ISBN 978-3-96014-246-8

Байрам Багиров
Эльчин Искендерзаде

Гидрофикация
сельскохозяйственных машин

Байрам БАГИРОВ
Эльчин ИСКЕНДЕРЗАДЕ

ГИДРОФИКАЦИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

ЕВРОПЕЙСКАЯ АКАДЕМИЯ ЕСТЕСТВЕННЫХ НАУК

д.т.н., проф. Байрам БАГИРОВ

д.т.н., проф. Эльчин ИСКЕНДЕРЗАДЕ

ГИДРОФИКАЦИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

GERMANY, HANOVER 2017 \\ **EUROPEAN ACADEMY OF NATURAL SCIENCES PRESS**

Книга издается решением Президиума Европейской Академии Естественных Наук от 17 апреля 2017 г. (Протокол № 04)

Научный редактор:

Академик **В.Г. ТЫМИНСКИЙ**
Президент Европейской Академии Естественных Наук

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор **А.И. ЧЕПУРНОЙ** - Всероссийский Государственный Аграрный Иститут, Лауреат Государственной премии Российской Федерации

доктор технических наук, профессор **В.И. СЛАВКИН** - кафедра «Механика и Технические Системы» Российский Государственный Аграрный Заочный Университет

ISBN 978-3-96014-246-8

© Europdischen Akademie der Naturwissenschaften e.V.
© Б.М. Багиров, Э.Б. Искендерзаде, 2017

АННОТАЦИЯ

В книге обобщены результаты исследования по вопросам гидрофнкации и гидроавтоматизации сельскохозяйственных машин. На основе анализа работы рабочих органов с гидроприводом и с механическим приводом и сравнительной оценки обеспечения основных требований, предъявляемых к приводу рабочих органов машин, обоснована целесообразность и указаны методы применения к ним гидропривода. Определены особенности автоматизации сложных машин с гидро-фицировайными рабочими органоми непрерывного и эпизодического действия.

Книга предназначена для конструкторов, инженеров-исследователей, студентов и преподавателей технических вузов, спциалистев в области гидрофикации и гидроавтоматизации машин и устройств.

О Г Л А В Л Е Н И Е

ПРЕДИСЛОВИЕ ……	3
ГЛАВА I. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ПРИВОДАМ РАБОЧИХ ОРГАНОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН	10
1. Классификация рабочих органов машин ……..	10
2. Требования, предъявляемые к трансмиссии энергопередачи……	12
3. Требования, предъявляемые к приводам активных рабочих органов непрерывного действ……..	14
ГЛАВА II. ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ И ПЕРСПЕКТИВЫ ГИДРОФИКАЦИИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ……	27
1. Обеспечение гидроприводом основных требований, предъявляемых к рациональным приводам рабочих органов……..	27
2. Перспективы гидрофикации рабочих органов……..	31
ГЛАВА III. ОСНОВНЫЕ ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГИДРОПРИВОДА ВПД...	34
1. Конструктивные параметры…….	34
2. Кинематические параметры …….....	39
3. Потребная мощность ……...	49
4. Инерционная нагрузка…….	49
5. Закон движения штока гидродвигателя ВПД ……	50
ГЛАВА IV. РАБОЧИЕ ОРГАНЫ ВПД С ГИДРОПРИВОДОМ ВПД …….	55
1. Пальцевой режущий аппарат с гидроприводом ВПД…….	56

2. Двухножевой режущий аппарат с гидроприводом ВПД ……..	80
3. Работа пальцевого режущего аппарата с гидроприводом ВПД ……...	87
4. Работа двухножевого режущего аппарата с гидроприводом ВПД ……	111
5. Анализ работы режущих аппаратов с гидроприводом ВПД при различных кратностях хода ножа..	120
6. Износ и долговечность лезвий сегментов ножа режущего аппарата с гидроприводом……...	131
ГЛАВА V. РАБОЧИЕ ОРГАНЫ КД И ВД С ГИДРОПРИВОДОМ ВПД ……	140
1. Рабочие органы КД с гидроприводом ВПД …….	140
2. Рабочие органы ВД с гидроприводом ВПД ……..	144
3. Соединение штока гидродвигателя ВПД с рабочим органом ……	147
ГЛАВА VI. МЕТОДЫ ДЕМПФИРОВАНИЯ ПУЛЬСИРУЮЩИХ И ПИКОВЫХ ДАВЛЕНИЙ В СИСТЕМЕ ГИДРОПРИВОДА ВПД ……..	154
1. Гидравлические демпферы……..	155
2. Гидравлические аккумуляторы……..	158
3. Рабочие органы ВПД с гидроприводом ВПД, последовательно подключенным к гидросистеме привода	161
4. Механические гасители двухстороннего действия ..	164
ГЛАВА VII. РАБОЧИЕ ОРГАНЫ С ГИДРОПРИВОДОМ ВД ……	171
1. Гидромоторы ВД……..	171
2. Кинематические параметры и энергетические показатели…….	176
3. Рабочие органы ВД с гидроприводом ВД ……	179
4. Рабочие органы ВПД и КД с гидроприводом ВД …	189

5. Передача движения …….	190
ГЛАВА VIII. СХЕМЫ ПОДКЛЮЧЕНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ И ГИДРОСИСТЕМЫ ТРАКТОРОВ ……	193
1. Схема подключения гидроприводов рабочих органов.....	193
2. Использование гидропривода рабочих органов непрерывного действия в системе гидроавтоматики машин ……..	202
3. Гидросистема перспективных тракторов и самоходных машин …….	207
4. Передача гидроэнергии от энергетического средства к рабочей машине……	213
ГЛАВА IX. ИСТОЧНИКИ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГИДРОФИКАЦИИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН……..	218
1. Источники для экономической эффективности гидрофикации рабочих органов сельскохозяйственных машин……...	218
2. Прогнозирование целесообразности гидрофикации рабочих органов сельскохозяйственных машин……	220
3. Экономическая эффективность гидрофикации активных рабочих органов сельскохозяйственных машин …….....	240
ЛИТЕРАТУРА…….	252

ПРЕДИСЛОВИЕ

В целях интенсификации сельскохозяйственного производства необходимы разработка и применение новых высоко производительных и надежных машин и механизмов.

Одним из наиболее эффективных направлений повышения производительности сельскохозяйственных машин и агрегатов является увеличение их рабочих скоростей. Этого можно достичь применением энергетических средств повышенной мощности, усовершенствованием конструкций. Анализ схем и конструкций современных сельскохозяйственных машин показывает, что имеющиеся в настоящее время энергетические средства к ним в основном позволяют увеличить их скоростной режим и производительность от 1,3 до 2-х раз. Однако в сельскохозяйственных машинах рабочие органы возвратно-поступательного движения (ВПД), колебательного движения (КД) при работе с механическим приводом служат причиной недоиспользования их технических возможностей. Это связано с тем, что механический привод не полностью удовлетворяет основные функционально-технологические требования, предъявляемые к приводам таких типов рабочих органов при повышенных скоростях работы.

Сельскохозяйственные машины, особенно уборочные, являются сложной мобильной динамической системой и включают в себя множество рабочих органов вращательного (ВД), ВПД, КД непрерывного действия, которые выполняют различные технологические операции в определенной последовательности.

В настоящее время передача энергии от энергетического средства к рабочим органам непрерывного действия этих машин осуществляется механической трансмиссией. При этом

используются карданные, цепные, ременные, червячные и другие типы передач, а также преобразовательные механизмы (кривошипно-шатунный, кулачковый, кулисный и т.д). Общая длина механической трансмиссии со всеми ответвлениями в сложных уборочных машинах достигает 50-80 метров и более.

Механический привод - конструктивно сложный, материалоемкий, требует частого ухода и смазки. Недостаточная его надежность при повышенных скоростях, не приспособленность к перегрузкам, бесступенчатому и оперативному регулированию режимов работы, автоматизации и оптимизации технологических процессов, сложность унификации деталей узлов системы энергопередачи в значительной степени сдерживают развитие конструкций сельскохозяйственных машин и агрегатов, увеличение их производительности. Поэтому во всех развитых страна мира ведутся широкие работы по созданию новых типов приводов для сельскохозяйственных машин.

Гидропривод, в котором передача энергии осуществляется с помощью жидкого носителя, известен давно. Ещё в эпоху возрождения (XVI-XVII вв.) Паскаль сформировал закон гидравлики, а русский учённый Н.Е.Жуковский в начале XX в. высказал мысль о возможности создания гидравлических машин, назвав их «водостолбовыми машинами», работающими по принципу вытеснения жидкости [59]. В мировой практике впервые гидропривод появился в станкостроении в начале тридцатых годов двадсатого века. С этого момента его широко начали применять и в других отраслях народного хозяйства: самолетостроении, ракетостроении и т.д.

В бывшем Советском Союзе и за рубежом гидропривод в сельскохозяйственных машинах стал применяться в пятидесятых годах.

Впервые в 1957 году тракторы были снабжены раздельно-агрегатной гидросистемой, включающей в себя бак, насос, распределитель и.т.д. Вначале гидропривод был использован

в качестве гидронавески тракторов, затем в качестве выносных цилиндров для привода рабочих органов эпизодического действия, т.е. для изменения положения тех органов, которые при выполнении технологического процесса эпизодически (кратковременно) выключаются. Все это оказало существенное влияние на усовершенствование конструкции сельскохозяйственных машин и улучшение условий труда механизаторов. Машины стали легкими, производительными, маневренными.

