$ для ряда значений относительной частоты α от $\frac{f_{n \text{ мин}}}{f_n}$ до 0,5 находится значение скольжения s ,

соответствующее решению системы нелинейных уравнений (4.73), где при вычислениях значений I_0 , I'_2 и, соответственно, I_1 будет использоваться формула (4.91) для определения фазного напряжения.

Анализ выражений I_0 , I'_2 и I_1 показывает, что при использовании скорректированной вольт-частотной характеристики ПЧ значение тока I_1 возрастает, что приводит к снижению скольжения s и повышению угловой скорости ротора АД ω и свидетельствует о повышении нагрузочной способности АД по моменту $M_{дв. длит. доп}$ и $M_{дв. макс}$ на низких угловых скоростях, вследствие чего расширяется диапазон регулирования его скорости (рис. 4.17, а, б, т. 8'-9 и т. 17'-18).

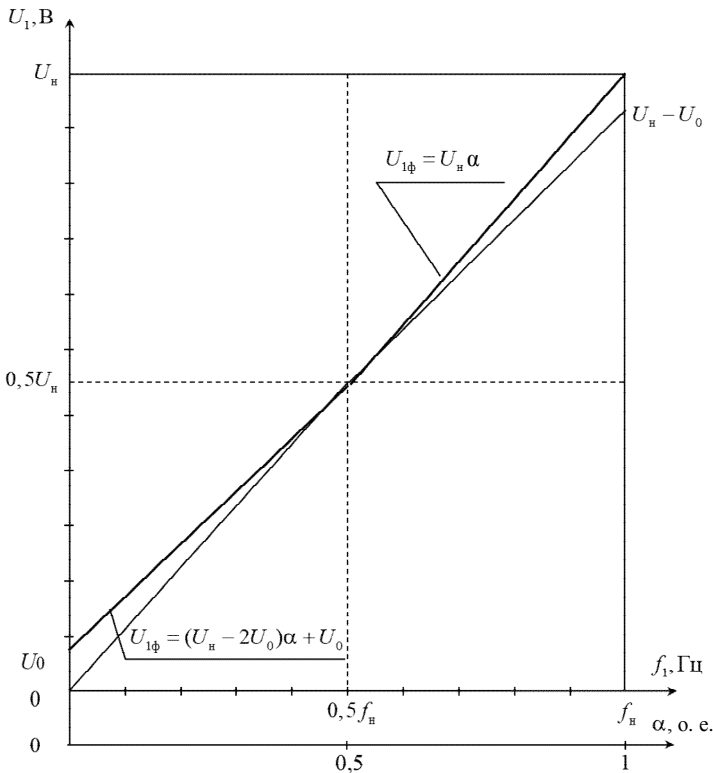


Рис. 4.19. Вольт-частотная характеристика ПЧ при скалярном управлении по закону $\frac{U_1}{f_1} = \text{const}$ с коррекцией напряжения на низких частотах

Проверка правильности выбора ПЧ

По построенным электромеханическим характеристикам ЭП $\omega = f(I)$ (рис. 4.17, б) проверяется правильность выбора ПЧ. Во всем диапазоне регулирования скорости должны выполняться условия:

$$\begin{cases} I_{\text{с. макс}}(\omega) \leq I_{\text{нн}}; \\ I_{\text{эп. макс}}(\omega) \leq I_{\text{н. макс}}. \end{cases} \quad (4.93)$$

Порядок применения условий проверки по моменту и току двигателя и преобразователя частоты на примере приведенных на рис. 4.17 характеристик:

1. Условия проверки АД по моменту и току:

– на высоких скоростях диапазона регулирования

$$\begin{cases} M_{\text{т. 11}} > M_{\text{т. 6}}; \\ M_{\text{т. 19}} > M_{\text{т. 15}}; \\ I_{\text{т. 11}} > I_{\text{т. 6}}, \end{cases} \quad (4.94)$$

все условия проверки по моменту и току выполняются;

– на низких скоростях диапазона регулирования скорости

$$\begin{cases} M_{\text{т. 8}'} > M_{\text{т. 4}}; \\ M_{\text{т. 17}'} > M_{\text{т. 13}}; \\ I_{\text{т. 8}} \geq I_{\text{т. 8}'}, \end{cases} \quad (4.95)$$

все условия проверки по моменту и току также выполняются.

2. Условия проверки преобразователя частоты по току (нагрузке):

$$\begin{cases} I_{\text{нн}} \geq I_{\text{т. 6}}; \\ I_{\text{и. макс}} \geq I_{\text{т. 15}}; \\ I_{\text{и. макс1}} \geq I_{\text{т. 17}'}. \end{cases} \quad (4.96)$$

3. Проверка преобразователя по максимальной частоте:

$$f_{\text{и. макс}} \geq f_{\text{п. макс}}.$$

Вывод: анализ полученных механических и электромеханических характеристик показывает (рис. 4.17), что заданный диапазон регулирования угловой скорости ЭП $D_{\omega} = \frac{\omega_{\text{эп. макс}}}{\omega_{\text{эп. мин}}}$ с учетом характера и параметров нагрузки при стандартном законе скалярного управления $\frac{U_1}{f_1} = \text{const}$ не может быть обеспечен. Заданный диапазон регулирования угловой скорости может быть обеспечен при скалярном управлении по закону $\frac{U_1}{f_1} = \text{const}$ и использовании ПЧ, имеющего вольт-частотную характеристику с коррекцией напряжения на низких частотах.

4.5.2. Векторное управление

При векторном управлении стабилизация магнитного потока возбуждения АД в первой зоне, т. е. при частоте напряжения питания статора ниже номинальной ($f_1 \leq f_n$), осуществляется в большинстве случаев при постоянстве вектора потокосцепления ротора, ориентированного по оси d и равного номинальному: $\psi_{2d} = \psi_{2н} = \text{const}$. Это обусловлено тем, что системы управления ЭП в синхронно вращающейся системе координат d, g , осью d ориентированной по вектору потокосцепления ротора $\bar{\psi}_2$, где значения и положения векторов потокосцепления и скорости ротора АД вычисляются по более простым эталонным математическим моделям и являются более простыми по структуре, чем системы управления с измерением значений и положений векторов потокосцепления, скорости и положения ротора. Несмотря на сложности вычислений и алгоритмов управления ЭП, такие системы более просты в технической реализации, а соответственно, более надежны и получили большее распространение, хотя имеют более низкие показатели качества управления по сравнению с системами с прямым измерением значений и положений векторов переменных АД.

Во второй зоне, т. е. при частоте напряжения питания статора выше номинальной ($f_1 > f_n$), магнитный поток возбуждения АД ослабляется в соответствии с зависимостью

$$\Psi_{2d} = \Psi_{2н} \frac{\omega}{\omega_{нач}}, \quad (4.97)$$

где $\omega_{нач}$ – начальная скорость ослабления магнитного потока возбуждения АД, c^{-1} .

При скалярном частотном управлении из-за сложности электромагнитных процессов, протекающих в АД, магнитный поток возбуждения двигателя в переходном процессе не остается постоянным, что приводит к колебаниям его электромагнитного момента и скорости. При векторном же управлении магнитный поток и электромагнитный момент АД возможно поддерживать точно на заданном уровне, что обеспечивает максимальное быстродействие двигателя без колебаний скорости [74]. Эта особенность векторного управления АД упрощает расчет предельных механических и электромеханических характеристик разомкнутой системы электропривода ПЧ-АД, т. к. указанные характеристики рассчитываются только при номинальной частоте f_n и напряжении питания U_n обмоток статора АД. Соответственно, выражение для расчета механической характеристики (4.66) примет следующий вид:

$$M = \frac{3U_n r_2'}{\omega_0 s \left(x_k^2 + \left(r_1 + \frac{r_2'}{s} \right)^2 + \left(\frac{r_1 r_2'}{s x_\mu} \right)^2 \right)}, \quad (4.98)$$

а составляющие выражения для расчета электромеханической характеристики (4.67) I_2' , I_0 и $\sin\phi_2$ будут рассчитываться соответственно по следующим формулам:

$$I_2' = \frac{U_n}{\sqrt{\left(r_1 + \frac{r_2'}{s} \right)^2 + x_k^2 + \left(\frac{r_1 r_2'}{s x_\mu} \right)^2}}; \quad (4.99)$$

$$I_0 = \frac{U_n}{\sqrt{r_1^2 + (x_{1\sigma} + x_{1\mu})^2}}; \quad (4.100)$$

$$\sin \varphi_2 = \frac{x_k}{\sqrt{\left(r_1 + \frac{r_2'}{s}\right)^2 + x_k^2}}. \quad (4.101)$$

По результатам расчета строится механическая $\omega = f(M)$ (рис. 4.20, *a*) и электромеханическая $\omega = f(I)$ (рис. 4.20, *б*) характеристики, где $\omega = \omega_0(1 - s)$.

Далее, как и при скалярном управлении, аналогично работе [74] проводится *определение области работы ЭП*:

1. На полученную механическую характеристику $\omega = f(M)$ (рис. 4.20, *a*) наносятся граничные характеристики нагрузки для длительного и кратковременного режимов работы:

- $M_{с. \text{мин}}(\omega) = \text{const}$ (т. 1-2-3);
- $M_{с. \text{макс}}(\omega) = \text{const}$ (т. 4-5-6);
- $M_{\text{ЭП. макс}}(\omega) = \text{const}$ (т. 13-14-15).

2. Рассчитывается и строится зависимость длительно допустимого момента электродвигателя $M_{\text{дв. длит. доп}}(\omega)$ (рис. 4.20, *a*, т. 8-9-10-11):

- в зоне работы с номинальным потоком ($f_1 \leq f_n$):

$$M_{\text{дв. длит. доп}}(\omega) = M_n \left(0,5 + \frac{\omega}{\omega_n} \right) \text{ при } \omega \leq 0,5\omega_n; \quad (4.102)$$

$$M_{\text{дв. длит. доп}}(\omega) = M_n \text{ при } 0,5\omega_n < \omega \leq \omega_n; \quad (4.103)$$

- в зоне работы с ослабленным потоком ($f_1 > f_n$):

$$M_{\text{дв. длит. доп}}(\omega) = M_n \left(\frac{\omega_n}{\omega} \right) \text{ при } \omega > \omega_n. \quad (4.104)$$

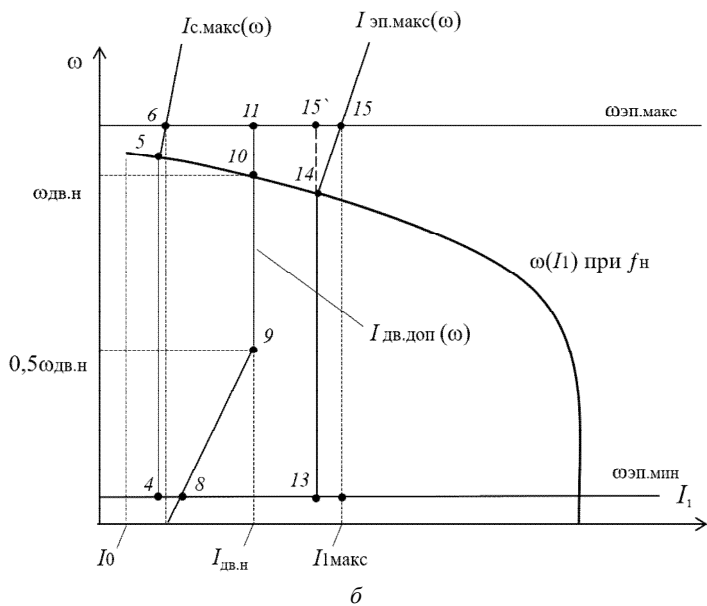
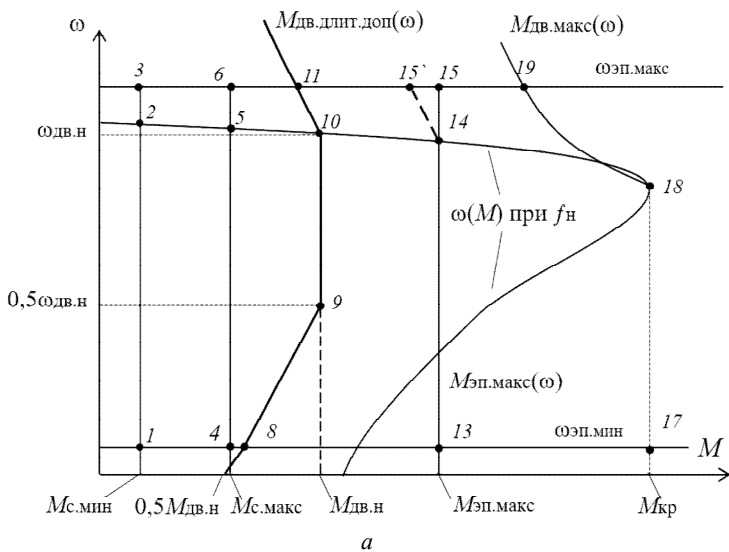


Рис. 4.20. Характеристики разомкнутой системы электропривода ПЧ-АД при векторном управлении:
 а – механические; б – электромеханические

3. Рассчитывается и строится зависимость максимального допустимого момента $M_{\text{дв. макс}}(\omega)$ (рис. 4.20, а, т. 17-18-19):

– в зоне работы с номинальным потоком при $f_1 \leq f_n$ и $\omega = \omega_0(1 - s_k)$:

$$M_{\text{дв. макс}}(\omega) = M_{\text{кр}} = \frac{3U_n^2}{2\omega_0 \left(r_1 + \sqrt{\left((r_1^2 + x_k^2) \left(1 + \left(\frac{r_1'}{x_\mu} \right)^2 \right) \right)} \right)}; \quad (4.105)$$

$$s_k = \frac{r_2'}{\sqrt{r_1^2 + x_k^2}}; \quad (4.106)$$

– в зоне работы с ослабленным потоком ($f_1 > f_n$) и $\omega > \omega_0(1 - s_k)$:

$$M_{\text{дв. макс}}(\omega) = M_{\text{кр}} \left(\frac{\omega_0(1 - s_k)}{\omega} \right)^2. \quad (4.107)$$

4. На электромеханические характеристики $\omega = f(I_1)$ (рис. 4.20, б) наносятся рассчитанные графические характеристики для длительно допустимого тока АД $I_{\text{дв. длит. доп}}(\omega)$ (т. 8-9-10-11):

– в зоне работы с номинальным потоком при $f_1 \leq f_n$:

$$I_{\text{дв. длит. доп}}(\omega) = I_{\text{дв. н}} \left(0,5 + \frac{\omega}{\omega_n} \right) \text{ при } \omega \leq 0,5\omega_n;$$

$$I_{\text{дв. длит. доп}}(\omega) = I_n \text{ при } 0,5\omega_n < \omega \leq \omega_n;$$

– в зоне работы с ослабленным потоком ($f_1 > f_n$) при условии полного использования АД по тепловому режиму:

$$I_{\text{дв. длит. доп}}(\omega) = I_n \text{ при } \omega > \omega_n.$$

5. Рассчитывается и наносится на электромеханические характеристики $\omega = f(I_1)$ зависимость $I_{\text{с. макс}}(\omega)$, соответствующая длительной максимальной нагрузке $M_{\text{с. макс}}(\omega) = \text{const}$ (рис. 4.20, б, т. 4-5-6). Для этого необходимо на естественной характеристике $M(\omega)$ определить соответствующее $M_{\text{с. макс}}$ значение скольжения в т. 5, решив относительно s уравнение (4.65):

$$M_{\text{с. макс}} = \frac{3U_{\text{н}}^2 r_2'}{\omega_0 s \left(x_k^2 + \left(r_1 + \frac{r_2'}{s} \right)^2 + \left(\frac{r_1 r_2'}{s x_{\mu}} \right)^2 \right)}. \quad (4.108)$$

После аналогичных преобразований, как и при скалярном управлении, скольжение s определяют по формуле (4.85), где коэффициенты квадратного уравнения вычисляются по следующим формулам:

$$a = (x_k^2 + r_1^2); \quad (4.109)$$

$$b = \left(2r_1 r_2' - \frac{3U_{\text{н}}^2 r_2'}{\omega_0 M_{\text{с. макс}}} \right); \quad (4.110)$$

$$c = \left(r_2'^2 + \frac{r_1^2 r_2'^2}{x_{\mu}^2} \right). \quad (4.111)$$

Вычислив скольжение s , по выражению (4.67) рассчитывают значение тока $I_{1 \text{ т. 5}}$ и соответствующее значение скорости $\omega_{\text{т. 5}} = \omega_0 (1 - s)$, при этом I_2' , I_0 и $\sin \varphi_2$ находят по формулам (4.99), (4.100) и (4.101).

Зависимость $I_{\text{с. макс}}(\omega)$ рассчитывают по выражениям:

$$I_{\text{с. макс}}(\omega) = I_{1 \text{ т. 5}} \quad \text{при } \omega \leq \omega_{\text{т. 5}} \quad (\text{т. 5-4}); \quad (4.112)$$

$$I_{\text{с. макс}}(\omega) = I_{1 \text{ т. 5}} \frac{\omega}{\omega_{\text{т. 5}}} \quad \text{при } \omega > \omega_{\text{т. 5}} \quad (\text{т. 6}).$$

6. Для нанесения на электромеханические характеристики $\omega = f(I_1)$ зависимости $I_{\text{эл. макс}}(\omega)$, соответствующей кратковременной максимальной нагрузке $M_{\text{эл. макс}}(\omega) = \text{const}$, необходимо аналогично построению зависимости $I_{\text{с. макс}}(\omega)$ определить на естественной механической характеристике $M(\omega)$ соответствующее $M_{\text{эл. макс}}$ значение скольжения s , скорости ω и тока I_1 в т. 14 по соответствующим выражениям. Тогда зависимость $I_{\text{эл. макс}}(\omega)$ рассчитывается по следующим выражениям:

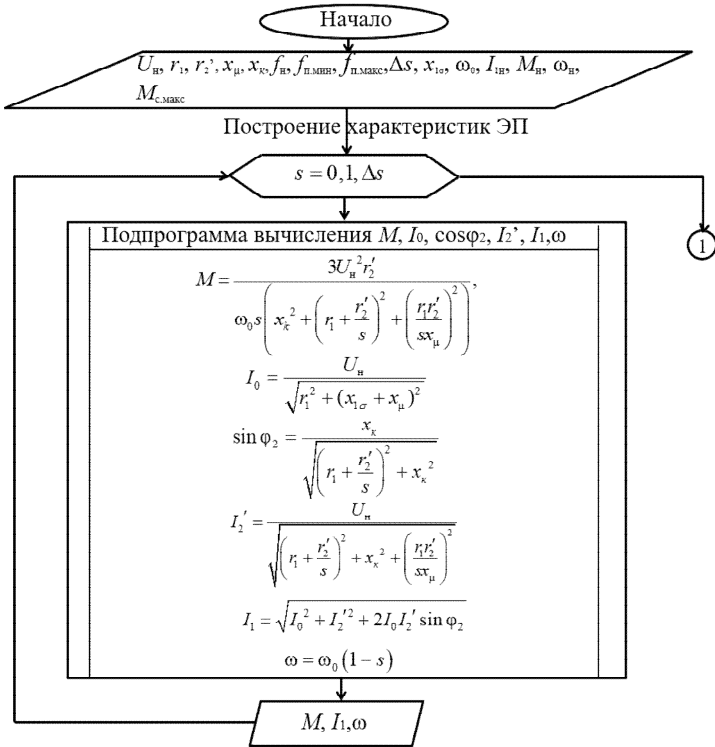
$$I_{\text{эл. макс}}(\omega) = I_{1 \text{ т. 14}} \quad \text{при } \omega \leq \omega_{\text{т. 14}} \quad (\text{т. 13-14}); \quad (4.113)$$

$$I_{\text{эл. макс}}(\omega) = I_{1 \text{ т. 14}} \frac{\omega}{\omega_{\text{т. 14}}} \quad \text{при } \omega > \omega_{\text{т. 14}} \quad (\text{т. 15}).$$

Полученные зависимости для $M_{\text{ЭП. макс}}(\omega) = \text{const}$ (рис. 4.20, а, т. 13-14-15) и $I_{\text{ЭП. макс}}(\omega)$ (рис. 4.20, б, т. 13-14-15) показывают, что АД выбран с большим запасом по мощности при кратковременной перегрузке, т. к. значение $M_{\text{т. 15}}$ значительно меньше $M_{\text{т. 19}}$. Однако в двухзонном ЭП наиболее просто и целесообразно применять независимое управление потокосцеплением с постоянным токоограничением в обеих зонах $I_{\text{ЭП. макс}} = \text{const}$ (рис. 4.20, б, т. 13-14-15'), тогда характеристика $M_{\text{ЭП. макс}}(\omega)$ на участке т. 14-15' (рис. 4.19, а) рассчитывается по выражению

$$M_{\text{ЭП. макс}}(\omega) = M_{\text{ЭП. макс}} \frac{\omega_{\text{т. 14}}}{\omega} \text{ при } \omega > \omega_{\text{т. 14}} \text{ (т. 15')}. \quad (4.114)$$

Блок-схема алгоритма изложенной методики расчета и построения характеристик разомкнутой системы электропривода ПЧ-АД при векторном управлении представлена на рис. 4.21.



а

①
↓

Определение на механических характеристиках ЭП $\omega = f(M)$ границ для длительного и кратковременных режимов работы ЭП

$$M_{с.мин}(\omega) = \text{const (т. 1-2-3);}$$

$$M_{с.макс}(\omega) = \text{const (т. 4-5-6);}$$

$$M_{эп.макс}(\omega) = \text{const (т. 13-14-15);}$$

$$M_{дв.длнт.доп}(\omega) = M_n \left(0,5 + \frac{\omega}{\omega_n}\right) \text{ при } \omega \leq 0,5\omega_n \text{ (т. 8-9);}$$

$$M_{дв.длнт.доп}(\omega) = M_n \text{ при } 0,5\omega_n < \omega \leq \omega_n \text{ (т. 10);}$$

$$M_{дв.длнт.доп}(\omega) = M_n \left(\frac{\omega_n}{\omega}\right) \text{ при } \omega > \omega_n \text{ (т. 11).}$$

↓

Расчет и построение зависимости максимального допустимого момента

$$M_{дв.макс}(\omega)$$

$$M_{кр} = \frac{3U_n^2}{2\omega_0 \left(r_1 + \sqrt{\left((r_1^2 + x_k^2) \cdot \left(1 + \left(\frac{r_1'}{x_\mu} \right)^2 \right) \right)} \right)},$$

$$s_k = \frac{r_2'}{\sqrt{r_1^2 + x_k^2}}; \quad \omega = \omega_0 (1 - s_k)$$

$$M_{дв.макс}(\omega) = M_{кр} \text{ при } \omega \leq \omega_k \text{ (т.17-18);}$$

$$M_{дв.макс}(\omega) = M_{кр} \left(\frac{\omega_0 (1 - s_k)}{\omega} \right)^2 \text{ при } \omega > \omega_k \text{ (т.19);}$$

②
↓

\bar{b}

2

Определение на электромеханических характеристиках ЭП $\omega = f(I)$ границ длительно допустимого тока двигателя от скорости $I_{\text{дв.длит.доп}}(\omega)$

$$I_{\text{дв.длит.доп}}(\omega) = I_n \left(0,5 \cdot \frac{\omega}{\omega_n}\right) \quad \text{при} \quad \omega \leq 0,5\omega_n \quad (\text{т. 8-9});$$

$$I_{\text{дв.длит.доп}}(\omega) = I_n \quad \text{при} \quad 0,5\omega_n < \omega \leq \omega_n \quad (\text{т. 10});$$

$$I_{\text{дв.длит.доп}}(\omega) = I_n \quad \text{при} \quad \omega > \omega_n \quad (\text{т. 11}).$$

Расчет и построение зависимости $I_{\text{с.макс}}(\omega)$, соответствующей длительно максимальной нагрузке $M_{\text{с.макс}}(\omega)$.

$$a = (x_k^2 + r_1^2);$$

$$b = \left(2r_1 r_2' - \frac{3U_n^2 r_2'}{\omega_0 M_{\text{с.макс}}}\right);$$

$$c = \left(r_2'^2 + \frac{r_1^2 r_2'^2}{x_\mu^2}\right);$$

$$s = \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a};$$

$$I_0 = \frac{U_n}{\sqrt{r_1^2 + (x_1 + x_\mu)^2}};$$

$$\sin \varphi_2 = \frac{x_k}{\sqrt{\left(r_1 + \frac{r_2'}{s}\right)^2 + x_k^2}};$$

$$I_2' = \frac{U_n}{\sqrt{\left(r_1 + \frac{r_2'}{s}\right)^2 + x_k^2 + \left(\frac{r_1 r_2'}{s x_\mu}\right)^2}};$$

$$I_{1\text{т.5}} = \sqrt{I_0^2 + I_2'^2 + 2I_0 I_2' \sin \varphi_2};$$

$$\omega_{\text{т.5}} = \omega_0 (1 - s);$$

$$I_{\text{с.макс}}(\omega) = I_{1\text{т.5}} \quad \text{при} \quad \omega \leq \omega_{\text{т.5}} \quad (\text{т. 5-4});$$

$$I_{\text{с.макс}}(\omega) = I_{1\text{т.5}} \cdot \frac{\omega}{\omega_{\text{т.5}}} \quad \text{при} \quad \omega > \omega_{\text{т.5}} \quad (\text{т. 6}).$$

3

3

Расчет и построение зависимости $I_{\text{ЭП.МАКС}}(\omega)$, соответствующей кратковременной максимальной нагрузке $M_{\text{ЭП.МАКС}}(\omega)$.

$$a = (x_k^2 + r_1^2);$$

$$b = \left(2r_1 r_2' - \frac{3U_{\text{н}}^2 r_2'}{\omega_0 M_{\text{ЭП.МАКС}}} \right);$$

$$c = \left(r_2'^2 + \frac{r_1^2 r_2'^2}{x_{\mu}^2} \right);$$

$$s = \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a};$$

$$I_0 = \frac{U_{\text{н}}}{\sqrt{r_1^2 + (x_{\text{лг}} + x_{\mu})^2}};$$

$$\sin \varphi_2 = \frac{x_k}{\sqrt{\left(r_1 + \frac{r_2'}{s} \right)^2 + x_k^2}};$$

$$I_2' = \frac{U_{\text{н}}}{\sqrt{\left(r_1 + \frac{r_2'}{s} \right)^2 + x_k^2 + \left(\frac{r_1 r_2'}{s x_{\mu}} \right)^2}};$$

$$I_{1.14} = \sqrt{I_0^2 + I_2'^2 + 2I_0 I_2' \sin \varphi_2};$$

$$\omega_{\text{т.14}} = \omega_0 (1 - s);$$

$$I_{\text{ЭП.МАКС}}(\omega) = I_{1.14} \quad \text{при} \quad \omega \leq \omega_{\text{т.14}} \quad (\text{т. 14-13});$$

$$I_{\text{ЭП.МАКС}}(\omega) = I_{1.14} \cdot \frac{\omega}{\omega_{\text{т.14}}} \quad \text{при} \quad \omega > \omega_{\text{т.14}} \quad (\text{т. 15});$$

$$M_{\text{ЭП.МАКС}}(\omega) = M_{\text{ЭП.МАКС}} \frac{\omega_{\text{т.14}}}{\omega} \quad \text{при} \quad \omega > \omega_{\text{т.14}} \quad (\text{т. 15}').$$

Конец

2

Рис. 4.21. Блок-схема алгоритма расчета механических и электромеханических характеристик разомкнутой системы электропривода ПЧ-АД при векторном управлении

Вывод: проведенный анализ механических и электромеханических характеристик показывает, что система электропривода ПЧ-АД с векторным управлением обладает более стабильными характеристиками в сравнении с аналогичной системой ЭП со скалярным управлением и ее анализ требует меньшего количества вычислений и построений; для обеспечения более широкого диапазона регулирования скорости необходимо использовать двухзонное регулирование при постоянном и ослабленном потоке возбуждения. В двухзонном ЭП с независимым управлением потокосцепления $\psi_2(\omega)$ следует использовать постоянное токоограничение в обеих зонах $I_{\text{эл. макс}} = \text{const}$. В системах двухзонного ЭП с зависимым управлением потокосцеплением $\psi_2(\omega)$ принципиально возможна реализация зависимого токоограничения $I_{\text{эл. макс}}(\omega)$.

4.6. Определение параметров структурной схемы системы ПЧ-АД частотно-регулируемого электропривода плющилки-измельчителя зерна

Современные ЧРАЭП используют блочно-модульные принципы построения и реализуются по типовым структурам скалярного и векторного способов частотного управления. Выбор способа управления, структуры его реализации и закона управления ЧРАЭП для конкретного производственного механизма (вальцовой плющилки-измельчителя) определяется в основном требованиями к статическим и динамическим характеристикам ЭП, а также условиями эксплуатации. Статические характеристики в основном определяются диапазоном регулирования скорости вальцов и их механическими характеристиками в этом диапазоне регулирования. Динамические характеристики определяются в основном набросом нагрузки при мгновенном открытии нижней заслонки вертикальной шахты загрузки плющилки-измельчителя зерна. Что касается условий эксплуатации вальцовых плющилок-измельчителей фуражного зерна, то их можно характеризовать высокой пыленностью и влажностью, а при определенных условиях – взрывоопасностью, когда создаются взрывоопасные концентрации взвешенной горючей пыли от измельченного фуражного зерна. При таких условиях эксплуатации производственного механизма целесообразно иметь систему ПЧ-АД ЧРАЭП без датчиков скорости, что делает ее более надежной в реальных условиях эксплуатации. Использование системы управления без датчиков скорости обосновано также диапазоном регулирования скорости.

По литературным данным [71, 80], жесткости рабочей части механической характеристики АД достаточно для регулирования скорости в разомкнутой системе скалярного ЧРАЭП в диапазоне 1:10. Для расширения диапазона регулирования в разомкнутой системе регулирования возможно использование корректировки вольт-частотной характеристики для IR -компенсации в области малых частот, как правило меньше половины номинальной. Для расширения диапазона регулирования до 20–50 при скалярном управлении применяют модули коррекции U_d напряжения на шинах постоянного напряжения и IR -компенсации сигнала по скорости (скольжению).

Для еще большего расширения диапазона регулирования скорости до 120 в скалярных системах управления используют замкнутые системы с обратной связью по скорости [71].

ПЧ со скалярным управлением могут также использоваться в многодвигательных ЭП (без обратной связи по скорости) для управления параллельно включенными АД. Однако при этом необходимо решать вопросы распределения нагрузок двигателей, механически взаимосвязанных между собой или работающих на общую нагрузку.

Для систем регулирования ЭП при большем диапазоне регулирования скорости или жестких требованиях к динамике процесса регулирования скорости целесообразно применять системы векторного управления без датчиков скорости.

ЧРАЭП с векторным управлением без обратной связи по скорости может обеспечить диапазон регулирования скорости 1:20; с обратной связью по скорости, но без датчика скорости – диапазон 1:100, обеспечивая высокие динамические показатели регулирования. Однако векторное управление не может использоваться для группы двигателей, включенных параллельно и питающихся от общего преобразователя. В ПЧ с векторным управлением предусматривается возможность согласованного управления многодвигательных ЭП, механически взаимосвязанных между собой – по нагрузке или через обрабатываемый материал по принципу «ведущий–ведомый».

4.6.1. Системы частотно-регулируемого асинхронного электропривода со скалярным управлением

Обобщенная функциональная схема ЧРАЭП со скалярным управлением приведена на рис. 4.22.

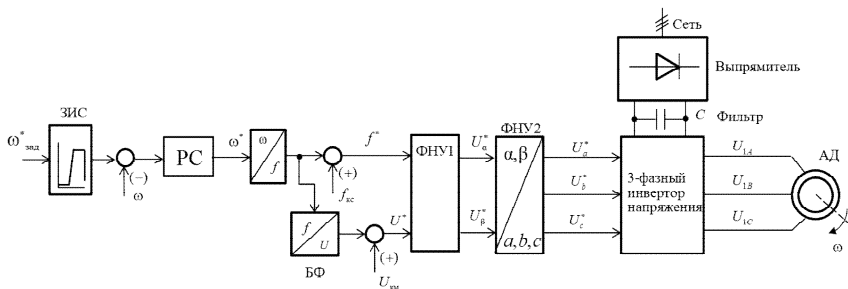


Рис. 4.22. Обобщенная функциональная схема частотно-регулируемого асинхронного электропривода со скалярным управлением (символом * обозначены сигналы задания и управления) [77]:

$f_{кв}, f_{км}$ – компенсационные сигналы управления в канале регулирования частоты и напряжения соответственно; ω – фактическое значение угловой скорости вращения ротора АД; ЗИС – датчик интенсивности скорости вращения ротора АД с линейной или S -образной характеристикой; РС – регулятор скорости; ФНУ1 – формирователь напряжений управления двухфазным АД ($U_{\alpha}^* = \sqrt{2}U_1 \sin 2\pi f$, $U_{\beta}^* = \sqrt{2}U_1 \cos 2\pi f$); ФНУ2 – формирователь напряжений управления с двухфазного в трехфазное АД; БФ – блок формирования закона частотного регулирования

Принцип организации скалярного частотного управления АД с короткозамкнутым ротором при питании от источника напряжения следует из структурной схемы обобщенной двухфазной машины в неподвижной системе координат α, β (рис. 4.22, 4.23). Все физические переменные (напряжения, токи и потокосцепления) в этом случае рассматриваются как скалярные переменные. Характер согласования напряжения и частоты определяется законом частотного регулирования и задается отношением $\frac{U}{f}$. Управление осуществляется изменением U

в функции частоты f без коррекции и компенсации или с коррекцией и (или) компенсацией напряжений и частоты. Так как система скалярного частотного управления будет использоваться без датчика скорости, то в обобщенной функциональной схеме (рис. 4.22) исключается отрицательная обратная связь по угловой скорости ω с блоком сравнения и регулятор скорости РС. С учетом этого функциональная схема системы скалярного ЧРАЭП без датчика скорости приведена на рис. 4.23. Аналогичную функциональную схему со скалярным управлением без датчика скорости имеют ПЧ фирмы Siemens.

В приведенной функциональной схеме (рис. 4.23) используются модули U_d – коррекции напряжения на шинах постоянного напряжения и IR -компенсации. В результате достигается компенсация уменьшения момента двигателя для нагрузок с постоянным моментом сопротивления, а также увеличение пускового момента двигателя.

Компенсация падения напряжения на активном сопротивлении статора r_1 возможна как скалярная, так и векторная. При скалярной IR -компенсации сигнал управления U^* является суммой сигналов регулирования U_f и положительной обратной связи по току $U_{км}$:

$$U^* = U_f + U_{км} = U_f + k_{км} r_1 I, \quad (4.115)$$

где $k_{км}$ – коэффициент положительной обратной связи по току;

I – значение тока статора, пропорциональное действующим значениям токов обмоток статора АД, А.

Сигнал управления U^* является входным для формирователя напряжений управления двухфазным АД ФНУ1, на выходе которого формулируются напряжения управления двухфазным АД U_α^* и U_β^* .

Принцип действия системы скалярного ЧРАЭП с положительной обратной связью по току заключается в том, что при увеличении момента на валу АД увеличится и значение тока статора I , а соответственно, и компенсационный сигнал управления, т. е. компенсирующее напряжение положительной обратной связи $U_{км}$ в канале регулирования напряжения, вычисляемое по входному току I звеном с передаточной функцией:

$$W(p) = \frac{k_{км} r_1}{1 + T_{км} p}, \quad (4.116)$$

где $T_{км}$ – постоянная времени задержки контура тока, с.

С ростом компенсационного сигнала возрастает и сигнал управления U^* , что приводит к росту напряжения питания статора АД и увеличению его критического момента, пропорционального квадрату напряжения питания статора: $M_k \equiv U_1^2$. В результате действия положительной обратной связи ЭП формирует механическую характеристику замкнутой системы, жесткость которой определяется коэффициентом $k_{км}$.

Для формирования сигнала положительной обратной связи по току статора могут использоваться по одному или в комбинации модуль тока статора $|I|$, его активная составляющая и ток I_d в звене постоянного тока.

У большинства серийно выпускаемых ПЧ значение тока статора, пропорциональное действующим значениям токов обмоток статора АД, снимается с трех резистивных шунтов, включенных по одному в фазы переменного тока инвертора напряжения. Однако если через обмотки статора АД протекают одинаковые токи, т. е. через них не протекают токи нулевой последовательности, то достаточно использования двух резистивных шунтов, а ток в третьей фазе, например B , можно определить через токи фаз A и C :

$$i_B = -(i_A + i_C), \quad (4.117)$$

где i_B , i_A , i_C – мгновенные значения токов в соответствующих фазах, А.

При скалярной IR -компенсации меняется только модуль напряжения питания обмоток статора АД без изменения его фазового угла, что приводит к непостоянству векторов ЭДС и потокосцепления статора АД [80].

Если напряжения управления U_{ya} , U_{yb} и U_{yc} напряжением фаз статора U_{1A} , U_{1B} и U_{1C} формируются сложением соответствующих напряжений задания U_a^* , U_b^* и U_c^* и сигналов $i_a r_1 k_{км}$, $i_b r_1 k_{км}$ и $i_c r_1 k_{км}$, вводимых с целью компенсации падения напряжения в фазах АД, то такое управление называется векторным частотным управлением с IR -компенсацией. Векторное сложение сигналов производится во временной области, т. е. суммируются сигналы переменного напряжения [80]:

$$\bar{U}_{yi} = U_i^* + \bar{i}_i r_1 k_{км}, \quad (4.118)$$

где \bar{U}_{yi} – вектор напряжения управления i -й фазой автономного инвертора напряжения, В;

U_i^* – вектор напряжения задания i -й фазы, В;

\bar{i}_i – ток i -й фазы АД, А.

Функциональная схема системы скалярного ЧРАЭП без датчика скорости с векторной IR -компенсацией приведена на рис. 4.24.

При векторной IR -компенсации векторы ЭДС и потокосцепления обмоток статора АД остаются постоянными при изменении нагрузки, а модуль вектора напряжения и его фазовый угол меняются. Постоянство вектора потокосцепления обмоток статора АД способствует устойчивой работе ЭП. В ЭП с микропроцессорным управлением векторная IR -компенсация, как правило, не требует дополнительной настройки: при выборе такого закона регулирования настройка производится по заложенной в ЭП программе автоматически [80]. Там, где требуется настройка IR -компенсации, теоретически коэффициент положительной обратной связи по току $k_{\text{км}}$ может иметь максимальное значение, равное 1 (при этом происходит полная IR -компенсация), что вытекает из используемых выражений электромеханической и механической характеристик, критических момента и скольжения, где вместо активного сопротивления обмотки статора r_1 используется эквивалентное активное сопротивление обмотки статора $r_{1\text{ЭКВ}}$:

$$r_{1\text{ЭКВ}} = r_1 - k_{\text{км}} r_1. \quad (4.119)$$

Учитывая, что $r_{1\text{ЭКВ}} \geq 0$, то при полной компенсации $k_{\text{км}}$ может принимать максимальное значение, равное 1. Однако из теоретических и экспериментальных исследований известно, что чем больше коэффициент положительной обратной связи по току, тем больше и колебательность электромагнитного момента ЭД как на начальном, так и на конечном участке переходного процесса. Поэтому при окончательной настройке ЭП эту колебательность при необходимости уменьшают, уменьшая $k_{\text{км}}$ и (или) увеличивая постоянную времени задержки контура тока $T_{\text{км}}$.

Стандартная постоянная времени задержки контура тока $T_{\text{км}}$, устанавливаемая в заводской настройке фирм АВВ, НІТАСНІ, Siemens, «Веспер», составляет 0,02 с, хотя время, достаточное для определения мгновенного значения тока статора АД с современными контроллерами, составляет $T_{\text{км}} = 0,001$ с.

Уменьшение коэффициента положительной обратной связи по току $k_{\text{км}}$ обусловлено и тем, что при снижении частоты напряжения питания обмоток статора при полной IR -компенсации возрастает ток намагничивания АД, а соответственно, и его поток намагничивания

(возбуждения) двигателя. Поэтому для стабилизации потока возбуждения по мере уменьшения частоты напряжения питания обмоток статора коэффициент положительной обратной связи по току $k_{км}$ уменьшают до 0,7 и менее.

Для ограничения момента двигателя в пуско-тормозных режимах ЭП механизмов применяется задатчик интенсивности скорости ЗИС с линейной или *S*-образной характеристикой, который устанавливается на входе САР в контуре задания скорости. При больших кратковременных перегрузках в САР ЭП предусмотрен модуль ограничения максимального допустимого тока ЭП. Выходной сигнал регулятора ограничения тока воздействует на напряжение и частоту статора, чтобы одновременно с ограничением тока производилось и ограничение момента АД на допустимом уровне при двухзонном регулировании скорости АД, т. к. при скорости выше номинальной напряжение двигателя остается равным номинальному, при этом длительно и кратковременно допустимые моменты двигателя должны быть уменьшены на скоростях выше номинальных.

Модули *IR*-компенсации и компенсации скольжения имеют положительные обратные связи в контурах регулирования амплитуды и частоты напряжения статора АД и используются только в области скоростей двигателя ниже номинальных. Ограничение тока двигателя пропорционально-интегральным регулятором ограничения тока исключает аварийное отключение ЭП средствами защитной аппаратуры при кратковременных перегрузках.

Для расширения диапазона регулирования асинхронного ЭП используется модуль компенсации скольжения, т. к. сигналом тока можно воздействовать как на канал напряжения, так и на канал частоты (рис. 4.23). При одновременном воздействии на каналы частоты (компенсация скольжения) также компенсации момента поддержание скорости на требуемом уровне можно обеспечить при меньших значениях напряжения обмоток статора АД. Модуль компенсации скольжения работает аналогично модулю *IR*-компенсации. При увеличении момента на валу АД увеличивается и значение тока статора I , пропорциональное действующим значениям токов обмоток статора.

Одновременно с увеличением напряжения положительной обратной связи $U_{\text{км}}$ увеличивается сигнал положительной обратной связи по частоте $f_{\text{кс}}$, вычисляемой звеном с передаточной функцией

$$W(p) = \frac{k_{\text{кс}}}{1 + T_{\text{кс}} p}, \quad (4.120)$$

где $k_{\text{кс}}$ – коэффициент компенсации скольжения (коэффициент положительной обратной связи по току в канале регулирования частоты), Гц/А;

$T_{\text{кс}}$ – постоянная времени задержки контура компенсации скольжения, с.

Постоянную времени задержки контура компенсации скольжения $T_{\text{кс}}$ можно приравнять к постоянной времени задержки контура тока $T_{\text{км}}$, т. к. они оба получают сигнал тока I от одного и того же блока формирования значения тока статора.

С ростом сигнала положительной обратной связи по току возрастает как сигнал управления U^* канала напряжения, приводящий в конечном счете к росту напряжения питания обмоток статора АД, так и сигнал управления $f_c = f^* + f_{\text{кс}} = f^* + k_{\text{кс}} I$ канала частоты, приводящий к росту частоты напряжения питания обмоток статора.

Из работы [97] известно, что системы управления ЭП с компенсацией частоты являются чувствительными к параметрам настроек и при сильной положительной обратной связи $k_{\text{кс}}$ могут оказаться неустойчивыми. Для повышения устойчивости системы управления ЭП при использовании компенсации момента и скольжения целесообразно использовать компенсацию момента только в зоне низких значений частот напряжения питания обмоток статора. Поэтому с ростом задающей частоты f^* коэффициент $k_{\text{км}}$ можно значительно уменьшить вплоть до нуля, изменяя его, например, в функции f^* .

Для расширения диапазона регулирования скорости до 120 возможно использование функциональной схемы системы скалярного частотного управления асинхронным ЭП с бездатчиковой обратной связью по скорости (рис. 4.25).

В приведенной функциональной схеме используется динамическая модель АД в неподвижной системе координат α, β для вычисления угловой скорости ротора АД.

Тогда из уравнений третьего, первого и четвертого, второго системы уравнений (4.36) следует попарно выразить составляющие вектора потокосцепления ротора $\bar{\Psi}_2$ соответственно:

$$\Psi_{2\alpha} = \frac{k_2 L_m - T_2 r_3 (T_3 p + 1)}{k_2 T_2 p} I_{1\alpha} + \frac{1}{k_2 p} U_{1\alpha}; \quad (4.121)$$

$$\Psi_{2\beta} = \frac{k_2 L_m - T_2 r_3 (T_3 p + 1)}{k_2 T_2 p} I_{1\beta} + \frac{1}{k_2 p} U_{1\beta}. \quad (4.122)$$

Угловую скорость ротора АД ω по известным составляющим потокосцепления ротора $\Psi_{2\alpha}$ и $\Psi_{2\beta}$ можно определить из третьего или четвертого уравнений системы (4.36):

$$\omega = \frac{L_m I_{1\alpha} - (T_2 p + 1) \Psi_{2\alpha}}{T_2 p \Psi_{2\beta}} = \frac{(T_2 p + 1) \Psi_{2\beta} - L_m I_{1\beta}}{T_2 p \Psi_{2\alpha}}. \quad (4.123)$$

На основании этих уравнений разработана структурная схема устройства для вычисления изменяющейся угловой скорости ротора АД ω в неподвижной системе координат α, β по мгновенным значениям тока и напряжения обмоток статора АД (рис. 4.26).

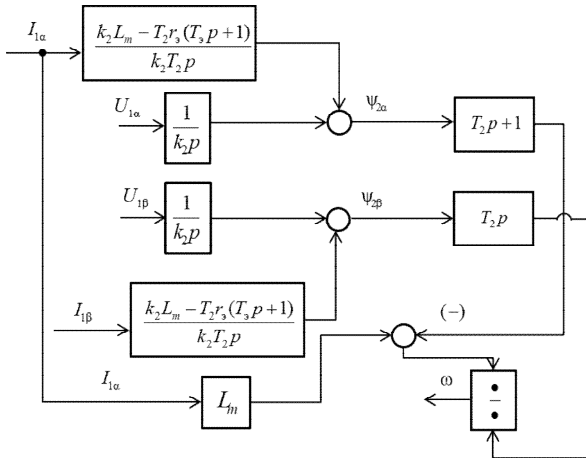


Рис. 4.26. Структурная схема устройства вычисления угловой скорости ротора АД ω в неподвижной системе координат α, β

На основании функциональной схемы системы скалярного частотного управления асинхронными ЭП (рис. 4.25), структурной схемы АД в неподвижной системе координат α, β (рис. 4.13), структурной схемы устройства вычисления угловой скорости ротора АД ω в неподвижной системе координат α, β (рис. 4.26) представлена разработанная структурная схема ЧРАЭП с бездатчиковой отрицательной обратной связью по скорости ω при скалярном управлении (рис. 4.27) [98].

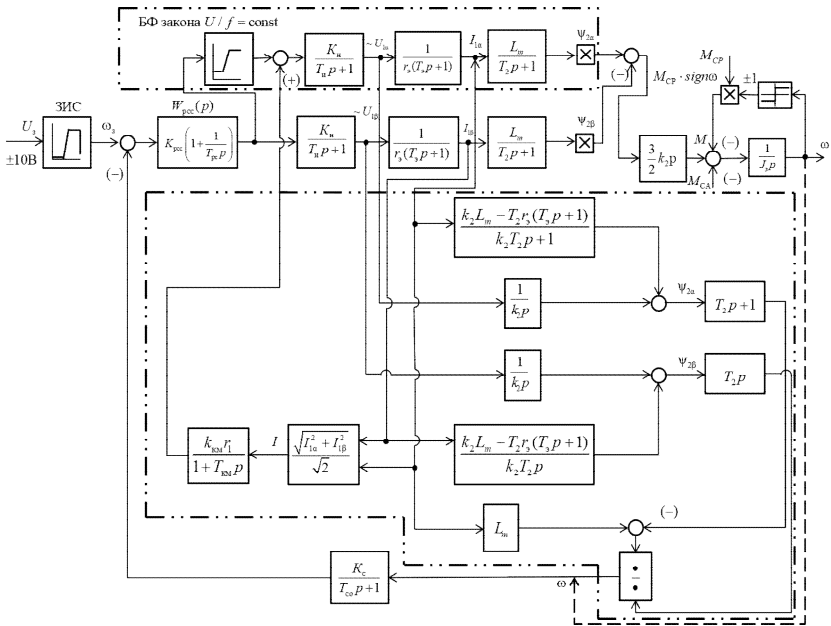


Рис. 4.27. Структурная схема ЧРАЭП с бездатчиковой отрицательной обратной связью по скорости ω без датчика при скалярном управлении:
 - - - - - блоки, обеспечивающие расчет угловой скорости ротора ω ;
 - - - - - расчетная обратная связь по угловой скорости ω

На рис. 4.27 приняты следующие обозначения:

$W_{pec}(p)$ – передаточная функция регулятора скорости;

$K_n = \frac{\sqrt{2}U_n}{U_{уп. макс}}$ – коэффициент усиления преобразователя частоты

($U_{уп. макс}$ – максимальное значение напряжения управления, В; принимаем $U_{уп. макс} = 10$ В);

$T_{и} = \frac{0,5}{f_{шмм}}$ – эквивалентная постоянная времени преобразователя

частоты, с ($f_{шмм}$ – несущая частота широтно-импульсной модуляции инвертора, Гц);

K_c – коэффициент обратной связи по скорости, $\frac{В \cdot с}{рад}$;

$T_{со} = \frac{T_{сс}}{3}$ – постоянная времени запаздывания в цепи обратной связи по скорости, с;

$T_{сс} = \left(16 \cdot \frac{1}{f_{шмм}}\right) n_c$ – период расчета (измерения) скорости, с;

принимая количество расчетов (измерений) $n_c \geq 3$.

Синтез параметров регулятора скорости для приведенной структурной схемы можно произвести путем настройки контура скорости схемы на модульный (технический) оптимум (МО). Разомкнутый контур скорости при настройке на МО должен иметь следующую передаточную функцию:

$$W_{мос}(p) = \frac{1}{a_{мсс} T_{мсс} p (T_{мсс} p + 1)}, \quad (4.124)$$

где $a_{мсс} = 1-6$ – коэффициент настройки на модульный оптимум контура скорости;

$a_{мсс} = 2$ – стандартный коэффициент настройки;

$T_{мсс}$ – малая постоянная времени настраиваемого контура скорости, с.

Так как в системе координат α, β составляющая $U_{1\alpha}$ напряжения статора АД синусоидальная по форме, а $U_{1\beta}$ – косинусоидальная, то в силу симметрии структурной схемы АД составляющие токов статора $I_{1\alpha}, I_{1\beta}$ и ротора $I_{2\alpha}, I_{2\beta}$ будут также синусоидальными и косинусоидальными. Следовательно, проекции токов попарно будут иметь одна максимальную амплитуду, а вторая – равную нулю, и наоборот. Согласно формуле (4.19) суммарное потокосцепление

ротора будет равно сумме произведений соответствующих проекций токов и индуктивностей. Тогда согласно правилу преобразования структурных схем одинаковые звенья каналов перед суммирующим узлом следует заменить одним суммарным звеном после него, т. е. в структурной схеме (рис. 4.27) исключить блоки $\frac{L_m}{T_2 p + 1}$, а вместо них

в блок $\frac{3}{2} K_2 p$ дополнительно ввести суммарное потокосцепление ротора ψ_2 . В структурной схеме регулятора скорости имеется блок формирования (БФ) закона $\frac{U}{f}$, обеспечивающий заданное поддержание

отношения $\frac{U}{f}$ в первой зоне регулирования скорости, когда частота напряжения обмоток статора не превышает частоты напряжения питающей сети, и постоянство питающего напряжения обмоток статора при частоте, превышающей частоту напряжения питающей сети.

После такой замены передаточная функция разомкнутого контура скорости рассматриваемой структурной схемы (рис. 4.27) определится следующим образом:

$$W_{\text{ксс}}(p) = W_{\text{рсс}}(p) \frac{K_n}{T_n p + 1} \frac{1}{T_3 p + 1} \frac{K_m}{J_3 p} \frac{K_c}{T_{\text{со}} p + 1}, \quad (4.125)$$

где $K_m = \frac{3}{2} K_2 p \psi_2$ – коэффициент момента АД, Вб;

ψ_2 – суммарное потокосцепление ротора АД, Вб.

Для упрощения решения нужно понизить порядок передаточной функции контура скорости. Для этого найти суммарную малую постоянную времени контура скорости $T_{\text{см}} = T_n + T_3 + T_{\text{со}}$. Тогда выражение (4.125) примет следующий вид:

$$W_{\text{ксс}}(p) = W_{\text{рсс}}(p) \frac{K_n \frac{1}{r_3} K_m K_c}{T_{\text{см}} p + 1} \frac{1}{J_3 p}. \quad (4.126)$$

Приравнять правые части выражений (4.124), (4.125), решить полученное уравнение относительно передаточной функции регулятора скорости и преобразовать до вида:

$$W_{\text{рсс}}(p) = \frac{1}{a_{\mu\text{сс}} T_{\mu\text{сс}} p (T_{\mu\text{сс}} p + 1)} \frac{(T_{\text{см}} p + 1) J_{\text{э}} p}{K_{\text{и}} \frac{1}{r_{\text{э}}} K_{\text{м}} K_{\text{с}}}. \quad (4.127)$$

Если приравнять постоянные времени $T_{\text{см}} = T_{\mu\text{сс}}$, то регулятор скорости будет иметь передаточную функцию

$$W_{\text{рсс}}(p) = \frac{J_{\text{э}} r_{\text{э}}}{a_{\mu\text{сс}} T_{\text{см}} K_{\text{и}} K_{\text{м}} K_{\text{с}}} = K_{\text{рсс}}. \quad (4.128)$$

Таким образом, при настройке контура скорости на МО регулятор скорости будет пропорционального типа, т. е. П-регулятор с коэффициентом $K_{\text{рсс}}$.

Тогда передаточная функция разомкнутого контура регулирования скорости

$$\begin{aligned} W_{\text{раз.сс}}(p) &= W_{\text{рсс}}(p) \frac{K_{\text{и}}}{T_{\text{и}} p + 1} \frac{\frac{1}{r_{\text{э}}}}{T_{\text{э}} p + 1} \frac{K_{\text{м}}}{J_{\text{э}} p} \frac{K_{\text{с}}}{T_{\text{с}} p + 1} = \\ &= \frac{J_{\text{э}} r_{\text{э}}}{a_{\mu\text{сс}} T_{\text{см}} K_{\text{и}} K_{\text{м}} K_{\text{с}}} \frac{K_{\text{и}}}{T_{\text{и}} p + 1} \frac{\frac{1}{r_{\text{э}}}}{T_{\text{э}} p + 1} \frac{K_{\text{м}}}{J_{\text{э}} p} \frac{K_{\text{с}}}{T_{\text{с}} p + 1} = \\ &= \frac{1}{a_{\mu\text{сс}} T_{\text{см}} T_{\text{и}} T_{\text{э}} T_{\text{с}} p^4 + a_{\mu\text{сс}} T_{\text{см}}^3 p^3 + a_{\mu\text{сс}} T_{\text{см}}^2 p^2 + a_{\mu\text{сс}} T_{\text{см}} p}. \end{aligned} \quad (4.129)$$

Передаточную функцию замкнутого контура следует определить по управлению для регулирования скорости

$$\begin{aligned} W_{\text{зам.сс}}(p) &= \frac{1}{W_{\text{с}}(p)} \frac{W_{\text{раз.сс}}(p)}{1 + W_{\text{раз.сс}}(p)} = \\ &= \frac{\frac{1}{K_{\text{с}}}(T_{\text{с}} p + 1)}{a_{\mu\text{сс}} T_{\text{см}} T_{\text{и}} T_{\text{э}} T_{\text{с}} p^4 + a_{\mu\text{сс}} T_{\text{см}}^3 p^3 + a_{\mu\text{сс}} T_{\text{см}}^2 p^2 + a_{\mu\text{сс}} T_{\text{см}} p + 1} \approx \end{aligned}$$

$$\approx \frac{1}{K_c} (T_{co} p + 1) / (a_{\mu cc} T_{cm}^3 p^3 + a_{\mu cc} T_{cm}^2 p^2 + a_{\mu cc} T_{cm} p + 1); \quad (4.130)$$

Для анализа реакции контура скорости на возмущающее воздействие, т. е. наброс или сброс нагрузки ΔM_c , нужно определить передаточную функцию замкнутого контура скорости по возмущению

$$W_{\text{зам. вcc}}(p) = \frac{\omega(p)}{-M_c} = \frac{W_{\text{об. м}}(p)}{1 + W_{\text{раз. cc}}(p)}, \quad (4.131)$$

где $W_{\text{об. м}}(p)$ – передаточная функция механической части ЭП.

Тогда

$$\begin{aligned} W_{\text{зам. вcc}}(p) &= \frac{1}{J_{\text{э}}} p \\ &= \frac{1}{1 + \frac{a_{\mu cc} T_{cm} T_{\text{н}} T_{\text{э}} T_{\text{co}} p^4 + a_{\mu cc} T_{cm}^3 p^3 + a_{\mu cc} T_{cm}^2 p^2 + a_{\mu cc} T_{cm} p}{J_{\text{э}}}} = (4.132) \\ &= \frac{\frac{1}{J_{\text{э}}} a_{\mu cc} T_{cm} (T_{\text{н}} T_{\text{э}} T_{\text{co}} p^3 + T_{cm}^2 p^2 + T_{cm} p + 1)}{a_{\mu cc} T_{cm} T_{\text{н}} T_{\text{э}} T_{\text{co}} p^4 + a_{\mu cc} T_{cm}^3 p^3 + a_{\mu cc} T_{cm}^2 p^2 + a_{\mu cc} T_{cm} p + 1}. \end{aligned}$$

В тех случаях, когда ЭП с П-регулятором скорости не обеспечивает заданных показателей статической погрешности механических характеристик в принятом диапазоне регулирования скорости, контур скорости следует настраивать на симметричный оптимум (СО).

Тогда правую часть передаточной функции разомкнутого контура рассматриваемой схемы (рис. 4.27) (выражение (4.126)) приравнивают к правой части выражения типовой передаточной функции разомкнутого контура, настроенного на СО:

$$W_{\text{рcc}}(p) = \frac{b_c a_c T_{\mu cc} p + 1}{a_{cc} T_{\mu cc}^2 p^2 (T_{\mu cc} p + 1)} = \frac{4 T_{\mu cc} p + 1}{a_{cc} T_{\mu cc}^2 p^2 (T_{\mu cc} p + 1)}, \quad (4.133)$$

где $b_c a_c = 4$, т. к. коэффициенты оптимизации $b_c = a_c = 2$;

$a_{cc} = 4-16$ – коэффициент настройки контура скорости на симметричный оптимум;

$a_{cc} = b_c a_c^2 = 8$ – стандартный коэффициент настройки, т. к. коэффициенты оптимизации $b_c = a_c = 2$;

$T_{\mu cc}$ – малая постоянная времени настраиваемого контура скорости, с.

Равенство, решенное относительно передаточной функции регулятора скорости, примет вид:

$$W_{\text{psc}}(p) = \frac{4T_{\mu cc} p + 1}{a_{cc} T_{\mu cc}^2 p^2 (T_{\mu cc} p + 1)} \frac{(T_{cm} p + 1) J_3 p}{K_{\text{и}} \frac{1}{r_3} K_{\text{м}} K_{\text{с}}}. \quad (4.134)$$

Если принять равными постоянные времени $T_{cm} = T_{\mu cc}$, то регулятор скорости будет иметь передаточную функцию

$$W_{\text{psc}}(p) = \frac{(4T_{cm} p + 1) J_3 r_3}{a_{cc} T_{cm}^2 p K_{\text{и}} K_{\text{м}} K_{\text{с}}}. \quad (4.135)$$

Числитель полученного выражения следует разделить на его знаменатель:

$$W_{\text{psc}}(p) = K_{\text{psc}} + \frac{1}{T_{\text{pc}} p}, \quad (4.136)$$

где $K_{\text{psc}} = \frac{4J_3 r_3}{a_{cc} T_{cm} K_{\text{и}} K_{\text{м}} K_{\text{с}}}$ – коэффициент передачи регулятора скорости, о. е.;

$T_{\text{pc}} = \frac{a_{cc} T_{cm}^2 K_{\text{и}} K_{\text{м}} K_{\text{с}}}{J_3 r_3}$ – постоянная времени регулятора скорости, с.

Полученную передаточную функцию регулятора скорости преобразовать к другому виду, разделив и умножив знаменатель уравнения (4.135) на 4:

$$W_{\text{psc}}(p) = \frac{(4T_{cm} p + 1) J_3 r_3}{a_{cc} T_{cm}^2 p K_{\text{и}} K_{\text{м}} K_{\text{с}} \frac{4}{4}} = \frac{(4T_{cm} p + 1) \cdot 4J_3 r_3}{a_{cc} T_{cm}^2 p K_{\text{и}} K_{\text{м}} K_{\text{с}} \cdot 4} = \quad (4.137)$$

$$= K_{\text{psc}} \left(\frac{4T_{\text{cm}} p + 1}{4T_{\text{cm}} p} \right) = K_{\text{psc}} \frac{T_{\text{pc}} p + 1}{T_{\text{pc}} p} = K_{\text{psc}} \left(1 + \frac{1}{T_{\text{pc}} p} \right),$$

где постоянная времени регулятора скорости $T_{\text{pc}} = 4T_{\text{cm}}$, а коэффициент его передачи K_{psc} прежний.

Из полученных передаточных функций видно, что при настройке регулятора на СО в контуре регулирования скорости будет обеспечиваться ПИ-закон регулирования. В передаточной функции регулятора скорости имеется звено $T_{\text{pc}} p + 1 = 4T_{\text{cm}} p + 1$, которое компенсирует инерционные

звенья контура и интегрирующее звено объекта $W_{\text{об}}(p) = \frac{1}{J_3 p}$.

Определение передаточной функции разомкнутого контура регулирования скорости с ПИ-регулятором:

$$\begin{aligned} W_{\text{раз. cc}}(p) &= W_{\text{psc}}(p) \frac{K_{\text{и}}}{T_{\text{и}} p + 1} \frac{1}{T_3 p + 1} \frac{K_{\text{м}}}{J_3 p} \frac{K_{\text{с}}}{T_{\text{co}} p + 1} = \\ &= \frac{(4T_{\text{cm}} p + 1) J_3 r_3}{a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^2 p K_{\text{и}} K_{\text{м}} K_{\text{с}}} \frac{K_{\text{и}}}{T_{\text{и}} p + 1} \frac{1}{T_3 p + 1} \frac{K_{\text{м}}}{J_3 p} \frac{K_{\text{с}}}{T_{\text{co}} p + 1} = \quad (4.138) \\ &= \frac{4T_{\text{cm}} p + 1}{a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^2 p^2 (T_{\text{и}} T_3 T_{\text{co}} p^3 + T_{\text{cm}}^2 p^2 + T_{\text{cm}} p + 1)} = \\ &= \frac{4T_{\text{cm}} p + 1}{a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^2 T_{\text{и}} T_3 T_{\text{co}} p^5 + a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^4 p^4 + a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^3 p^3 + a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^2 p^2}. \end{aligned}$$

Передаточная функция замкнутого контура по управлению для регулирования скорости

$$\begin{aligned} W_{\text{зам. вcc}}(p) &= \frac{1}{W_{\text{co}}(p)} \frac{W_{\text{раз. cc}}(p)}{1 + W_{\text{раз. cc}}(p)} = \quad (4.139) \\ &= \frac{1}{K_{\text{с}}} \frac{(4T_{\text{cm}} p + 1)(T_{\text{co}} p + 1)}{a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^2 T_{\text{и}} T_3 T_{\text{co}} p^5 + a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^4 p^4 + a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^3 p^3 + a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^2 p^2 + 4T_{\text{cm}} p + 1}. \end{aligned}$$

Для анализа реакции контура скорости на возмущающее воздействие, т. е. наброс и сброс нагрузки ΔM_c , нужно определить передаточную функцию замкнутого контура скорости по возмущению согласно выражению (4.131):

$$W_{\text{зам. вcc}}(p) = \frac{\frac{1}{J_3} p}{1 + \frac{4T_{\text{cm}} p + 1}{a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^2 T_{\text{H}} T_{\text{э}} T_{\text{co}} p^5 + a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^4 p^4 + a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^3 p^3 + a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^2 p^2}} = \frac{\frac{1}{J_3} a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^2 p (T_{\text{H}} T_{\text{э}} T_{\text{co}} p^3 + T_{\text{cm}}^2 p^2 + T_{\text{cm}} p + 1)}{a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^2 T_{\text{H}} T_{\text{э}} T_{\text{co}} p^5 + a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^4 p^4 + a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^3 p^3 + a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^2 p^2 + 4T_{\text{cm}} p + 1} \quad (4.140)$$

Полученные выражения для расчета коэффициентов передачи и постоянных времени П- и ПИ-регуляторов, а также передаточных функций разомкнутых и замкнутых по управлению и возмущению контуров регулирования скорости, которые необходимо использовать при их настройке и анализе качества работы при скалярном управлении, сведены в табл. 4.6.

Выводы:

1. Показатели качества работы оптимизированного контура скорости по управлению зависят от соотношения его постоянных времени.

2. Настройка контура скорости с П-регулятором соответствует постройке на МО системы 4-го порядка. Замкнутый контур скорости представляет собой астатическую систему 1-го порядка по управлению. Основные показатели качества его работы по управлению согласно [99] определяются следующими значениями:

– статическая ошибка по скорости при постоянном значении задающего сигнала равна нулю;

– полоса пропускания контура скорости по модулю и по фазе

$$\omega_{\text{п}}^{\text{м}} = \frac{0,284}{T_{\text{cm}}}, \text{ рад/с}; \quad \omega_{\text{п}}^{\text{ф}} = \frac{0,18}{T_{\text{cm}}}, \text{ рад/с};$$

– перерегулирование, время первого и окончательного вхождения в 5%-ю зону при набросе или сбросе нагрузки $\sigma = 6,2\%$; $t_{\text{py1}}^{(5)} = 13,6T_{\text{cm}}$, с;

$$t_{\text{py2}}^{(5)} = 20,3T_{\text{cm}}, \text{ с.}$$

Таблица 4.6

Коэффициенты передачи и постоянные времени П- и ПИ-регуляторов, передаточные функции разомкнутых и замкнутых по управлению и возмущению контуров регулирования скорости при скалярном управлении

Регуляторы скорости	Расчетные формулы
П-регулятор	$K_{\text{рсс}} = \frac{J r_3}{a_{\text{мсс}} T_{\text{см}} K_{\text{и}} K_{\text{м}} K_{\text{с}}};$ $W_{\text{раз.сс}}(p) = \frac{1}{a_{\text{мсс}} T_{\text{см}} T_{\text{и}} T_{\text{з}} T_{\text{со}} p^4 + a_{\text{мсс}} T_{\text{см}}^3 p^3 + a_{\text{мсс}} T_{\text{см}}^2 p^2 + a_{\text{мсс}} T_{\text{см}} p};$ $W_{\text{зам.сс}}(p) = \frac{\frac{1}{K_{\text{с}}}(T_{\text{со}} p + 1)}{a_{\text{мсс}} T_{\text{см}} T_{\text{и}} T_{\text{з}} T_{\text{со}} p^4 + a_{\text{мсс}} T_{\text{см}}^3 p^3 + a_{\text{мсс}} T_{\text{см}}^2 p^2 + a_{\text{мсс}} T_{\text{см}} p + 1} \approx$ $\frac{\frac{1}{K_{\text{с}}}(T_{\text{со}} p + 1)}{a_{\text{мсс}} T_{\text{см}}^3 p^3 + a_{\text{мсс}} T_{\text{см}}^2 p^2 + a_{\text{мсс}} T_{\text{см}} p + 1};$ $W_{\text{зам.всс}}(p) = \frac{\frac{1}{J_3} a_{\text{мсс}} T_{\text{см}} (T_{\text{и}} T_{\text{з}} T_{\text{со}} p^3 + T_{\text{см}}^2 p^2 + T_{\text{см}} p + 1)}{a_{\text{мсс}} T_{\text{см}} T_{\text{и}} T_{\text{з}} T_{\text{со}} p^4 + a_{\text{мсс}} T_{\text{см}}^3 p^3 + a_{\text{мсс}} T_{\text{см}}^2 p^2 + a_{\text{мсс}} T_{\text{см}} p + 1}$

Регуляторы скорости	Расчетные формулы
ПИ-регулятор	$K_{\text{psc}} = \frac{4J_{\text{э}} r_{\text{э}}}{a_{\text{cc}} T_{\text{cm}} K_{\text{и}} K_{\text{м}} K_{\text{с}}}; T_{\text{pc}} = \frac{a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^2 K_{\text{и}} K_{\text{м}} K_{\text{с}}}{J_{\text{э}} r_{\text{э}}};$ $W_{\text{раз. cc}}(p) = \frac{4T_{\text{cm}} p + 1}{a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^2 T_{\text{и}} T_{\text{э}} T_{\text{co}} p^5 + a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^4 p^4 + a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^3 p^3 + a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^2 p^2};$ $W_{\text{зам. cc}}(p) = \frac{1}{K_{\text{с}}} \frac{(4T_{\text{cm}} p + 1)(T_{\text{co}} p + 1)}{a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^2 T_{\text{и}} T_{\text{э}} T_{\text{co}} p^5 + a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^4 p^4 + a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^3 p^3 + a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^2 p^2 + 4T_{\text{cm}} p + 1};$ $W_{\text{зам. вcc}}(p) = \frac{\frac{1}{J_{\text{э}}} a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^2 p (T_{\text{и}} T_{\text{э}} T_{\text{co}} p^3 + T_{\text{cm}}^2 p^2 + T_{\text{cm}} p + 1)}{a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^2 T_{\text{и}} T_{\text{э}} T_{\text{co}} p^5 + a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^4 p^4 + a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^3 p^3 + a_{\text{cc}} T_{\text{cm}}^2 p^2 + 4T_{\text{cm}} p + 1}$
	$a_{\text{мcc}} = 1-6 (a_{\text{мcc}} = 2); T_{\text{cm}} = T_{\text{и}} + T_{\text{э}} + T_{\text{co}};$ $b_{\text{с}} = a_{\text{с}} = 2; a_{\text{cc}} = 4-16 (a_{\text{cc}} = b_{\text{с}} a_{\text{с}}^2 = 8); T_{\text{pc}} = 4T_{\text{cm}}$

3. Настройка контура скорости с ПИ-регулятором близка к настройке на СО системы 5-го порядка. Замкнутый контур скорости представляет собой астатическую систему 2-го порядка по управлению. Аналогично п. 2 основные показатели качества работы контура скорости согласно [100]:

– статическая ошибка по скорости равна нулю;

$$- \omega_n^M = \frac{0,3}{T_{cm}}, \text{ рад/с}; \quad \omega_n^M = \frac{0,158}{T_{cm}}, \text{ рад/с};$$

$$- \sigma = 51,6 \% ; \quad t_{py1}^{(5)} = 11T_{cm}, \text{ с}; \quad t_{py2}^{(5)} = 37,2T_{cm}, \text{ с}.$$

4. Сравнительный анализ показателей качества работы контура скорости с П- и ПИ-регуляторами показывает, что в обоих случаях статическая ошибка равна нулю, быстродействие ПИ-регулятора несколько выше, но он имеет большее перерегулирование и время окончательного вхождения в 5%-ю зону колебания скорости в сравнении с П-регулятором.

4.6.2. Системы частотно-регулируемого асинхронного электропривода с векторным управлением

Системы векторного ЧРАЭП основываются на представлении физических переменных АД пространственными векторами, у которых, в отличие от скалярных систем управления, изменяются не только модули, но и положение в пространстве. Основой для реализации системы управления частотно-регулируемым асинхронным ЭП с векторным управлением является структурная схема АД с короткозамкнутым ротором (рис. 4.14), составленная во вращающейся двухфазной системе координат d, g , ориентированной по результирующему вектору потокосцепления ротора, и структурная схема с компенсированными внутренними связями (рис. 4.15). Из структурных схем видно, что при векторном управлении имеется два управляющих воздействия на АД с короткозамкнутым ротором:

– постоянное напряжение управления U_{1d} , которое формирует постоянный ток I_{1d} , являющийся проекцией вектора тока статора \bar{I}_1 на ось d , которая совпадает с направлением вектора потокосцепления ротора $\bar{\psi}_2$;

– постоянное напряжение управления U_{1g} , которое формирует постоянный ток I_{1g} , являющийся проекцией вектора тока статора \bar{I}_1 на ось g координатной системы d, g .

Изменяя напряжение U_{1d} , управляют значением потокосцепления ротора $\bar{\psi}_2$, т. е. поддерживают его на заданном уровне $|\bar{\psi}_2| = \text{const}$ или изменяют в соответствии с заданной зависимостью от скорости $|\bar{\psi}_2| = f(\omega)$. Напряжением U_{1g} можно изменять значение тока I_{1g} , которое при постоянстве потокосцепления ротора $|\bar{\psi}_2|$ однозначно определяет электромагнитный момент АД.

Таким образом, при векторном управлении имеется два независимых канала управления двухфазным АД с короткозамкнутым ротором, что обеспечивает аналогию управляемости АД с двигателем постоянного тока независимого возбуждения. Это значит, что система управления ЧРАЭП, аналогичная двухзонной системе управления двухфазного ЭП постоянного тока, содержит две взаимосвязанные, но независимо управляемые системы автоматического регулирования (САР):

- САР скорости с внешним контуром регулирования скорости АД ω и внутренним подчиненным контуром регулирования тока I_{1g} (электромагнитного момента);

- САР потокосцепления ротора с внешним контуром регулирования потокосцепления ротора ψ_{2d} и внутренним подчиненным контуром регулирования тока I_{1d} .

Так как в основу структурных схем АД (рис. 4.14, 4.15) положена их двухфазная ОЭМ в ортогональной системе координат d, g , вращающаяся синхронно с магнитным полем статора $\omega_{\text{кв}} = \omega_0 = 2\pi f_1$ и ориентированная осью d по вектору потокосцепления ротора $\bar{\psi}_2$, то и системы векторного ЧРАЭП предусматривают регулирование переменных двухфазной ОЭМ, что при их практической реализации требует преобразования параметров трехфазного АД в эквивалентные параметры двухфазной ОЭМ в неподвижной системе координат α, β , жестко связанной со статором АД, а затем из неподвижной системы координат α, β во вращающуюся синхронно с магнитным полем статора ($\omega_{\text{кв}} = \omega_0 = 2\pi f_1$) систему координат d, g , осью d ориентированную по вектору потокосцепления ротора $\bar{\psi}_2$, и наоборот – из системы координат d, g в систему α, β .

Обобщенная функциональная схема ЧРАЭП с векторным управлением приведена на рис. 4.28.