В дальнейшем гидропривод нашел широкое применение системе управления рулевых механизмов, следящих устройств, ходовой части и автоматики сельскохозяйственных машин.

С начала шестидесятых годов ведутся исследования по применению гидропривода для рабочих органов сельскохозяйственных машин непрерывного (длительного) действия, т.е. применению его в тех органах. которые при выполнении технологического процесса непрерывно совершают движения. Это открывает еще более широкую возможность в развитии и усовершенствовании конструкции сельскохозяйственных машин. Дает возможность резко сократить материалоемкость передачи, упростить и облегчить конструкции, увеличить производительность машин, повысить их надежность, улучшить условия труда и создать предпосылку для широкой автоматизации и оптимизации технологических процессов, выполняемых с дистанционным управлением.

Гидропривод активных рабочих органов сельскохозяйственных машин непрерывного движения развивается в двух направлениях: ВД и ВПД. Кроме общеизвестных преимуществ: передача энергии с меньшей материалоемкостью, бесступенчатое регулирование режима рабочих органов, надежного предохранения машин от перегрузок и т.д., гидроприводы ВД и ВПД имеют еще преимущества, присущие каждому этому типу гидропривода в отдельности: функциональное – получение непосредственного вида движений ВД

или ВПД; технологическое – получение рационального (трапециеидального или близкого к нему) закона движения для рабочего органа, что весьма необходимо для выполнения технологического процесса с меньшей затратой энергии.

Разработке и исследованию элементов гидропривода ВПД и ВД непрерывного действия к рабочим органам сельскохозяйственных машин посвящен ряд работ.

С.М. Красноступ [80], например изучал влияние различных видов маслопроводов на закон движения штока гидродвигателя с инерционным и инерционно-пилотным переключением золотника. В.В. Ведерников [49,50] исследовал работу гидродвигателей ВПД с инерционным, пилотным и инерционно-пилотным (комбинированным) переключением золотника с различными ходами штока гидродвигателя. Определил влияние хода на закон движения штока гидродвигателя ВПД. В.Н. Кадач [71] изучал влияние упругости системы на закон движения штока гидродвигателя с инерционным переключением золотника. Д.А. Капитанов [72] рассмотрел закон движения штока гидродвигателя с инерционным переключением золотника и выявил причины сбоя режима работы, который имеет место для гидродвигателей инерционного переключения золотника, определил условия устойчивости работы этих гидродвигателей.

А.Г. Крысенко [81] исследовал закон движения двухштоковых гидродвигателей ВПД и способы синхронизации движения их штоков.

Э.С. Рейнгарт [98] исследовал процесс работы первого и второго грохота картофелеуборочного комбайна с гидроприводом ВПД вибратора.

А.М. Чепурной [106] изучал гидропривод мотовила, питающего аппарата, выгрузного транспортера кормоуборочного комбайна и определил влияние кинематики движения штока гидродвигателя и гидромотора на оптимальный режим работы этих рабочих органов.

И.В.Белецкий [40] исследовал работу чаесборочных и чаеподрезочных рабочих органов с гидроприводом ВПД, установил динамические преимущества такого типа привода к ним. С.Д. Кулиев [79] изучал гидропривод виброкультиватора с гидродвигателем ВПД и ходом штока 10-30 мм.

Ю.С. Малый, В.М. Потайчук [87] изучали гидропривод разбрасывателя минеральных удобрений. А.А. Котов [77] исследовал гидроприводы ВД зерноуборочной жатки, Г.К.Васильев [48], А.А.Григорьев [55] – работу гидропривода ВПД и ВД к ножу сенокосилки. В.М. Марквартде [89], В.В. Ведерников, А.А.Кочугаев, А.Г.Крысенков [50] разработали ряд конструкций гидромоторов ВД и ВПД и изучили конструктивные параметры их режимов работы.

Б.А.Любимов [86]. Д.Е.Флеер [103, 104], Н.А.Огородников [93] и др. разработали и исследовали конструкции гидромоторов ВД и гидросистемы сельскохозяйственных тракторов.

И.В.Фрумкис и В.И.Мининзон [102], Е.В.Габай, А.Ф.Детина [52], В.А.Дектярев [67] исследовали гидросистемы сельскохозяйственных тракторов и ходовой части зерноуборочных комбайнов. М.Д.Ногай [90] рассмотрел температурный режим гидросистемы тракторов.

Ворончихин Ф.Г., Мастеровой В.Н. Пусковые обосноали свойства гидропривода хода мобильных сельхозмашин [51].

Багиров Р.Я., разработал и обоснованвал устройства управления рабочих потоков для увеличения технологической надежности опрыскивателей [38].

Дьяченко А. Д. обосновал рациональных структуры и параметров объемного гидромеханического привода сельскохозяйственных машин с целью повышения эффективности их функционирования [56].

Сырицын Т.А. рассмотрел надежность гидро и пневмопривода [101].

Мамедов Т.Ю. Иследовал наклонного транспортера ТСН-160 с гидроприводом [91].

Мартынов А.В., Детина А.Ф., Карабанов И.М. рассмотрели энергоемкость объем-ного гидропривода ходовой части самоходной косилки-плющилки [92].

Гловацкий Е.Л. Анализировал режимов работы гидротрансмиссий зерноуборочных комбайнов иностранных фирм [53].

Из литератур известны работы А.Андереона, Т.Андерсона [113], Е.Моргана [112], Д.Томас (США) [114] посвященные гидроприводу ВД к ножу режущего аппарата косилок. В институте сельскохозяйственного машиностроения ФРГ Маркс Курт [110, 111] разработал новые конструкции гидродвигателей ВПД к ножу косилок.

Болгарские исследователи В.Малчев, С.Станчев [109], В.Васильева и Л.Мешков [108] изучили процесс кошения ножом с гидроприводом сенокосилок и конструкции гидродвигателей ВПД. Ими определены рациональные параметры и режимы их работы.

Расчету гидропривода и гидропередач различных машин и аппаратуры посвящены работы Т.М.Башта [39]. И.С.Бобовича [42], Л.Б.Багдановича [43], Е.Е.Ермакова [57], Ф.М.Долгачева [69], А.В.Кулагина [78] и др. Гидравлическим механизмам сельскохозяйственных машин посвящены работы Б.М.Лебедева [82].

В [23] дан расчет температурного режима гидропривода сельскохозяйственных машин, а в работе [34] установлены особенности испытания гидрофицированных мобильных сельскохозяйственных машин и агрегатов.

Как показывает анализ гидрофицированных рабочих органов сельскохозяйственных машин и агрегатов, конструкторы при выборе типа гидропривода к ним за основу берут главным образом общеизвестные преимущества гидропередачи и при этом всегда упускают из виду наиболее важные для мобильных сельскохозяйственных машин функци-

онально-технологические показатели гидроприводов. А между тем только при условии обеспечения новым типом привода – гидроприводом – основных функционально-технологических требований, предъявляемых к рациональному приводу рабочих органов сельскохозяйственных машин непрерывного действия, можно более эффективно использовать его преимущества, усовершенствовать конструкцию и увеличить скоростной режим и производительность.

Основными вопросами, решаемыми в данной книге, являются следующие: какие функционально-технологические преимущества и недостатки имеют различные типы приводов, в том числе и гидроприводы врашательного движения -ВД, возвратно- поступательного движения - ВПД по сравнению с механическим приводом, и как надо учитывать эти преимущества и недостатки при выборе привода для того или другого типа рабочего органа? Как надо вести расчет режимов рабочих органов с гидроприводом мобильных сельскохозяйственных машин?

С этой целью нами дан систематизированный анализ выполнения технологических процессов рабочими органами врашательного движения-ВД, возвратно- поступательного движения - ВПД, колебательного движения - КД с гидроприводом ВД и ВПД в сравнении с механическим приводом, что позволяет, кроме ответа на вышеуказанные вопросы, высказать новые требования, предъявляемые к конструкциям и исходным параметрам гидродвигателей ВПД, гидромоторов ВД, регулирующим устройствам-дросселям и т.д.

С появлением гидроприводов ВД, ВПД непрерывного действия наряду с существующими гидроприводами поступательного движения (ПД) эпизодического действия и гидроавтотики сельскохозяйственных машин возникают новые сложные задачи:

- как надо соединять гидроприводы ВД и ВПД между собой и с гидросистемой тракторов, чтобы рационально использовать гидроэнергию в системе;

- какими функциональными свойствами должны обладать источники питания гидроприводов (гидросистемы тракторов или самоходных машин), чтобы обеспечивать нормальную работу рабочих органов непрерывного (новых) и эпизодического (существующих) действия;
- как выработать и передать гидроэнергию от источника к рабочей машине;
- как можно использовать гидроприводы рабочих органов непрерывного действия в системе гидроавтоматики сложных сельскохозяйственных машин;
- как вести расчет и испытания гидропривода сельскохозяйственных машин с множеством рабочих органов в системе, выполняющих различные технологические операции.

Решение всех этих вопросов важно при осуществлении гидрофикации сельскохозяйственных машин. В настоящей обобщены результаты экспериментальных и теоретических исследований по гидрофикации сложных уборочных и других сельскохозяйственных машин.

Авторы считают своим непременным долгом заранее выразить благодарность за все замечания и пожелания в отношении содержания книги.