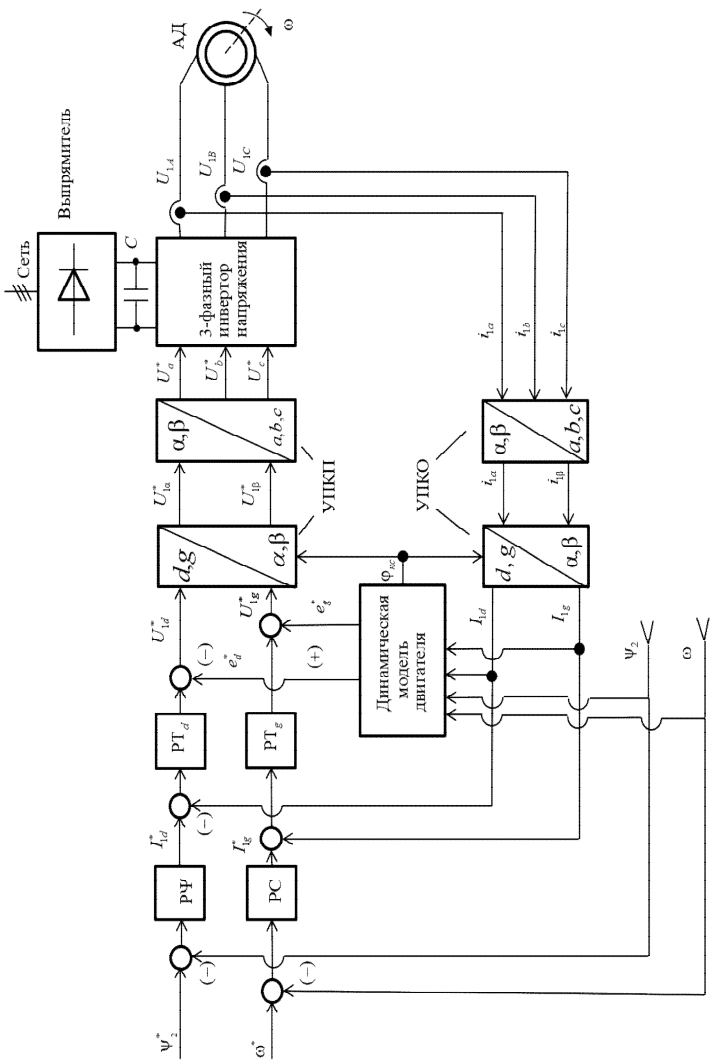


Рис. 4.28. Обобщенная функциональная схема ЧРАЭП с векторным управлением (символом * обозначены сигналы задания и управления): РС, рЧ – соответственно регуляторы скорости, потокоцепления и составляющих тока статора I_{id} , I_{ig} ; УПКП, УПКО – устройства преобразования координат, прямое и обратное соответственно

В приведенной обобщенной функциональной схеме ЭП в общем виде имеются обратные связи по потокосцеплению Ψ_2 и скорости ω . Они могут быть выполнены с датчиками потока и скорости и без датчиков. В случае бездатчиковых обратных связей значения потокосцепления Ψ_2 и скорости ω находятся расчетным путем на основании динамической двухфазной модели ОЭМ в неподвижной или вращающейся системе координат, представленной системами уравнений (4.36) и (4.51) соответственно.

Тогда для неподвижной системы координат α, β из системы уравнений (4.36) полученные составляющие вектора потокосцепления ротора $\bar{\Psi}_2$:

$$\Psi_{2\alpha} = \frac{k_2 L_m - T_2 r_3 (T_3 p + 1)}{k_2 T_2 p} I_{1\alpha} + \frac{1}{k_2 p} U_{1\alpha} ; \quad (4.141)$$

$$\Psi_{2\beta} = \frac{k_2 L_m - T_2 r_3 (T_3 p + 1)}{k_2 T_2 p} I_{1\beta} + \frac{1}{k_2 p} U_{1\beta} , \quad (4.142)$$

где $I_{1\alpha}, I_{1\beta}, U_{1\alpha}, U_{1\beta}$ – составляющие токов и напряжения статора в неподвижной системе координат α, β , полученные преобразованием из измеренных фазных токов и напряжений трехфазных обмоток статора АД.

Модуль и угловое положение вектора потокосцепления ротора находятся по выражениям:

$$|\Psi_2| = \sqrt{\Psi_{2\alpha}^2 + \Psi_{2\beta}^2} ; \quad (4.143)$$

$$\sin \varphi_{\text{кв}} = \frac{\Psi_{2\beta}}{|\Psi_2|} ; \quad (4.144)$$

$$\cos \varphi_{\text{кв}} = \frac{\Psi_{2\alpha}}{|\Psi_2|} . \quad (4.145)$$

Угловую скорость АД ω при известных составляющих потоко-сцепления ротора в системе координат α, β определяют из третьего или четвертого уравнения системы (4.36):

$$\omega = \frac{L_m I_{1\alpha} - (T_2 p + 1) \psi_{2\alpha}}{T_2 p \psi_{2\beta}} = \frac{(T_2 p + 1) \psi_{2\beta} - L_m I_{1\beta}}{T_2 p \psi_{2\alpha}}. \quad (4.146)$$

Для синхронно вращающейся системы координат d, g проекцию потоко-сцепления ротора ψ_{2d} целесообразно определить из третьего уравнения системы (4.51) с учетом того, что она равна модулю потоко-сцепления ротора ψ_2 :

$$|\psi_2| = \psi_{2d} = \frac{L_m}{T_2 p + 1} I_{1d}. \quad (4.147)$$

Из первого уравнения системы (4.51) выразить угловую скорость координатной системы

$$\omega_{\text{кк}} = \frac{r_3 (T_3 p + 1) I_{1d} - \frac{k_2}{T_2} \psi_{2d} - U_{1d}}{\sigma L_1 I_{1g}} \quad (4.148)$$

и угловое положение координатной системы

$$\varphi_{\text{кк}} = \int \omega_{\text{кк}} dt. \quad (4.149)$$

Тогда расчетную угловую частоту вращения ротора АД ω можно выразить из четвертого уравнения системы (4.51):

$$\omega = \frac{\omega_{\text{кк}} - \frac{L_m}{T_2} \frac{I_{1g}}{\psi_{2d}}}{p}. \quad (4.150)$$

Структурные схемы устройств, реализующих приведенные вычисления в неподвижной системе координат α, β и синхронно вращающейся d, g , представлены на рис. 4.29 и 4.30 соответственно.

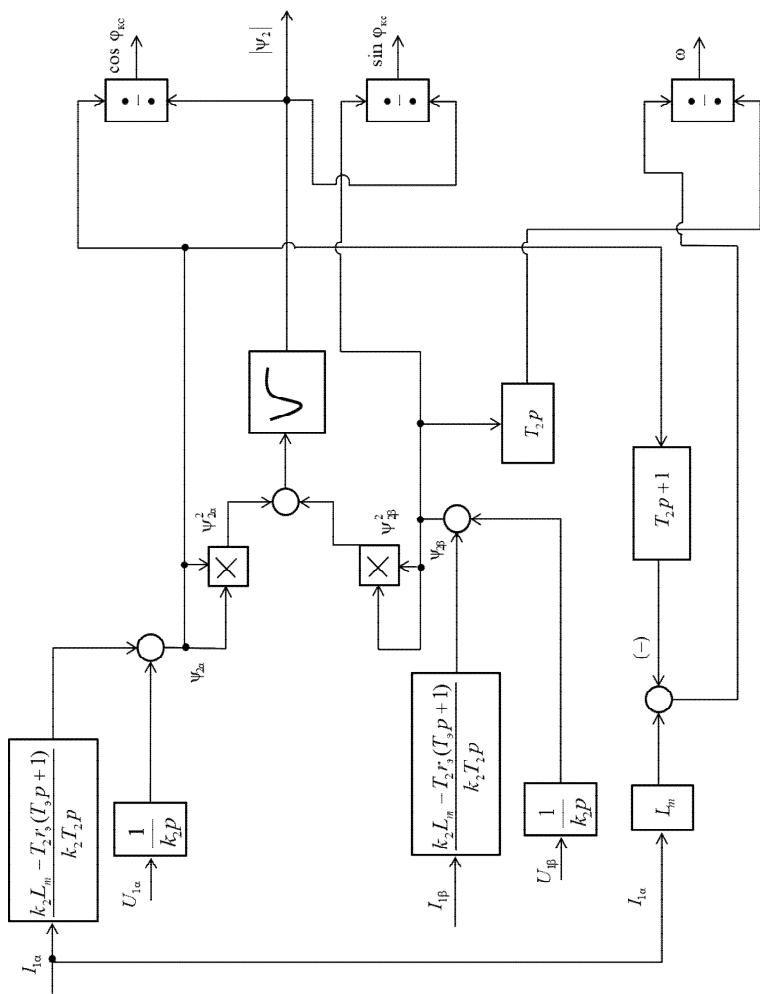


Рис. 4.29. Структурная схема устройства вычисления модуля и углового положения вектора потокоосцепления ротора ψ_2 и угловой скорости ротора ω в неподвижной системе координат α, β

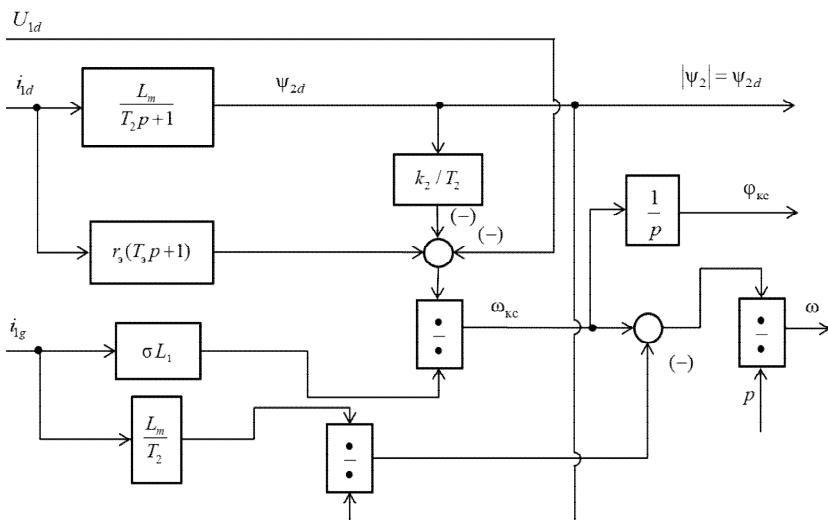


Рис. 4.30. Структурная схема устройства вычисления потокосцепления ротора ψ_2 , углового положения координатной системы $\varphi_{кц}$ и угловой скорости ротора АД ω в синхронно вращающейся системе координат d, g

Анализ приведенных структурных схем устройств вычисления показывает, что наиболее простой, а соответственно, наиболее просто реализуемой является структурная схема устройства в синхронно вращающейся системе координат d, g .

На рис. 4.31 приведена функциональная схема ЧРАЭП с векторным управлением без датчиков скорости ω и составляющих основного потокосцепления ψ_m на базе наиболее распространенного ЭП с векторным управлением Siemens типа «Трансвектор», описанного и обоснованного в работах [87, 101, 102].

Система управления ЧРАЭП с векторным управлением без датчиков скорости и составляющих потокосцепления (рис. 4.31) имеет две независимые САР скорости и потокосцепления ротора с двумя независимыми внешними контурами обратных связей по скорости вращения и по потокосцеплению ротора соответственно и два подчиненных контура по соответствующим составляющим тока статора, образующим вместе отрицательную обратную связь по вектору тока. Информация о текущих значениях потокосцепления ψ_2 и частоты вращения ω ротора поступает в блоки сравнения соответствующих контуров с выхода блока динамической модели двигателя, на входы

которого поступают преобразованные в синхронно вращающуюся систему координат d, g сигналы фазных напряжений и токов статора АД. Кроме того, блок динамической модели двигателя рассчитывает составляющие внутренней ЭДС двигателя e_{1d}, e_{1g} (выражения (4.53)), наводимые в статоре АД и используемые в системе управления ЭП с векторным управлением для компенсации внутренних обратных связей двигателя, а также угловое положение $\varphi_{\text{кС}}$ синхронно вращающейся системы координат d, g , используемое при взаимных преобразованиях в двухфазных координатных системах d, g и α, β .

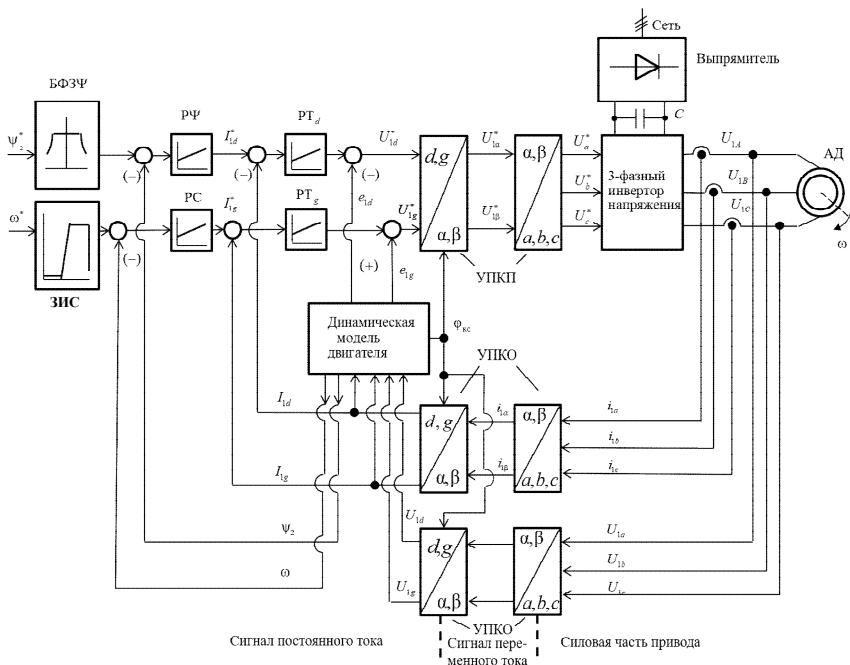


Рис. 4.31. Функциональная схема ЧРАЭП с векторным управлением без датчиков скорости ω и составляющих основного потокосцепления ψ_M

Для ограничения момента двигателя в пуско-тормозных режимах ЭП в САР скорости на входе в контуре задания скорости используется задатчик интенсивности скорости ЗИС. Для обеспечения двухзонного регулирования скорости АД в САР потокосцепления ротора на входе в контуре задания используется блок

формирования задания потокосцепления БФЗУ. Этот блок обеспечивает постоянство задания потокосцепления ротора в первой зоне до номинальной угловой скорости ротора АД и его снижение во второй зоне при угловой скорости ротора АД выше номинальной.

4.6.3. Структурная схема частотно-регулируемого асинхронного электропривода с бездатчиковым векторным управлением

Анализ рис. 4.31 показывает, что функциональная схема ЧРАЭП с векторным управлением и ориентацией по вектору потокосцепления ротора двухкоординатная с двумя внешними контурами регулирования потокосцепления и скорости и двумя внутренними подчиненными контурами тока. Структурная схема, соответствующая этой функциональной схеме ЧРАЭП, приведена на рис. 4.32 [103].

Характерной особенностью бездатчиковых ЧРАЭП переменного тока является относительно большая инерционность в цепях обратных связей контуров регулирования тока, потокосцепления и скорости.

Настройка параметров многоконтурной системы с подчиненным регулированием параметров достигается последовательной оптимизацией контуров, начиная с внутреннего и заканчивая внешним. Под оптимизацией контуров понимается такую настройку контуров, которая наилучшим образом отвечает предъявленным к ним требованиям. К этим требованиям можно отнести два основных: обеспечение заданной точности в установившихся режимах и как можно более быстрое и точное следование регулируемой величины за изменением ее задания, а также как можно меньшее отклонение регулируемой величины от заданной при воздействии на систему различных возмущений (изменений нагрузки, напряжения питающей сети). Отклонения регулируемой величины (угловой скорости) от заданного значения должны устраняться регулятором за кратчайшее время и с минимальным перерегулированием. В реальных же системах два этих требования вступают в противоречие, т. е. повышение быстродействия контура повышает перерегулирование регулируемой величины, и наоборот. Поэтому окончательное решение при настройке контура или всей системы ЭП будет компромиссным. В ЭП принято, что технически оптимальной настройкой системы регулирования является такая, которая при возможных возмущениях обеспечивает близкий к монотонному апериодическому или периодический затухающий процесс регулируемой величины с числом периодов перерегулирования регулируемой величины 0,5–1,0.

В структурной схеме (рис. 4.32) использованы следующие обозначения: $W_{p\psi}(p)$ – передаточная функция регулятора потокосцепления; $W_{pc}(p)$ – передаточная функция регулятора скорости; $W_{pt}(p)$ – передаточная функция регулятора тока; $K_{\psi} = \frac{U_{3.\psi \text{ макс}}}{\Psi_{2н}}$ – коэффициент обратной

связи по потокосцеплению, В/Вб, $U_{3.\psi \text{ макс}} = 10 \text{ В}$; $\Psi_{2н} = \frac{M_{н}}{\frac{3}{2} K_{2p} \sqrt{2} \sqrt{I_{1н}^2 - I_0^2}}$ –

номинальное значение потокосцепления АД, Вб; $M_{н}$, $I_{1н}$ – номинальные значения момента и тока АД, Н·м, А; I_0 – ток холостого хода АД, А; p – количество пар полюсов АД; $T_{\psi 0} = \frac{T_{c\psi}}{3}$ – постоянная времени запаздывания в цепи обратной связи по потокосцеплению, с; $T_{c\psi} = \left(16 \cdot \frac{1}{f_{\text{шим}}} \right) n_{\psi}$ –

период расчета потокосцепления ротора АД, с, принятое количество расчетов (измерений) $n_{\psi} \geq 3$; $K_t = \frac{U_{3.t. \text{ макс}}}{I_{1 \text{ макс}}}$ – коэффициент обратной

связи по току, В/А, $U_{3.t. \text{ макс}} = 10 \text{ В}$; $I_{1 \text{ макс}} = \sqrt{2} \sqrt{I_{\text{эп. макс}}^2 - I_0^2}$ – максимальное допустимое значение тока АД, А; $I_{\text{эп. макс}}$ – максимальное допустимое значение тока АД, соответствующее его максимальному допустимому моменту нагрузки, А; $T_{\text{то}} = \frac{T_{\text{ст}}}{3}$ – постоянная времени

запаздывания в цепи обратной связи по току, с; $T_{\text{ст}} = \frac{1}{f_{\text{шим}}} n_t$ – период сглаживания результата измерений тока, с, $n_t = 8$.

В практике настройки систем ЭП в основном применяют два критерия оптимальной настройки контуров по управлению: модульный (технический) или симметричный оптимум [76, 92, 99, 100, 104, 105].

Так как структурные схемы контуров токов I_{1d} и I_{1g} с инерционной обратной связью и полной компенсацией внутренней отрицательной связи по ЭДС двигателя в структурной схеме ЧРАЭП идентичны, можно провести оптимизацию их настройки по одной и той же методике, предварительно изобразив структурную схему контура тока (рис. 4.33).

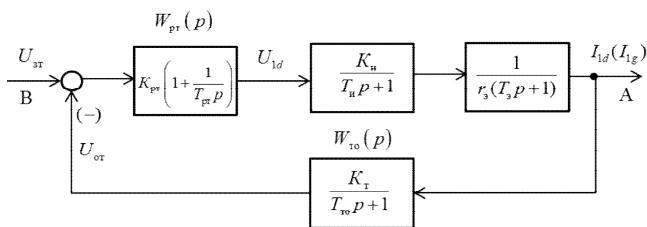


Рис. 4.33. Структурная схема контура тока с инерционной обратной связью и ПИ-регулятором

Передаточная функция разомкнутого контура тока рассматриваемой схемы (рис. 4.32) определяется следующим образом:

$$W_{\text{кт}}(p) = W_{\text{пт}}(p) \frac{K_{\text{и}}}{T_{\text{и}}p + 1} \frac{1}{r_3(T_3p + 1)} \frac{K_{\text{т}}}{T_{\text{то}}p + 1}. \quad (4.151)$$

Для упрощения процедуры оптимизации параметров настройки регуляторов тока следует понизить порядок передаточной функции контура тока, для чего заменить инерционные звенья с малыми постоянными времени одним инерционным звеном с постоянной времени

$$T_{\text{мт}} = T_{\text{и}} + T_{\text{то}} \quad (4.152)$$

и преобразовать выражение (4.151) к виду:

$$W_{\text{кт}}(p) = W_{\text{пт}}(p) \frac{K_{\text{и}}K_{\text{т}}}{T_{\text{мт}}p + 1} \frac{1}{r_3(T_3p + 1)}. \quad (4.153)$$

Разомкнутый контур тока, настроенный на МО, должен иметь следующую передаточную функцию:

$$W_{\text{мо}}(p) = \frac{1}{a_{\text{мт}}T_{\text{мт}}p(T_{\text{мт}}p + 1)}, \quad (4.154)$$

где $a_{\text{мт}} = 1-6$ – коэффициент настройки на модульный оптимум контура тока;

$a_{\text{мт}} = 2$ – стандартный коэффициент настройки на МО;

$T_{\text{мт}}$ – малая постоянная времени настраиваемого контура тока, с.

Необходимо приравнять правые части выражений передаточных функций (4.153) и (4.154) и решить полученное уравнение относительно передаточной функции регулятора тока:

$$W_{\text{рт}}(p) = \frac{(T_{\text{мт}}p + 1)(T_3p + 1)}{a_{\text{мт}}T_{\text{мт}}p(T_{\text{мт}}p + 1)K_{\text{и}}K_{\text{т}}\frac{1}{r_3}}. \quad (4.155)$$

Если принять равным $T_{\text{мт}} = T_{\text{ит}}$, то передаточная функция регулятора тока будет следующей:

$$W_{\text{рт}}(p) = \frac{T_3p + 1}{a_{\text{мт}}T_{\text{мт}}pK_{\text{и}}K_{\text{т}}\frac{1}{r_3}}. \quad (4.156)$$

Числитель уравнения (4.156) следует разделить на его знаменатель:

$$W_{\text{рт}}(p) = K_{\text{рт}} + \frac{1}{T_{\text{рт}}p}, \quad (4.157)$$

где $K_{\text{рт}} = \frac{T_3r_3}{a_{\text{мт}}T_{\text{мт}}K_{\text{и}}K_{\text{т}}}$ – коэффициент передачи регулятора тока, о. е.;

$T_{\text{рт}} = \frac{a_{\text{мт}}T_{\text{мт}}K_{\text{и}}K_{\text{т}}}{r_3}$ – постоянная времени регулятора тока, с.

Таким образом, при настройке контура тока на МО регулятор тока будет пропорционально-интегрального типа с соответствующим коэффициентом передачи $K_{\text{рт}}$ и постоянной времени интегрирования $T_{\text{рт}}$.

Уравнение (4.156) можно преобразовать и к другому наиболее часто используемому виду, разделив и умножив его знаменатель на постоянную времени T_3 :

$$W_{\text{рт}}(p) = \frac{T_3p + 1}{a_{\text{мт}}T_{\text{мт}}K_{\text{и}}K_{\text{т}}\frac{T_3}{T_3}\frac{1}{r_3}p}. \quad (4.158)$$

После преобразований

$$W_{\text{рт}}(p) = K_{\text{рт}} \frac{T_{\text{рт}}p + 1}{T_{\text{рт}}p} = K_{\text{рт}} \left(1 + \frac{1}{T_{\text{рт}}p} \right), \quad (4.159)$$

где постоянная времени регулятора тока $T_{\text{рт}} = T_3$, а коэффициент его передачи $K_{\text{рт}}$ остался прежним аналогично выражению (4.157).

Уравнения (4.157) и (4.159) идентичны, однако (4.159) в большей степени отражает суть проведенной оптимизации параметров регулятора тока, заключающейся в компенсации больших инерционностей объекта в контуре регулирования.

Из уравнения (4.159) следует, что в составе регулятора тока имеется звено $T_{\text{рт}}p+1=T_3p+1$, которое компенсирует действие апериодического звена объекта управления (обмоток статора АД)

$W_{\text{об}}(p) = \frac{1}{T_3p+1}$ с эквивалентной электромагнитной постоянной времени обмоток статора T_3 , что и позволяет добиться максимального быстродействия контура регулирования тока.

Затем можно найти передаточную функцию разомкнутого контура регулирования координат тока

$$\begin{aligned} W_{\text{раз.т}}(p) &= W_{\text{рт}}(p) \frac{K_{\text{и}}}{T_{\text{и}}p+1} \frac{1}{r_3(T_3p+1)} \frac{K_{\text{т}}}{T_{\text{то}}p+1} = \\ &= \frac{T_3r_3}{a_{\text{мт}}T_{\text{мт}}K_{\text{и}}K_{\text{т}}} \frac{T_3p+1}{T_3p} \frac{K_{\text{и}}}{T_{\text{и}}p+1} \frac{1}{r_3(T_3p+1)} \frac{K_{\text{т}}}{T_{\text{то}}p+1} = \\ &= \frac{1}{a_{\text{мт}}T_{\text{мт}}p(T_{\text{и}}T_{\text{то}}p^2 + (T_{\text{и}} + T_{\text{то}})p + 1)} = \\ &= \frac{1}{a_{\text{мт}}T_{\text{мт}}T_{\text{и}}T_{\text{то}}p^3 + a_{\text{мт}}T_{\text{мт}}^2p^2 + a_{\text{мт}}T_{\text{мт}}p}. \end{aligned} \quad (4.160)$$

Передаточная функция замкнутого контура по управлению для регулируемых координат тока

$$\begin{aligned} W_{\text{зам.т}}(p) &= \frac{1}{W_{\text{то}}(p)} \frac{W_{\text{раз.т}}(p)}{1+W_{\text{раз.т}}(p)} = \frac{1}{\frac{K_{\text{т}}}{T_{\text{то}}p+1}} \frac{W_{\text{раз.т}}(p)}{1+W_{\text{раз.т}}(p)} = \\ &= \frac{\frac{1}{K_{\text{т}}}(T_{\text{то}}p+1)}{a_{\text{мт}}T_{\text{мт}}T_{\text{и}}T_{\text{то}}p^3 + a_{\text{мт}}T_{\text{мт}}^2p^2 + a_{\text{мт}}T_{\text{мт}}p + 1} \approx \frac{\frac{1}{K_{\text{т}}}(T_{\text{то}}p+1)}{a_{\text{мт}}T_{\text{мт}}^2p^2 + a_{\text{мт}}T_{\text{мт}}p + 1}, \end{aligned} \quad (4.161)$$

где $W_{\text{то}}(p)$ – передаточная функция обратной связи контура тока.

Настройка контура близка к настройке на МО системы 2-го порядка. Контур является астатической системой 1-го порядка по управлению.

Контур потокосцепления также настраивается на МО. При настройке на МО контура потокосцепления внутренний оптимизированный контур тока можно представить звеном, имеющим передаточную функцию второго порядка, с малой некомпенсированной постоянной времени $T_{\text{мт}}$:

$$W_{\text{кт}}(p) = \frac{1}{a_{\text{мт}} T_{\text{мт}}^2 p^2 + a_{\text{мт}} T_{\text{мт}} p + 1} \cdot K_{\text{т}} \quad (4.162)$$

Для упрощения решения задачи синтеза контура потокосцепления понизить порядок передаточной функции подчиненного контура тока до передаточной функции 1-го порядка, т. к. согласно приведенным исследованиям [99] это несущественно скажется на точности решения:

$$W_{\text{кт}}(p) = \frac{\frac{1}{K_{\text{т}}}}{a_{\text{мт}} T_{\text{мт}} p + 1} = \frac{\frac{1}{K_{\text{т}}}}{T_{\text{мтз}} p + 1}, \quad (4.163)$$

где $T_{\text{мтз}} = a_{\text{мт}} T_{\text{мт}} = a_{\text{мт}} (T_{\text{и}} + T_{\text{то}})$ – малая постоянная времени оптимизированного контура тока, с.

В этом случае передаточная функция разомкнутого контура потокосцепления рассматриваемой структурной схемы (рис. 4.34)

$$W_{\text{кп}}(p) = W_{\text{рв}}(p) \frac{1}{T_{\text{мтз}} p + 1} \frac{L_m}{T_2 p + 1} \frac{K_{\psi}}{T_{\psi_0} p + 1}. \quad (4.164)$$

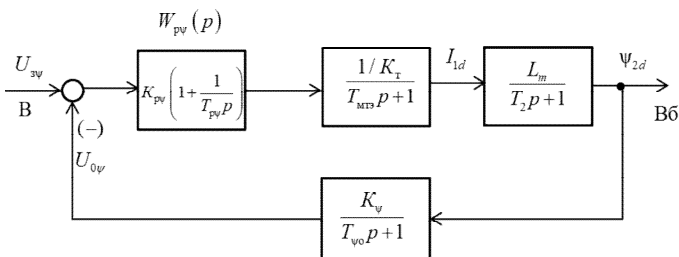


Рис. 4.34. Структурная схема контура потокосцепления с инерционной обратной связью и ПИ-регулятором

Для упрощения синтеза параметров регулятора потокосцепления следует понизить порядок передаточной функции контура потокосцепления. Учитывая, что электромагнитная постоянная времени ротора АД T_2 значительно больше постоянной времени статора T_3 , то суммарная малая постоянная времени контура потокосцепления $T_{\text{мпс}} = T_{\text{мтэ}} + T_{\psi 0}$, тогда выражение (4.164) преобразуется к виду:

$$W_{\text{кп}}(p) = W_{\text{р}\psi}(p) \frac{L_m K_\psi}{T_2 p + 1} \frac{1}{T_{\text{мпс}} p + 1} \frac{K_T}{K_T}. \quad (4.165)$$

Необходимо приравнять правые части выражений (4.165) и (4.154), предварительно заменив в выражении (4.154) $a_{\mu\tau}$ на $a_{\mu\text{п}}$, а $T_{\mu\tau}$ на $T_{\mu\text{п}}$:

$$W_{\text{р}\psi}(p) \frac{L_m K_\psi}{T_2 p + 1} \frac{1}{T_{\text{мпс}} p + 1} \frac{K_T}{K_T} = \frac{1}{a_{\mu\text{п}} T_{\mu\text{п}} p (T_{\mu\text{п}} p + 1)}. \quad (4.166)$$

Полученное равенство нужно решить относительно передаточной функции регулятора потокосцепления:

$$W_{\text{р}\psi}(p) = \frac{(T_{\text{мпс}} p + 1)(T_2 p + 1)}{a_{\mu\text{п}} T_{\mu\text{п}} p (T_{\mu\text{п}} p + 1) L_m K_\psi \frac{1}{K_T}}. \quad (4.167)$$

Если принять равным $T_{\text{мпс}} = T_{\mu\text{п}}$, то регулятор потокосцепления будет иметь передаточную функцию

$$W_{\text{р}\psi}(p) = \frac{T_2 p + 1}{a_{\mu\text{п}} T_{\text{мпс}} p L_m K_\psi \frac{1}{K_T}}. \quad (4.168)$$

Числитель уравнения (4.168) нужно разделить на его знаменатель:

$$W_{\text{р}\psi}(p) = K_{\text{р}\psi} + \frac{1}{T_{\text{р}\psi} p}, \quad (4.169)$$

где $K_{p\psi} = \frac{T_2 K_T}{a_{\text{мп}} T_{\text{мпс}} L_m K_\psi}$ – коэффициент передачи регулятора потокосцепления, о. е.;

$T_{p\psi} = \frac{a_{\text{мп}} T_{\text{мпс}} L_m K_\psi}{K_T}$ – постоянная времени регулятора потокосцепления, с.

Или разделить и умножить знаменатель уравнения (4.168) на постоянную времени T_2 :

$$W_{p\psi}(p) = \frac{T_2 p + 1}{a_{\text{мп}} T_{\text{мпс}} L_m K_\psi \frac{T_2}{T_2} \frac{1}{K_T} p}. \quad (4.170)$$

После преобразований

$$W_{p\psi}(p) = K_{p\psi} \frac{T_{p\psi} p + 1}{T_{p\psi} p} = K_{p\psi} \left(1 + \frac{1}{T_{p\psi} p} \right), \quad (4.171)$$

где постоянная времени регулятора потокосцепления $T_{p\psi} = T_2$, а коэффициент его передачи $K_{p\psi}$ прежний.

Как и в регуляторе тока, из уравнения (4.171) следует, что в составе регулятора потокосцепления имеется звено $T_{p\psi} p + 1 = T_2 p + 1$, которое компенсирует действие апериодического звена

объекта управления (обмоток ротора АД) $W_{\text{об}}(p) = \frac{1}{T_2 p + 1}$

с электромагнитной постоянной времени обмоток ротора T_2 , что также позволяет добиться максимального быстродействия контура регулирования потокосцепления.

По аналогии с контуром тока, нужно найти передаточную функцию разомкнутого контура регулирования потокосцепления:

$$\begin{aligned}
W_{\text{раз. } \psi}(p) &= W_{p\psi}(p) \frac{1}{\frac{K_r}{T_{\text{МТЭ}} p + 1}} \frac{L_m}{T_2 p + 1} \frac{K_\psi}{T_{\psi_0} p + 1} = \\
&= \frac{T_2 K_r}{a_{\text{мп}} T_{\text{мпс}} L_m K_\psi} \frac{T_2 p + 1}{T_2 p} \frac{1}{\frac{K_r}{T_{\text{МТЭ}} p + 1}} \frac{L_m}{T_2 p + 1} \frac{K_\psi}{T_{\psi_0} p + 1} = (4.172) \\
&= \frac{1}{a_{\text{мп}} T_{\text{мпс}} p (T_{\text{МТЭ}} T_{\psi_0} p^2 + (T_{\text{МТЭ}} + T_{\psi_0}) p + 1)} = \\
&= \frac{1}{a_{\text{мп}} T_{\text{мпс}} T_{\text{МТЭ}} T_{\psi_0} p^3 + a_{\text{мп}} T_{\text{мпс}}^2 p^2 + a_{\text{мп}} T_{\text{мпс}} p}.
\end{aligned}$$

Передаточная функция замкнутого контура по управлению для регулирования потокосцепления

$$\begin{aligned}
W_{\text{зам. } \psi}(p) &= \frac{1}{W_{\psi_0}(p)} \frac{W_{\text{раз. } \psi}(p)}{1 + W_{\text{раз. } \psi}(p)} = \\
&= \frac{\frac{1}{K_\psi} (T_{\psi_0} p + 1)}{a_{\text{мп}} T_{\text{мпс}} T_{\text{МТЭ}} T_{\psi_0} p^3 + a_{\text{мп}} T_{\text{мпс}}^2 p^2 + a_{\text{мп}} T_{\text{мпс}} p + 1} \approx (4.173) \\
&\approx \frac{\frac{1}{K_\psi} (T_{\psi_0} p + 1)}{a_{\text{мп}} T_{\text{мпс}}^2 p^2 + a_{\text{мп}} T_{\text{мпс}} p + 1}.
\end{aligned}$$

Из передаточной функции видно, что настройка контура потокосцепления близка к настройке на МО системы 2-го порядка. Контур потокосцепления является астатической системой регулирования 1-го порядка по управлению и обеспечивает нулевую установившуюся ошибку по потокосцеплению.

Так как контур регулирования скорости электропривода имеет двукратное интегрирование, т. е. имеет звено с большой инерционностью и интегрирующее звено объекта управления, которые необходимо компенсировать, но независимо от этого он должен обеспечивать высокую жесткость механических характеристик

в широком диапазоне регулирования скорости. При этом контур скорости следует настраивать на СО, т. к. настройка контура на МО с ПИ-регулятором неосуществима. При настройке на СО контур скорости будет иметь симметричный вид логарифмической частотной характеристики.

Разомкнутый контур скорости, настроенный на СО, должен иметь следующую передаточную функцию:

$$W_{pc}(p) = \frac{b_c a_c T_{\mu c} p + 1}{a_{cc} T_{\mu c}^2 p^2 (T_{\mu c} p + 1)} = \frac{4 T_{\mu c} p + 1}{a_{cc} T_{\mu c}^2 p^2 (T_{\mu c} p + 1)}, \quad (4.174)$$

где $b_c a_c = 4$, т. к. коэффициенты оптимизации $b_c = a_c = 2$;

$a_{cc} = 4-16$ – коэффициент настройки контура скорости на симметричный оптимум;

$a_{cc} = b_c a_c^2 = 8$ – стандартный коэффициент настройки, т. к. коэффициенты оптимизации $b_c = a_c = 2$;

$T_{\mu c}$ – малая постоянная времени настраиваемого контура скорости, с.

Чтобы упростить решение задачи синтеза контура скорости, следует записать передаточную функцию подчиненного контура тока как в контуре потокосцепления:

$$W_{кт}(p) = \frac{1}{a_{\mu t} T_{\mu t} p + 1} = \frac{1}{T_{\mu t} p + 1}. \quad (4.175)$$

Тогда передаточная функция разомкнутого контура скорости рассматриваемой структурной схемы (рис. 4.35) примет следующий вид:

$$W_{kc}(p) = W_{pc}(p) \frac{1}{T_{\mu t} p + 1} \frac{K_m}{J_3 p} \frac{K_c}{T_{co} p + 1}, \quad (4.176)$$

где $K_m = \frac{3}{2} K_2 p \psi_{2d}$ – коэффициент момента АД, Вб;

ψ_{2d} – проекция вектора потокосцепления ротора на ось d синхронно вращающейся ортогональной системы координат d, g , Вб.

В однозонном ЭП значение ψ_{2d} остается постоянным и равным проекции вектора потокоцепления на ось d при номинальном режиме работы АД. В двухзонном ЭП во второй зоне регулирования значение ψ_{2d} уменьшается блоком формирования значения потокоцепления БФЗФ.

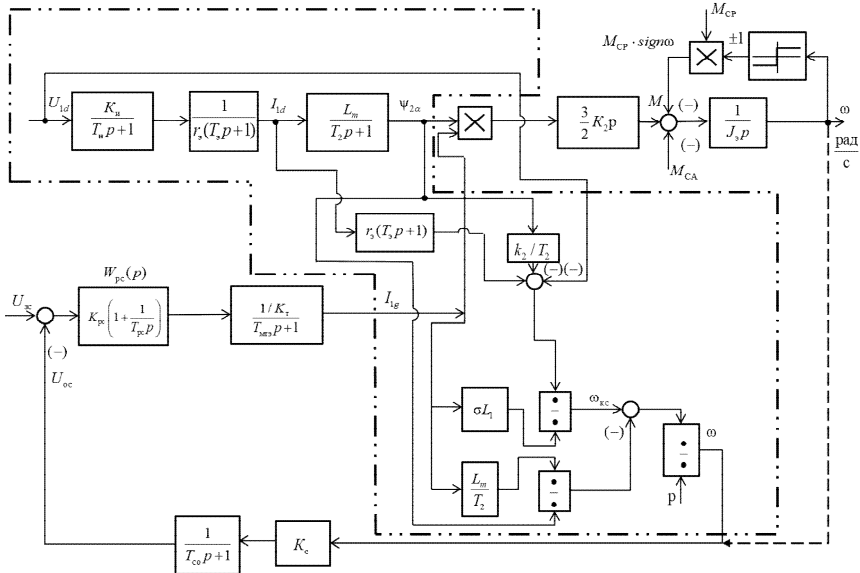


Рис. 4.35. Структурная схема контура скорости с инерционной обратной связью и ПИ-регулятором:

- - - - - блоки, обеспечивающие расчет угловой скорости ротора ω ;
- - расчетная обратная связь по угловой скорости ω

Порядок передаточной функции контура скорости нужно понизить, для чего найти суммарную малую постоянную времени контура скорости $T_{MC} = T_{MT3} + T_{CO}$. Тогда выражение (4.176) примет следующий вид:

$$W_{KC}(p) = W_{PC}(p) \frac{K_c}{T_{MC}p+1} \frac{K_M}{J_p p}. \quad (4.177)$$

Необходимо приравнять правые части выражений (4.174) и (4.177) и решить полученное уравнение относительно передаточной функции регулятора скорости:

$$W_{pc}(p) = \frac{4T_{mc}p + 1}{a_{cc}T_{mc}^2p^2(T_{mc}p + 1)} \cdot \frac{(T_{mc}p + 1)J_3p}{K_c \frac{1}{K_T} K_M}. \quad (4.178)$$

Если принять равными постоянные времени $T_{mc} = T_{\mu c}$, то регулятор скорости будет иметь передаточную функцию

$$W_{pc}(p) = \frac{(4T_{mc}p + 1)J_3}{a_{cc}T_{mc}^2pK_c \frac{1}{K_T} K_M}. \quad (4.179)$$

После деления числителя полученного уравнения на его знаменатель оно примет вид:

$$W_{pc}(p) = K_{pc} + \frac{1}{T_{pc}p}, \quad (4.180)$$

где $K_{pc} = \frac{4J_3K_T}{a_{cc}T_{mc}K_cK_M}$ – коэффициент передачи регулятора скорости, о. е.;

$T_{pc} = \frac{a_{cc}T_{mc}^2K_cK_M}{J_3K_T}$ – постоянная времени регулятора скорости, с.

Для приведения к другому виду необходимо разделить и умножить знаменатель уравнения (4.179) на 4:

$$\begin{aligned} W_{pc}(p) &= \frac{(4T_{mc}p + 1)J_3}{a_{cc}T_{mc}^2pK_c \frac{1}{K_T} K_M \frac{4}{4}} = \frac{(4T_{mc}p + 1)4J_3K_T}{a_{cc}T_{mc}^2pK_cK_M \cdot 4} = \\ &= K_{pc} \left(\frac{4T_{mc}p + 1}{4T_{mc}p} \right) = K_{pc} \frac{T_{pc}p + 1}{T_{pc}p} = K_{pc} \left(1 + \frac{1}{T_{pc}p} \right), \end{aligned} \quad (4.181)$$

где постоянная времени регулятора скорости $T_{pc} = 4T_{mc}$, а коэффициент его передачи K_{pc} прежний аналогично выражению (4.180).

Таким образом, в составе регулятора скорости имеется звено $T_{pc}p + 1 = 4T_{mc}p + 1$, которое компенсирует инерционное звено контура и интегрирующее звено объекта $W_{об}(p) = \frac{1}{J_3 p}$.

Затем нужно найти передаточную функцию разомкнутого контура регулирования скорости

$$\begin{aligned}
 W_{раз.с}(p) &= W_{pc}(p) \frac{1}{T_{мтэ}p + 1} \frac{K_M}{J_3 p} \frac{K_c}{T_{co}p + 1} = \\
 &= \frac{(4T_{mc}p + 1)J_3 K_T}{a_{cc} T_{mc}^2 p K_c K_M} \frac{1}{(T_{мтэ}p + 1)K_T} \frac{K_M}{J_3 p} \frac{K_c}{T_{co}p + 1} = \quad (4.182) \\
 &= \frac{4T_{mc}p + 1}{a_{cc} T_{mc}^2 p^2 (T_{мтэ} T_{co} p^2 + (T_{kc} + T_{co})p + 1)} = \\
 &= \frac{4T_{mc}p + 1}{a_{cc} T_{mc}^2 T_{мтэ} T_{co} p^4 + a_{cc} T_{mc}^3 p^3 + a_{cc} T_{mc}^2 p^2}.
 \end{aligned}$$

Передаточная функция замкнутого контура по управлению для регулирования скорости

$$\begin{aligned}
 W_{зам.с}(p) &= \frac{1}{W_{co}(p)} \frac{W_{раз.с}(p)}{1 + W_{раз.с}(p)} = \\
 &= \frac{1}{K_c} \frac{(4T_{mc}p + 1)(T_{co}p + 1)}{a_{cc} T_{mc}^2 T_{мтэ} T_{co} p^4 + a_{cc} T_{mc}^3 p^3 + a_{cc} T_{mc}^2 p^2 + 4T_{mc}p + 1}. \quad (4.183)
 \end{aligned}$$

Оптимизированный контур скорости на СО должен обеспечивать высокое быстродействие.

Для анализа реакции контура скорости на возмущающее воздействие, т. е. наброс или сброс нагрузки ΔM_c , нужно определить

передаточную функцию замкнутого контура скорости по возмущению согласно выражению

$$W_{\text{зам. в}}(p) = \frac{\omega(p)}{-M_c} = \frac{W_{\text{об. м}}(p)}{1 + W_{\text{раз. с}}(p)}, \quad (4.184)$$

где $W_{\text{об. м}}(p)$ – передаточная функция механической части ЭП.

Тогда

$$\begin{aligned} W_{\text{зам. в}}(p) &= \frac{\frac{1}{J_{\text{э}}} p}{1 + \frac{4T_{\text{мс}} p + 1}{a_{\text{сс}} T_{\text{мс}}^2 T_{\text{мтэ}} T_{\text{со}} p^4 + a_{\text{сс}} T_{\text{мс}}^3 p^3 + a_{\text{сс}} T_{\text{мс}}^2 p^2}} = \\ &= \frac{\frac{1}{J_{\text{э}}} (a_{\text{сс}} T_{\text{мс}}^2 T_{\text{мтэ}} T_{\text{со}} p^3 + a_{\text{сс}} T_{\text{мс}}^3 p^2 + a_{\text{сс}} T_{\text{мс}}^2 p)}{a_{\text{сс}} T_{\text{мс}}^2 T_{\text{мтэ}} T_{\text{со}} p^4 + a_{\text{сс}} T_{\text{мс}}^3 p^3 + a_{\text{сс}} T_{\text{мс}}^2 p^2 + 4T_{\text{мс}} p + 1} = \quad (4.185) \\ &= \frac{\frac{1}{J_{\text{э}}} (a_{\text{сс}} T_{\text{мс}}^2 p (T_{\text{мтэ}} p + 1) (T_{\text{со}} p + 1))}{a_{\text{сс}} T_{\text{мс}}^2 T_{\text{мтэ}} T_{\text{со}} p^4 + a_{\text{сс}} T_{\text{мс}}^3 p^3 + a_{\text{сс}} T_{\text{мс}}^2 p^2 + 4T_{\text{мс}} p + 1} \approx \\ &\approx \frac{\frac{1}{J_{\text{э}}} (a_{\text{сс}} T_{\text{мс}}^2 p (T_{\text{мс}} p + 1))}{a_{\text{сс}} T_{\text{мс}}^3 p^3 + a_{\text{сс}} T_{\text{мс}}^2 p^2 + 4T_{\text{мс}} p + 1}. \end{aligned}$$

Оптимизированный замкнутый контур скорости с ПИ-регулятором представляет собой астатическую систему регулирования 1-го порядка по возмущению.

Полученные выражения для расчета коэффициентов передачи и постоянных времени ПИ-регуляторов, а также передаточных функций разомкнутых и замкнутых по управлению и возмущению контуров регулирования тока, потокосцепления и скорости, которые необходимо использовать при их настройке и анализе качества работы при векторном управлении, сведены в табл. 4.7.

Таблица 4.7

Коэффициенты передачи и постоянные времени ПИ-регуляторов, передаточные функции разомкнутого и замкнутого по управлению и возмущению контуров регулирования тока, потокосцепления и скорости при векторном управлении

Контур	Расчетные формулы
Тока	$K_{\text{рТ}} = \frac{T_{\text{э}} r_{\text{э}}}{a_{\text{мТ}} T_{\text{мТ}} K_{\text{и}} K_{\text{Т}}}; T_{\text{рТ}} = \frac{a_{\text{мТ}} T_{\text{мТ}} K_{\text{и}} K_{\text{Т}}}{r_{\text{э}}};$ $W_{\text{раз. Т}}(p) = \frac{1}{a_{\text{мТ}} T_{\text{мТ}} T_{\text{и}} T_{\text{То}} p^3 + a_{\text{мТ}} T_{\text{мТ}}^2 p^2 + a_{\text{мТ}} T_{\text{мТ}} p};$ $W_{\text{зам. Т}}(p) = \frac{\frac{1}{K_{\text{Т}}}(T_{\text{То}} p + 1)}{a_{\text{мТ}} T_{\text{мТ}} T_{\text{и}} T_{\text{То}} p^3 + a_{\text{мТ}} T_{\text{мТ}}^2 p^2 + a_{\text{мТ}} T_{\text{мТ}} p + 1} \approx$ $\approx \frac{\frac{1}{K_{\text{Т}}}(T_{\text{То}} p + 1)}{a_{\text{мТ}} T_{\text{мТ}}^2 p^2 + a_{\text{мТ}} T_{\text{мТ}} p + 1}$
Пото- косце- пления	$K_{\text{р}\Psi} = \frac{T_2 K_{\text{Т}}}{a_{\text{мП}} T_{\text{мпс}} L_m K_{\Psi}}; T_{\text{р}\Psi} = \frac{a_{\text{мП}} T_{\text{мпс}} L_m K_{\Psi}}{K_{\text{Т}}};$ $W_{\text{раз. }\Psi}(p) = \frac{1}{a_{\text{мП}} T_{\text{мпс}} T_{\text{мТэ}} T_{\Psi_0} p^3 + a_{\text{мП}} T_{\text{мпс}}^2 p^2 + a_{\text{мП}} T_{\text{мпс}} p};$ $W_{\text{зам. }\Psi}(p) = \frac{\frac{1}{K_{\Psi}}(T_{\Psi_0} p + 1)}{a_{\text{мП}} T_{\text{мпс}} T_{\text{мТэ}} T_{\Psi_0} p^3 + a_{\text{мП}} T_{\text{мпс}}^2 p^2 + a_{\text{мП}} T_{\text{мпс}} p + 1} \approx$ $\approx \frac{\frac{1}{K_{\Psi}}(T_{\Psi_0} p + 1)}{a_{\text{мП}} T_{\text{мпс}}^2 p^2 + a_{\text{мП}} T_{\text{мпс}} p + 1}$

Контуры	Расчетные формулы
Скорости	$K_{pc} = \frac{4J_{\vartheta} K_T}{a_{cc} T_{mc} K_c K_M}; T_{pc} = \frac{a_{cc} T_{mc}^2 K_c K_M}{J_{\vartheta} K_T};$ $W_{раз.с}(p) = \frac{4T_{mc} p + 1}{a_{cc} T_{mc}^2 T_{мтэ} T_{co} p^4 + a_{cc} T_{mc}^3 p^3 + a_{cc} T_{mc}^2 p^2};$ $W_{зам.с}(p) = \frac{1}{K_c} \frac{(4T_{mc} p + 1)(T_{co} p + 1)}{a_{cc} T_{mc}^2 T_{мтэ} T_{co} p^4 + a_{cc} T_{mc}^3 p^3 + a_{cc} T_{mc}^2 p^2 + 4T_{mc} p + 1};$ $W_{зам.в}(p) = \frac{\frac{1}{J_{\vartheta}} (a_{cc} T_{mc}^2 p (T_{мтэ} p + 1) (T_{co} p + 1))}{a_{cc} T_{mc}^2 T_{мтэ} T_{co} p^4 + a_{cc} T_{mc}^3 p^3 + a_{cc} T_{mc}^2 p^2 + 4T_{mc} p + 1} \approx$ $\approx \frac{\frac{1}{J_{\vartheta}} (a_{cc} T_{mc}^2 p (T_{mc} p + 1))}{a_{cc} T_{mc}^3 p^3 + a_{cc} T_{mc}^2 p^2 + 4T_{mc} p + 1}$
$a_{\mu T} = 1-6 (a_{\mu T} = 2); T_{\mu T} = T_{и} + T_{то}; a_{\mu П} = 1-6 (a_{\mu П} = 2); T_{\mu ПС} = T_{\mu T} + T_{\psi 0};$ $b_c = a_c = 2; a_{cc} = 4-16 (a_{cc} = b_c a_c^2 = 8); T_{mc} = T_{мтэ} + T_{co}$	

Выводы:

1. Анализ полученных выражений коэффициентов передачи по току, потокосцеплению и скорости показывает, что их значения определяются соотношениями постоянных времени структурных звеньев прямых и обратных ветвей соответствующих контуров регулирования, а также коэффициентов усиления и обратных связей.

2. Постоянные времени контуров регулирования по току, потокосцеплению и скорости определяются суммой постоянных времени прямых и обратных ветвей соответствующих контуров, моментом инерции механической части ЭП и соответствующими коэффициентами усиления и обратных связей.

3. Полученные выражения передаточных функций замкнутых по управлению контуров регулирования токов, потокосцепления

и скорости с ПИ-регуляторами указывают на высокую точность поддержания заданных режимов в статическом режиме, т. к. все контуры являются астатическими системами регулирования.

4. Из передаточной функции замкнутого контура скорости по возмущению с ПИ-регулятором видно, что он представляет собой астатическую систему регулирования 1-го порядка по возмущению. Ожидаемые показатели качества работы контура при обработке ступенчатого возмущающего воздействия согласно [71]:

– установившаяся ошибка скорости по возмущению $\Delta\omega_{в.уст} = 0$;

– динамический провал (или всплеск) скорости $\Delta\omega_{в.макс} \approx$

$$\approx \frac{1,75(T_{мгз} + T_{со})}{J_s} \Delta M_c \text{ при набросе (или сбросе) нагрузки } \Delta M_c;$$

– время обработки (окончания) возмущающего воздействия

$$t_{р.в} \approx (10,9-12,5)(T_{мгз} + T_{со}).$$

4.7. Разработка системы стабилизации загрузки вальцовой плющилки-измельчителя зерна

Согласно технологической схеме системы стабилизации загрузки вальцовой плющилки-измельчителя зерна (рис. 4.36) зерно из расходного бункера самотеком поступает в шахту загрузки, имеющую вертикальную заслонку. Заслонка одной боковой стороной прикреплена в верхней части шахты загрузки через горизонтальную ось вращения, расположенную в плоскости, перпендикулярной к осям вращения валцов и имеющую ЧРАЭП ее рычага управления через понижающий редуктор и линейную передачу «винт-гайка». Регулируемый ЭП заслонки обеспечивает левое и правое вращение винта линейной передачи «винт-гайка» и тем самым движение заслонки, уменьшая или увеличивая площадь выходного сечения загрузочной шахты зерна, что в конечном счете уменьшает или увеличивает подачу зерна, а соответственно, и загрузку основного привода плющилки-измельчителя зерна. Основной привод плющилки-измельчителя питается от сети через ПЧ1 соответствующей мощности, который обеспечивает оптимальную скорость вращения валцов при минимальных удельных энергозатратах на процесс плющения или измельчения зерна. Для отключения вращения привода вертикальной заслонки при ее крайних положениях в плоскости вращения рычага заслонки установлены конечные выключатели SQ1 и SQ2.

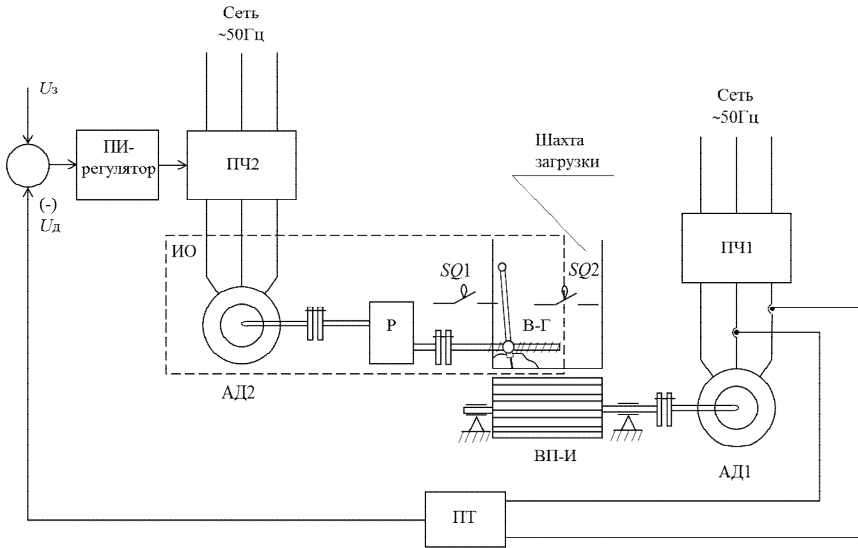


Рис. 4.36. Технологическая схема системы стабилизации загрузки вальцовой плющилки-измельчителя зерна:

ВП-И – вальцовая плющилка-измельчитель; ПТ – преобразователь тока;

ПИ-регулятор – пропорционально-интегральный регулятор;

ИО – исполнительный орган (асинхронный двигатель АД2 + редуктор Р + винт-гайка В-Г); АД1 – приводной асинхронный двигатель вальцы;

ПЧ1, ПЧ2 – преобразователи частоты двигателя АД1, АД2 соответственно;

SQ1, SQ2 – конечные выключатели

Для вывода передаточных функций структурной схемы системы стабилизации загрузки вальцовой плющилки-измельчителя зерна на рис. 4.37 представлена ее кинематическая схема, дающая соотношение размеров винт-гайки и заслонки.

Из кинетической схемы системы стабилизации загрузки (см. рис. 4.37) видно, что угловая скорость на выходе редуктора

$$\omega_p = \frac{\omega_d}{i_p}, \quad (4.186)$$

где ω_d – угловая скорость вала АД2, рад/с;

i_p – передаточное число редуктора, о. е.

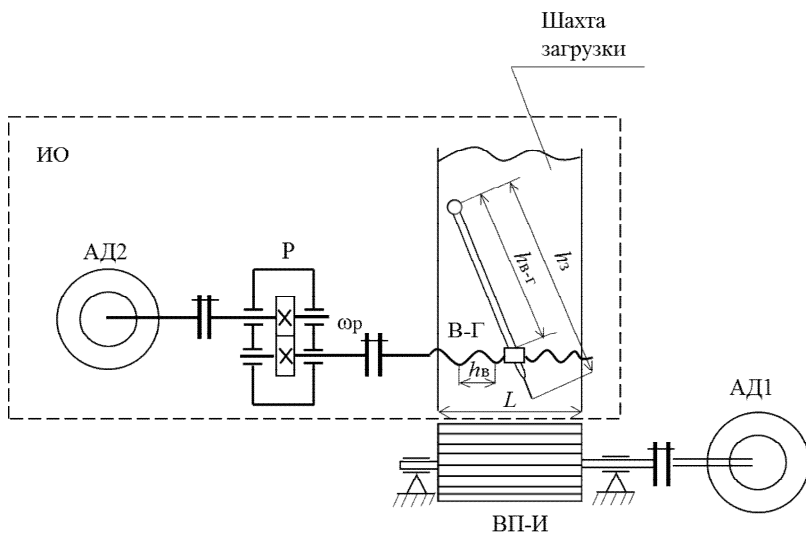


Рис. 4.37. Кинематическая схема системы стабилизации загрузки вальцовой плющилки-измельчителя зерна:

ВП-И – вальцовая плющилка-измельчитель; ИО – рабочий орган (асинхронный двигатель АД2 + редуктор Р + винт-гайка В-Г); АД1 – приводной асинхронный двигатель валцов; L – длина вальца, м; h_b – шаг резьбы В-Г, м/виток; h_3 – расстояние от оси поворота заслонки до ее края, м; $h_{b-г}$ – среднее расстояние от оси поворота заслонки до гайки линейной передачи В-Г, м

Линейное перемещение гайки передачи «винт–гайка»

$$s = \frac{\int \omega_p dt \cdot h_b}{2\pi}, \quad (4.187)$$

где h_b – шаг резьбы винт-гайки, м/виток.

Тогда линейное перемещение края заслонки над вальцами

$$l = s \frac{h_3}{h_{b-г}} = \frac{\int \omega_p dt}{2\pi} h_b \frac{h_3}{h_{b-г}}, \quad (4.188)$$

где h_3 – расстояние от оси поворота заслонки до ее края, м;

$h_{b-г}$ – среднее расстояние от оси поворота заслонки до гайки линейной передачи «винт–гайка», м.

Или в операторном виде:

$$l = \frac{\omega_p}{2\pi p} h_b \frac{h_3}{h_{b-g}} = \frac{\omega_d}{2\pi i_p p} h_b \frac{h_3}{h_{b-g}}. \quad (4.189)$$

Тогда передаточная функция «редуктор–винт-гайка–заслонка» (РВГЗ)

$$W_{\text{РВГЗ}}(p) = \frac{l}{\omega_d} = \frac{k_{\text{пмп}}}{i_p p}, \quad (4.190)$$

где $k_{\text{пмп}} = \frac{h_b}{2\pi} \frac{h_3}{h_{b-g}}$ – коэффициент передачи механизма передачи «винт-гайка–заслонка», м/рад.

Учитывая, что мощность, затрачиваемая на привод вальцов, прямо пропорциональна их длине, то и статический момент на вальцах плющилки-измельчителя также прямо пропорционален их длине, тогда передаточная функция вальцов

$$W_{\text{ВП-И}}(p) = \frac{M_c}{L} = k_{\text{м. уд}}, \quad (4.191)$$

где $k_{\text{м. уд}}$ – коэффициент удельного момента загрузки вальца, Н;

L – длина вальца, м;

M_c – статический момент нагрузки на всей длине вальца, Н·м.

Так как приводной двигатель вальцов при регулировании загрузки работает на линейных участках механической и электромеханической характеристик при малых скольжениях, то ток нагрузки можно приближенно считать активным и вычислять через коэффициент пропорциональности между током и моментом нагрузки по формуле

$$I = k_{\text{т/м}} M_c, \quad (4.192)$$

где $k_{\text{т/м}} = \frac{I_{\text{н}}}{M_{\text{н}}}$ – коэффициент пропорциональности между током и моментом нагрузки, А/(Н·м).

Следует учесть, что ток обмоток статора АД-1 в силу их значительной индуктивности при изменении момента статической нагрузки изменяется во времени по экспоненциальному закону с эквивалентной электромагнитной постоянной времени АД:

$$T_3 = \frac{\sigma L_1}{r_3}, \quad (4.193)$$

где $\sigma = 1 - \frac{L_m^2}{L_1 L_2}$ – коэффициент рассеяния обмоток АД1;

$r_3 = r_1 + r_2 \cdot \frac{L_m^2}{L_2^2}$ – эквивалентное сопротивление обмоток АД1, Ом.

На рис. 4.38 представлена структурная схема системы стабилизации загрузки вальцовой плющилки-измельчителя зерна [43].

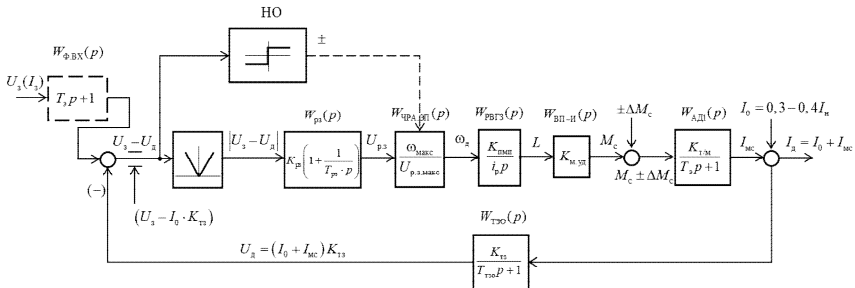


Рис. 4.38. Структурная схема системы стабилизации загрузки вальцовой плющилки-измельчителя зерна

Структурная схема системы стабилизации загрузки включает в себя:

- однофазный ЧРАЭП с векторным управлением (блок $W_{\text{ЧРАЭП}}(p)$), выполненный по аналогии со структурной схемой, приведенной на рис. 4.32;

- исполнительный орган механизма загрузки (блок $W_{\text{РВГЗ}}(p)$);
- рабочие вальцы (блок $W_{\text{ВП-И}}(p)$) и приводной двигатель (блок $W_{\text{АД1}}(p)$);
- регулятор загрузки (блок $W_{\text{РЗ}}(p)$).

Так как протекание процессов в контуре стабилизации загрузки плющилки-измельчителя имеет медленный характер по сравнению

с его ЧРАЭП, то в данной САР регулируемый привод можно представить пропорциональным звеном с коэффициентом передачи (усиления):

$$k_{\text{ЧРАЭП}} = \frac{\omega_{\text{макс}}}{U_{\text{р. з. макс}}}, \quad (4.194)$$

где $\omega_{\text{макс}}$ – максимальная угловая скорость АД2, рад/с;

$U_{\text{р. з. макс}}$ – максимальный задающий сигнал на выходе регулятора загрузки (на входе регулируемого привода), В.

Контур стабилизации загрузки имеет также инерционную обратную связь по току загрузки основного приводного двигателя (блок $W_{\text{ТЗО}}(p)$), где коэффициент обратной связи по току загрузки приводного двигателя вальцов

$$k_{\text{т. з}} = \frac{U_{\text{д. макс}}}{I_{\text{д. макс}}}, \quad (4.195)$$

где $U_{\text{д. макс}}$ – максимальное напряжение на выходе блока обратной связи по току, В;

$I_{\text{д. макс}}$ – максимальный ток нагрузки приводного АД1, А.

Малая постоянная времени цепи обратной связи по току загрузки

$$T_{\text{тзо}} = \frac{T_{\text{ст}}}{3}, \quad (4.196)$$

где $T_{\text{ст}} = \frac{1}{f_{\text{шим}}} n_{\text{т}}$ – интервал преобразования результатов измерения

(вычисления) тока загрузки в регулируемом приводе вальцов, с ($n_{\text{т}}$ – количество периодов модуляции для измерения (вычисления) тока загрузки в регулируемом приводе вальцов; $f_{\text{шим}}$ – несущая частота модуляции в ЧРАЭП вальцов, Гц).

На вход контура регулирования загрузки подается сигнал задания $U_{\text{з}}$, который в блоке сравнения на входе контура суммируется с выходным сигналом отрицательной обратной связи по току загрузки $U_{\text{д}}$. Если суммарный сигнал ($U_{\text{з}} - U_{\text{д}}$) будет превышать

значение $(U_3 - I_0 k_{т3})$, где I_0 – ток холостого хода АД1, то привод заслонки будет отключен, т. к. приводной двигатель вальцов будет работать на холостом ходу, т. е. без подачи зерна в межвальцовое пространство. Как только сигнал $(U_3 - U_d)$ будет меньше $(U_3 - I_0 k_{т3})$, привод заслонки начнет открытие или закрытие заслонки подачи зерна в межвальцовое пространство. Если сигнал $(U_3 - U_d) > 0$, заслонка будет открываться; ноль-орган (НО) определяет знак сигнала и при положительном знаке дает команду на включение вращения ЧРАЭП на открытие заслонки, при отрицательном знаке – на закрытие заслонки, т. е. включается реверс привода. При таком построении системы стабилизации загрузки вальцовой плющилки-измельчителя зерна выходной сигнал регулятора загрузки $W_{pz}(p)$ является задающим сигналом ЧП, а соответственно, угловой скорости открытия заслонки через редуктор и винт-гайку. По мере достижения заданной загрузки разница по абсолютной величине между заданной и текущей загрузкой уменьшается, что приводит к уменьшению скорости закрытия или открытия заслонки. Остановка двигателя привода заслонки осуществляется при сигнале $|U_3 - U_d| \approx 0$ на небольшой скорости, что положительно сказывается на точности поддержания загрузки приводного АД вальцов.

Передаточная функция разомкнутого контура загрузки рассматриваемой системы (рис. 4.38)

$$\begin{aligned}
 W_{\text{раз. кз}}(p) &= W_{pz}(p) K_{\text{ЧРАЭП}} \frac{K_{\text{пмп}}}{i_p p} K_{\text{м. уд}} \frac{K_{\text{т/м}}}{T_3 p + 1} \frac{K_{\text{т3}}}{T_{\text{т30}} p + 1} = \\
 &= W_{pz}(p) \frac{K_{\text{ЧРАЭП}} K_{\text{пмп}} K_{\text{м. уд}} K_{\text{т/м}} K_{\text{т3}}}{p(T_3 p + 1)(T_{\text{т30}} p + 1) i_p}.
 \end{aligned} \tag{4.197}$$

При настройке разомкнутого контура загрузки на МО передаточная функция должна иметь следующий вид:

$$W_{\text{кз. мо}}(p) = \frac{1}{2T_{\text{мкз}} p(T_{\text{мкз}} p + 1)}, \tag{4.198}$$

где $T_{\text{мкз}}$ – малая постоянная времени контура загрузки, с.

Передаточную функцию разомкнутого контура загрузки нужно приравнять к желаемому ее виду, решить относительно передаточной функции регулятора загрузки и в результате получить при $T_{\mu\kappa 3} = T_{\tau 30}$:

$$W_{p3}(p) = (T_3 p + 1)K_{p3}, \quad (4.199)$$

где $K_{p3} = \frac{i_p}{2T_{\tau 30} K_{\text{ЧРАЭП}} K_{\text{ПМП}} K_{\text{М. уд}} K_{\text{Т/М}} K_{\tau 3}}$ – коэффициент усиления регулятора загрузки, о. е.

В данном случае имеется пропорциональный регулятор с полученным коэффициентом усиления K_{p3} и фильтром на входе $(T_3 p + 1)$ (рис. 4.38).

При настройке регулятора загрузки на СО разомкнутый контур загрузки должен иметь передаточную функцию следующего вида:

$$W_{\kappa 3, \text{СО}}(p) = \frac{4T_{\mu\kappa 3} p + 1}{8T_{\mu\kappa 3}^2 p^2 (T_{\mu\kappa 3} p + 1)}. \quad (4.200)$$

Аналогично предыдущему случаю передаточную функцию разомкнутого контура загрузки нужно приравнять к желаемому виду и решить относительно передаточной функции регулятора загрузки при $T_{\mu\kappa 3} = T_{\tau 30}$:

$$W_{p3}(p) = \frac{((4T_{\tau 30} + T_3)p + 1)i_p}{8T_{\tau 30}^2 p K_{\text{ЧРАЭП}} K_{\text{ПМП}} K_{\text{М. уд}} K_{\text{Т/М}} K_{\tau 3}}. \quad (4.201)$$

Числитель и знаменатель полученной передаточной функции необходимо умножить на $(4T_{\tau 30} + T_3)$ и преобразовать выражение:

$$W_{p3}(p) = \left(\frac{1}{T_{p3} p} + 1 \right) K_{p3}, \quad (4.202)$$

где $K_{p3} = \frac{i_p (4T_{\tau 30} + T_3)}{8T_{\tau 30}^2 K_{\text{ЧРАЭП}} K_{\text{ПМП}} K_{\text{М. уд}} K_{\text{Т/М}} K_{\tau 3}}$; $T_{p3} = 4T_{\tau 30} + T_3$.

Таким образом, при настройке контура загрузки на СО регулятор загрузки пропорционально-интегрального типа, т. е. ПИ-регулятор.

Для анализа качества работы системы загрузки следует найти передаточную функцию разомкнутого контура регулирования загрузки вальцовой плющилки-измельчителя при его работе с П-регулятором:

$$\begin{aligned}
 W_{\text{раз. кз}}(p) &= W_{\text{рз}}(p) K_{\text{чРАЭП}} \frac{K_{\text{пмп}}}{i_p p} K_{\text{м. уд}} \frac{K_{\text{т/м}}}{T_{\text{э}} p + 1} \frac{K_{\text{тз}}}{T_{\text{тзо}} p + 1} = \\
 &= (T_{\text{э}} p + 1) K_{\text{рз}} K_{\text{чРАЭП}} \frac{K_{\text{пмп}}}{i_p p} K_{\text{м. уд}} \frac{K_{\text{т/м}}}{T_{\text{э}} p + 1} \frac{K_{\text{тз}}}{T_{\text{тзо}} p + 1} = \frac{1}{2T_{\text{тзо}} p (T_{\text{тзо}} p + 1)}.
 \end{aligned} \tag{4.203}$$

Передаточная функция замкнутого контура по управлению для регулирования загрузки

$$\begin{aligned}
 W_{\text{зам. кз}}(p) &= \frac{1}{W_{\text{тзо}}(p)} \frac{W_{\text{раз. кз}}(p)}{1 + W_{\text{раз. кз}}(p)} = \\
 &= \frac{1}{K_{\text{тз}} (T_{\text{тзо}} p + 1)} \frac{1}{1 + \frac{1}{2T_{\text{тзо}} p (T_{\text{тзо}} p + 1)}} = \frac{1}{K_{\text{тз}}} \frac{1}{2T_{\text{тзо}}^2 p^2 + 2T_{\text{тзо}} p + 1}.
 \end{aligned} \tag{4.204}$$

Для анализа реакции контура регулирования загрузки на возмущающее воздействие, т. е. наброс и сброс нагрузки ΔM_c , нужно определить передаточную функцию замкнутого контура загрузки по возмущению:

$$\begin{aligned}
 W_{\text{зам. кз. в}}(p) &= \frac{I_d(p)}{-M_c} = \frac{W_{\text{АД1}}(p)}{1 + W_{\text{раз. кз}}(p)} = \frac{\frac{K_{\text{т/м}}}{T_{\text{э}} p + 1}}{1 + \frac{1}{2T_{\text{тзо}} p (T_{\text{тзо}} p + 1)}} = \\
 &= \frac{2K_{\text{т/м}} T_{\text{тзо}} p (T_{\text{тзо}} p + 1)}{2T_{\text{э}} T_{\text{тзо}}^2 p^3 + 2(T_{\text{э}} T_{\text{тзо}} + T_{\text{тзо}}^2) p^2 + (2T_{\text{тзо}} + T_{\text{э}}) p + 1}.
 \end{aligned} \tag{4.205}$$

Аналогичным образом получают передаточные функции для контура регулирования загрузки вальцовой плющилки-измельчителя при его работе с ПИ-регулятором:

$$W_{\text{раз. кз}}(p) = \frac{(4T_{\text{т30}} + T_{\text{э}})p + 1}{8T_{\text{э}}T_{\text{т30}}^3 p^4 + 8T_{\text{т30}}^2(T_{\text{э}} + T_{\text{т30}})p^3 + 8T_{\text{т30}}^2 p^2}; \quad (4.206)$$

$$W_{\text{зам. кз}}(p) = \frac{1}{K_{\text{т3}} \frac{(T_{\text{т30}} p + 1)((4T_{\text{т30}} + T_{\text{э}})p + 1)}{8T_{\text{э}}T_{\text{т30}}^3 p^4 + 8T_{\text{т30}}^2(T_{\text{э}} + T_{\text{т30}})p^3 + 8T_{\text{т30}}^2 p^2 + (4T_{\text{т30}} + T_{\text{э}})p + 1}}; \quad (4.207)$$

$$W_{\text{зам. кз. в}}(p) = \frac{K_{\text{т/м}} 8T_{\text{т30}}^2 p^2 (T_{\text{т30}} p + 1)}{8T_{\text{э}}T_{\text{т30}}^3 p^4 + 8T_{\text{т30}}^2(T_{\text{э}} + T_{\text{т30}})p^3 + 8T_{\text{т30}}^2 p^2 + (4T_{\text{т30}} + T_{\text{э}})p + 1} = \quad (4.208)$$

$$\approx \frac{K_{\text{т/м}} 8T_{\text{т30}}^2 p^2 (T_{\text{т30}} p + 1)}{8T_{\text{т30}}^2(T_{\text{э}} + T_{\text{т30}})p^3 + 8T_{\text{т30}}^2 p^2 + (4T_{\text{т30}} + T_{\text{э}})p + 1}.$$

Вывод: использование предложенной системы стабилизации загрузки вальцовой плющилки-измельчителя зерна позволит повысить ее энергетическую эффективность и исключить работу в перегрузочных режимах.