ГЛАВА I. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ПРИВОДАМ РАБОЧИХ ОРГАНОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

1. Классификация рабочих органов машин

Анализ схем и конструкций современных сельскохозяйственных машин, привода их рабочих органов показывает, что, несмотря на множество наименований машин (более 1200) и их рабочих органов (более 3000), выполнение технологических процессов в основном осуществляют ВД, ВПД, КД и поступательного - ПД (рис. 1).

По продолжительности работы все типы ВД, ВПД и КД являются органами непрерывного действия, а ПД – органом эпизодического действия.

По функциональному назначению рабочие органы в сложных машинах могут быть: подготавливающими (режущий, аппарат, полевой делитель, мотовило, транспортер хедера, питающий аппарат в уборочных машинах и т.д.); перерабатывающими (режущие барабаны силосоуборочных, кормоуборочных и кукурозоуборочных комбайнов, молотильный барабан зерноуборочных машин, вибраторы грохота картофелеуборочных комбайнов и т.д.); дорабатывающими (сепаратор зерноуборочного комбайна, элеватор картофелеуборочного комбайна и т.д.); выгружающими (выгрузной транспортер силосоуборочного, зерноуборочного, картофелеуборочного комбайнов и т.д.).

Согласно технологической схеме, подготавливающие рабочие органы располагаются в передней части машин, перерабатывающие и дорабатывающие – в середине, а выгружающие – в конце.

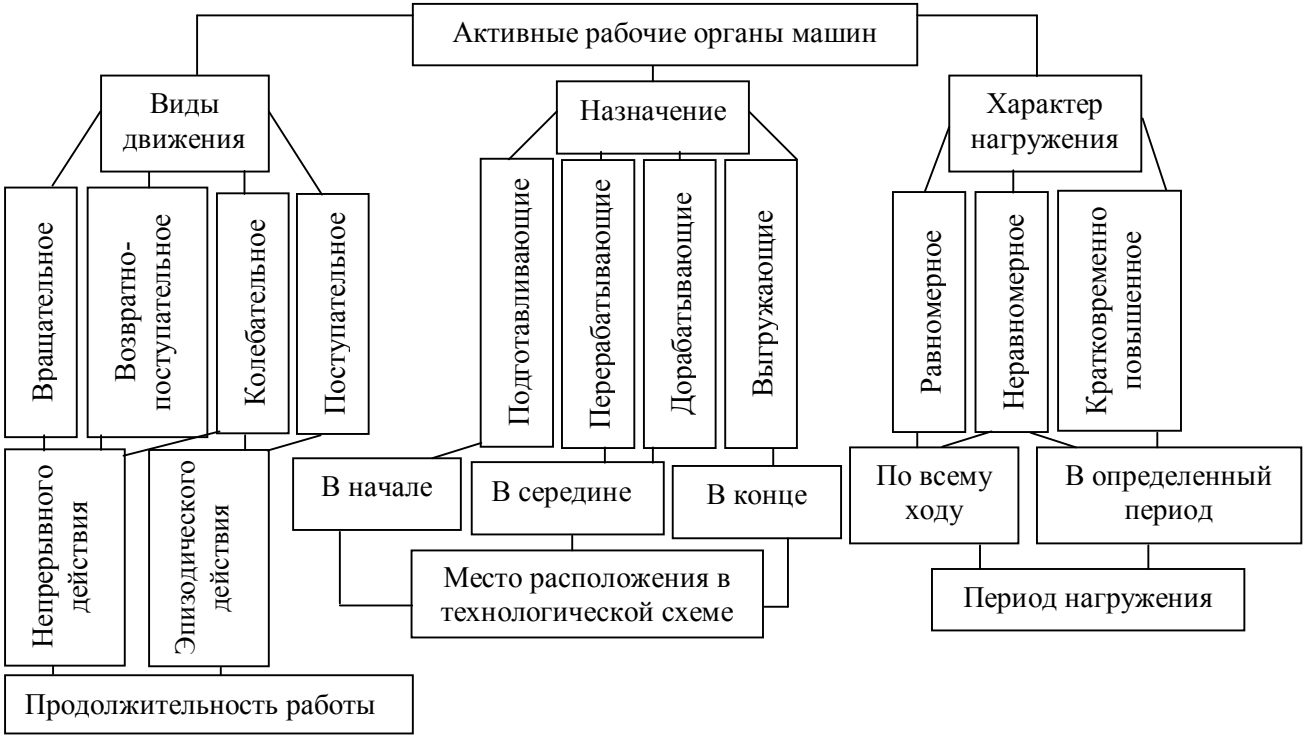

Рис. 1. Классификация активных рабочих органов сельскохозяйственных машин по функционально-технологическим признакам

Технологические нагрузки, оказывающие действие на рабочие органы, могут быть равномерными, неравномерными кратковременно-повышенными. Период (фаза) технологического нагружения рабочего органа может иметь продолжительность как в процессе всего рабочего хода, так и в какой-то определенный период хода.

Указанная выше классификация рабочих органов сложных, уборочных машин является общей для всех сельскохозяйственных машин, что позволяет более целенаправленно и схематично производить анализ, функционально-технологическое обоснование и выявлять преимущества и недостатки любого типа привода к ним.

2. Требования, предъявляемые к трансмиссии энегопередачи

Механическая модель малого колебания уборочных машин может быть представлена в виде колебания массы M – массы рамы и основания машины, находящихся на пружинах, так как все уборочные машины колесные.

Вынужденные малые колебания в определенной степени снижающие прочность и динамические качества машин, возникают под влиянием неуравновешенных внутренних динамических сил, создаваемых неуравновешенной массой в трансмиссии, неуравновешенной массой рабочих органов и неравномерными технологическими нагрузками. В условиях работы к этим колебаниям прибавляется вибрация машины, создаваемая неровностями поля.

Для сравнения двух систем достаточно рассмотреть их работу в стационаре [6]. При этом вынужденные малые колебания создаются в основном силами, возникающими внутри машины, и для каждой машины при определенных режимах работы они могут быть описаны дифференциальным уравнением второго порядка:

$$a\frac{d^2z}{dt^2}+\lambda\frac{dz}{dt}+cz=Q(t). \qquad (1)$$

Обозначив $\frac{c}{a}=k^2$ и $\frac{\lambda}{a}=2\Pi$, получим

$$\frac{d^2z}{dt^2}+2\Pi\frac{dz}{dt}+k^2z=\frac{Q(t)}{a}, \qquad (2)$$

где k -кинетическая, Π -потенциальная энергия системы.

Решение этого уравнения методом Лагранжа показывает, что вынужденные колебания в современных уборочных сельскохозяйственных машинах при указанных выше ограничениях происходят в основном за счет внутренней силы $Q(t)$, создаваемой движением рабочих органов и неуравновешенными силами трансмиссии энергопередачи и в ее ответвлениях.

Возбуждающую силу вибрации в трансмиссии современных сельскохозяйственных машин с традиционным механическим приводом рабочих органов можно представить в виде:

$$Q(t)=\overline{\Sigma}P_i=\overline{\Sigma}P_{\text{тр}}+\overline{\Sigma}P_{ВД}+\overline{\Sigma}P_{ВПД}+\overline{\Sigma}P_{КД}, \qquad (3)$$

где $\overline{\Sigma}P_{ВД}$, $\overline{\Sigma}P_{ВПД}$, $\overline{\Sigma}P_{КД}$ - суммарная величина неуравновешенных сил, создаваемых неуравновешенной массой рабочих органов вращательного, возвратно-поступательного, колебательного и других движений; $\Sigma P_{\text{тр}}$ - суммарная величина неуравновешенных сил, создаваемая неуравновешенными массами в трансмиссии энергопередачи и в ее ответвлениях. В случае немеханической передачи (гидравлической, электрической или пневматической) уравнение (3) приобретает вид

$$Q(t)=\overline{\Sigma}P_i=\overline{\Sigma}P_{ВД}+\overline{\Sigma}P_{ВПД}+\overline{\Sigma}P_{КД}. \qquad (4)$$

Следовательно, при одинаковых условиях прочность и динамические качества машин с немеханическим приводом или при частичной замене механического привода рабочих органов немеханическим улучшаются, так как при этом исключается вибрация машины неуравновешенными силами в трансмиссии и в ее ответвлениях. Следовательно, рациональный

привод рабочих органов сельскохозяйственных машин должен обеспечивать исключение неуравновешенных сил в трансмиссии.

3. Требования, предъявляемые к приводам активных рабочих органов непрерывного действия

Если привод обеспечивает непосредственное получение требуемого движения, совершаемого рабочим органом без каких-либо механических преобразователей, понижающих или повышающих редукторов, то, во-первых, при этом обеспечивается прочность деталей и узлов привода рабочего органа, и, во-вторых, уменьшается материалоемкость передачи. С этой точки зрения механический привод к рабочим органам ВД является рациональным, так как сама механическая трансмиссия от ВОМ трактора к различным органам машин имеет ВД. Поэтому передача ВД к рабочим органам и обеспечение их прочностных требований не представляют больших трудностей и не требуют специальных технических решений, таких, как разработка типовых преобразователей, уравновешивание инерционных сил и т.д., которые характерны для передачи движения к рабочим органам ВПД и КД с механическим приводом.

Прочностные требования, предъявляемые к приводам рабочих органов ВПД и КД, относятся к числу основных. Для привода режущих аппаратов уборочных машин они особенно важны, так как даже при обычном режиме работы (5-6 км/ч) имеет место поломка спинки ножа режущих аппаратов. Это одна из основных причин, препятствующих переходу уборочных машин на повышенную скорость.

Исследования [14, 33, 70] показали, что обычно преобразовательный механизм ВД и ВПД кривошипно-шатунный, с ножом режущего аппарата соединяется не соосно, а через плечо длиной 10-15 мм, поэтому в процессе работы на опасном сечении ножа, кроме растяжения и сжатия, возникают изгибающие моменты как в вертикальных, так и в горизонтальных плоскостях. Установлено [34], что при 850-900 об/мин эксцентрика кривошипно-шатунного механизма, соответственно скорости уборочного агрегата 8-9 км/ч, в опасном сечении спинки ножа деформация от вертикального изгиба составляет 3065 кГ/см^2 (77,5%), от горизонтального изгиба – 550 кГ/см^2 (14%), от растяжения и сжатия – 335 кГ/см^2 (8,5%). В случае преобразовательного механизма деформация в опасном сечении спинки ножа составляет: от изгиба 77,5+14=91,5%, а от растяжения и сжатия всего лишь 8,5%. Следовательно, если передать к ножу режущего аппарата непосредственное ВПД (без каких-либо механических преобразователей), можно устранить возникновение изгибающих моментов в опасном сечении спинки ножа. Это позволит при тех же режимах работы режущего аппарата увеличить запас прочности и вечности долгоэлементов ножа почти в 12 раз, что даст возможность производить кошение на более высоких скоростях.

На рис. 2 показан запас прочности спинки ножа режущих аппаратов жаток зерновых, силосоуборочных комбайнов и косилок в различных режимах работы, при наличии и отсутствии изгибающих моментов на спинке ножа.

Из вышеизложенного следует, что для улучшения прочностных показателей и надежности рабочих органов сельскохозяйственных машин привод функционально должен обеспечивать получение такого непосредственного вида движения на исполнительном механизме, при котором не требуется каких-либо повышающих или понижающих устройств и механических преобразователей.

Обеспечение приводом рационального закона движения рабочего органа. Технологические требования. Закон движения (скорость по времени) рабочего органа существенно влияет на технологический процесс операции. При одинаковых прочих условиях привод, обеспечивающий наиболее рациональной закон движения рабочего органа, позволяет достигать высоких агротехнических и технико-

экономических показателей рабочего органа при меньших затратах энергии.

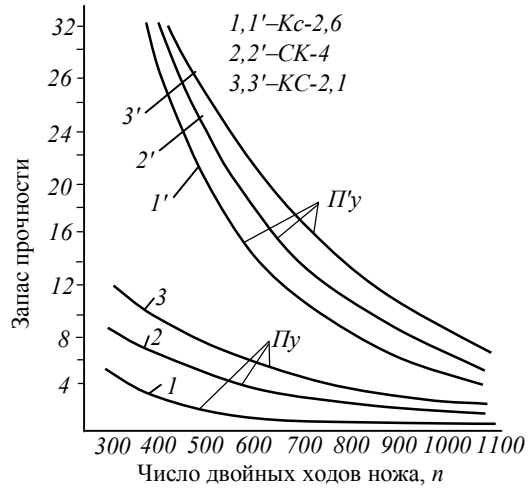

Рис. 2. Запас прочности опасного сечения спинки ножа по пределу усталости при различных частотах движения ножа: $П_у$ – при наличии изгибающих моментов; $П'_у$– при отсутствии изгибающих моментов

Требования для различных типов рабочих органов различны. Рассмотрим работу основных типов рабочих органов уборочных машин по видам их движения и определим технологические требования, предъявляемые к их рациональным приводам.

Рабочие органы ВД. Закон изменения скорости рабочих органов, совершающих ВД, наиболее рационален как для режущих аппаратов с ВПД ножа, так и для других рабочих органов при кратковременной и постоянной технологической нагрузке. Рабочие органы ВД с момента трогания быстро развивают скорость от нуля до максимума и продолжают вращаться с максимальной скоростью, при остановке же скорость их вращения уменьшается с максимума до нуля. Следовательно, скорость движения рабочих органов, совершающих

ВД по времени, геометрически представляет трапецию. При этом участок разгона и торможения по сравнению с равномерным движением неизмеримо мал, поэтому верхнее основание трапеции и получается растянутым.

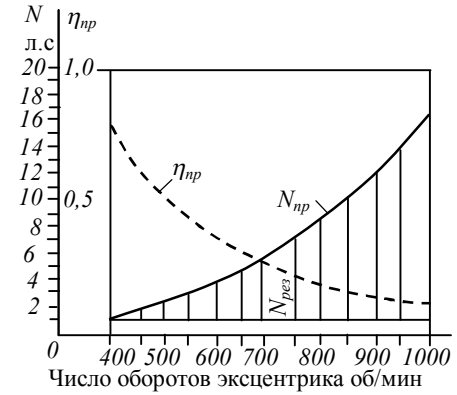

Рис. 3. Зависимость потребной мощности режущего аппарата от числа оборотов эксцентрика с механическим приводом ножа: $N_{пр}$ - мощность, затрачиваемая на холостой ход ножа; $N_{рез}$ - мощность, затрачиваемая на перерезывание стеблей; $\eta = N_{рез}/ N_{пр}$ - коэффициент полезного действия приводного механизма кривошипно-шатунного типа.

Рабочие органы ВПД. Из всех типов рабочих органов ВПД наиболее распространенными в уборочных и других сельскохозяйственных машинах являются режущие аппараты сплошного резания сегментного типа с ВПД ножа. С точки зрения технологии резания существующие механические приводы к ним нерациональны, так как при этом потребная мощность привода ножа режущего аппарата в несколько раз превышает мощность, необходимую для полезной работы (перерезывания растительной массы). Например, при работе силосоуборочного комбайна КС-2,6 на скоростях порядка 4,5-5 км/ч мощность, расходуемая на колебательное движение ножа режущего аппарата (число оборотов эксцентрика 460 в минуту), составляет 1,5 л.с. рис. 3). Мощность же, требуемая

непосредственно на процесс кошения (перерезывания стеблей), составляет примерно 0,50 л.с. [5.11].

Для работы комбайна на повышенных скоростях, например, 9-12 км/ч (эксцентрик должен давать 850-900 об/мин). На колебание ножа расходуется мощность 10-12 л.с., а на процесс кошения стеблей кукурузы всего 1,2-1,5 л.с., т.е. на колебания ножа расход мощности в 8 раз больше, чем на сам процесс перерезывания стеблей. Такая разница в затратах энергии получается лишь вследствие нерационального изменения скорости ножа режущего аппарата.

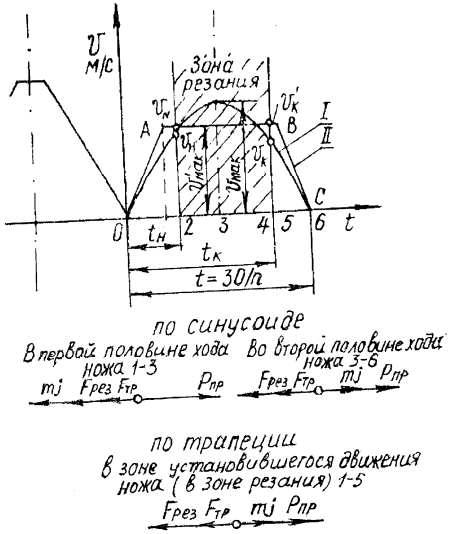

Рис.4 Диаграмма скоростей и равновесия сил в период резания с различным законом движения ножа режущего аппарата нормального резания.

Если проследить за изменением скорости движения ножа пальцевого режущего аппарата непосредственно в процессе резания при условии привода его от кривошипно-шатунного механизма, то можно заметить, что между скоростью в начале резания $v_н$, максимальной скоростью ножа и скоростью в конце резания $v_к$ имеется существенная разница (рис. 4):

$$v_{мак} = \frac{\pi}{2} v_{ср} = 1,57 v_{ср}. \quad (5)$$

$$v_н = \frac{\pi}{2} v_{ср} \sin\left\{\frac{\pi}{2}\left[s - \frac{t+b_1}{2}\right]\right\} = 1,1 v_{ср}, \quad (6)$$

$$v_k = \frac{\pi}{2} v_{ср} \sin\left\{\frac{\pi}{2}\left[\frac{s-b_1}{2} + h\left(\mathrm{tg}\alpha + \mathrm{tg}\alpha'\right)\right]\right\} \approx 0,9 v_{ср}, \quad (7)$$

где $v_{ср}$ – средняя скорость ножа, м/с; s - ход ножа, мм; b_1 - ширина основания вкладыша пальца, мм; h - высота лезвия сегмента, мм; α - угол наклона лезвия сегмента; α' - угол наклона противорежущей кромки вкладыша.