Глава 5. РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ВЗАИМОСВЯЗАННЫМ ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМЫМ АСИНХРОННЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ ВАЛЬЦОВЫХ ПЛЮЩИЛОК-ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕЙ ФУРАЖНОГО ЗЕРНА

5.1. Разработка алгоритма оптимального управления взаимосвязанным частотно-регулируемым асинхронным электроприводом вальцовых плющилок-измельчителей фуражного зерна

В последнее время наметилась устойчивая тенденция сокращения использования комбикормов промышленного производства на животноводческих комплексах как крупных сельскохозяйственных предприятий, так и фермерских хозяйств. Прежде всего это связано с высокими затратами на перевозку зерна и готового продукта. Поэтому значительное внимание должно быть уделено развитию производства комбикормов непосредственно на сельскохозяйственных предприятиях, что позволит снизить себестоимость кормов и животноводческой продукции и повысить загрузку такого кормоприготовительного оборудования, как плющилки и измельчители фуражного зерна. Кроме того, это позволит расширить использование непосредственно в хозяйствах побочных продуктов растениеводства, отходов животноводства и различных минеральных и органических добавок из местного сырья и тем самым восполнить недостаток высокобелковых кормов промышленного производства.

В структуре себестоимости производства мяса, молока и других продуктов животноводства корма составляют около 60 %. Однако эффективность использования кормов во многом зависит от подготовки их к скармливанию. Одним из способов, позволяющих полнее использовать питательные вещества зерновых кормов, является плющение влажного зерна при его консервировании или измельчение сухого зерна перед скармливанием. Таким образом, разработка высокопроизводительных энергоэффективных плющилок-измельчителей зерна,

обеспечивающих технологические процессы плющения влажного и измельчения сухого зерна, а также повышение эффективности функционирования существующих вальцовых плющилок зерна являются актуальнейшими задачами кормоприготовления.

Указанные процессы приготовления кормов сопровождаются значительными затратами энергии. Даже незначительное снижение энергозатрат при кормоприготовлении дает огромный народнохозяйственный эффект.

Для того чтобы вальцовая плющилка-измельчитель выполняла технологические процессы плющения и измельчения зерна и обеспечивала высокую энергоэффективность процессов, в ней необходимо использовать взаимосвязанный ЧРАЭП для каждого из вальцов в отдельности [1, 2, 106–109], схема силовой части системы управления которого представлена на рис. 5.1.

В разделе 3.3 (выражение (3.17)) и в работе [106] обосновано, что минимум удельных приведенных затрат при высокой загрузке плющилки-измельчителя будет обеспечиваться минимизацией удельных энергозатрат процессов плющения и измельчения зерна:

$$q = \frac{P}{Q} \rightarrow \min .$$

Учитывая, что мощность, потребляемая ЭП плющилки-измельчителя, P и ее производительность Q напрямую зависят от скорости вальцов, задача алгоритма управления сводится к поиску скорости вальцов, при которой удельные энергозатраты минимальны.

Справедливость этого вытекает и из баланса мощности, затрачиваемой ЭП на плющение (выражение (2.1)):

$$P_{\text{пл}} = \frac{P_{\text{тр.с}} + P_{\text{д}} + P_{\text{тр.п}}}{\eta},$$

где $P_{\text{тр.с}}$ – мощность трения скольжения поверхности вальцов по зерновке, Вт;

P_d – мощность деформации зерновки, Вт;

$P_{тр. п}$ – мощность трения в опорных подшипниках вальцов, Вт;

η – КПД привода.

Мощность трения скольжения вальцов по зерновке $P_{тр. с}$ и мощность деформации зерновки P_d согласно проведенному анализу процесса деформации с помощью обобщенной модели Кельвина–Фойгта [23] будут минимальны при определенных скоростях вальцов. Скорость минимума мощности трения скольжения будет определяться динамическим коэффициентом трения скольжения, а скорость минимума мощности деформации будет определяться значением скорости деформации и коэффициента вязкости зерна. Следовательно, ввиду сложности указанных зависимостей совпадение их минимумов мощностей при одной скорости маловероятно. Однако при определенной скорости будут обеспечиваться минимальные суммарные затраты мощностей в ЭП плющилки, а соответственно, и наибольшая подача зерна из-за минимального его проскальзывания на вальцах.

Для непосредственной технической реализации алгоритма управления ЭП с обоснованной целевой функцией и критерием оптимизации необходимо за определенный промежуток времени определить среднеинтегральную потребляемую из сети мощность ЭП и среднеинтегральную производительность плющилки-измельчителя зерна при изменении скорости вальцов. Если первое измерение не вызывает технических сложностей, то второе проблематично. Это обусловлено отсутствием высокоточных серийно выпускаемых поточных расходомеров зерна ввиду того, что на точность их измерений существенно влияют влажность, температура, плотность зернового потока и вид культуры.

Наиболее просто и с достаточной для практической реализации точностью производительность плющилки-измельчителя можно определить путем измерения времени плющения дозированной объемной порции зерна, находящегося в вертикальной шахте загрузки плющилки-измельчителя между нижней и верхней заслонками (рис. 5.1).

Таким образом, техническая реализация способа управления возможна через нахождение такой скорости валцов, при которой дозированная объемная порция зерна будет обработана за минимальное время.

При реализации процесса измельчения зерна в балансе мощности затрачиваемой ЭП на измельчение $P_{\text{изм}}$ необходимо дополнительно учитывать мощность, затрачиваемую на сдвиг зерновки $P_{\text{сдв}}$ и мощность проскальзывания валцов по зерновке $P_{\text{проск}}$ при сдвиге (выражение (2.62)):

$$P_{\text{изм}} = \frac{P_{\text{тр. с}} + P_{\text{д}} + P_{\text{тр. п}} + P_{\text{сдв}} + P_{\text{проск}}}{\eta}.$$

Из приведенного выражения видно, что первые три составляющие баланса мощности будут иметь те же оптимальные значения, что и при плющении зерна. Мощность, затрачиваемая на сдвиг зерна $P_{\text{сдв}}$, также должна быть найдена и будет определяться модулем упругости и размером зерна, межвалцовым зазором и геометрическими размерами валцов, а мощность проскальзывания валцов по зерновке $P_{\text{проск}}$ при сдвиге будет определяться также модулем упругости и размером зерна, межвалцовым зазором и геометрическими размерами валцов, а кроме того – соотношением разности скоростей валцов. Следовательно, регулируя соотношение разности скоростей валцов, можно влиять на величину этой составляющей и, соответственно, на общий баланс мощности.

Таким образом, после того как найден оптимальный скоростной режим плющения зерна, необходимо увеличивать скорость на одном из валцов до тех пор, пока будет расти ток рекуперации $I_{\text{р}}$ в проводниках соединения одноименных шин постоянного напряжения ПЧ. Если при некотором увеличении скорости одного из валцов прекратится увеличение тока рекуперации $I_{\text{р}}$, то это значит, что начинает расти бесполезная составляющая баланса мощности $P_{\text{проск}}$ и оптимальный режим измельчения зерна уже достигнут [106, 108, 109]. Дальнейшее увеличение скорости быстро-вращающегося вальца будет вести к непродуктивному увеличению удельных энергозатрат на измельчение зерна.

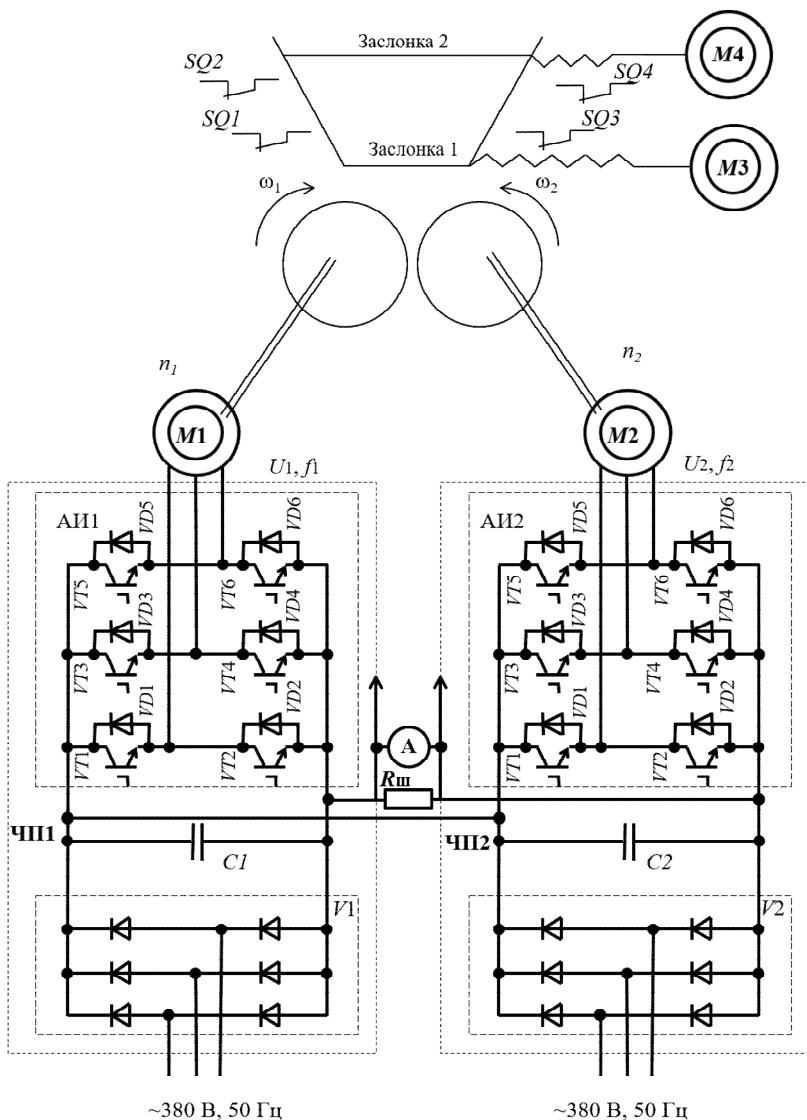


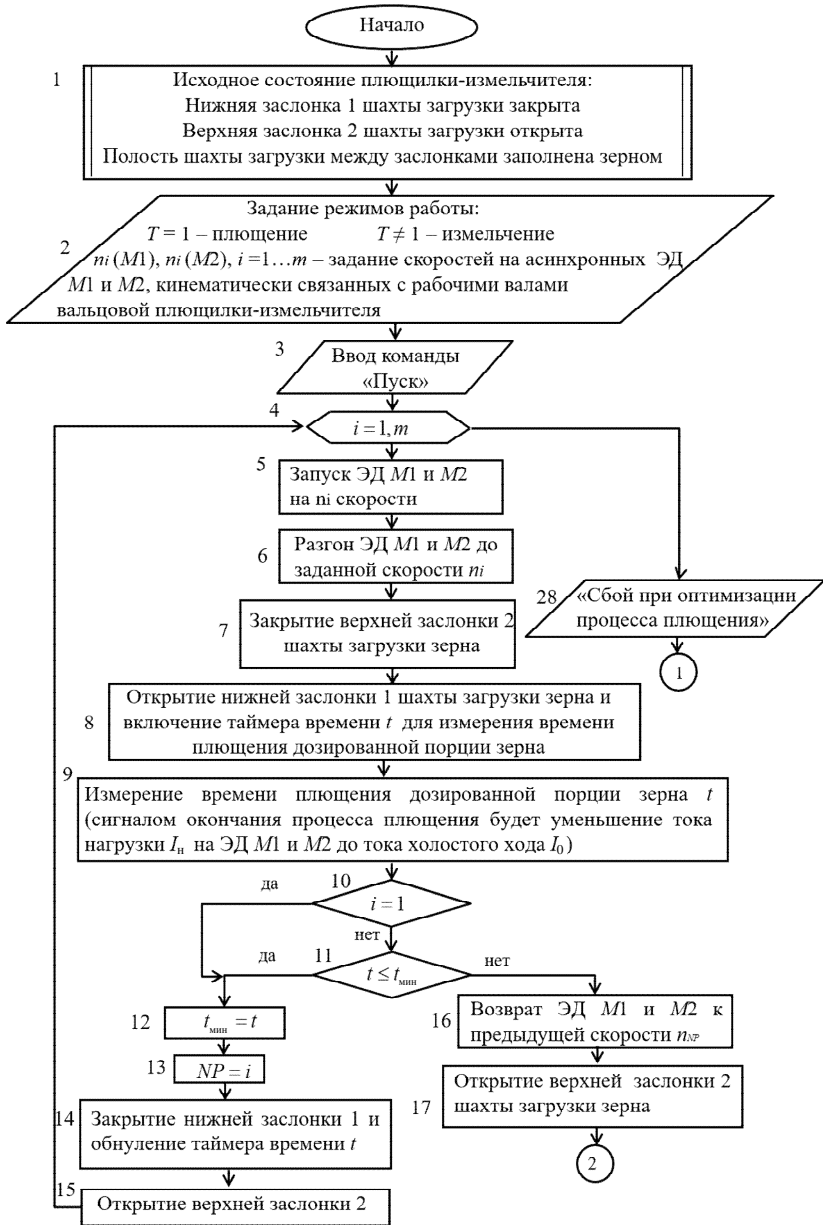
Рис. 5.1. Схема силовой части системы управления взаимосвязанного ЧРАЭП:
 М1, М2 – АД с короткозамкнутым ротором привода валцов;
 М3, М4 – АД привода нижней и верхней заслонки вертикальной шахты загрузки зерна соответственно; ЧП1, ЧП2 – частотные преобразователи напряжения питания АД М1, М2

Для пояснения приведена блок-схема (рис. 5.2) алгоритма оптимального управления взаимосвязанными ЭП вальцовых плющилок-измельчителей зерна с рекуперацией электрической энергии, где в блоке 1 оговорено исходное состояние заслонок вертикальной шахты загрузки зерна.

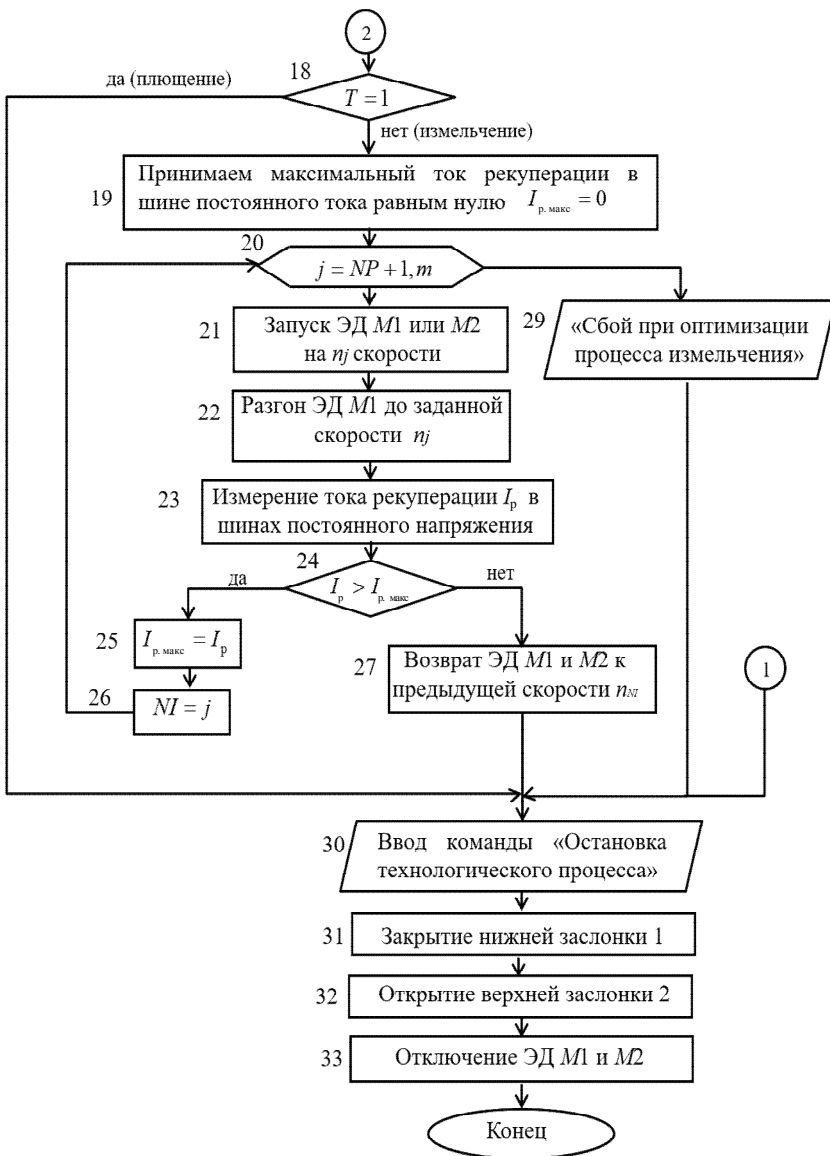
В основу алгоритма управления заложено изменение скорости вальцов ступенчато (m ступеней) от меньшей скорости к большей. Скорости вальцов и технологический режим работы плющилки-измельчителя задаются в блоке 2 блок-схемы алгоритма. На каждой ступени производят плющение дозированной порции зерна, находящейся между верхней и нижней заслонками вертикальной загрузочной шахты, и измерение времени, за которое эта порция будет отработана. Эту процедуру проводят от меньшей скорости к большей до тех пор, пока не будет определена скорость, при которой плющение порции происходит за минимальное время. В блок-схеме алгоритма управления ЭП эта процедура реализуется в блоках 3–17.

Если по технологическому процессу требуется режим измельчения зерна (блок 18), то далее происходит увеличение скорости одного из вальцов уже от оптимальной скорости плющения. Увеличение скорости происходит до тех пор, пока растет ток рекуперации I_p в перемычках одноименных шин постоянного напряжения ПЧ. Это процедура реализуется в блок-схеме алгоритма в блоках 19–27. В блоках 28–29 выдается сообщение о том, что оптимизация скоростного режима еще не достигнута, т. е. необходимо увеличить количество ступеней скорости или дискретность между ступенями. В блоки 30–33 заложена процедура выключения плющилки-измельчителя с возвратом верхней и нижней заслонок шахты загрузки в исходное состояние и остановкой приводных двигателей $M1$ и $M2$.

Использование предполагаемого способа управления взаимосвязанным ЭП вальцовой плющилки-измельчителя зерна позволит минимизировать удельные энергозатраты на выполнение технологических операций плющения и измельчения зерна путем задания их оптимальных скоростных режимов при взаимосвязанной работе.



a



б

Рис. 5.2. Блок-схема алгоритма оптимального управления взаимосвязанным электроприводом валцов площилки-измельчителя зерна с рекуперацией электрической энергии

5.2. Разработка электромеханической системы взаимосвязанного электропривода вальцовых плющилок-измельчителей фуражного зерна

Из разработанного алгоритма оптимального управления взаимосвязанным ЭП вальцов плющилки-измельчителя зерна видно, что его электромеханическая система ЭП будет содержать четыре или пять АД с короткозамкнутым ротором, при этом два силовых двигателя большой мощности $M1$ и $M2$ обеспечивают индивидуальный привод каждого из вальцов, а вспомогательные двигатели $M3$ и $M4$ – открытие нижней и верхней заслонок соответственно. Кроме того, вальцовая плющилка-измельчитель может быть оснащена системой стабилизации загрузки, работающей в автоматизированном режиме и имеющей еще один, пятый, АД привода вертикальной заслонки (рис. 4.36). Работа всех двигателей (включение и выключение) осуществляется в определенной последовательности, в определенном направлении, с определенной скоростью, т. е. ЭП является взаимосвязанным, а силовой привод вальцов является и многодвигательным (двухдвигательным), т. к. работает на одну нагрузку – плющение (деформирование) и измельчение (сдвиг) зерна. Каждый из силовых двигателей $M1$ и $M2$ запитывается от отдельных преобразователей ПЧ1 и ПЧ2 соответствующей мощности. Одноименные полюса шин постоянного напряжения ПЧ дополнительно соединяются между собой силовыми проводниками, в расщелку одного из которых включают измерительный шунт $R_{ш}$ соответствующего номинала, определяемого током рекуперации от быстровращающегося двигателя к медленно вращающемуся. Параллельно измерительному шунту $R_{ш}$ подключается измерительная головка амперметра постоянного тока с нулем посередине шкалы, что позволяет контролировать рекуперацию энергии от одного вальца к другому и наоборот. Чередование скоростей вращения вальцов при измельчении зерна необходимо для выравнивания их износа, т. к. в силу разных скоростей они будут иметь и разный износ.

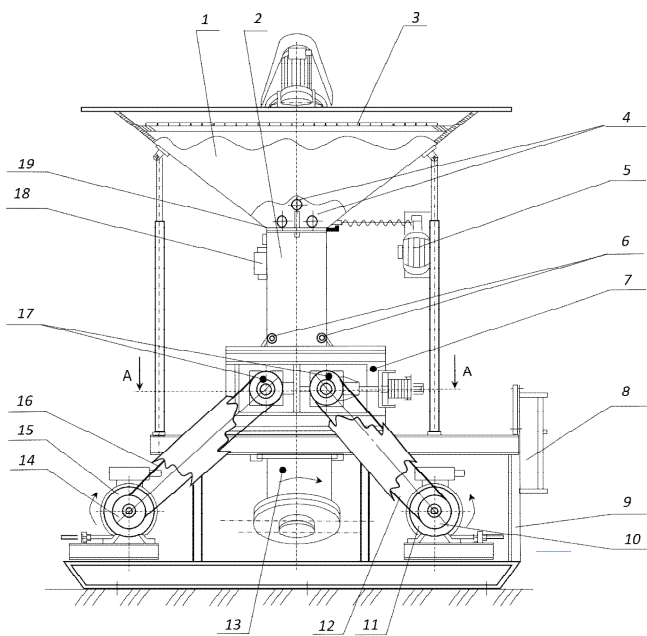
Кинематическая связь в ЭП между двигателями и соответствующими вальцами осуществляется через клиноременную передачу с определенным передаточным отношением, определяемым необходимым диапазоном регулирования скорости вальцов и номинальной угловой скоростью используемых приводных двигателей вальцов.

Законы частотного регулирования нагрузки и параметры длительных и максимальных допустимых токов, характеристики разгона и торможения ЭП валцов устанавливаются на ПЧ в соответствии с его мощностью и загрузкой.

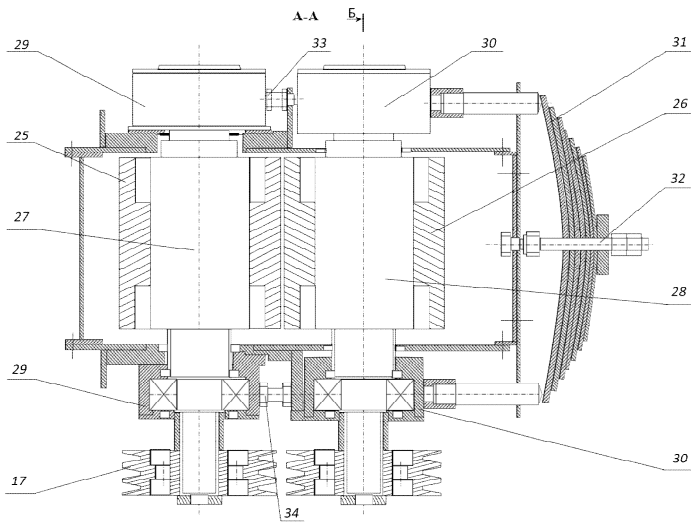
Загрузка зерна в межвальцовое пространство производится с помощью вертикальной шахты, установленной между межвальцовым пространством и приемным бункером зерна.

Длина прямоугольного сечения шахты будет определяться длиной валцов, а ширина – межвальцовым расстоянием валцов. Согласно проведенным исследованиям [45] при межосевом расстоянии валцов 210 мм наименьшие удельные энергозатраты и максимальная производительность при плющении зерна будет достигаться при ширине загрузочной шахты 140 мм (рис. 2.12), т. е. при $\frac{2}{3}$ межосевого расстояния валцов. При этом удельные энергозатраты q будут уменьшаться, а производительность Q – возрастать при повышении давления на зерно. Следовательно, с точки зрения повышения давления на зерно загрузочную шахту целесообразно выполнять как можно большей высоты, ограничиваясь конструктивными соображениями. Увеличение высоты целесообразно и с точки зрения точности измерения производительности вальцовой плющилки-измельчителя зерна, т. к. согласно приведенному алгоритму управления взаимосвязанным ЭП валцов плющилки-измельчителя зерна необходимо измерять время плющения дозированной порции зерна, вмещающейся в загрузочную шахту между верхней и нижней заслонками. Чем больше дозированная порция зерна, тем точнее измеряется время ее плющения, а соответственно, и производительность процесса плющения.

Точность измерения времени плющения дозированной порции зерна также определяется временем открытия нижней заслонки от полностью закрытого состояния до полностью открытого. Это время должно быть минимальным, т. е. открытие заслонки должно происходить мгновенно, что повышает точность определения производительности плющилки. Нижняя заслонка должна быть оригинальной конструкции, т. к. классические конструкции с винтовым или рычажным приводом имеют значительное время открытия и закрытия. Конструктивно-компоновочная схема вальцовой плющилки-измельчителя зерна с ЭП представлена на рис. 5.3 и 5.4.



a



b

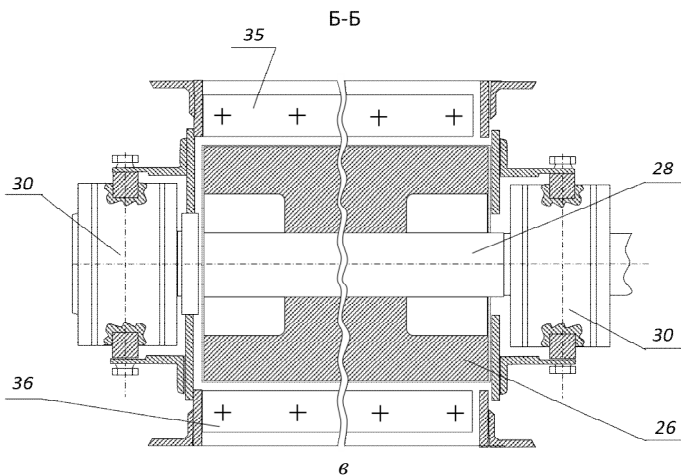
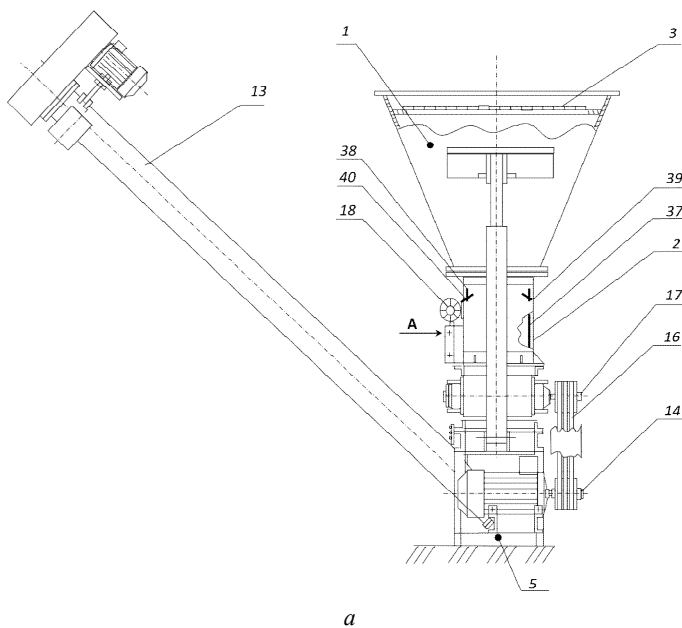


Рис. 5.3. Конструктивно-компоновочная схема вальцовой плющилки-измельчителя зерна с взаимосвязанным электроприводом:
а – фронтальный общий вид; *б* – горизонтальное сечение по осям валцов;
в – вертикальное сечение по оси подвижного вальца



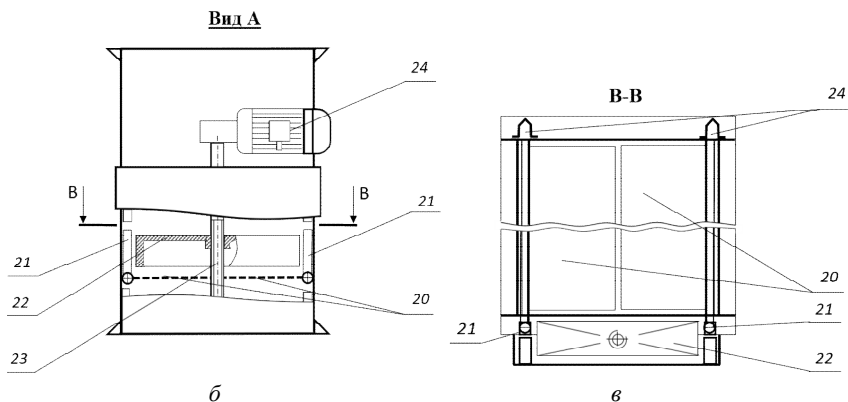


Рис. 5.4. Конструктивно-компоновочная схема
 вальцовой плющилки-измельчителя зерна:
 а – общий вид в профиль;

б – вид со стороны механизма управления двухстворчатой заслонки;
 в – горизонтальное сечение вертикальной шахты загрузки зерна

Вальцовая плющилка-измельчитель содержит подающее устройство, состоящее из бункера 1, соединенного в нижней части с вертикальной загрузочной шахтой 2, а в верхней части имеющей решетку 3. Загрузочная шахта 2 закреплена на раме 7, установленной, в свою очередь, на общей раме 9. Бункер 1 в нижней части выше загрузочной шахты снабжен магнитным сепаратором 4. Между бункером 1 и вертикальной загрузочной шахтой 2 установлена шиберная заслонка 19 с винтовым приводом от мотор-редуктора 5. В нижней части загрузочной шахты 2 установлена двухстворчатая заслонка 20 с линейным винтовым приводом от мотор-редуктора 18, обеспечивающим мгновенное открытие створок 20 заслонки при выходе из зацепления рычагов 21 управления створками 20 заслонки с профильной гайкой 22 линейной передачи «винт-гайка» 23 за счет расположенных на осях створок витых цилиндрических пружин 24 на противоположной стороне от рычагов управления 21.

В раме 7 размещены параллельно друг другу вальцы 25, 26. Валец 25 установлен неподвижно, а валец 26 – с возможностью перемещения относительно вальца 25. Оба вальца установлены на валах 27, 28, которые, в свою очередь, имеют подшипники, размещенные в корпусах 29, 30 и обеспечивающие неподвижное и подвижное крепление вальцов 25, 26 соответственно к раме 7.

Для регулирования усилия прижатия подвижного вальца 26 к неподвижному 25 при плющении и измельчении зерна, создаваемого пластинчатой рессорой 31, используется натяжной винт 32. Зазор между вальцами устанавливается регулировочными болтами 33, 34.

Для очистки вальцов 25, 26 от налипшей массы каждый из них снабжен верхним 35 и нижним 36 чистиками. На выступающих за подшипниковые корпуса 29, 30 концах валов 27, 28 установлены шкивы 17.

На раме 9 установлены приводные электродвигатели 11, 15 со шкивами 10, 14 соответственно. Вращение передается от шкивов 10, 14 на шкивы 17 клиновыми ремнями 12, 16. Для выгрузки и подачи сплющенного или измельченного зерна в транспортное средство установлен винтовой шнек 13. Для регулирования загрузки ЭД 11, 15 плющилки-измельчителя используются две вертикальные заслонки 37 с осями 38 и рычагами управления 39, установленными в верхней части загрузочной шахты 2. Для фиксации положений вертикальных заслонок 37 на корпусе загрузочной шахты 2 с наружной стороны имеются гребенки 40 для фиксации положения рычагов 39. Вальцовая плющилка-измельчитель зерна вместо вертикальных заслонок 37 может оборудоваться системой стабилизации загрузки, обеспечивающей заданную или оптимальную загрузку приводных ЭД M_1 , M_2 (на рис. 5.3 и 5.4 этот привод не показан). Все электротехническое оборудование управления и коммутации ЭП (автоматический выключатель, два преобразователя частоты, управляющий микропроцессор и др.) располагается в электротехническом шкафу 8 пылевлагозащищенного исполнения.

5.3. Работа системы управления взаимосвязанным частотно-регулируемым асинхронным электроприводом вальцовых плющилок-измельчителей фуражного зерна

Взаимосвязанный ЭП может работать как в ручном режиме, так и в автоматическом под управлением микропроцессора *TM221ME16R/G*, соединенного с ПЧ через интерфейс RS-485 по протоколу Modbus согласно разработанному алгоритму оптимального управления процессами плющения и измельчения зерна. Независимо от режима работы плющилки-измельчителя зерна перед пуском приводных двигателей M_1 , M_2 необходимо закрыть нижнюю двухстворчатую 20 и верхнюю 19 заслонки загрузочной шахты 2.

Для этого необходимо запустить двигатель *M3* в направлении закрытия заслонки *20* и двигатель *M4* в направлении закрытия заслонки *19*. При закрытии заслонок сработают соответствующие конечные выключатели, контролирующие положения их закрытия, и двигатели их приводов отключатся независимо от режима работы плющилки-измельчителя. Если при закрытых заслонках *19*, *20* в шахте загрузки и межвальцовом пространстве валцов находилось зерно, то электродвигатели *11*, *15* валцов запускают в обратном направлении, чтобы удалить зерно из межвальцового пространства. В противном случае двигатели могут не запуститься из-за большого момента их трогания при наличии зерна в межвальцовом пространстве.

После освобождения межвальцового пространства от зерна двигатели *M1*, *M2* запускают в рабочем направлении встречно друг другу, а затем вертикальными заслонками *37* с помощью рычагов *39* уменьшают длину межвальцового пространства до 0,20–0,25 длины валцов. Это обеспечивает уменьшение загрузки приводных двигателей *M1*, *M2* и производительности валцовой плющилки-измельчителя, что позволяет увеличить время плющения дозированной порции зерна, находящейся в шахте загрузки *2*, и обеспечить большую стабильность переходных процессов в двигателях *M1*, *M2* при мгновенном открытии нижней заслонки *20* (набросе загрузки). В итоге позволяет более точно определять время плющения дозированной порции зерна, а соответственно, и производительности процесса плющения.

Далее открывают верхнюю заслонку *19* загрузочной шахты *2*. После этого работа плющилки-измельчителя независимо от режима работы (автоматического или ручного) осуществляется согласно разработанному алгоритму, т. е. постепенно от минимальной скорости ступенчато увеличивается скорость вращения валцов и на каждой ступени скорости измеряется время плющения дозированной порции зерна, находящейся в загрузочной камере между нижней *20* и верхней *19* заслонками. Эта дозированная порция зерна формируется и подается в межвальцовое пространство валцов соответствующим открытием и закрытием указанных заслонок *19*, *20*. Таким образом определяется скорость вращения валцов, при которой за наименьшее время обрабатывается дозированная порция зерна, что соответствует максимальной производительности и минимальным удельным энергозатратам процесса плющения.

Вертикальными заслонками 37 с помощью рычагов 39 увеличивают длину межвальцового пространства до полной загрузки приводных двигателей $M1$ и $M2$, продолжая процесс плющения. Если загрузка двигателей в процессе плющения изменится, то это будет означать, что при плющении стало использоваться зерно с другими физико-механическими свойствами. Это потребует повторения процесса определения оптимальной угловой скорости вращения вальцов. Степень плющения зерна при этом независимо от скорости их вращения определяется зазором между ними.

Если на вальцовой плющилке-измельчителе зерна выполняется технологический процесс его измельчения, то определение оптимальной скорости вальцов для минимизации удельных энергозатрат при измельчении зерна производится в два этапа при уменьшенной длине межвальцового пространства. Сначала находится оптимальная скорость обоих вальцов, как и при плющении, а затем скорость одного из вальцов ступенчато увеличивается, пока растет ток в перемычках шин постоянного напряжения ПЧ. Далее вертикальными заслонками 37 с помощью рычагов 39 увеличивают длину межвальцового пространства до полной загрузки приводного двигателя с большей скоростью вращения. При измельчении зерна с полной загрузкой приводного двигателя и большей скоростью вращения длина межвальцового пространства будет значительно меньше, чем при плющении зерна, т. к. при измельчении зерна дополнительно затрачивается мощность на сдвиг зерновки и проскальзывание вальцов по зерновке. Кроме того, измельчается, как правило, сухое зерно влажностью около 14 %, имеющее другие физико-механические свойства по сравнению с влажным зерном, в частности более высокую механическую прочность, что вызывает неравномерный износ вальцов. В связи с этим в электроприводе плющилок-измельчителей предусматривается возможность увеличения скорости любого из вальцов и смещение потока зерна вдоль оси вальцов вертикальными заслонками 37 для компенсации неравномерности их износа.

В плющилке-измельчителе регулирование загрузки приводных двигателей вальцов может осуществляться разработанной системой стабилизации загрузки вальцовой плющилки-измельчителя зерна, что значительно повысит эффективность ее работы.

Глава 6. РАЗРАБОТКА СХЕМЫ И МЕТОДИКИ РАСЧЕТА МОЩНОСТИ ТОРМОЗНОГО ДВИГАТЕЛЯ ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМОГО АСИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ И ОБКАТКИ ПЕРЕДАЧ

6.1. Обоснование перспективной системы электропривода обкаточно-испытательных стендов механических передач

Процесс обкатки и испытания механических передач является важной завершающей операцией при изготовлении и ремонте механических передач. Данная операция проводится как на холостом ходу (без нагрузки), так и под нагрузкой. Наиболее затратны обкатка и испытание механических передач под нагрузкой, что требует использования мощного приводного и тормозного асинхронных двигателей и значительных энергозатрат. Поэтому электропривод стенда должен в наибольшей степени обеспечивать технологические требования обкатки и испытания передачи и обладать обоснованными капитальными и эксплуатационными затратами [70, 110]. Только в этом случае можно обеспечить высокопроизводительную, надежную и экономичную работу обкаточно-испытательного стенда. Электропривод проектируется совместно с проектированием стенда исходя из технологических требований на обкатку и испытание передачи.