В то же время для обеспечения нормальной технологии резания необходимо, чтобы скорость в конце резания необходимо, было бы больше технологической скорости для скашивания стеблей [42, 50, 58];

$$v_k \geq v_\tau. \quad (8)$$

Между скоростью и потребной мощностью для привода ножа существует следующая зависимость:

$$N = k\frac{m}{s}v^3. \quad (9)$$

Поэтому при изменении скорости ножа по закону синусоиды мощность, затрачиваемая на колебательное движение ножа будет в

Раза больше мощности, требуемой для резания стеблей. Кроме того, при изменении скорости ножа по закону синусоиды в процессе резания кинетическая энергия ножа используется нерационально, так как в первой половине хода ножа (в начале резания) резание идет с возрастанием скорости (сила инерции направлена в обратную сторону движения ножа, рис. 3). Следовательно, механизм привода, кроме сопротивления резанию стеблей – $P_{рез}$ и силе трения – $P_{тр}$ должен пре-

одолевать еще и инерционные нагрузки подвижных элементов ножа - mj [11]:

$$P_{пр} = P_{рез} + P_{тр} + mj\,, \qquad (11)$$

т.е. в первой половине хода кинематическая энергия ножа не способствует процессу резания, наоборот, инерционная нагрузка подвижных элементов требует дополнительных затрат энергии. Во второй же половине хода скорость ножа замедляется, следовательно, сила инерции подвижных элементов направлена в сторону движения ножа и способствует резанию:

$$P_{пр} = P_{тр} + P_{рез} - mj\,. \qquad (12)$$

Таким образом, имея различный закон изменения скорости при кошении, при одинаковых условиях и средней скорости ножа можно получить различные результаты по энергозатратам и качеству среза. Это зависит от того, насколько рационально используют скорость и кинетическая энергия ножа в процессе резания. Поэтому один из основных требований, предъявляемых к приводу ножа режущего аппарата сельскохозяйственных машин, является наиболее рациональное изменение скорости ножа за один ход, обеспечивающее высокие агротехнические и технологические показатели кошения при работе уборочных агрегатов на повышенной скорости.

Очевидно, чем меньше будет разница в зоне резания между скоростями: максимальной $v_{мак}$, в начале резания $v_н$ и в конце $v_к$ резания, тем выгоднее будет график скорости ножа с точки зрения затрат энергии на единицу срезаемой растительной массы.

При работе режущего аппарата нож совершает ВПД. Для получения рационального графика скорости ножа по времени необходимо, чтобы в начале хода нож увеличивал скорость от нуля до максимума за минимальный промежуток времени в зоне резания, далее сохранял бы постоянное значение скорости, в конце хода снижение скорости от максимума до нуля

должна происходить также за минимальный промежуток времени. Таким требованиям изменения скорости ножа ближе всего соответствует геометрическая фигура трапеции. Следовательно, рациональный привод режущих аппаратов сегментного типа ВПД ножа должен обеспечивать трапециеидальный закон движения ножа.

Рабочие органы КД. Рабочие органы, совершающие КД, проходит применение в основном в уборочных сельскохозяйственных машинах. Эти рабочие органы мини распространены. Несмотря на это, они выполняют весьма важную операцию в машинах. Без них не возможны технологические схемы некоторых машин. К таким рабочим органам относятся качающиеся решета картофелеуборочного комбайна, соломотряс, очистительные решета зерноуборочного комбайна и т.д. КД существующих машинах получаются от ВД через механические преобразователи. Поэтому рабочие органы КД с механическим приводом также подчиняются закону движения, представляемому в виде синусоиды, что с точки зрения технологии выполняемой операции (сепарации, вибротранспортировки, вибротранспортировки- сепарации) не является рациональным.

Исследовав работу картофелеуборочных комбайнов, проф. Г.Д.Петров [94] пришел к заключению, что наиболее рациональным режимом качающегося грохота картофелеуборочных комбайнов с точки зрения повышения скорости транспортирования материала и интенсификации его перемещения является тот, при котором время полета отделяющейся от решета частицы равно времени одного полного колебания решета. Такой режим с меньшей частотой движения решета и энергоемкости процесса транспортировки может осуществляться, если закон движения решета (скорость по времени) будет иметь вид треугольника со сдвинутой вершиной в конце движения (рис. 5).

В работе доктора технических наук Н.Н.Колчина [76] установлено, что для повышения эффективности процесса сортирования следует в рабочих органах машин больше вни-

мания уделять снижению повреждаемости клубней (картофеля и корнеплодов). Для выполнения этого требования закон движения рабочего органа (скорость по времени) сепаратора-очистителя как корнеплодов, так и других культур, например зерновых, геометрически должен представляться равнобочной трапецией (рис. 5).

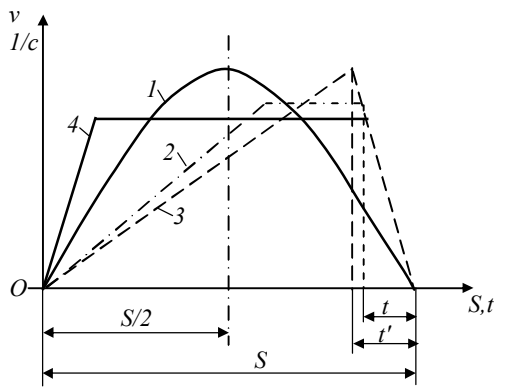

Рис. 5. К обоснованию рационального закона движения рабочих органов КД.

Академик ВАСХНИЛ М.В.Сабликов [99], анализируя рабочий процесс двухвального клавишного соломотряса, являющегося одним из ответственных рабочих органов в зерноуборочных комбайнах, установил, что для лучшей сепарации – разделения зерен и соломистых материалов – необходимо для слоя смеси обмолоченного материала дать достаточное ускорение. Однако при наличии механического привода к этому рабочему органу, обеспечивающему синусоидальный закон движения клавиша соломотряса, не достигается рационального разделения (при меньшей частоте и затратах энергии) зерен и обмолоченных материалов.

Указанное требование может быть обеспечено, если придать клавишу соломотряса трапецеидальный закон движения (скорость по времени) со сдвинутой вершиной справа (к стороне торможения). Это позволит на меньших частотах движения соломотряса передать частицам большее ускорение,

что повысит степень разделения зерновых и соломистых материалов.

Таким образом, с точки зрения улучшения технологического процесса рациональным законом движения рабочих органов КД, обеспечивающим их привод, является:

- для интенсивного транспортирования – треугольник со сдвинутой вершиной вправо (к стороне торможение);
- для интенсивной сепарации (очистки) – равнобочная трапеция;
- для сепарации и транспортировки – трапеция со сдвинутым верхним основанием вправо (к стороне торможение).

Обеспечение привода бесступенчатого регулирования режима работы рабочего органа. Эксплуатационные требования. Скорость уборочных и других сельскохозяйственных машин при постоянном значении пропускной способности имеет обратную зависимость от урожайности поля [33, 97,102]:

$$v_м = \frac{36 q_п}{BQ}, \qquad (13)$$

где $v_м$ - скорость уборочного агрегата, км/ч; Q - урожайность, т/га; B - ширина захвата, м; $q_п$ - пропускная способность, кг/с.

Для рационального использования пропускной способности при малой урожайности поля уборочная машина должна иметь большую, а при большей урожайности меньшую поступательную скорость.

Как видно, из рис. 6, при работе уборочных машин на полях с различной урожайностью, при рациональном использовании пропускной способности. Их поступательная скорость изменяется в широких пределах (2-20 км/ч).

Если рассмотреть конструкцию и технологический процесс, осуществляемый сложными уборочными машинами (силосоуборочными, кормоуборочными, зерноуборочными, картофелеуборочными и т.д.), то увидим, что из всех их рабочих органов перерабатывающие органы являются наиболее энергоемкими. Они поглощают более половины энергии активных

рабочих органов уборочных машин, пропускная способность которых (например, измельчающий барабан зерноуборочного комбайна и др.) является пропускной способностью данной машины (переработка сельскохозяйственных материалов за единицу времени).

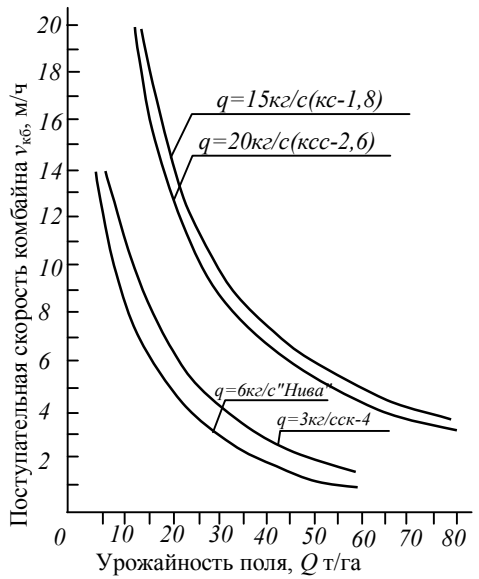

Рис. 6 Зависимость допускаемой поступательной скорости уборочного агрегата от урожайности сельскохозяйственных культур при рациональной подаче обрабатываемых материалов.

Для эффективной работы уборочных машин их перерабатывающие рабочие органы должны работать всегда с максимальной скоростью и при этом должны максимально догружаться сельскохозяйственными материалами. Поэтому скоростной режим работы перерабатывающих, дорабатывающих и выгружающих рабочих органов от поступательной скорости уборочного агрегата не зависит, так как для интенсивной загрузки в зависимости от урожайности поля необходимо изменять поступательную скорость машины и скорость ее подготавливающих (навешивающих) рабочих органов.