Анализ существующих и обоснование наиболее перспективных систем электропривода производится исходя из основных требований, касающихся электропривода стендов, сформулированных на основании анализа литературных источников, опыта работы ремонтных и машиностроительных предприятий и технических требований стандартов к методам испытаний и оборудованию стендов [110]:

– стенды должны обеспечивать бесступенчатое регулирование скорости входного вала от нуля до номинальной и нагружение передачи путем изменения нагрузки на выходном валу;

– нагрузочное устройство должно обеспечивать регулирование величины тормозного момента от холостого хода до номинального момента без остановки приводного двигателя в широком диапазоне изменения угловой скорости выходного вала испытываемой передачи;

- стенды должны обеспечивать отсоединение и присоединение входного вала передачи к приводному двигателю во время его вращения;
- стенды должны обеспечивать измерение угловых скоростей и крутящих моментов (мощностей) на входном и выходном валах механической передачи с погрешностью не более 2 %;
- стенды должны обеспечивать возможность автоматизации обкатки и испытаний передач;
- стенды должны обеспечивать режимы обкатки и испытания механических передач (как на холостом ходу, так и под нагрузкой), имитирующие движение транспортного средства с горы или его торможение двигателем внутреннего сгорания;
- стенды должны быть надежными, экономичными и обеспечивать длительный режим работы, допустимый уровень шума (не более 85 Дб).

Операцию обкатки механических передач, передающих крутящий момент, проводят без нагружения крутящим моментом и под нагрузкой, плавно или ступенчато приближаясь к номинальной. Важное значение имеют обкатка и испытание агрегатов под продолжительно действующей нагрузкой, позволяя обеспечивать приработку сопряженных деталей, контролировать уровень шума и температуру агрегата. При этом требуются значительные затраты энергии на процесс обкатки. В связи с этим актуален вопрос выбора принципиальной схемы стенда и его устройств, позволяющих обеспечивать снятие необходимых характеристик испытываемых передач и минимальные энергозатраты в процессе обкатки. Классификация возможных вариантов стендов для обкатки и испытания механических передач по основным признакам представлена на рис. 6.1.

Анализ известных конструкций стендов в соответствии с приведенными в классификации признаками показывает, что наиболее энергоэффективными являются стенды с замкнутым контуром нагружения, причем предпочтение необходимо отдать электрическому замкнутому контуру нагружения, т. к. при использовании в стенде электрического привода и соответствующего тормозного устройства можно обеспечить полную рекуперацию энергии торможения по внутреннему или внешнему контуру от тормозного устройства к электроприводу стенда. Электрические устройства легче поддаются автоматизации, что важно на современном этапе.

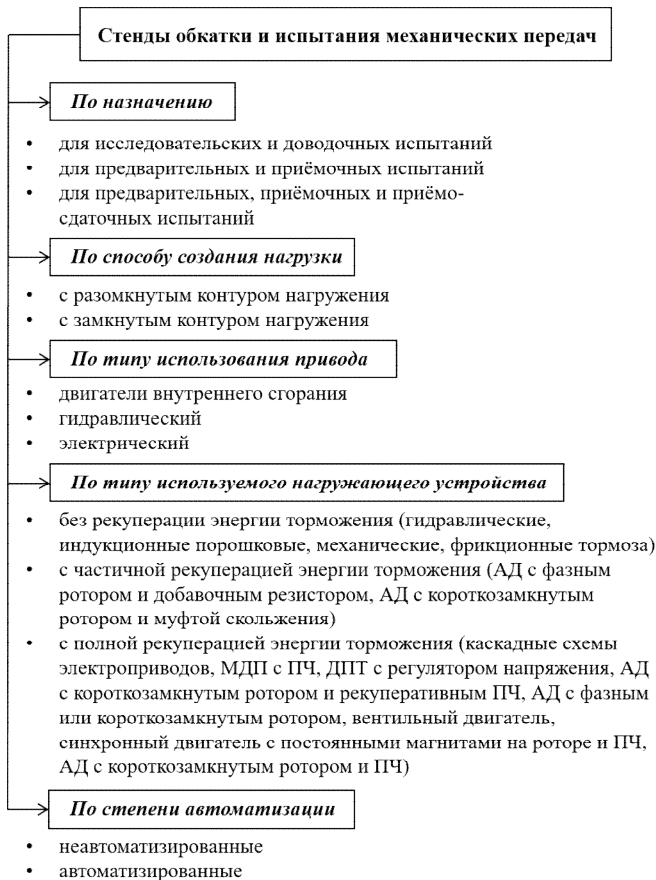


Рис. 6.1. Классификация стендов для обкатки и испытания механических передач

Стенды же с механическим замкнутым контуром нагружения невозможно использовать для обкатки и испытания гидромеханических передач. Кроме того, вместе с дополнительными передачами они требуют наличия четного количества передач, как правило двух или четырех, для создания механического контура нагружения, что значительно усложняет стенд и требует одновременного изменения передаточного отношения испытываемой и дополнительных передач. После каждого переключения передачи необходимо проводить процесс ее нагружения крутящим моментом, требующий дополнительных затрат времени и плохо поддающийся автоматизации.

Таким образом, в качестве привода и нагружающего устройства с точки зрения энергоэффективности и возможности автоматизации технологического процесса обкатки передач наиболее целесообразно использовать электрический привод и электрическое нагружающее устройство с полной рекуперацией энергии торможения, желательно по внутреннему контуру, т. к. в этом случае питающая сеть и преобразующая аппаратура имеют меньшую мощность, а соответственно, и меньшие потери, чем при рекуперации по внешнему контуру. Следовательно, при дальнейшем анализе систем электропривода обкаточно-испытательных стендов механических передач по технологической эффективности необходимо рассматривать системы, где в качестве электропривода могут использоваться ДПП с регулятором напряжения, АД с короткозамкнутым ротором и ПЧ, каскадные схемы электропривода, МДП с ПЧ, а в качестве нагружающего устройства – ДПП с регулятором напряжения, АД с короткозамкнутым ротором и рекуперативным ПЧ, каскадные схемы электроприводов, МДП с ПЧ, АД с фазным или короткозамкнутым ротором, вентильный двигатель, синхронный двигатель с постоянными магнитами на роторе и ПЧ, АД с короткозамкнутым ротором и ПЧ.

Из литературных источников известно значительное количество стендов, например стенды [111–117], где в качестве электроприводных двигателей используются двигатели постоянного тока и, как правило, независимого возбуждения.

Указанные двигатели обеспечивают при относительно высоких энергетических характеристиках плавное бесступенчатое регулирование скорости входного вала передачи от нулевой до заданной при постоянстве приводного момента в зоне регулирования напряжения на якоре и постоянстве мощности привода в зоне регулирования потока возбуждения. Недостаток указанного привода заключается в использовании дорогого и ненадежного ДПП и нестандартных блоков согласования и регулирования напряжения, на которых существуют значительные потери энергии при работе стенда в нагрузочном режиме.

Известны также каскадные схемы электроприводов АД с фазным ротором [118]. Несмотря на то что они позволяют полезно электрически или электромеханически использовать энергию скольжения, повышая эффективность электропривода, их целесообразно применять при относительно небольших (0,5–0,9) диапазонах регулирования синхронной скорости магнитного поля статора двигателя. Кроме того, каскадные электроприводы требуют использования более дорогого и менее надежного АД с фазным ротором и независимо

от того, как в них реализуется энергия скольжения (электрически или электромеханически), – дополнительного использования электромашинных, вентильно-машинных и вентильных преобразователей, что значительно усложняет его устройство и управление. Указанный недостаток относительно небольшого диапазона регулирования скорости в определенной степени может быть устранен в машине двойного питания (МДП). Подсоединяя статор асинхронного двигателя с фазным ротором к питающей сети переменного тока с неизменным напряжением и частотой, а в его ротор подавая напряжение с изменяемой частотой и амплитудой, можно плавно регулировать угловую скорость двигателя. При изменении чередования фаз напряжения, вводимого в цепь ротора и использовании в цепи ротора преобразователя частоты с непосредственной связью и естественной коммутацией вентилей, у которых наибольшее значение частоты на его выходе не превышает половины частоты питающего напряжение, минимальная угловая скорость при регулировании МДП вниз от синхронной составит 0,5 синхронной, а максимальная при регулировании МДП вверх – 1,5 синхронной.

В течение двух последних десятилетий в обкаточно-испытательных стендах механических передач в качестве их электропривода все чаще начинают использоваться АД с короткозамкнутым ротором и ПЧ питающего напряжения [119–124]. Это обусловлено многократным снижением за этот период стоимости ПЧ в связи с появлением новой элементной базы – современных силовых транзисторов, позволивших также упростить их устройство и снизить удельные массогабаритные показатели. Указанный привод, как и привод с ДПП, обеспечивает высокие энергетические характеристики, плавное бесступенчатое регулирование в широком диапазоне скоростей при двухзонном регулировании ($M = \text{const}$, $P = \text{const}$), имеет более простой, дешевый и надежный АД с короткозамкнутым ротором и не требует нестандартного оборудования. Что касается использования в качестве электропривода стенов АД с фазным ротором и добавочными резисторами, то такой привод обеспечивает невысокие энергетические показатели на искусственных характеристиках за счет потерь в резисторах и относительно небольшой диапазон регулирования скорости. Таким образом, высокими энергетическими показателями и широким диапазоном регулирования скорости, удовлетворяющим технологическим требованиям обкатки и испытания передач, обладает электропривод ДПП с регулятором напряжения [111–117] и АД с короткозамкнутым ротором и ПЧ [119–124].

При анализе возможных вариантов нагружающих электромеханических устройств целесообразно исходить вначале из их возможности

нагружения передачи, т. е. возможности устройства создавать нагрузку на выходном валу передачи в широких диапазонах скоростей и моментов, а затем оценивать их энергетическую эффективность с учетом возможности создания внутреннего контура рекуперации энергии торможения от тормозного устройства к электроприводу станда, что является наиболее предпочтительным.

В каскадных схемах нагружающих электромеханических устройств, т. е. схемах вентильно-машинного электрического каскада с промежуточным звеном постоянного тока, вентильно-машинного электромеханического каскада, асинхронно-вентильного каскада [112, 125], двигатель может работать в двигательном режиме при скорости ниже синхронной, в режиме генераторного торможения параллельно с сетью при скорости только выше синхронной. Энергия скольжения рекуперируется в сеть. Двигатель не может работать в генераторном режиме при скорости ниже синхронной и в двигательном режиме при сверхсинхронной скорости, когда энергия должна поступать из сети в ротор [112]. Следовательно, в таком нагружающем устройстве скоростной диапазон, где возможно создание регулируемой нагрузки, весьма невелик.

Генераторный режим рекуперативного торможения при скорости ниже и выше синхронной может быть реализован в МДП [112, 113]. Подсоединяя статор АД с фазным ротором к питающей сети переменного тока с неизменным напряжением и частотой, а в ротор его подавая напряжение с изменяемой частотой и амплитудой, а также изменяя чередование фаз, можно плавно регулировать угловую скорость двигателя в диапазоне от 0,5 до 1,5 синхронной скорости магнитного поля статора и обеспечивать генераторный режим при подсинхронной и сверхсинхронной угловой скорости [112]. Несмотря на то что регулирование во всем диапазоне плавное экономичное, поскольку энергия скольжения за вычетом потерь в цепи ротора и в преобразователе возвращается в сеть, МДП не обеспечивает полностью необходимых технологических режимов обкатки и испытания передач.

В качестве нагружающего устройства используют ДПТ с регулятором напряжения [108, 110, 111, 126]. Возможны варианты станда с рекуперацией энергии торможения по внутреннему контуру, т. е. когда возврат энергии осуществляется в привод – такой же ДПТ. В данном варианте две машины постоянного тока включены по схеме взаимной нагрузки и подключены к одному тиристорному преобразователю напряжения. Управление моментом осуществляется за счет изменения потока возбуждения нагрузочной машины [108, 110]. Поток

возбуждения двигателя при этом постоянен, его значение ниже номинального. Возможен также вариант, когда энергия торможения рекупируется в сеть через тиристорный преобразователь – инвертор [111, 120]. Управление моментом нагружения может осуществляться либо изменением напряжения якоря нагрузочной машины, когда оба ДПТ работают при постоянном номинальном значении потока возбуждения, либо изменением потока возбуждения генератора (нагружающего устройства), когда двигатель работает при постоянном номинальном значении потока возбуждения, а генератор – при постоянном напряжении на якоре ниже номинального значения. Оба варианта систем электропривода имеют высокую энергетическую и технологическую эффективность, но предпочтение необходимо отдать схеме взаимной нагрузки при подключении обоих ДПТ к одному регулятору напряжения. Данная схема проще, не требует наличия инвертора и мощного регулятора напряжения и обладает минимальными потерями в преобразующих устройствах, однако требует двух дорогостоящих и ненадежных машин постоянного тока.

В качестве нагружающего устройства возможно использование АД как с фазным, так и с короткозамкнутым ротором [54, 60, 127], работающим в генераторном режиме. АД с короткозамкнутым ротором работает в генераторном режиме торможения при скорости выше синхронной в узком диапазоне скоростей, а АД с фазным ротором, работая в режиме синхронного генератора, обеспечивает торможение хоть и в более широком диапазоне скоростей, но с различной эффективностью торможения.

Применение в качестве нагружающего устройства все более частых на современном рынке электроприводов вентильных двигателей или синхронных двигателей с постоянными магнитами на роторе и ПЧ [117] обусловлено целым рядом их достоинств: высокие энергетические показатели (КПД выше 90 %), широкий диапазон изменения частоты вращения и нагрузочной способности по моменту, отсутствие скользящих электрических контактов, возможность использования во взрывоопасной и агрессивной среде. Однако несмотря на то, что эти двигатели объединяют в себе лучшие качества двигателей переменного и постоянного тока, они имеют высокую стоимость ввиду использования дорогостоящих постоянных магнитов в конструкции ротора, сложную структуру и управление. Поэтому в настоящий период эти обстоятельства сдерживают их широкое применение в стендах обкатки и испытания передач, пока эти двигатели используются в дорогостоящих системах с повышенными требованиями по точности и надежности.

Наиболее надежными, приемлемыми по стоимости и обладающими высокими энергетическими и технологическими характеристиками являются стенды обкатки и испытания передач, в которых в качестве нагружающего устройства используются АД с короткозамкнутым ротором и ПЧ [1, 114, 115, 118]. При этом ПЧ с автономным инвертором рекуперации может обеспечивать рекуперацию электрической энергии торможения непосредственно в сеть. В таких системах электропривода рекуперация электрической энергии от тормозной машины к приводной осуществляется по внешнему контуру. В качестве электропривода в стенде может равнозначно использоваться как ДПТ с регулятором напряжения, так и АД с короткозамкнутым ротором и ПЧ. Наиболее энергоэффективными системами электроприводов стендов являются стенды, в которых в качестве приводного и тормозного двигателей используются асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором, статорные обмотки которых питаются от одного [114, 115, 118] или отдельных [1] преобразователей частоты.

Схема такого стенда представлена на рис. 6.2.

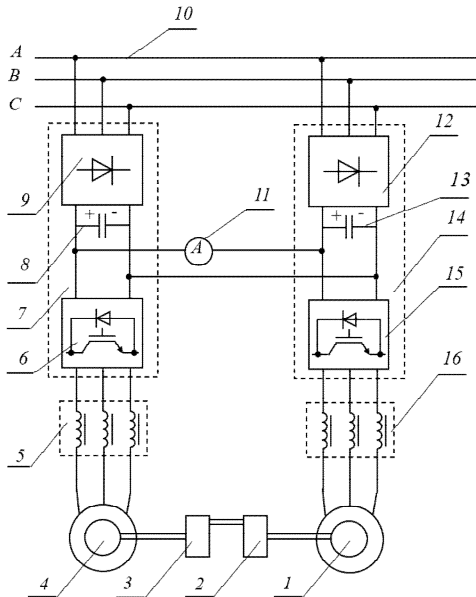


Рис. 6.2. Схема стенда для испытания и обкатки передач, в котором в качестве приводного и тормозного двигателя используются АД с короткозамкнутым ротором, а статорные обмотки питаются от отдельных ПЧ

Стенд содержит станину (на рис. 6.2 не показана) с установленной на ней испытательной передачей 3, кинематически соединенной ведомым валом через последовательно соединенную дополнительную аналогичную передачу 2 (выходные валы испытуемой 3 и дополнительной 2 передачи соединены), с тормозным асинхронным двигателем 1 и ведущим валом с приводным асинхронным двигателем с короткозамкнутым ротором 4, статорная обмотка которого через дроссель 5 и преобразователь частоты 7 (состоит из инвертора 6, неуправляемого выпрямителя 9 и сглаживающего конденсатора 8) подключена к питающей сети 10. Аналогично статорная обмотка тормозного двигателя 1 через дроссель 16 и преобразователь частоты 14 (состоит из инвертора 15, неуправляемого выпрямителя 12 и сглаживающего конденсатора 13) подключена к питающей сети 10. Между выходами выпрямителей 9, 12 образованы общие шины постоянного напряжения, в разрыв одной из которых установлен амперметр 11 и которые обеспечивают рекуперацию электрической энергии от тормозной машины к приводной.

Работает стенд следующим образом. Перед включением приводного 4 и тормозного 1 двигателей на пультах управления ПЧ 7, 14 задают минимальную угловую скорость. Затем подают питание на статоры двигателей 1, 4 от сети 10 через ПЧ 7, 14. Оба двигателя вращаются с одной скоростью. Так как суммарное передаточное отношение встречно-последовательно соединенных обкатываемой 3 и дополнительной 2 передач равно единице, а частота вращения приводного и тормозного двигателей одинакова по величине и направлению, то испытываемая передача 3 работает на холостом ходу. Для испытания передачи 3 под нагрузкой при устанавливаемой скорости необходимо уменьшить частоту напряжения питания на выходе ПЧ 14 или увеличить на выходе ПЧ 7. Тормозной двигатель 1 войдет в генераторный режим и по шинам постоянного тока будет рекуперировать электрическую энергию к приводному 4. Таким образом, генераторное торможение с рекуперацией энергии можно осуществлять и на другой скорости в широком диапазоне скоростей и моментов, передавать функции тормозного двигателя приводному. Данная система электропривода имеет хорошие энергетические и технологические характеристики и не требует специального оборудования, не выпускаемого серийно. В электроприводе используются широко распространенные и надежные АД с короткозамкнутым ротором и серийно выпускаемые ПЧ, обеспечивающие высокую степень защиты оборудования от аварийных режимов работы.

Анализ известных конструкций стендов обкатки и испытания механических передач показывает, что наиболее энергоэффективными являются стенды с замкнутым контуром нагружения, причем предпочтение необходимо отдать стендам с электрическим замкнутым контуром нагружения, так как при использовании в стенде электрического привода и соответствующего тормозного устройства можно обеспечить полную рекуперацию энергии торможения по внутреннему или внешнему контуру от тормозного устройства к электроприводу стенда. Электрические устройства легче поддаются автоматизации, что важно на современном этапе развития производства.

В связи с появлением новой элементной базы – современных силовых транзисторов – в настоящий период значительно снизилась стоимость преобразователей частоты, что повлекло за собой широкое использование ЧРАЭП, вытесняя менее эффективный и надежный привод постоянного тока.

Система связанного двухдвигательного ЧРАЭП с рекуперацией электрической энергии по шинам постоянного тока от тормозной машины к приводной в настоящий период является наиболее эффективной в стендах обкатки и испытания механических передач как с энергетической, так и с технологической точек зрения.

6.2. Методика расчета мощности приводного и тормозного асинхронного двигателя при частотном регулировании скорости в обкаточно-испытательных стендах механических передач

Определение номинальных мощности и частоты вращения приводного и тормозного электродвигателей обкаточно-испытательного стенда механических передач является наиболее трудоемким и ответственным этапом проектирования электропривода. Применение двигателей завышенной мощности приводит к увеличению капитальных и эксплуатационных затрат, связанных со снижением КПД и коэффициента мощности асинхронных двигателей (АД). Если выбрать двигатель недостаточной мощности, возникает его тепловая перегрузка, ускоренное старение изоляции и сокращение срока службы.

Длительное воздействие нагрузки на двигатель ограничивается допустимым нагревом, а кратковременное – перегрузочной способностью. Воздействие нагрузки на приводной и тормозной двигатели определяют исходя из технологических требований на обкатку механической

передачи. Как правило, в технологических требованиях на обкатку скоростная диаграмма задается на ведущем (входном) валу механической передачи (рис. 6.3, *a*), нагрузочная диаграмма – на ведомом (выходном) валу (рис. 6.3, *б*). С учетом передаточного отношения механической передачи производится соответствующий расчет скоростей и моментов по формулам (6.1) и (6.2) на обоих валах, скоростные и нагрузочные диаграммы строятся для ее ведущего и ведомого валов (рис. 6.3, 6.4). Если механическая передача имеет несколько ступеней, т. е. обкатывается коробка перемены передач (КПП) транспортного средства, то пересчет производится для каждой ступени:

$$\omega_{\text{торм}} = \frac{\omega_{\text{вед}}}{PP}, \quad (6.1)$$

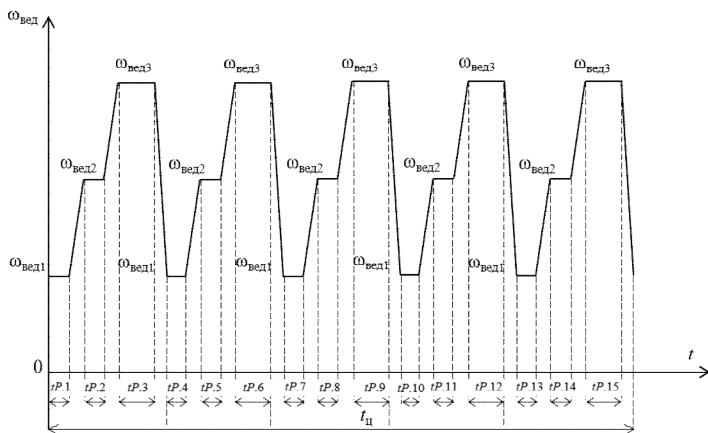
где $\omega_{\text{вед}}$ – угловая скорость ведущего вала на соответствующей ступени механической передачи, рад/с;

PP – передаточное число соответствующей ступени механической передачи, о. е.;

$$M_{\text{вед}} = \frac{M_{\text{торм}}}{\eta_{\text{пер}} PP \omega_{\text{вед}}}, \quad (6.2)$$

где $M_{\text{торм}}$ – тормозной момент на ведомом валу на соответствующей передаче и скоростной ступени обкатки, Н·м;

$\eta_{\text{пер}}$ – коэффициент полезного действия испытываемой механической передачи, о. е.



a

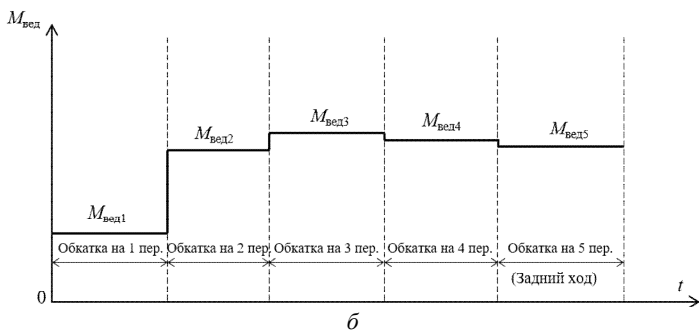


Рис. 6.3. Скоростная (а) и нагрузочная (б) диаграммы на ведущем валу (входном валу) многоступенчатой (пятиступенчатой) механической передачи

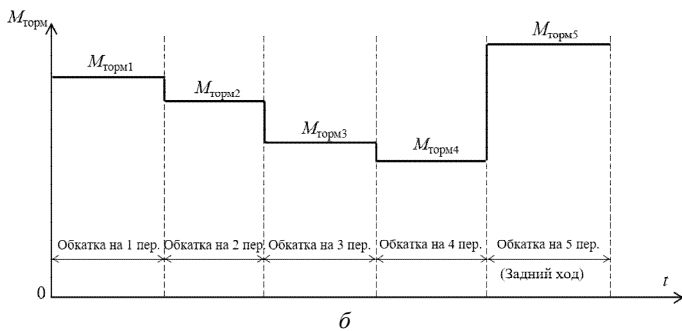
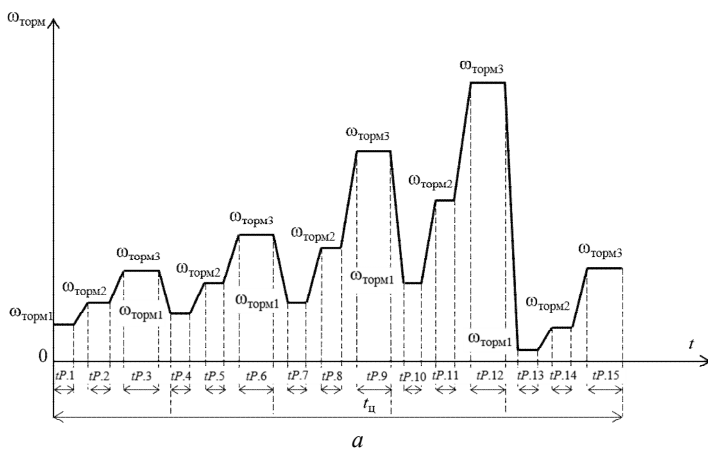


Рис. 6.4. Скоростная (а) и нагрузочная (б) диаграммы на ведомом валу (выходном валу) многоступенчатой (пятиступенчатой) механической передачи

Из нагрузочных диаграмм приводного и тормозного двигателей видно, что за цикл, т. е. промежуток времени $t_{ц}$, через который нагрузочная диаграмма повторяется, можно принять все время обкатки передачи, несмотря на то что у скоростной диаграммы приводного двигателя есть повторяемость на каждой ступени механической передачи (рис. 6.3, *a*). Так как время цикла будет более 10 мин, то в соответствии с характеристикой номинальных режимов двигателей это будет длительный режим работы с переменной нагрузкой (*S6*, *S7*, *S8*). Поэтому предварительный выбор мощности двигателей при регулировании их угловой скорости с учетом изменения условий охлаждения можно найти через среднеквадратичный (эквивалентный) момент электродвигателя за время цикла $t_{ц}$, т. е. за все время обкатки под нагрузкой [88]:

$$M_{э} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n M_i^2 t_i}{\sum_{i=1}^n \beta_{ок. i} t_i}}, \quad (6.3)$$

где M_i – электромагнитный момент двигателя на i -м участке нагрузочной диаграммы, Н·м;

$\beta_{ок. i}$ – коэффициент охлаждения самовентилируемого двигателя на i -м участке нагрузочной диаграммы;

t_i – временной интервал i -го участка, мин;

n – число временных интервалов.

Предварительно выбранный электродвигатель, работая в расчетном режиме, не будет нагреваться, если

$$M_{э} \leq M_{ном}, \quad (6.4)$$

где $M_{ном}$ – номинальный момент выбранного двигателя, Н·м.

После проверки двигателя по нагреву выполняют проверку его на перегрузочную способность:

$$\frac{M_{\text{макс}}}{M_{\text{ном}}} \leq \lambda_m, \quad (6.5)$$

где $M_{\text{макс}}$ – максимальное значение момента двигателя в цикле работы, Н·м;

λ_m – допустимая перегрузочная способность двигателя по моменту, о. е.

Учитывая, что обкатка и испытание механических передач производятся в широком диапазоне скоростей и, как правило, охватывают и вторую зону регулирования, в которой электродвигатель работает с переменным магнитным потоком возбуждения, то эквивалентный момент электродвигателя уже не в полной мере отражает его нагрев, в данном случае это будет лишь предварительным выбором мощности АД. Следовательно, нагрузочную диаграмму $M(t)$ нужно пересчитать в нагрузочную диаграмму тока электродвигателя $I(t)$, затем рассчитать по ней эквивалентный ток $I_э$ за время $t_{ц}$ [88] и уточнить номинальную мощность АД:

$$I_э = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n I_i^2 t_i}{\sum_{i=1}^n \beta_{\text{ок.}} t_i}}, \quad (6.6)$$

где I_i – ток двигателя на i -м участке нагрузочной диаграммы электропривода, А.

Если $I_э \leq I_{\text{ном}}$, то выбранный двигатель удовлетворяет условию нагрева.

После проверки двигателя по условию нагрева проводится проверка его перегрузочной способности по току:

$$\frac{I_{\text{макс}}}{I_{\text{н}}} \leq \lambda_I, \quad (6.7)$$

где $I_{\text{макс}}$ – максимальное значение тока на диаграмме $I(t)$, А;
 $I_{\text{н}}$ – номинальный ток электродвигателя, А;
 $\lambda_{\text{л}}$ – допустимая перегрузочная способность двигателя по току, о. е.

Если хотя бы одно из указанных условий не выполняется, проводят увеличение номинальной мощности двигателя на одну ступень и повторяют расчет до тех пор, пока оба условия не выполняются.

Значение абсолютного скольжения АД $s_{\text{а}}$, при котором момент приводной равен тормозному для соответствующих двигателей, можно определить из выражения статической механической характеристики АД [88]:

$$M = \frac{2M_{\text{к}}}{\frac{s_{\text{ак}}}{s_{\text{а}}} + \frac{s_{\text{а}}}{s_{\text{ак}}}}, \quad (6.8)$$

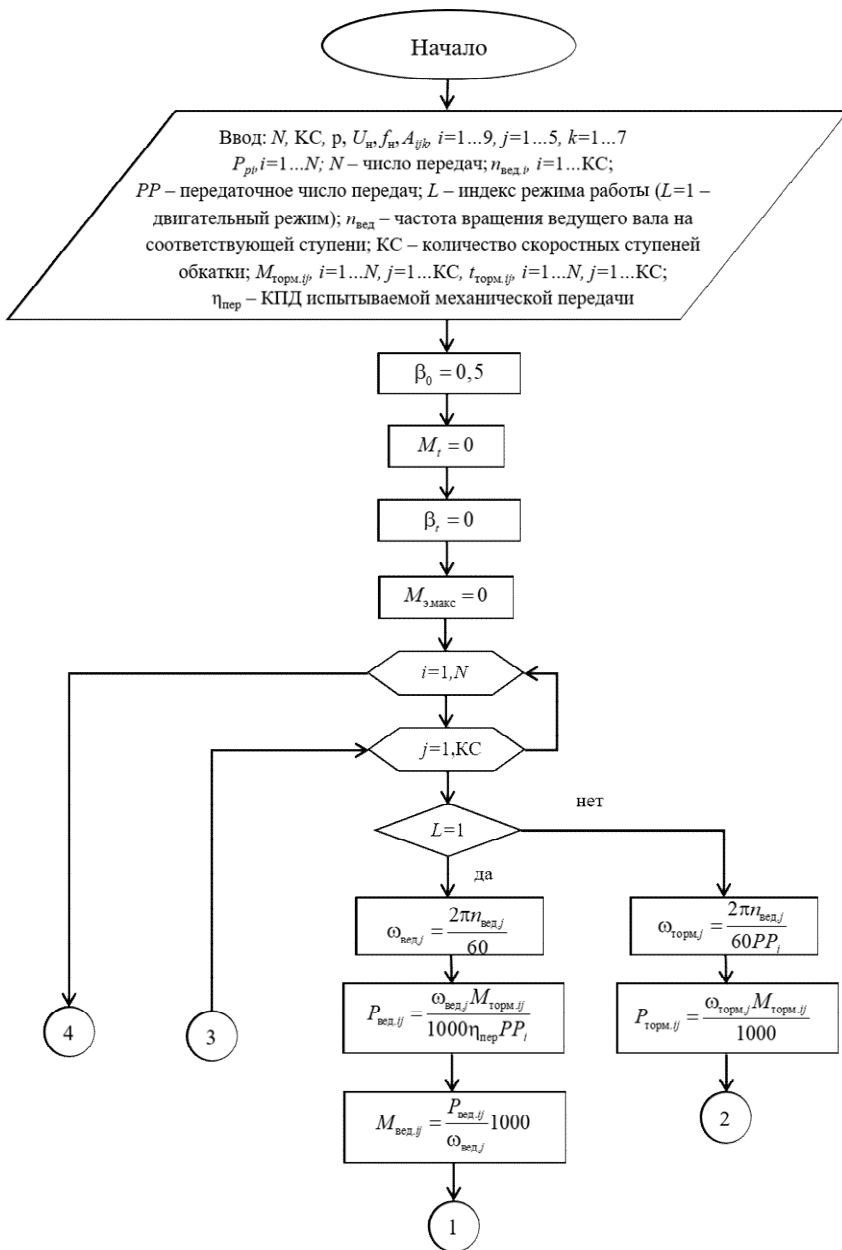
где $M_{\text{к}}$ – критический момент двигателя, Н·м;
 $s_{\text{ак}}$ – абсолютное критическое скольжение АД, о. е.

Отсюда абсолютное скольжение АД

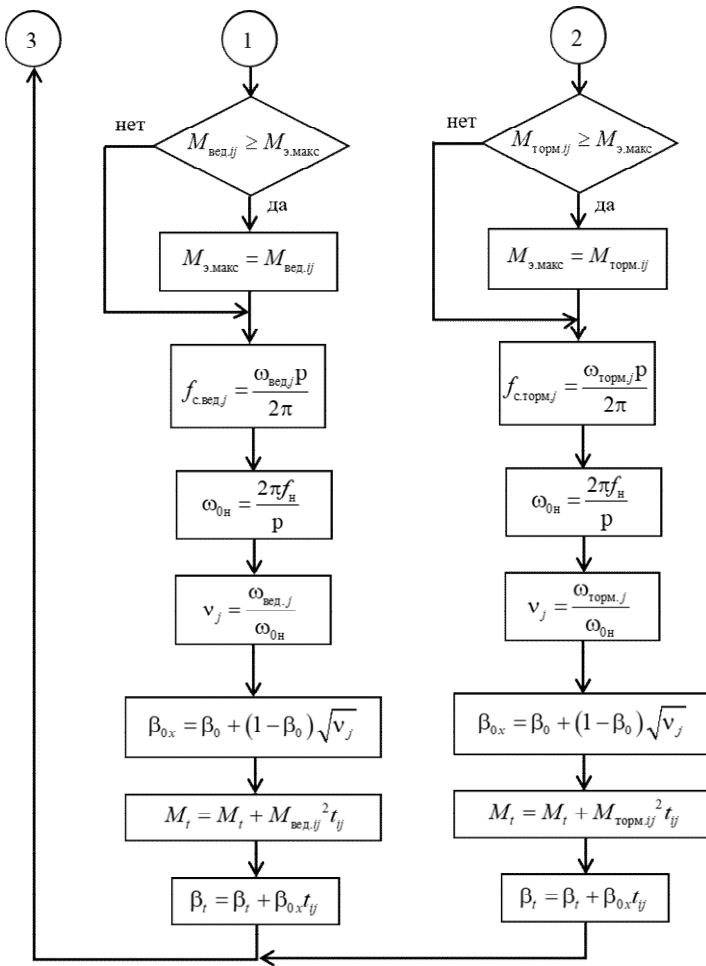
$$s_{\text{а}} = \frac{M_{\text{к}}}{M_{\text{вед}}} s_{\text{ак}} - s_{\text{ак}} \sqrt{\left(\frac{M_{\text{к}}}{M_{\text{вед}}}\right)^2 - 1}. \quad (6.9)$$

После определения абсолютного скольжения АД по формулам, приведенным в блок-схеме алгоритма (рис. 6.5), производят уточнения скольжения, относительной синхронной частоты питающего напряжения, частоты напряжения питания двигателя.

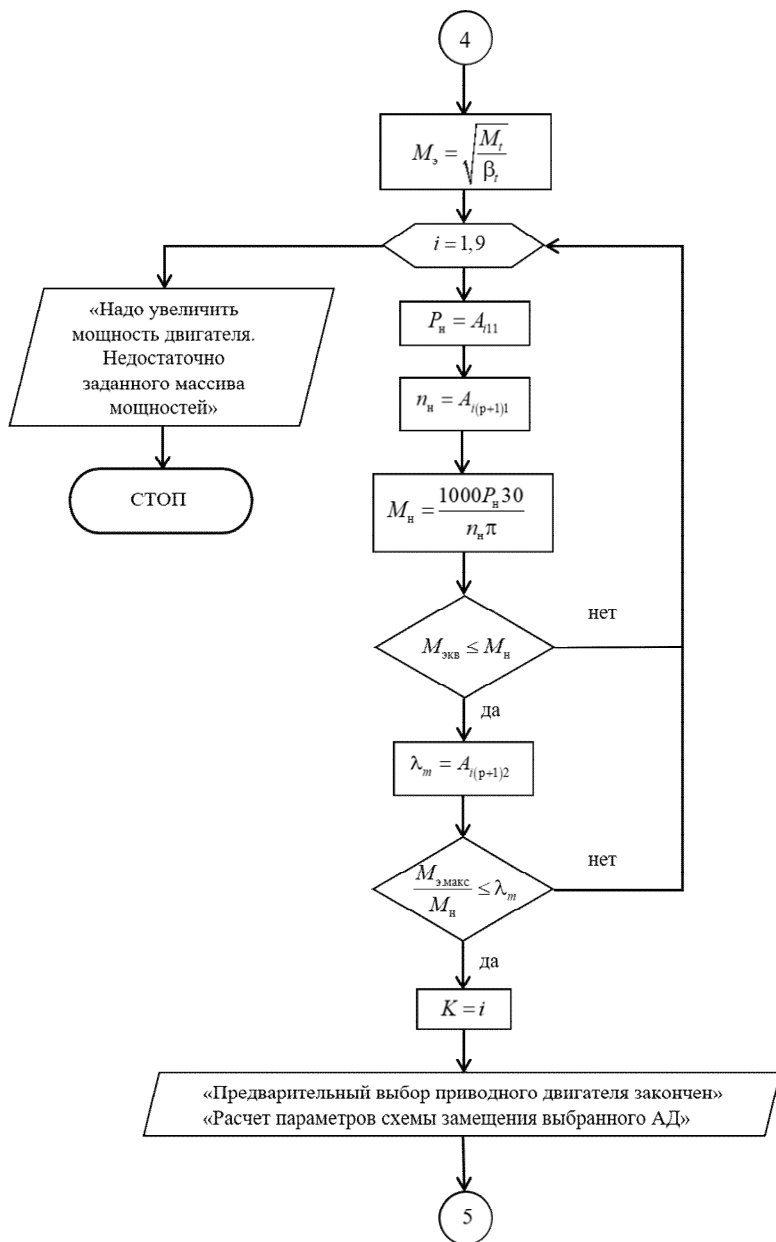
С учетом изложенного и на основании результатов исследований, приведенных в работах [67, 68, 70, 75, 82, 83, 88], разработана блок-схема алгоритма методики расчета мощности приводного и тормозного АД при частотном регулировании скорости в обкаточно-испытательных стендах механических передач, приведенная на рис. 6.5. В методике не учитываются потери переходных процессов при переключении режимов обкатки, т. к. они незначительны из-за кратковременности переходного процесса.



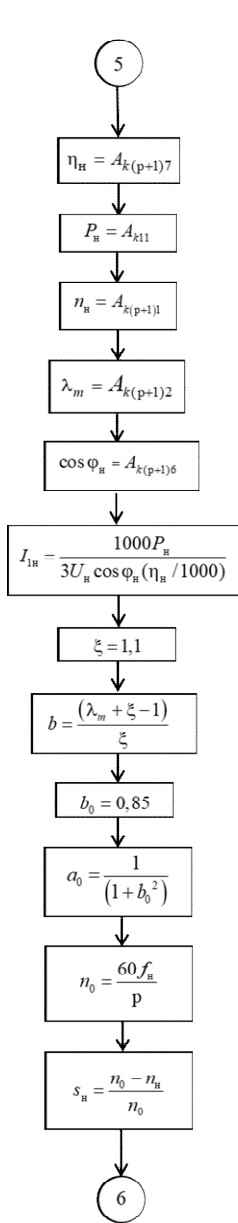
а



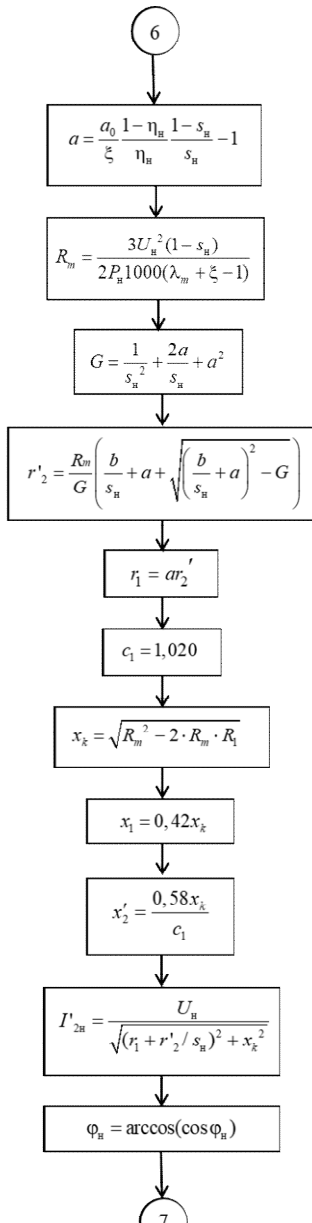
6



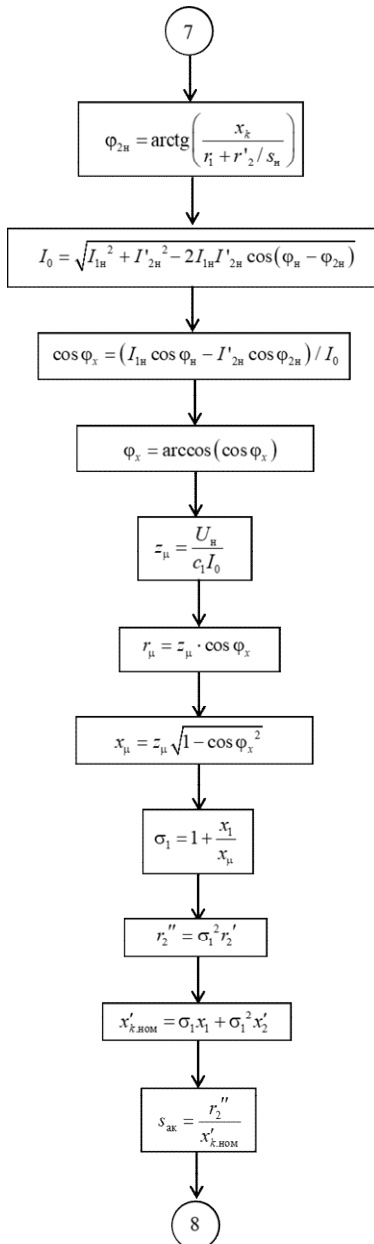
6



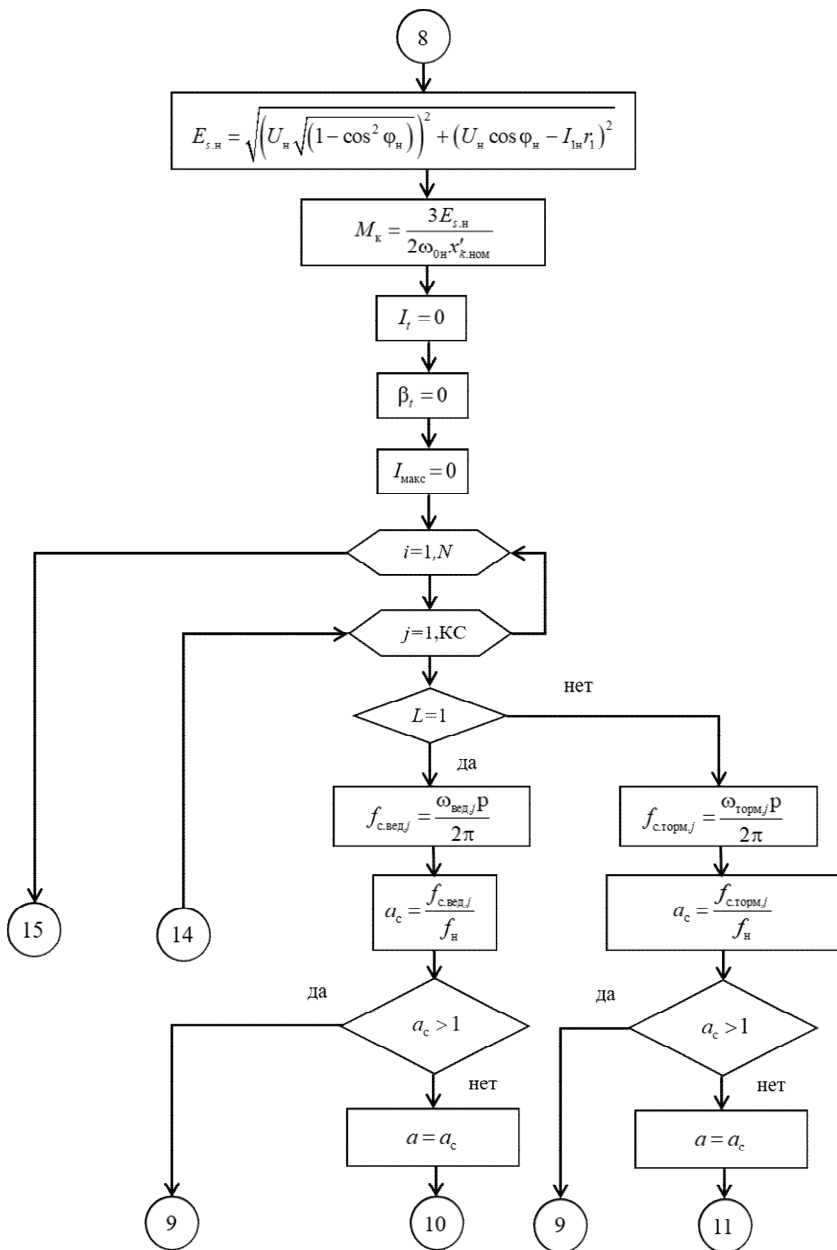
2



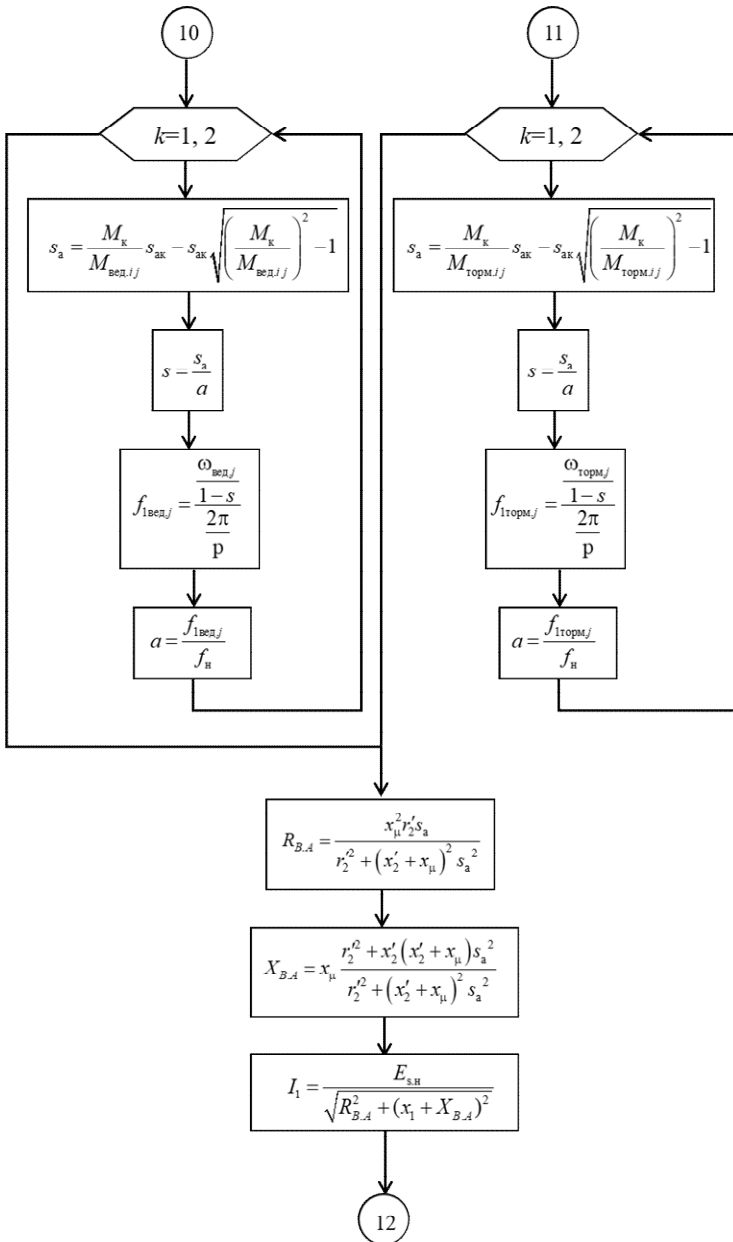
д

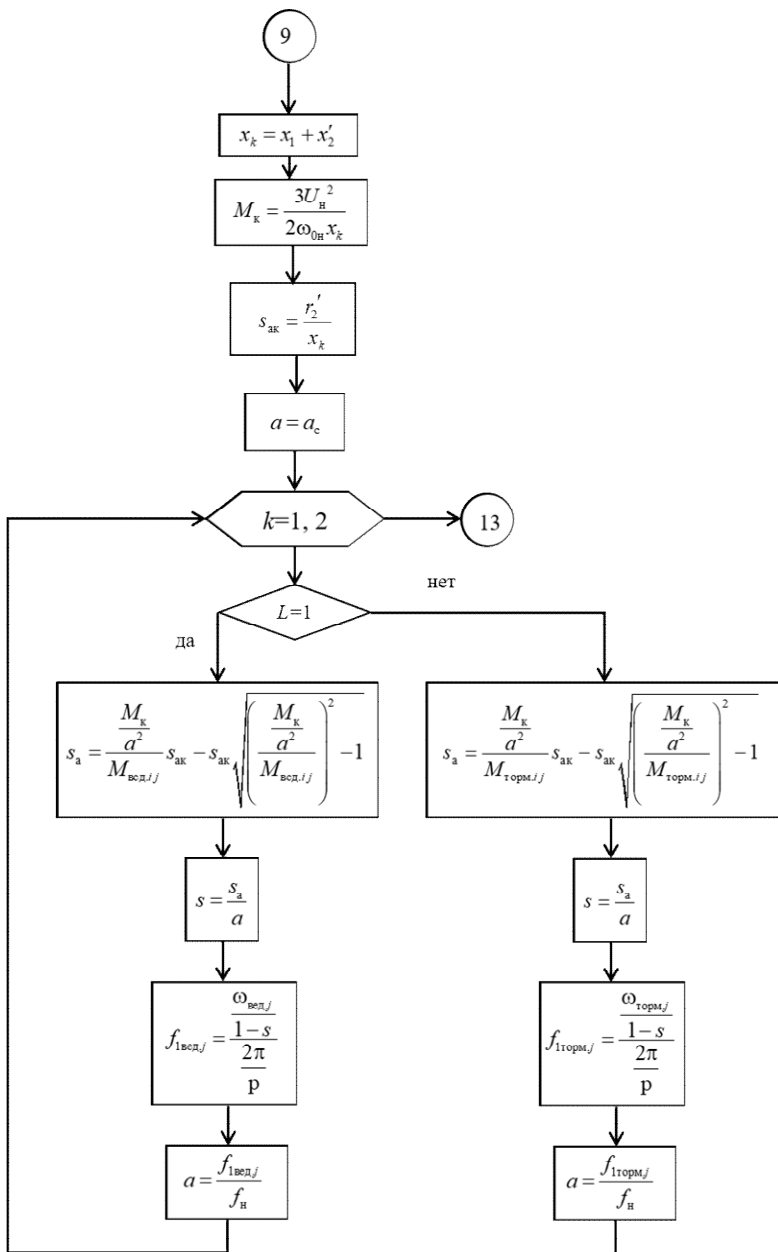


e

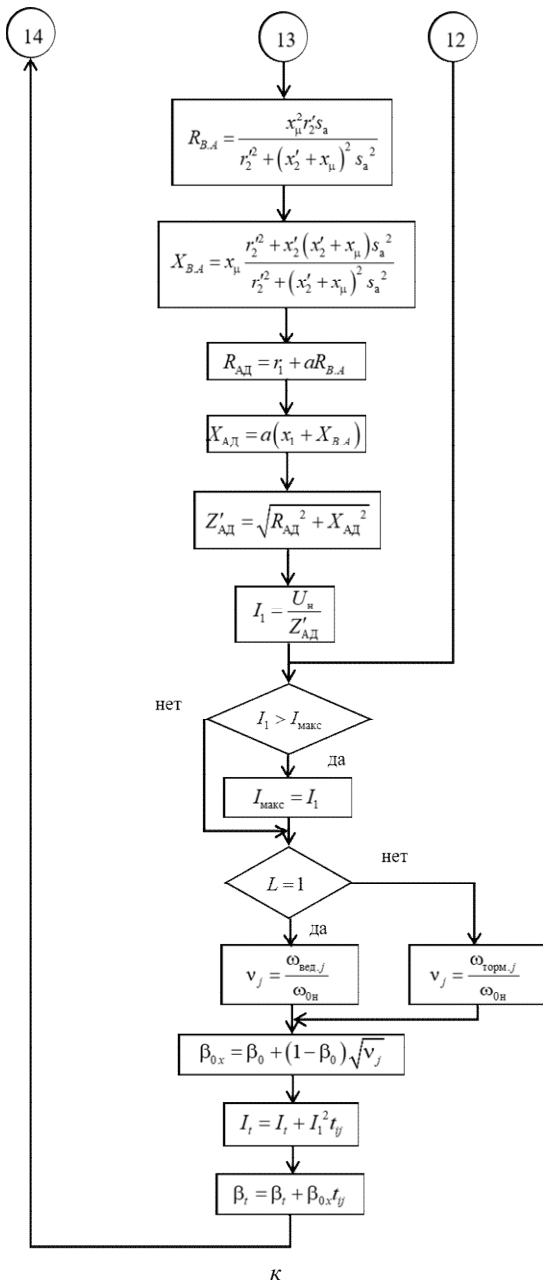


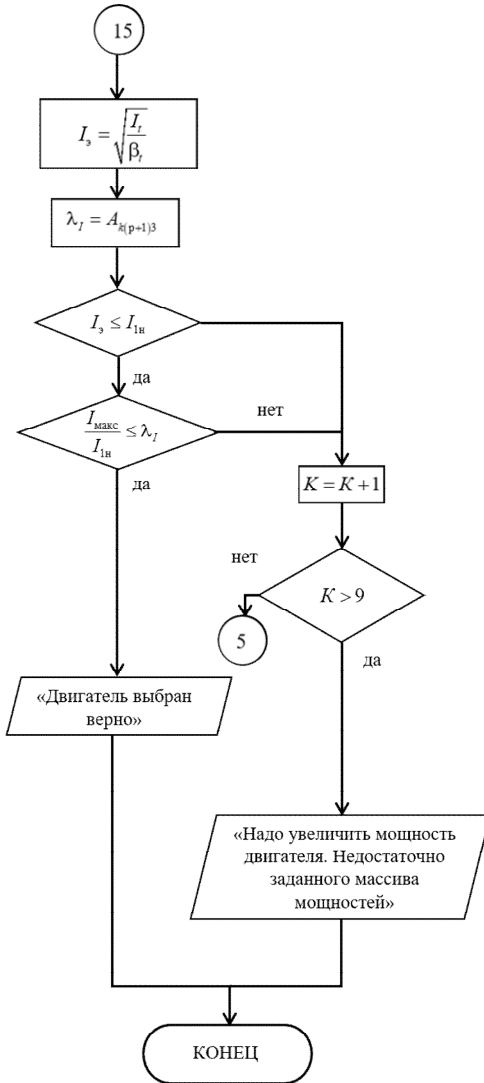
жс





и





л

Рис. 6.5. Блок-схема алгоритма расчета мощности приводного и тормозного асинхронного двигателя при частотном регулировании скорости в обкаточно-испытательных стендах механических передач:

N – число передач КПП; $KС$ – количество скоростных ступеней обкатки; A_{ijk} – трехмерный массив паспортных данных АД (номинальные мощность,

частота вращения, коэффициент полезного действия, кратность максимального момента, номинальный коэффициент мощности и др.); p – число пар полюсов АД; U_n – номинальное напряжение питания (фазное), В; f_n – номинальная частота переменного тока питающей сети, 50 Гц; PP_i – передаточные числа передач КПП ($i = 1-N$); $n_{\text{вед. } i}$ – частота вращения ведущего вала на соответствующей скоростной ступени обкатки, об/мин ($i = 1-KC$); $M_{\text{торм. } ij}$ – тормозной момент на ведомом валу, на соответствующей передаче и скоростной ступени обкатки, Н·м ($i = 1-N, j = 1-KC$); $t_{\text{торм. } ij}$ – продолжительность обкатки на соответствующей передаче и скоростной ступени обкатки, мин ($i = 1-N, j = 1-KC$); β_0 – коэффициент, зависящий от способа охлаждения и степени защиты АД, для закрытого самовентилируемого двигателя $\beta_0 = 0,5$; $\omega_{\text{вед. } i}$ – угловая скорость ведущего вала на соответствующей скоростной ступени обкатки, рад/с ($i = 1-KC$); $P_{\text{вед. } ij}$ – мощность на ведущем валу на соответствующей передаче и скоростной ступени обкатки, Вт ($i = 1-N, j = 1-KC$); $M_{\text{вед. } ij}$ – приведенный тормозной момент на ведущем валу, на соответствующей передаче и скоростной ступени обкатки, Н·м ($i = 1-N, j = 1-KC$); $f_{\text{с. вед. } j}$ – частота напряжения питания приводного двигателя на соответствующей скоростной ступени обкатки, Гц; $f_{\text{с. торм. } j}$ – частота напряжения питания тормозного двигателя на соответствующей скоростной ступени обкатки, Гц; $\omega_{0н}$ – синхронная угловая скорость магнитного поля статора АД при номинальной частоте переменного тока питающей сети, рад/с; v_i – относительная угловая скорость, о. е.; $\beta_{0х}$ – коэффициент изменения теплоотдачи самовентилируемого электродвигателя; M_3 – среднеквадратичный (эквивалентный) момент электродвигателя за время цикла $t_{ц}$, Н·м; P_n – номинальная мощность двигателя, кВт; n_n – номинальная частота вращения двигателя, об/мин; M_n – номинальный момент двигателя, Н·м; $M_{\text{макс}}$ – максимальное значение момента двигателя в цикле работы, Н·м; λ_m – кратность максимального момента к номинальному, о. е.; η_n – номинальный коэффициент полезного действия АД, %; $I_{1н}$ – номинальный фазный ток статора АД, А; $\eta_{\text{мех}}$ – коэффициент полезного действия испытуемой механической передачи, о. е.; $\xi = (1,02-1,10)$ – отношение номинального электромагнитного момента к номинальному моменту АД, рекомендуется принять 1,1, о. е.; b – расчетный вспомогательный коэффициент, о. е.; $b_0 = (0,70-0,85)$ – коэффициент загрузки АД, для которого коэффициент полезного действия максимальный, рекомендуется при расчете принять равным 0,85, о. е.; a_0 – вспомогательный коэффициент, о. е.; n_0 – синхронная частота вращения магнитного поля статора АД, мин⁻¹; s_n – номинальное скольжение АД, о. е.; $a = \frac{r_1}{r_2'}$ – отношение активных сопротивлений обмоток АД, может принимать значение от десятых долей единицы до нескольких единиц, о. е.; R_m – промежуточная переменная, Ом; G – промежуточная переменная, о. е.; r_2' – активное сопротивление обмотки ротора, приведенное к обмотке статора, Ом; r_1 – активное сопротивление обмотки статора, Ом; c_1 – коэффициент приведения параметров Т-образной схемы замещения АД к Г-образной; x_k – индуктивное сопротивление обмоток для режима короткого замыкания (при неподвижном роторе), Ом; x_1 – индуктивное сопротивление рассеяния фазы статора, Ом; x_2' – индуктивное сопротивление рассеяния фазы ротора, Ом;

$I'_{2н}$ – номинальный ток в обмотке ротора, приведенный к обмотке статора, А;
 φ_n – угол между векторами тока $\vec{I}_{1н}$ и напряжения питания \vec{U}_n , рад; $\varphi_{2н}$ – угол между векторами тока $\vec{I}_{2н}$ и напряжения питания \vec{U}_n , рад; I_0 – ток холостого хода, А;
 $\cos\varphi_x$ – коэффициент мощности холостого хода; φ_x – угол между векторами тока холостого хода \vec{I}_0 и напряжения питания \vec{U}_n , рад; z_μ – полное сопротивление цепи намагничивания, Ом; r_μ – активное сопротивление ветви намагничивания, Ом; x_μ – индуктивное сопротивление ветви намагничивания, Ом;
 σ_1 – уточненный коэффициент приведения параметров Т-образной схемы замещения АД к Г-образной; r_2'' – активное сопротивление обмотки ротора, приведенное к обмотке статора, для Г-образной схемы замещения АД, Ом;
 $x'_{к. ном}$ – индуктивное номинальное сопротивление обмоток статора и ротора АД при номинальной частоте питающего напряжения для режима короткого замыкания (при неподвижном роторе), Ом; $s_{ак}$ – абсолютное критическое скольжение; $E_{x. н}$ – действующее значение номинальной ЭДС статора, В;
 M_k – критический момент двигателя, Н·м; α_c – относительная синхронная частота питающего напряжения, о. е.; s_a – вычисленное абсолютное скольжение АД, соответствующее тормозному моменту, заданному в технологических требованиях на обкатку КПП, о. е.; s – уточненное скольжение АД, о. е.; $f_{1 вед. j}$ – уточненное значение частоты напряжения питания приводного двигателя на соответствующей скоростной ступени обкатки, Гц;
 $f_{1 торм. j}$ – уточненное значение частоты напряжения питания тормозного двигателя на соответствующей скоростной ступени обкатки, Гц; α – уточненная относительная синхронная частота питающего напряжения, о. е.;
 $R_{B. A}$ – «внутреннее» активное сопротивление АД при номинальной частоте и абсолютном скольжении s_a , Ом; $X_{B. A}$ – «внутреннее» индуктивное сопротивление АД при номинальной частоте и абсолютном скольжении s_a , Ом;
 I_1 – расчетный ток статора АД искусственной электромеханической характеристики, А; $R_{АД}$ – активное сопротивление эквивалентной схемы АД, Ом;
 $X_{АД}$ – индуктивное сопротивление эквивалентной схемы АД, Ом;
 $Z'_{АД}$ – полное сопротивление цепи АД при абсолютном скольжении s_a и относительной частоте α , Ом; I_3 – эквивалентный ток электродвигателя за время цикла, А; $I_{макс}$ – максимальный ток нагрузочной диаграммы электродвигателя, А

Проведенный вычислительный эксперимент с использованием разработанной методики при обкатке КПП ГАЗ-24 в соответствии с технологическими требованиями, сформированными в патенте [128], показывает, что мощности приводного и тормозного двигателей будут зависеть от заданных диапазонов скоростей обкатки на ведущем валу, тормозных моментов на ведомом валу и выбранной номинальной

частоты вращения АД, о чем свидетельствуют диаграммы, приведенные на рис. 6.6, 6.7. Из анализа диаграмм мощностей следует, что с ростом верхнего значения диапазона скоростей обкатки должна увеличиваться и номинальная частота вращения двигателя, в противном случае необходимо завышать номинальную мощность АД. Проведенные расчеты показывают, что при обкатке автомобильных КПП тормозные двигатели должны иметь, как правило, меньшую номинальную частоту вращения и большую номинальную мощность в сравнении с приводными двигателями.

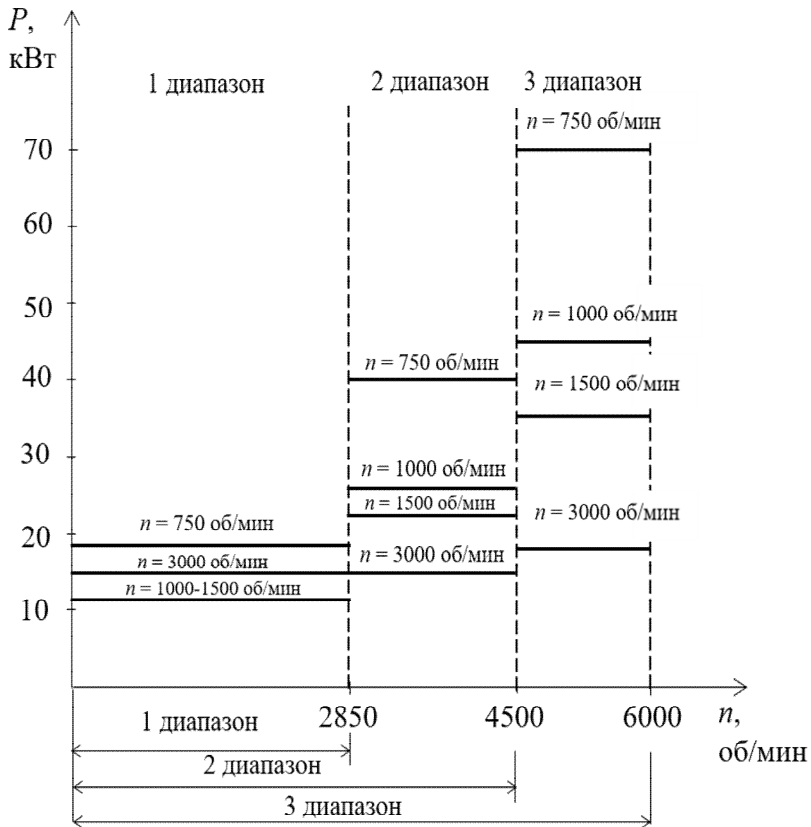


Рис. 6.6. Диаграмма изменения мощностей приводного двигателя в зависимости от диапазона скоростей обкатки и выбранной номинальной частоты вращения АД

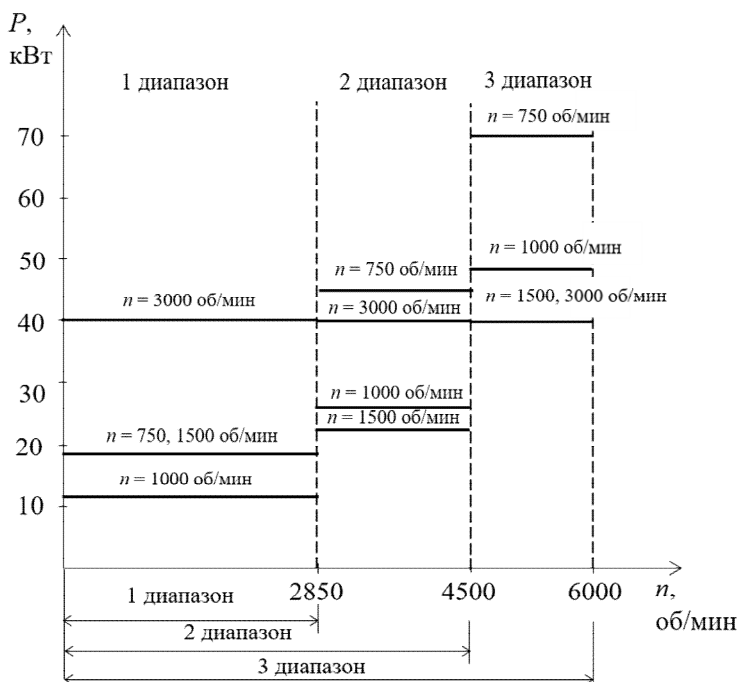


Рис. 6.7. Диаграмма изменения мощностей тормозного двигателя в зависимости от диапазона скоростей обкатки и выбранной номинальной частоты вращения АД

Проведенные вычисления по разработанной методике расчета мощности приводного и тормозного АД при частотном регулировании скорости в обкаточно-испытательных стендах механических передач, обеспечивающих заданные технологические требования, указывают на возможность практической реализации предложенного технического решения. Мощности приводного и тормозного АД будут определяться технологическими требованиями на обкатку и зависеть от диапазона скоростей обкатки на ведущем валу, тормозных моментов на ведомом валу и выбранной номинальной частоты вращения двигателей.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Способ управления взаимосвязанными электроприводами с рекуперацией электрической энергии : пат. 19919 Респ. Беларусь : МПК Н 02Р 5/74 / М. А. Прищепов, В. В. Гурин, Е. М. Прищепова, Д. М. Иванов ; заявитель Бел. гос. агр. техн. ун-т. – № а 20131163 ; заявл. 08.10.13 ; опубл. 28.02.16 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2016. – № 1. – С. 133.

2. Устройство управления взаимосвязанными частотно-регулируемыми асинхронными электроприводами с рекуперацией электрической энергии (варианты) : пат. 21618 Респ. Беларусь : МПК Н 02Р 5/74 / М. А. Прищепов, В. В. Гурин, Е. М. Прищепова, Д. М. Иванов ; заявитель Бел. гос. агр. техн. ун-т. – № а 20150506 ; заявл. 26.10.15 ; опубл. 28.02.18 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2018. – № 1. – С. 158.

3. Мельников, С. В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм / С. В. Мельников. – Л. : Колос, 1978. – 560 с.

4. Кукта, Г. М. Технология переработки и приготовления кормов / Г. М. Кукта. – М. : Колос, 1978. – 240 с.

5. Хлынин, П. П. Совершенствование конструктивно-режимных параметров дробилки молоткового типа : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01, 05.20.03 / П. П. Хлынин. – М., 2003. – 151 с.

6. Соколов, А. Я. Технологическое оборудование элеваторов, мельниц, крупяных и комбикормовых заводов / А. Я. Соколов. – М. : Загодиздат, 1984. – 384 с.

7. Секанов, Ю. П. Изучение прочности зерна кукурузы в зависимости от влажности / Ю. П. Секанов, А. Г. Фомин // Сб. науч. трудов / Всесоюзный научно-исследовательский институт механизации сельского хозяйства (ВИМ). – М., 1991. – Вып. 80. – С. 3–8.

8. Селезнев, А. Д. Экспериментальные исследования плющилки влажного зерна / А. Д. Селезнев, С. В. Гаврилович, М. М. Валлюк // Методы исследований и результаты разработок техники для ресурсосберегающих технологий сельского хозяйства: сб. статей Междунар. науч.-практ. конф. молодых ученых, Минск, 25–27 мая 2005 г. : в 2 т. / ИМСХ НАН Беларуси ; редкол. : В. Н. Дашков [и др.]. – Минск, 2005. – Т. 2. – С. 34–41.

9. Мельников, С. В. Влияние влажности зерна на показатели работы молотковых дробилок // Земледельческая механика: сб. трудов VI пленума памяти В. П. Горячкина. – М. ; Ленинград : Издательство

сельскохозяйственной литературы, журналов и плакатов, 1961. – Т. 6. – С. 372–380.

10. Луткин, Н. И. Влияние влажности на динамический коэффициент внешнего трения, угол естественного откоса и объемный вес зерна / Н. И. Луткин // Сб. науч. трудов / ВНИИЗ. – М., 1961. – Вып. 2: Сообщения и рефераты ВНИИЗ. – С. 144–146.

11. Птицын, С. Д. Зерносушилки / С. Д. Птицын. – М. : Машиностроение, 1966. – 287 с.

12. Физико-механические свойства растений, почв и удобрений / Б. А. Воротнюк [и др.]. – М. : Колос, 1970. – 231 с.

13. Физико-механические свойства сельскохозяйственных растений / М. Ф. Бурмистрова [и др.]. – М. : Сельхозгид, 1956. – 254 с.

14. Дешко, В. И. Коэффициент трения при плющении зерна / В. И. Дешко // Механизация и электрификация сельского хозяйства: сб. науч. трудов. – Киев : Урожай, 1975. – Вып. 33. – С. 149.

15. Дешко, В. И. Исследование процесса плющения увлажненного зерна / В. И. Дешко // Механизация и электрификация сельского хозяйства: сб. науч. трудов. – Киев : Урожай, 1976. – Вып. 35. – С. 240–242.

16. Губанов, А. А. Исследование процесса плющения увлажненного зерна / А. А. Губанов [и др.]. // Сб. науч. трудов. – М. : ВИМ, 1976. – Вып. 30. – С. 48–51.

17. Соколов, А. Я. Технологическое оборудование элеваторов, мельниц, крупяных и комбикормовых заводов / А. Я. Соколов. – М. : Колос, 1975. – 496 с.

18. Соминич, Н. Г. Механизация животноводческих ферм / Н. Г. Соминич. – М. : Сельхозгид, 1959. – 356 с.

19. Ромалийский, В. С. Плющение зерна рифляными поверхностями / В. С. Ромалийский // Механизация и электрификация сельского хозяйства: сб. науч. трудов. – М. : Колос, 1977. – Вып. 10. – С. 52–54.

20. Куприц, Я. Н. Физико-механические основы размола зерна / Я. Н. Куприц. – М. : Загодиздат, 1946. – 214 с.

21. Гиршсон, В. Я. Экспериментальные исследования процессов технологии зерна / В. Я. Гиршсон. – М. : Загодиздат, 1949. – 173 с.

22. Мерко, И. Т. Совершенствование технологических процессов сортового помола пшеницы / И. Т. Мерко. – М. : Колос, 1979. – 189 с.

23. Чигарев, О. Ю. Некоторые подходы в вопросах деформирования зерна / О. Ю. Чигарев, Е. М. Прищепова // Агропанорама. – 2013. – № 6. – С. 18–20.

24. Romanski, L. Analiza i modelowanie procesu zgniatania ziarna pszenicy : Rozprawy CCXX / L. Romanski // Zeszyty Naukowe AR. – Wrocław, 2004. – Nr 494. – S. 108.

25. Chigrev, O. Opredelenije dinamiczeskich i procznostnyh svojstv plusczenija zerna / O. Chigrev, L. Romanski // Miedzunarona ja nauczno-practiczeskaja konferenja / BGATU. – Minsk, 2009. – P. 244–248.

26. Ишлинский, А. Ю. Прикладные задачи механики / А. Ю. Ишлинский. – М. : Наука, 1986. – Т. 1. – С. 372.

27. Андрианов, А. М. Исследование рабочего процесса валковой зерноплющилки : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / А. М. Андрианов ; Воронеж. сельск. институт им. К. Д. Глинки. – Воронеж, 1974. – 19 с.

28. Воробьев, Н. А. Теоретические исследования производительности вальцово-плющилки / Н. А. Воробьев // Агропанорама. – 2008. – № 2. – С. 45–48.

29. Воробьев, Н. А. Плющение фуражного зерна вальцами с рифлено-ступенчатой рабочей поверхностью : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Н. А. Воробьев ; БГАТУ. – Минск, 2009. – 154 с.

30. Пилипенко, А. Н. Определение условий захвата зерна вальцами плющилки / А. Н. Пилипенко, А. Г. Акулинин // Механизация и электрификация сельского хозяйства: сб. науч. трудов. – 1975. – № 33. – С. 95–104.

31. Дайнеко, В. А. Теоретическое обоснование производительности вальцово-плющилки-измельчителя / В. А. Дайнеко, Е. М. Прищепова // Агропанорама. – 2012. – № 2. – С. 14–28.

32. Дешко, В. И. Исследование и обоснование режимов плющения зерна после влаготепловой обработки : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / В. И. Дешко ; Укр. научн.-исслед. инст. мех. и электриф. сельск. хоз. – Ленинград-Пушкин, 1978. – 19 с.