В ряде машин в зависимости от метереологических условий или от задачи получения сельскохозяйственных материалов с различной кондицией приходится изменять скоростной режим работы (степенного или плавно) перерабатывающих и даже дорабатывающих рабочих органов. Следовательно, рациональный привод всех типов подготавливающих рабочих органов, а в некоторых случаях перерабатывающих и даже дорабатывающих, должен обеспечивать возможность, в зависимости от поступательной скорости сельскохозяйственных машин, бесступенчато, плавно и оперативно изменять режим их работы.

При выполнении технологического процесса ряд рабочих органов сельскохозяйственных машин на ходу (в конце гона или при остановке) совершает эпизодическое (кратковременное), но важное для данной операции движение: подъем, опускание, поворот и т.д. Управление такими рабочими органами в машинах до появления гидравлического привода эпизодического действия (выносные цилиндры, распределители управления) осуществлялось различными механическими системами передачи: винтовой, червячной, рычажной, реечной и т.д.

В настоящее время привод к рабочим органам эпизодического действия в основном осуществляется гидравлическим способом, с помощью выносных гидроцилиндров ПД. Он применяется во всех сельскохозяйственных машинах как у нас в стране, так и за рубежом.

С усилением скоростного режима и энергонасыщенности уборочных машин возникает вопрос об оптимизации и автоматизации выполняемых ими операции. При этом увеличивается количество рабочих органов эпизодического действия и появляется потребность передачи больших усилий к исполнительному механизму и быстроты действия привода по первому сигналу. Анализ работ, посвященных автоматизации рабочих процессов уборочных машин [2, 89, 102],

показывает, что наиболее эффективным, надежным в эксплуатации и удовлетворяющим указанным выше функционально-технологическим требованиям является автоматическое устройство электрогидравлического исполнения.

С увеличением количества рабочих органов эпизодического действия в машине еще более усложняется передача гидроэнергии от источника к этим рабочим органам. Поэтому при гидрофикации активных рабочих органов непрерывного действия в сложных машинах необходимо упростить схемы передачи гидроэнергии от источника к исполнительным механизмам автоматики машин и обеспечить согласованность ее работы с рабочими органами непрерывного и эпизодического действия.

ГЛАВА II. ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ И ПЕРСПЕКТИВЫ ГИДРОФИКАЦИИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

1. Обеспечение гидроприводов основных требований, предъявляемых к рациональным приводам рабочих органов

Различные виды движения (ВД, ВПД, КД И ПД) рабочих органов сельскохозяйственных машин, кроме механического привода, могут осуществляться и механическими приводами: пневматическим, электрическим и гидравлическим. Если рассмотреть конструкции и энергобаланс современных тракторов и самоходных шасси, то можно увидеть, что в них заложены источники как механической энергии – от вала отбора мощности (ВОМ), так и немеханической гидроэнергии – гидростатический отбор мощности (ГОМ); электроэнергии – электрогенераторы, аккумуляторы; пневмоэнергии – компрессоры.

Соотношение видов энергии в современных энергетических средствах следующее: механической (ВОМ) – основная часть; гидроэнергии – 14 л.с., в перспективе разрабатывается система ГОМ с мощностью до 30 л.с. и более; электроэнергии, пневмоэнергии – до 2 л.с.

Следовательно, исходя из возможностей привода и источника энергии в сельскохозяйственных машинах могут применяться рабочие органы с различными типами приводов: механическим, пневматическим, электрическим и гидравлическим.

Начиная с 50-х годов, в нашей стране и за рубежом ведутся усиленные работы по изысканию перспективного привода для рабочих органов современных машин. В этом направлении значительный интерес представляют немеханические приводы – пневматический, электрический и гидравлический. Это связано с тем, что немеханические приводы к рабочим органам машин могут передать непосредственное ВД, ВПД и ПД, без каких-либо механических преобразовательных механизмов, а это удовлетворяет одно из наиболее важных требований, предъявляемых к рациональным приводам рабочих органов сельскохозяйственных машин, - функциональное.

В случае немеханической передачи представляется возможность бесступенчато и дистанционно регулировать режим работы рабочих органов и надежно предохранять их от перегрузок. При этом отпадает нужда в сложных механических трансмиссиях от энергетического средства к рабочей части машины.

Рабочие органы с гидроприводом, пневмоприводном и электроприводом ВД так же, как и с механическим приводом ВД, имеют трапецеидальный закон движения. Такой же закон имеют и рабочие органы ВПД, КД и ПД с гидроприводом, пневмоприводном и электроприводом ВПД, что удовлетворяет второе важное требование – технологическое, предъявляемое к рациональным приводам этих рабочих органов (табл. 1).

Из всех существующих в настоящее время приводов рабочих органов машин непрерывного действия для передачи энергии на небольшие расстояния, например, от трактора или самоходного шасси к рабочим органам прицепных и навесных машин, электрическая и пневматическая передачи оказываются более материалоемкими. Так, если в типовых электрических машинах величина электродвижущей силы, с которой магнитное поле воздействует на якорь, составляет всего лишь 5 кгс/см^2, в системе пневмопередачи давления она достигает 10 кгс/см^2, в гидропередачах, применяемых в сельскохозяйственном машиностроении, давление, с которым поток жидкости действует на поршень, достигает 100-150 кгс/см^2 и больше [32, 91].

Таблица 1

Обеспечение приводами основных функционально-технологических требований, предъявляемых к рациональному приводу активных рабочих органов сельскохозяйственных машин непрерывного действия

	Основные требования, предъявляемые к рациональному приводу активных рабочих органов	Для рабочих органов	Приводы						
			механических	пневматических		электрических		гидравлических	
				ВД	ВПД	ВД	ВПД	ВД	ВПД
Функционально-технологические требования	Обеспечение исключения вибрации и неуравновешенных сил в трансмиссии энергопередачи	Всех типов	-	+	+	+	+	+	+
		-«-	-	+	+	+	+	+	+
	Обеспечение бесступенчатого регулирования режимов работы	ВД	+	+	-	+	-	+	-
		ВПД	-	-	+	-	+	-	+
		КД	-	-	-	-	-	-	-
	Обеспечение необходимого вида движений без механических преобразователей	ВД	+	+	-	+	-	+	-
		ВПД	-	-	+	-	+	-	+
		КД	-	-	+	-	+	-	+
	Обеспечение рационального (трапециеидального) закона движения (скорость по времени)								
Др. показатели	К.п.д. передачи		0,7-0,75	0,1-0,15		0,7-0,8		0,8-0,9	
	Удельная материалоемкость энергопередачи, кг/л.с.		4-8	15-30		30-60		1,5-2* 2-3,5**	

Примечание: + требование обеспечивает; - не обеспечивает. * - при давлении в гидросис

Поэтому теоретически при передаче энергии от энергетического средства к рабочему органу машины с гидроприводом материалоемкость передачи получается меньше по сравнению с пневмоприводом в 10-15 раз и по сравнению с электроприводом в 20-30 раз. Как показывает практика, гидропривод для рабочих органов мобильных машин является менее материалоемким, в 3-5 раз меньше по сравнению с механическим приводом.

Вместе с тем снижение материалоемкости энергопередачи от энергетического средства к рабочей машине и ее рабочим органам является весьма важным для современных энергонасыщенных скоростных мобильных сельскохозяйственных машин. Так как с уменьшением веса при прочих одинаковых условиях увеличивается сопротивляемость конструкции машин внешним воздействиям, создаются условия для проведения уборочных работ на повышенных скоростях, уменьшается необоснованная затрата горючего на прокатывание лишнего веса машин и т.д.

Гидродвигатели ВД и ВПД могут устойчиво работать в самых различных скоростных режимах. Гидропривод не требует промежуточных повышающих или понижающих механических передач. С помощью регулирования (дросселирования) рабочей жидкости, подаваемой в гидродвигатель или гидромотор, можно получить любой режим работы исполнительного механизма, что удовлетворяет одному из основных требований, предъявляемых к приводу активных рабочих органов мобильных машин непрерывного действия, требующих индивидуального или группового регулирования режимов их работы.

2. Перспективы гидрофикации рабочих органов

Передача видов движения к рабочим органам непрерывного действия сельскохозяйственных машин в случае гидропривода может осуществляться по указанной схеме (рис. 7): для рабочих органов ВД – непосредственно от гидромоторов

Рис. 7. Передача различных видов движения к рабочим органам машин с гидроприводом

ВД; для рабочих органов ВПД – непосредственно от гидродвигателя ВПД; для рабочих органов ВД – непосредственно от гидромоторов ВД; для рабочих органов ВПД – непосредственно от гидродвигателя ВПД; для рабочих органов КД – от гидродвигателей ВПД и от гидромоторов ВД через преобразовательные механизмы.

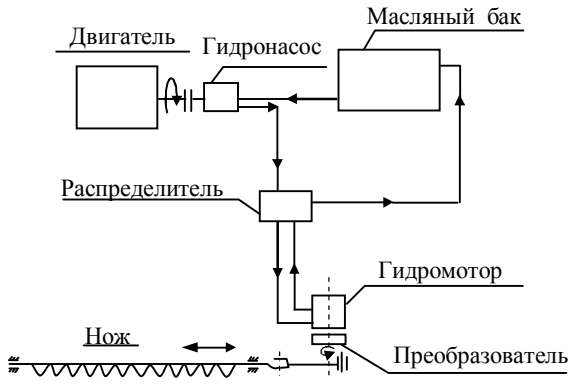

Рис. 8 Принципиальная схема гидропривода ВД.