33. Ромалийский, В. С. Исследование процесса плющения влажного консервированного зерна и обоснование основных параметров и режимов работы плющилок : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / В. С. Ромалийский ; Всесоюзн. научн.-исслед. инст. электриф. сельск. хоз. – М., 1978. – 18 с.

34. Одегов, В. А. Обоснование параметров и режимов работы плющилки влажного зерна : дис. канд. ... техн. наук : 05.20.01 / В. А. Одегов. – Киров, 2005. – 187 с.

35. Воробьев, Н. А. К определению параметров машин для плющения зерна / Н. А. Воробьев // Инженерный вестник. – 2008. – № 1. – С. 15–17.

36. Баранов, Л. Н. Повышение эффективности производства плющеного зерна путем совершенствования технологий и комплекса технических средств : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Л. Н. Баранов ; Сев.-Западн. научн.-исслед. ин-т механиз. и электриф. сельск. хоз-ва. – СПб. ; Павловск, 2005. – 18 с.

37. Шило, И. Н. К обоснованию мощности привода вальцов плющилки / И. Н. Шило, Н. А. Воробьев, Е. М. Прищепова // Агропанорама. – 2008. – № 3. – С. 25–28.

38. Вальцовая плющилка зерна : пат. 14052 Респ. Беларусь : МПК В 02С 4/00 / В. А. Дайнеко, Е. М. Прищепова, Н. А. Воробьев ; заявитель Бел. гос. агр. техн. ун-т. – № а 20080672 ; заявл. 26.05.08 ; опубл. 28.02.11 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2011. – № 1. – С. 84.

39. Вальцовая плющилка зерна : пат. 14696 Респ. Беларусь : МПК В 02С 4/06 / В. А. Дайнеко, Е. М. Прищепова, Н. А. Воробьев, М. К. Карпович ; заявитель Бел. гос. агр. техн. ун-т. – № а 20090551 ; заявл. 17.04.09 ; опубл. 30.08.11 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2011. – № 4. – С. 74–75.

40. Вальцовая плющилка зерна : пат. 15375 Респ. Беларусь : МПК В 02С 4/06 / И. Н. Шило, Н. А. Воробьев, Е. М. Прищепова ; заявитель Бел. гос. агр. техн. ун-т. – № а 20090731 ; заявл. 21.05.09 ; опубл. 28.02.12 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 1. – С. 72.

41. Вальцовая плющилка зерна : пат. 4873 Респ. Беларусь : МПК В 02С 4/00 / В. А. Дайнеко, Е. М. Прищепова, Н. А. Воробьев ; заявитель Бел. гос. агр. техн. ун-т. – № и 20080415 ; заявл. 26.05.08 ; опубл. 30.12.08 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2008. – № 6. – С. 171–172.

42. Вальцовая плющилка зерна: пат. 5718 Респ. Беларусь : МПК В 02С 4/00 / В. А. Дайнеко, Е. М. Прищепова, Н. А. Воробьев, М. К. Карпович ; заявитель Бел. гос. агр. техн. ун-т. – № и 20090324 ; заявл. 17.04.09 ; опубл. 30.12.2009 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2009. – № 6. – С. 161.

43. Вальцовая плющилка зерна : пат. 5756 Респ. Беларусь : МПК В 02С 4/00 / И. Н. Шило, Н. А. Воробьев, Е. М. Прищепова ; заявитель Бел. гос. агр. техн. ун-т. – № и 20090412 ; заявл. 21.05.09 ; опубл. 30.12.09 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2009. – № 6. – С. 162.

44. Дайнеко, В. А. Анализ влияния конструктивных и технологических параметров на производительность и удельные энерго-

затраты вальцовый плющилки зерна / В. А. Дайнеко, Е. М. Прищепова // Прорывные технологии и инновации в экономике Беларуси и Казахстана: сб. матер. науч.-техн. конф., Минск, 6 дек. 2013 г. – Минск : БНТУ, 2013. – С. 80–82.

45. Дайнеко, В. А. К вопросу повышения производительности и снижения удельных энергозатрат вальцовый плющилки зерна / В. А. Дайнеко, Е. М. Прищепова // Агропанорама. – 2013. – № 2. – С. 24–27.

46. Машины и агрегаты металлургических заводов : учебник для вузов: в 3 т. / А. И. Целиков [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Металлургия, 1987. – Т. 1: Машины и агрегаты доменных цехов. – 440 с.

47. Дайнеко, В. А. Теоретическое обоснование мощности электропривода вальцовый плющилки / В. А. Дайнеко, Е. М. Прищепова, Н. А. Воробьев // Агропанорама. – 2012. – № 4. – С. 18–29.

48. Дайнеко, В. А. Математическое моделирование мощности вальцовый плющилки зерна / В. А. Дайнеко, Е. М. Прищепова // Ukrainian Food Journal. – 2012. – № 3. – С. 40–49.

49. Dayneko, V. Mathematical modeling of the capacity of roller grain crusher / V. Dayneko, E. Prischepova // Journal of Food and Packing Science, Technique and Technologies. – 2012. – № 1. – P. 19–22.

50. Горячкин, В. П. Собрание сочинений : в 3 т. / В. П. Горячкин. – М. : Колос, 1965. – Т. 3. – 384 с.

51. Дайнеко, В. А. Теоретическое обоснование мощности электропривода вальцовый плющилки-измельчителя / В. А. Дайнеко, Е. М. Прищепова, Н. А. Воробьев // Агропанорама. – 2013. – № 1. – С. 16–26.

52. Прищепова, Е. М. Математическое моделирование мощности вальцовый плющилки-измельчителя / Е. М. Прищепова / Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у XXI столітті: матер. 79-й Міжнар. наук. конф. молодих учених, аспірантів і студентів, Київ, 15–16 квіт. 2013 р. – Київ : НУХТ, 2013. – Ч. 2. – С. 37–38.

53. Прищепова, Е. М. К вопросу обоснования мощности электропривода вальцовой плющилки-измельчителя / Е. М. Прищепова / Современные технологии сельскохозяйственного производства: матер. XVI Междунар. науч.-практ. конф., Гродно, 17 мая 2013 г. / ГГАУ. – Гродно, 2013. – С. 122–126.

54. Дайнеко, В. А. К вопросу снижения энергоемкости процесса измельчения фуражного зерна / В. А. Дайнеко, Е. М. Прищепова // Агропанорама. – 2008. – № 1. – С. 35–40.

55. Интехникс. Поставка и техническое сопровождение [Электронный доступ]. – Режим доступа: <http://www.intechnics.ru/article14.htm>. – Дата доступа: 14.10.2016.

56. Электротехнический справочник : в 3 т. / под ред. В. Г. Герасимова [и др.]. – 6-е изд. – М. : Энергоиздат, 1982. – Т. 3: Исследование электрической энергии. – 506 с.

57. Федотенко, Л. В. Перспективы развития электродвигателей в системах электропривода / Л. Ф. Федотенко // Электротехнич. пр-во. Перед. опыт и науч.-техн. достиж. для внедрения. – 1990. – № 2. – С. 34–36.

58. Драчев, Г. И. Теория электропривода : учебное пособие / Г. И. Драчев. – Челябинск : ЮУрГУ, 2005. – Ч. 1. – 209 с.

59. Осипов, О. И. Частотно-регулируемый асинхронный электропривод : учебное пособие / О. И. Осипов. – М. : МЭИ, 2004. – 80 с.

60. Мусин, А. М. О выборе мощности привода зернодробилки и критерия оптимизации его загрузки / А. М. Мусин, Б. П. Чеба // Электрификация сельскохозяйственного производства: сб. науч. тр. ; под ред. Р. Л. Самойлович. – М., 1975. – Т. 12, вып. 3, Ч.1. – С. 47–53.

61. Дайнеко, В. А. Обоснование целевой функции и критерия оптимизации конструктивных и технологических параметров системы электропривода вальцовых плющилок-измельчителей зерна / В. А. Дайнеко, И. И. Гургенидзе, Е. М. Прищепова // Агропанорама. – 2015. – № 4. – С. 30–35.

62. Виноградов, А. Б. Векторное управление электроприводами переменного тока / А. Б. Виноградов. – Иваново : ИГЭУ им. В. И. Ленина, 2008. – 98 с.

63. Булгаков, А. А. Частотное управление асинхронными двигателями / А. А. Булгаков. – М. : Энергоиздат, 1982. – 216 с.

64. Сабинин, Ю. А. Частотно-регулируемые асинхронные электроприводы / Ю. А. Сабинин, В. Л. Грузов. – Л. : Энергоатомиздат, 1985. – 126 с.

65. Эпштейн, И. И. Автоматизированный электропривод переменного тока / И. И. Эпштейн. – М. : Энергоиздат, 1982. – 192 с.

66. Фираго, Б. И. Теория электропривода : учебное пособие / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. – Минск : Техноперспектива, 2004. – 527 с.

67. Прищепов, М. А. Расчет статических характеристик асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором в двигательном и генераторном режимах при частотном регулировании скорости и стабилизации потока возбуждения статора / М. А. Прищепов, Д. И. Иванов, Е. М. Прищепова // Агропанорама. – 2016. – № 6 (118). – С. 20–30.

68. Прищепов, М. А. Расчет статических характеристик АД с к. з. ротором в двигательном и генераторном режимах при частотном управлении скоростью и стабилизации потока возбуждения / М. А. Прищепов, Е. М. Прищепова, Д. М. Иванов // Агропанорама. – 2017. – № 2 (120). – С. 26–36.

69. Прищепов, М. А. Расчет механических и электромеханических характеристик асинхронных электродвигателей в двигательном и генераторном режимах при частотном управлении / М. А. Прищепов, Д. И. Иванов, Е. М. Прищепова // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Вип. 8, т. 1. – Мелітополь : ТДАТУ, 2018. – С. 161–181.

70. Прищепов, М. А. Статические характеристики асинхронных двигателей при частотном регулировании / М. А. Прищепов, Д. И. Иванов, Е. М. Прищепова // Энергосбережение – важнейшее условие инновационного развития АПК: матер. Междунар. науч.-техн. конф., Минск, 23–24 ноября 2017 г. – Минск : БГАТУ, 2017. – С. 265–270.

71. Мальцева, О. П. Системы управления электроприводов : учебное пособие / О. П. Мальцева, Л. С. Удуг, Н. В. Кояин. – Томск : ТПУ, 2007. – 82 с.

72. Вольдек, А. И. Электрические машины / А. И. Вольдек. – Л. : Энергия, 1978. – 832 с.

73. Иванов-Смоленский, А. В. Электрические машины / А. В. Иванов-Смоленский. – М. : Энергия, 1980. – 928 с.

74. Фираго, Б. И. Регулируемые электроприводы переменного тока / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. – Минск : Техноперспектива, 2006. – 363 с.

75. Прищепов, М. А. Расчет статических характеристик АД с к. з. ротором в двигательном и генераторном режимах при частоте напряжения питания обмоток статора выше номинальной / М. А. Прищепов, Д. М. Иванов, Е. М. Прищепова // Агропанорама. – 2017. – № 3 (121). – С. 26–34.

76. Чернышев, А. Ю. Электропривод переменного тока : учебное пособие / А. Ю. Чернышев, Ю. Н. Дементьев, И. А. Чернышев. – Томск : ТПУ, 2011. – 213 с.

77. Удуг, Л. С. Проектирование и исследование автоматизированных электроприводов : учебное пособие / Л. С. Удуг, Н. В. Кояин, О. П. Мальцева. – Томск : ТПУ, 2009. – Ч. 8: Асинхронный частотно-регулируемый электропривод. – 354 с.

78. Фираго, Б. И. Расчеты по электроприводу производственных машин и механизмов : учебное пособие / Б. И. Фираго. – Минск : Техноперспектива, 2012. – 639 с.

79. Мощинский, Ю. А. Определение параметров схемы замещения асинхронной машины по каталожным данным / Ю. А. Мощинский, В. Я. Беспалов, А. А. Кирякин // *Электричество*. – 1998. – № 4. – С. 38–42.

80. Дементьев, Ю. Н. Автоматизированный электропривод : учебное пособие / Ю. Н. Дементьев, А. Ю. Чернышев, И. А. Чернышев. – Томск : ТПУ, 2009. – 224 с.

81. Дружинин, А. В. Определение параметров Т-образной схемы замещения асинхронного двигателя при расчете систем управления частотно-регулируемым электроприводом / А. В. Дружинин, Е. А. Дружинина, В. Н. Полузадов // *Известия высших учебных заведений. Горный журнал*. – 2013. – № 3. – С. 98–105.

82. Гридин, В. М. Расчет параметров схемы замещения асинхронных двигателей по каталожным данным / В. М. Гридин // *Электричество*. – 2012. – № 5. – С. 10–14.

83. Прищепов, М. А. Расчет параметров схемы замещения асинхронных двигателей по каталожным данным и построение их естественных механических и электромеханических характеристик / М. А. Прищепов, Е. М. Прищепова, Д. М. Иванов // *Агропанорама*. – 2016. – № 5 (117). – С. 20–32.

84. Асинхронные двигатели серии 4А : справочник / А. Э. Кравчик [и др.]. – М. : Энергоатомиздат, 1982. – 504 с.

85. Фираго, Б. И. Векторные системы управления электроприводами / Б. И. Фираго, Д. С. Васильев. – Минск : Вышэйшая школа, 2016. – 159 с.

86. Шрейнер, Р. Т. Математическое моделирование электропривода переменного тока с полупроводниковыми преобразователями частоты / Р. Т. Шрейнер. – Екатеринбург : УРО РАН, 2002. – 654 с.

87. Рудаков, В. В. Асинхронные электроприводы с векторным управлением / В. В. Рудаков, И. М. Столяров, В. А. Дортау. – Л. : Энергоатомиздат, 1987. – 134 с.

88. Фираго, Б. И. Теория электропривода : учебное пособие / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. – Минск : Техноперспектива, 2007. – 588 с.

89. Ключев, В. И. Теория электропривода : учебник для вузов / В. И. Ключев. – М. : Энергоатомиздат, 1985. – 560 с.

90. Соколовский, Г. Г. Электроприводы переменного тока с частотным регулированием : учебник / Г. Г. Соколовский. – М. : Академия, 2006. – 272 с.

91. Чиликин, М. Г. Теория автоматизированного электропривода : учебное пособие для вузов / М. Г. Чиликин, В. И. Ключев, А. С. Сандлер. – М. : Энергия, 1979. – 616 с.

92. Boldea, I. Electric drives / I. Boldea, S. A. Nasar. – Boca Raton : CRC Press, 1999. – 411 p.

93. Vas, P. Sensorless vector control and direct torque control / P. Vas. – Oxford : Oxford University Press, 1998. – 729 p.

94. Прищепов, М. А. Структурные схемы асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором для частотно-регулируемого электропривода со скалярным и векторным управлением / М. А. Прищепов, В. А. Дайнеко, Е. М. Прищепова // Известия НАН Беларуси. Серия аграрных наук. – 2019. – Т. 57, № 4. – С. 481–493.

95. Simovert Masterdrives. Vector Control [Electronic resource] : operating instructions. – Mode of access: http://www.siemens.com.tr/i/assets/otomasyon/vc31_komp_acac_e.pdf. – Date of access: 10.06.2019.

96. Основы автоматизированного электропривода : учебное пособие для вузов / М. Г. Чиликин [др.]. – М. : Энергия, 1974. – 568 с.

97. Справочник по электрическим машинам : в 2 т. / под общ. ред. И. П. Копылова, Б. К. Клокова. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 688 с.

98. Прищепов, М. А. Структурные схемы частотно-регулируемого асинхронного электропривода вальцовых плющилок-измельчителей с бездатчиковым скалярным управлением / М. А. Прищепов, В. А. Дайнеко, Е. М. Прищепова // Агропанорама. – 2020. – № 1 (137). – С. 28–38.

99. Удут, Л. С. Проектирование и исследование автоматизированных электроприводов : учебное пособие / Л. С. Удут, О. П. Мальцева, Н. В. Кояин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Томск : ТПУ, 2007. – Ч. 1: Введение в технику регулирования линейных систем. Ч. 2: Оптимизация контура регулирования. – 156 с.

100. Удут, Л. С. Проектирование и исследование автоматизированных электроприводов.: учебное пособие / Л. С. Удут, О. П. Мальцева, Н. В. Кояин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Томск : Издательство Томского политехнического университета, 2007. – Ч. 7: Теория оптимизации непрерывных многоконтурных систем управления электроприводов. – 164 с.

101. Blaschke, F. Das Prinzip der Feldorientierung, die Grundlage für die Transvektor-Regelung von Drehfeldmaschinen / F. Blaschke // Siemens Zeitschrift, 1971. – № 45. – S. 10.

102. Flöter, W., Ripperger H. Die Trasvektor-Regelung für den feldorientierten betrieb einer Asynchron-maschine / W. Flöter, H. Ripperger // Siemens Zeitschrift, 1971. – № 45. – S. 10.

103. Прищепова, Е. М. Оптимизация параметров настройки частотно-регулируемого асинхронного электропривода с бездатчиковым

вым векторным управлением / Е. М. Прищепова // Агропанорама. – 2019. – № 6 (136). – С. 28–37.

104. Фрер, Ф. Введение в электронную технику регулирования / Ф. Фрер, Ф. Орттенбургер. – М. : Энергия, 1973. – 192 с.

105. Шёнфельд, Р. Автоматизированные электроприводы / Р. Шёнфельд, Э. Хабигер ; под ред. Ю. А. Борцова. – Л. : Энергоатомиздат. Ленинградское отделение, 1985. – 464 с.

106. Прищепова, Е. М. Алгоритм управления электроприводами взаимосвязанного частотно-регулируемого асинхронного электропривода вальцовых плющилок-измельчителей фуражного зерна / Е. М. Прищепова, В. А. Дайнеко // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: матер. Междунар. науч.-техн. конф., посвященной 110-летию со дня рождения академика М. Е. Мацепуро, Минск, 17–18 окт. 2018 г. – Минск : Беларуская навука, 2018. – С. 206–211.

107. Прищепова, Е. М. Управление взаимосвязанным частотно-регулируемым асинхронным электроприводом вальцовых плющилок-измельчителей фуражного зерна / Е. М. Прищепова, В. А. Дайнеко // Техническое и кадровое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве: матер. Междунар. науч.-техн. конф., Минск, 24–25 окт. 2019 г. : в 2 ч. – Минск : БГАТУ, 2019. – Ч. 1. – С. 351–354.

108. Способ управления взаимосвязанными приводами вальцовой плющилки-измельчителя зерна с рекуперацией электрической энергии : пат. 21847 Респ. Беларусь : МПК В 02С 4/42, Н 02Р 5/74 / Е. М. Прищепова, В. А. Дайнеко ; заявитель Бел. гос. агр. техн. ун-т. – № а 20150636; заявл. 16.12.15 ; опубл. 30.04.18 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2018. – № 2. – С. 77–78.

109. Прищепов, М. А. Обоснование алгоритма управления регулируемым электроприводом вальцовых плющилок-измельчителей фуражного зерна / М. А. Прищепов, В. А. Дайнеко, Е. М. Прищепова // Аграрная наука Евро-Северо-Востока. – 2020. – Т. 21. – № 2. – С. 183–198.

110. Прищепов, М. А. Обоснование применения частотно-регулируемого асинхронного электропривода для стенов обкатки и испытания механических передач / М. А. Прищепов, Д. М. Иванов // Техническое и кадровое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве : матер. Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 23–24 окт. 2014 г. : в 2 ч. / редкол.: И. Н. Шило [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2014. – Ч. 2. – С. 159–162.

111. Стенд для испытания передач: а. с. 624132 СССР, М.Кл.² G 01M 13/02 / Л. А. Калинин, П. Т. Шипуль. – № 2459715/25-28 ; заявл. 09.03.77 ; опубл. 15.09.78, Бюл. № 34. – 3 с.: ил.

112. Стенд для испытания передач: а. с. 922568 СССР, М.Кл.³ G 01M 13/02 / Л. А. Калинин, П. Т. Шипуль, М. А. Прищепов. – № 2891128/25-28 ; заявл. 07.03.80 ; опубл. 23.04.82, Бюл. № 15. – 3 с.: ил.
113. Стенд для испытания передач : а. с. 947677 СССР, М.Кл.³ G 01M 13/02 / Л. А. Калинин, П. Т. Шипуль, М. А. Прищепов, В. А. Чуркин. – № 3215062/25-28 ; заявл. 12.12.80 ; опубл. 30.07.82, Бюл. № 28. – 4 с.: ил.
114. Стенд для обкатки и испытания передач : а. с. 1330489 СССР, М.Кл.⁴ G 01M 13/02 / Л. А. Калинин, Г. И. Янукович, П. Т. Шипуль, А. П. Сердешнов, В. П. Счастный, В. В. Гурин. – № 3994621/25-28 ; заявл. 20.12.85 ; опубл. 15.08.87, Бюл. № 30. – 3 с.: ил.
115. Стенд для испытания передач : а. с. 1177710 СССР, М.Кл.⁴ G 01M 13/02 / М. З. Варшавский. – № 3707461/25-28 ; заявл. 07.03.84 ; опубл. 07.09.85, Бюл. № 33. – 2 с.: ил.
116. Устройство для управления системой нагружения испытательного стенда : пат. 5370 Респ. Беларусь : М.Кл.⁷ H 02P 5/00 / В. И. Луковников, С. И. Захаренко, В. С. Захаренко, В. А. Савельев. – № а 19990246 ; заявл. 1999.03.17 ; опубл. 30.09.03, Бюл. № 3. – С. 232.
117. Устройство для управления системой нагружения испытательного стенда : пат. 5694 Респ. Беларусь : М.Кл.⁷ H 02P 5/00 / В. И. Луковников, С. И. Захаренко, В. С. Захаренко, В. А. Савельев. – № а 19990325 ; заявл. 06.04.99 ; опубл. 30.12.03, Бюл. № 4. – 4 с.: ил.
118. Чиликин, М. Г. Общий курс электропривода : учебник для вузов / М. Г. Чиликин, А. С. Сандлер. – 6-е изд., перераб. и доп. – М. : Энергоиздат, 1981. – 576 с.
119. Способ испытания механических передач в электрическом стенде : а. с. 1295255 СССР, М.Кл.⁴ G 01M 13/02 / А. И. Школьников, В. П. Кормухов. – № 4277066/25-28 ; заявл. 06.07.87 ; опубл. 30.11.89, Бюл. № 44. – 4 с.: ил.
120. Способ испытания и обкатки механических передач трансмиссии транспортного средства при нагружении с рекуперацией энергии торможения на электрическом стенде : пат. 17066 Респ. Беларусь : G 01M 13/02 / М. А. Прищепов, В. В. Гурин, В. В. Смоленчук, Е. М. Прищепова. – № а 20101670 ; заявл. 23.11.10 ; опубл. 30.04.13, Бюл. № 2. – С. 127.
121. Стенд для испытания механических передач путем электрического нагружения с рекуперацией электрической энергии торможения : пат. 17466 Респ. Беларусь : МПК G 01M 13/02 / М. А. Прищепов, В. В. Гурин, В. В. Смоленчук, Е. М. Прищепова. – № а 20110422 ; заявл. 06.04.11 ; опубл. 30.08.13, Бюл. № 4. – С. 156.

122. Резонансный стенд для исследования валов на кручение : пат. 2247348 Рос. Федерация : МПК G 01M 13/02 / В. И. Лемешко, Г. В. Багров, А. И. Ивахин, Д. А. Хохлов, Ю. И. Фокин, В. И. Травиничев. – № 2003119893/28 ; заявл. 30.06.03 ; опубл. 27.02.05, Бюл. № 6.

123. Электромеханический стенд для испытания силовых передач : заявка 2013140650 Рос. Федерация : МПК G 01M 13/02 / Г. М. Иванов, О. И. Осипов, А. Е. Наживин, В. И. Новиков. – № 2013140650/28 ; заявл. 04.09.13 ; опубл. 20.04.15, Бюл. № 11.

124. Стенд для испытания механической передачи путем электрического нагружения с рекуперацией электрической энергии торможения от тормозной машины к приводной (варианты) : пат. 19758 Респ. Беларусь : МПК G 01M 13/02 / М. А. Прищепов, В. В. Гурин, В. В. Смоленчук, Е. М. Прищепова, Т. Г. Базулина. – № а 20130167 ; заявл. 11.02.13 ; опубл. 30.12.15, Бюл. № 6. – С. 70–71.

125. Нагрузочное устройство : пат. 16927 Респ. Беларусь : МПК G 01M 15/00 / В. С. Захаренко, И. В. Дорошенко, В. А. Савельев. – № а 201101749 ; заявл. 03.12.10 ; опубл. 30.04.13, Бюл. № 2. – С. 128.

126. Захаренко, В. С. Инвариантный электромеханический стенд с рекуперацией энергии для испытания механических трансмиссий : автореф. дис. ... канд. техн. наук / В. С. Захаренко ; Гом. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого. – Гомель, 2000. – 21 с.

127. Осипов, О. И. Частотно-регулируемый асинхронный электропривод : учебное пособие / О. И. Осипов. – М. : МЭИ, 2004. – 80 с.

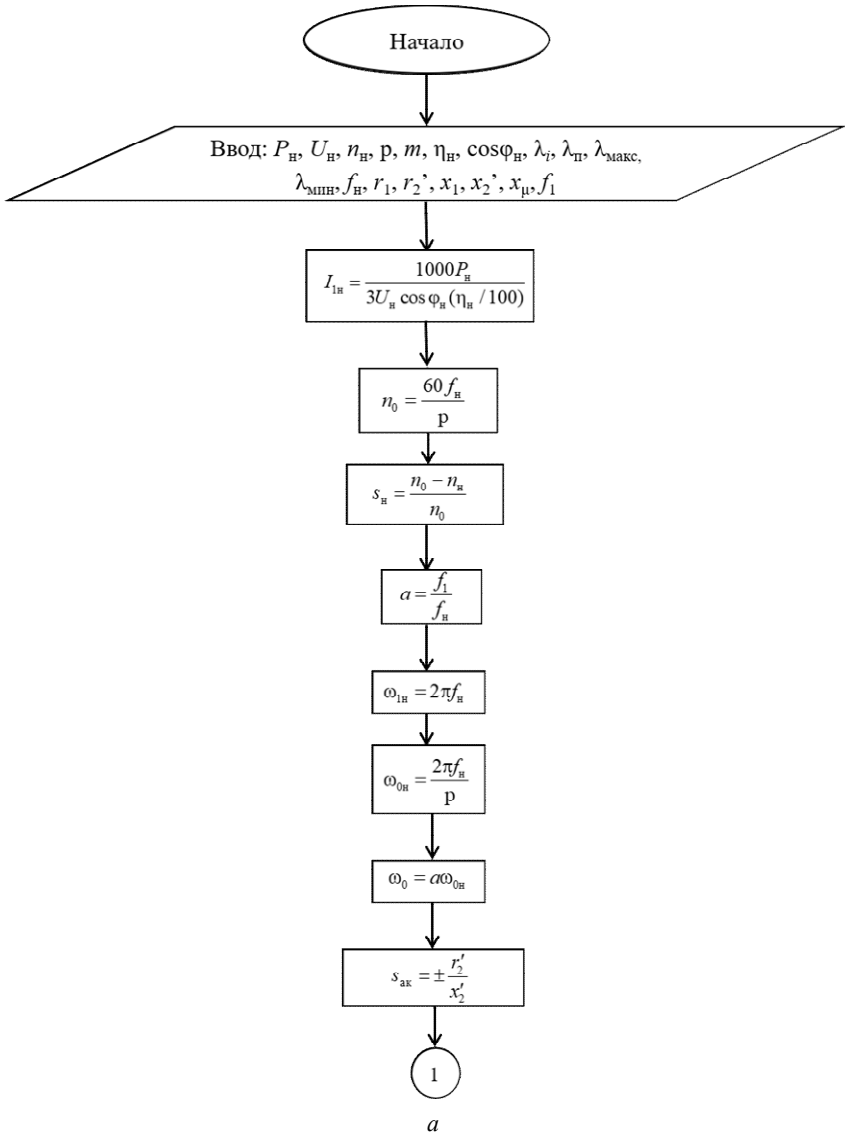
128. Сархошьян, Г. Н. Ремонт автомобиля ГАЗ-24 «Волга» / Г. Н. Сархошьян, В. Н. Малянов. – М. : Транспорт, 1980. – 220 с.

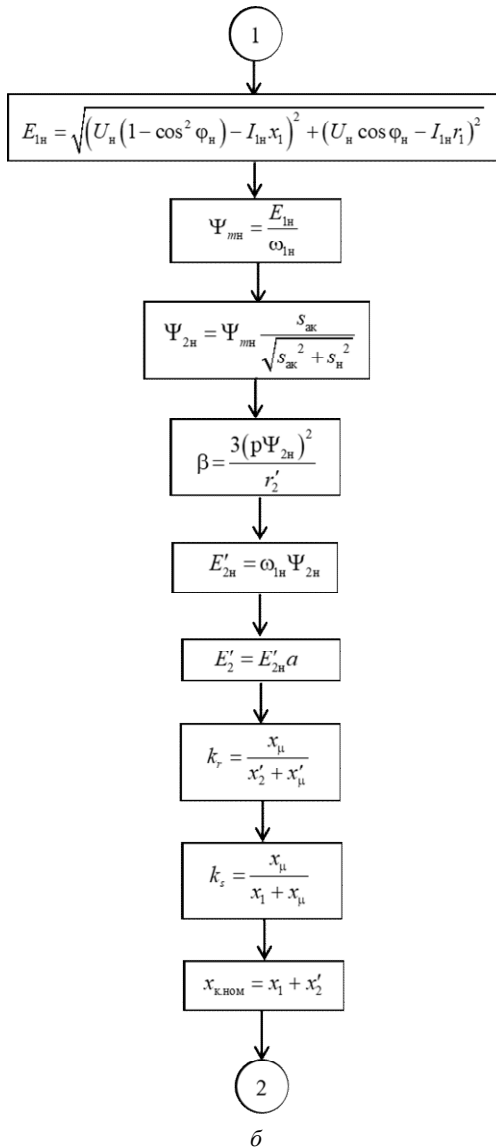
129. Устройство для измельчения сыпучего материала : пат. 4788 Респ. Беларусь : МПК В 02С 13/00 / В. А. Дайнеко, Е. М. Прищепова ; заявитель Бел. гос. агр. техн. ун-т. – № и 20080289 ; заявл. 08.04.08 ; опубл. 30.10.08 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2008. – № 5. – С. 173–174.

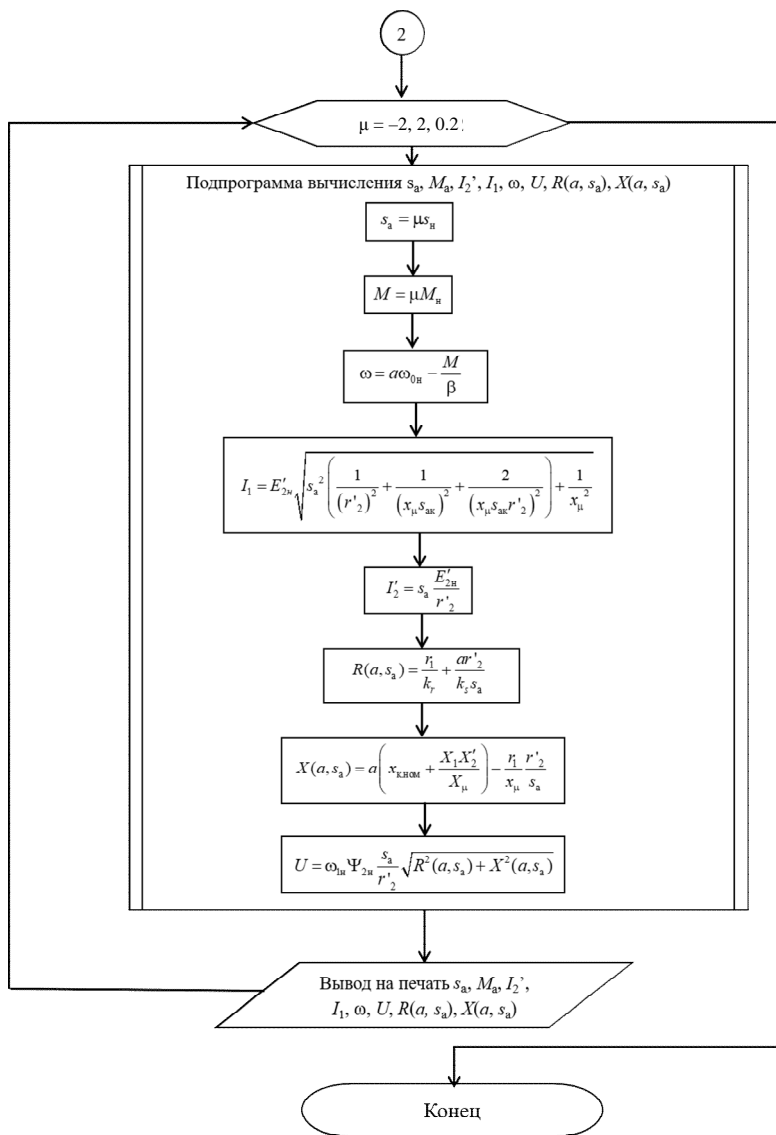
130. Гусев, Н. В. Автоматизация технологических комплексов и систем в промышленности : учебное пособие по курсовому проектированию / Н. В. Гусев, С. В. Ляпушкин, Н. В. Коваленко. – Томск : ТПУ, 2013. – 186 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Алгоритм расчета механических и электромеханических характеристик АД







6

Рис. Алгоритм расчета механических и электромеханических характеристик АД [129] при частотном регулировании для $\Psi_2 = \text{const}$ по методике [66, 74]:
 P_n – номинальная мощность двигателя, кВт; U_n – номинальное напряжение питания (фазное), В; n_n – номинальная частота вращения, об/мин;

$\cos\varphi_n$ – номинальный коэффициент мощности, о. е.;
 η_n – номинальный коэффициент полезного действия двигателя, %;
 λ_{\max} – кратность максимального момента к номинальному, о. е.; λ_{π} – кратность пускового момента к номинальному, о. е.; λ_i – кратность пускового тока к номинальному, о. е.; λ_{\min} – кратность минимального момента к номинальному, о. е.;
 f_n – номинальная частота переменного тока питающей сети, Гц; r_1 – активное сопротивление обмотки статора, Ом; r'_2 – активное сопротивление обмотки ротора, приведенное к обмотке статора, Ом; x_1 – индуктивное сопротивление рассеяния фазы статора, Ом; x'_2 – индуктивное сопротивление рассеяния фазы ротора, приведенное к обмотке статора, Ом; x_{π} – индуктивное сопротивление ветви намагничивания, Ом; f_1 – текущая частота переменного тока питающей сети, Гц;
 I_{1n} – номинальный фазный ток статора, А; n_0 – синхронная частота вращения магнитного поля статора, мин⁻¹; s_n – номинальное скольжение АД, о. е.;
 α – относительная частота питающего напряжения, о. е.; ω_{1n} – номинальная угловая скорость переменного тока питающей сети, рад/с; ω_{0n} – синхронная угловая скорость АД при номинальной частоте f_n переменного тока питающей сети, рад/с; ω_0 – синхронная угловая скорость АД при текущей частоте f_1 питающей сети, рад/с; $s_{\text{ак}}$ – абсолютное критическое скольжение при законе управления Ψ_m ; E'_{1n} – значение номинальной ЭДС взаимоиндукции, В;
 Ψ_{mn} – номинальное значение потокосцепления взаимоиндукции, В·с;
 Ψ_{2n} – номинальное значение потокосцепления ротора, В·с; β – модуль жесткости механической характеристики; E'_{2n} – значение номинальной ЭДС, индуцируемой потокосцеплением ротора при номинальной частоте питающего напряжения, В;
 E'_2 – значение ЭДС, индуцируемой потокосцеплением ротора при текущей частоте f_1 питающего напряжения, В; k_r – коэффициент магнитной связи ротора; k_s – коэффициент магнитной связи статора; $x_{\text{к. ном}}$ – индуктивное номинальное сопротивление обмоток статора и ротора АД при номинальной частоте питающего напряжения для режима короткого замыкания (при неподвижном роторе), Ом;
 s_a – абсолютное скольжение; μ – относительный момент механической характеристики АД, о. е.; M – расчетный момент механической характеристики АД, Н·м; ω – текущее значение угловой скорости ротора АД, с⁻¹;
 I_1 – расчетный ток статора АД электромеханической характеристики, А;
 I'_2 – расчетный ток ротора, приведенный к обмотке статора, А;
 $R(\alpha, s_a)$ – активное сопротивление АД при данном абсолютном скольжении s_a и относительной частоте α , Ом; $X(\alpha, s_a)$ – индуктивное сопротивление АД при данном абсолютном скольжении s_a и относительной частоте α , Ом;
 U – изменяемое напряжение питания на обмотках статора АД при частотном регулировании для $\Psi_2 = \text{const}$, В

Научное издание

Прищепов Михаил Александрович,
Прищепова Елена Михайловна,
Дайнеко Владимир Александрович

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЙ
ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМЫЙ
АСИНХРОННЫЙ ЭЛЕКТРОПРИВОД
В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

Ответственный за выпуск *И. С. Крук*
Редактор *Д. А. Значёнок*
Корректор *Д. А. Значёнок*
Компьютерная верстка *Д. А. Пекарского, Д. А. Значёнок*
Дизайн обложки *А. А. Покало*

Подписано в печать 01.12.2022. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 18,13. Уч.-изд. л. 14,18. Тираж 100 экз. Заказ 558.

Издатель и полиграфическое исполнение:
учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий
№ 1/359 от 09.06.2014.
№ 2/151 от 11.06.2014.
Пр-т Независимости, 99–1, 220023, Минск.