Следовательно, при наличии гидропривода ВД и ВПД непрерывного действия рядом с гидроприводом эпизодического действия ПД, который уже находит широкое применение в сельскохозяйственных машинах, конструктор имеет возможность, исходя из функционально-технологических требований, места расположения в схеме машины, кинематики и динамики исполнительного органа, выбрать наиболее оптимальный вариант типа привода проектируемого рабочего органа. Наличие в агрегате рядом с гидроприводом механического привода, который, по-видимому, еще долго будет существовать в качестве привода ряда энергоемких рабочих органов сельскохозяйственных машин, еще больше увеличивает эту возможность.

В настоящее время гидропривод рабочих органов сельскохозяйственных машин непрерывного действия развивается в двух направлениях: гидропривод ВД (на рабочий орган уста-

навливается гидромотор ВД, рис. 8) и гидромотор ВПД (на рабочий орган устанавливается гидродвигатель ВПД, рис. 9).

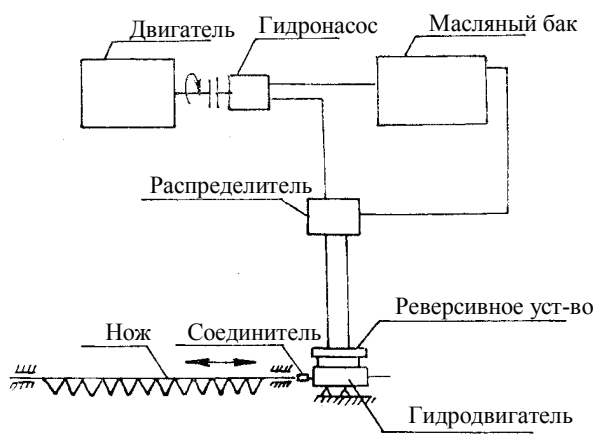

Рис. 9 Принципиальная схема гидропровода ВПД

Для эффективного использования всех преимуществ гидропривода сельскохозяйственных машин необходимо определить и учесть при проектировании отличительные особенности технологического процесса, выполняемого рабочими органами ВД, ВПД и КД с гидроприводами ВД и ВПД.

ГЛАВА III. ОСНОВНЫЕ ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГИДРОПРИВОДА ВПД

1. Конструктивные параметры

В схеме гидропривода ВПД (рис. 9) основным элементом является гидродвигатель ВПД. Агротехнические, технологические, энергетические и другие показатели рабочих органов с гидроприводом ВПД зависят от конструкции самого гидродвигателя, закона движения его штока, рационального оформления схемы гидроаппаратуры в системе и т.д. Поэтому определение конструктивной особенности гидродвигателя ВПД имеет существенное значение для обоснования гидропривода ВПД к рабочим органам сельскохозяйственных машин.

Гидродвигатель ВПД (рис.10) представляет собой поршневой двигатель с атвтоматическим реверсированием движения поршня, осуществляемым специальным золотниковым устройством. В чугунном корпусе гидродвигателя 1 имеются два параллельных канала, в одном из которых находится рабочий поршень 3 со штоком и гильзой, в другом размещен золотник 7. Специальные каналы и кольцевые расточки, выполненные в корпусе, обеспечивают подачу жидкости к рабочему поршню и отвод ее при рабочем цикле. Герметичность рабочих полостей в местах выхода штока достигается за счет специального двухкаскадного уплотнительного устройства, смонтированного в каждой из двух крышек корпуса гидродвигателя. Герметизация золотникового устройства достигается за счет устройств, предназначенных для смягчения ударных нагрузок, имеющих место при реверсировании золотника. Для отвода (в сливную полость) утечек рабочей жидкости в крышках и корпусе гидродвигателя предусмотрены специальные дренажные каналы.

В представленном на рис. 10 положении гидродвигателя рабочая жидкость на нагнетательной магистрали 12 через проточки золотника и канал 13 направляется в правую полость цилиндра и двигатель поршень-шток влево. Жидкость из левой полосы цилиндра выталкивается в сливную магистраль 14 через 15. В это время управляющий золотник удерживается в крайнем левом положении давлением жидкости в подплунжерной полости 16 и в полости, образованной втулкой 10 и заплечником золотника.

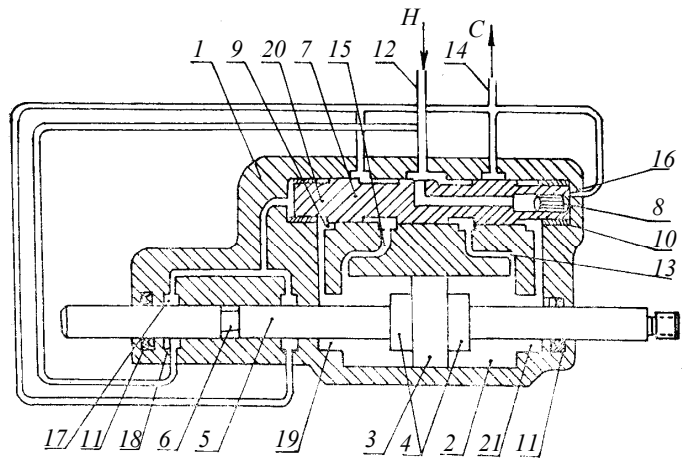

Рис.10 Принципиальная схема гидродвигателя ВПД

В конце хода поршня проточка 6 штока соединяет между собой каналы 17 и 18 и левый торец золотника оказывается под рабочим давлением жидкости. Площадь левого торца золотника в два раза больше плунжера 8. Поэтому, когда к левому торцу золотника подается давление, золотник передвигается вправо и потоки рабочей жидкости в нагнетательной и сливной полостях цилиндра меняются местами. Если вследствие незначительной нагрузки двигателя рабочее двигателя недостаточно для быстрого переключения золотника, то через замкнутый объем жидкости, заключенной в полости 19, а

также 20, переключение осуществляется за счет пробега поршня 4, так как поршень обладает достаточной инерцией, чтобы заплечиком изолировать полость 19 или 21 и тем самым перебросить золотник вправо или влево.

После переключения золотником потока жидкости поршень прекращает движение влево и начинает двигаться вправо. В конце этого хода проточка 6 соединяет полость над левым торцом золотника со сливной магистралью и золотник под действием давления жидкости в полости 16 начинает перемещаться влево. Если поршень по инерции будет продолжать движение, то заплечиком поршня изолируется полость 21 и через замкнутый объем жидкость принудительно переместит золотник. Такое комбинированное переключение золотника обеспечивает надежный пуск и работу гидродвигателя как на больших, так и на малых частотах движения штока, что очень важно для рабочих органов сельскохозяйственных машин, требующих большого диапазона регулировки режимов их работы.

В работе линейный габарит гидродвигателя ВПД

$$L = l_c + 2l_{упл.} + 3l_{шт.}, \qquad (14)$$

где L - общий линейный габарит в работе; $l_{упл.}$ - толщина уплотнителя; $l_{шт.}$ - длина хода штока; l_c - длина соединителя. Первые отечественные гидродвигатели ВПД конструкции В.М.Карпалевича [74], разработанные в начале 60-х годов в лаборатории гидропривода ВИСХОМ, были в 2 раза больше по габаритам, чем гидродвигатели ВПД конструкции В.В.Ведерникова [49,50] конца 60-х годов. Автор исследовал эти и другие гидродвигатели ВПД с различной конструкцией ВИСХОМа (с пилотным, инерционным, инерционно-пилотным комбинированным переключением золотника) в качестве привода рабочих органов сельскохозяйственных машин ВПД и КД (табл. 2).

Исследования показали, что для сельскохозяйственных машин наиболее приемлемыми являются гидродвигатели с уменьшенными габаритами и комбинированным переклю-

чением золотника, так как только с пилотным или только с инерционным переключением золотников гидродвигатели ВПД не во всех режимах работают надежно. Это связано с

Таблица 2

Основные данные некоторых гидродвигателей ВПД конструкции ВИСХОМ

Марка гидродвигателя	Тип переключ. золотника	Ход штока, мм	Диаметр поршня, мм	Рабоч. площ. поршня, см^2	Объемн. пост., см^3	Макс. ход штока, мм	Вес, кг	Применение
ДГ90-36-115	ИПП	90	36	6,37	115	100	22	Режущий аппарат
ДГ90-32-76	«	«	31	4,25	76	100	15	Режущий аппарат пальцевой, беспальцевой, с одним и двумя подвижными ножами
ДГ90-34-95	«	«	34	5,27	95	100	15	
ДГ90-36-115	«	«	36	6,37	115	100	15	
ДГ76-36-96	ИПП	76	36	6,37	96	86	12	
ДГ76-40-133	«	«	40	8,76	133	86	12	
ДГ76-36-96	ИП							
ДГ50	ИПП	50	36	6,4	64	60	10	Режущий аппарат двухножевой
ДГ30	«	30	40	10	60	40	8	Вибратор грохота картофелеуборочных комбайнов
ДГД-90-36	«	90	36	10	180	96	20	Вибратор решета культиватора
ДГД-48-60	«	48	60	28	280	54	15	
ДГД-30	«	30	50	28	170	36	12	Режущие аппараты с двумя подвижными ножами
ИПП – инерционно-пилотное переключение золотника, ИП - инерционное переключение								

тем, что при инерционном переключении из-за опережающего волнового удара в определенном режиме гидродвигателя его золотник преждевременно переключается и шток гидродвигателя, не доходя до конца полного хода, возвращается

обратно. Поэтому уменьшается величина хода и увеличивается частота движения штока. В случае же пилотного переключения вначале затруднен пуск двигателя и работает он не устойчиво. Кроме того, при пилотном переключении золотника габариты двигателя ВПД оказываются в 1,5 раза больше по длине хода, чем при комбинированном. По предложению автора, штоки гидродвигателей ВПД, подлежащие выпуску для сельскохозяйственных машин, заканчиваются пространственными шариковыми подшипниками. Это позволяет осуществлять пространственное соединение штока с рабочими органами, что снижает боковое усилие на уплотнители и улучшает надежность работы и долговечность гидродвигателя ВПД [14].

Наиболее важными конструктивными параметрами гидродвигателей ВПД, имеющими значение при осуществлении технологического процесса рабочими органами и влияющими на их кинематику, динамику и энергетику, являются: ход s и диаметр штока d; диаметр D и рабочая площадь поршня Δs; конструктивная длина хода торможения штока $x_2 = c$ и объемная постоянная гидродвигателей q_n. Эти параметры должны определяться и обосновываться исходя из режима работы, параметров самого рабочего органа и выполняемого ими технологического процесса.

В табл. 3 указаны основные типы и потребности гидродвигателей ВПД для активных рабочих органов ВПД и КД. Вместе с тем с развитием гидропривода в сельскохозяйственных машинах область применения гидродвигателей ВПД и их конструкций будет расширяться.

Для ряда рабочих органов надо будет разработать гидродвигатели с более длинным ходом (больше 90 мм), например, для режущих аппаратов с двойным, тройным и т.д. пробегом ножа и для ряда рабочих органов; гидродвигатели с меньшим ходом, меньше 10 мм, и меньшей площадью сечения поршня – для ручных режущих аппаратов (для стрижки овец), микровибраторов специального назначения и т.д.

Таблица 3

Годовая потребность в гидродвигателях ВПД различной конструкции рабочих органов мобильных сельскохозяйственных машин

Ход штока, мм	Частота движения, чдх/мин	Площадь поршня, см^2	Потребная мощность, л.с.	Применение
90	400-700	4,5	5-12	Режущие аппараты и активные полевые делители силосоуборочных, кормоуборочных, кукурузоуборочных и др. машин и комбайнов
78	300-800	3,5	6-10	Режущие аппараты зерноуборочных комбайнов, зерновых жаток, сенокосилок и т.д.
50	300-600	3,5	8-12	Режущие аппараты виноградочеканочных машин, чаесборочных и чаеподрезочных машин
50	300-600	7,5	8-10	Вибраторы картофелеуборочных комбайнов, решета и соломотряс зерноуборочных комбайнов,
50	300-600	7,5	8-10	опрыскиватели с колеблющимся механизмом
30	100-300	10	6-8	Вибраторы плодоуборочных машин .культиваторы с виброрешетом и другие вибраторы
10	30-600	2,5	2,5	Вибраторы бункера зерноуборочных комбайнов, различные вибраторы с малым ходом

Более экономичным и целесообразным будет вариант изготовления гидродвигателей ВПД с рабочими органами КД и ВПД вместе, что позволит исключить соединительные элементы штока с рабочим органами и полнее использовать преимущества гидропривода.

2. Кинематические параметры

Для обоснования технологического процесса и энергетических показателей выполняемой операции необходимо определить кинематику движения штока гидродвигателя и рабочего органа, причем эта зависимость должна быть такой, что-

бы можно было произвести сравнительный анализ работы рабочих органов гидропривода и традиционного механического привода.

Для определения скорости движения штока гидродвигателя ВПД обычно строят механическую модель гидропривода, которую можно рассматривать в виде трех последовательно соединенных элементов (рис. 11): пружины Е, характеризующей упругие свойства трубопровода и рабочей жидкости, заключенной в нем; катаракта с коэффициентом пропорциональности φ , учитывающим утечку в гидросистеме, и инерционного звена с массой М, учитывающей массу штока и соединенного с ним рабочего органа [47,48, 71, 73].

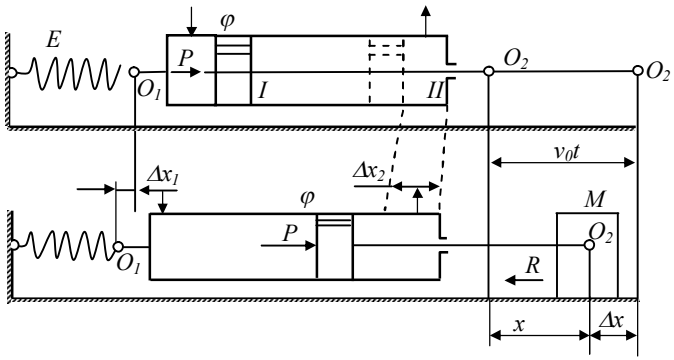

Рис. 11 Механическая модель гидропривода ВПД

Если допустить, что в системе отсутствует масса тела М, то шток гидродвигателя (точка O_2) под действием силы Р с начальной скоростью v_0 за время t пройдет путь $v_0 t$ (рис. 11). Но при подсоединении к системе массы М пружина сжимается и происходит внутренняя утечка у катаракта. Поэтому при тех же условиях за время t шток пройдет путь не на $v_0 t$, а лишь на расстояние x, отстав при этом настолько, насколько сожмется пружина ($\Delta x_1 = EP$) и переместится поршень ка-

таракта относительно корпуса двигателя ($\Delta x_2 = \varphi \int_0^t P dt$). Следовательно, в реальных условиях путь, пройденный поршнем двигателя за время t, будет

$$x = v_0 t - \Delta x_1 - \Delta x_2 = v_0 t - EP - \varphi \int_0^t P dt . \qquad (15)$$

С другой стороны, уравнение движения тела М с учетом действующих на него сил имеет вид

$$M\ddot{X} = P - R , \qquad (16)$$

где R - сопротивление; сила трения принята постоянной.

Если из уравнения (16) определить значение P, подставить в (15) и произвести соответствующие преобразования, получим

$$\ddot{x} + \frac{\varphi}{E} x' + \frac{1}{EM} X = \frac{v_0 t - \varphi R}{EM} t - \frac{R}{M} . \qquad (17)$$

Это уравнение описывает движение штока (при холостом ходе) от начала движения гидродвигателя до переключения золотника, после чего сила сопротивления способствует гашению инерционных нагрузок. Поэтому уравнения движения штока и соединенного с ним рабочего органа определяется по формуле

$$X'' + \frac{\varphi}{E} X' + \frac{1}{EM} X = -\frac{v_0 t - \varphi R}{EM} + \frac{R}{M} . \qquad (18)$$

Последние уравнения уже определялись в работах [48, 71, 81]. И хотя в принятых условиях (при холостом ходе) они в достаточной мере описывают закон движения штока гидродвигателя ВПД, однако в них не учтена технологическая нагрузка, которая по величине, характеру и фазе возникновения может быть различной для различных типов рабочих органов ВПД и КД (рис. 1) и которая оказывает существенное влияние на закон движения штока гидродвигателя, кинематики, динамики и энергетики рабочего органа. Для более полного отражения действительной картины в законе движения рабочего органа с гидроприводом ВПД можно вос-

пользоваться другой предложенной нами формулой, которая учитывает и влияние технологической нагрузки на закон движения рабочего органа с гидроприводом ВПД:

$$\ddot{X}+\frac{\varphi}{E}X'+\frac{1}{E\left(M+M_1\right)}X=\pm\left(\frac{v_0t-\varphi\left(R+R_\tau\right)}{E\left(M+M_T\right)}t-\frac{R+R_T}{M+M_T}\right),(19)$$

где φ - коэффициент пропорциональности утечек рабочей жидкости, м/кгс; E - податливость всей совокупности гидромагистрали, м/кгс; M , M_T - масса элементов гидродвигателя и рабочего органа и технологическая масса, кг; R , R_T - сила трения и технологическая нагрузка, кг·с; v_0 - начальная скорость штока, м/с; X - ход перемещения штока, м; t - время, с. В правой части уравнения знаки (+) применяются при случае описания закона движения штока от начала движения до переключения золотника, а (−) – после переключения золотника до остановки штока гидродвигателя. Уравнение (19) исследовалось нами с помощью ЭВМ. При различных технологических нагрузках в виду инерционной массы и сопротивления с различной величиной закона и фазой появления были определены кинематические параметры рабочего органа с гидроприводом ВП.

Установлено, что с увеличением жесткости системы шток быстро приобретает максимальную скорость (кривая 1, рис. 12). При снижении жесткости, т.е. с увеличением податливости гидросистемы, увеличивается время на разгон и уменьшается пиковое значение скорости штока, кривая 2. Это говорит о том, что путем выбора параметров гидросистемы можно получить наиболее выгодные законы скорости, определить оптимальный режим гидропривода для выбранного типа рабочего органа. Это открывает широкие возможности для получения необходимых видов законов (или близких к ним) движения рабочих органов с гидроприводом ВПД (трапеция, окружность, треугольник и т.д.), которые для ряда технологических процессов являются наиболее выгодными.

При постоянной технологической нагрузке $R_T=\text{const}$ по всему ходу скорость приобретает такой вид, какой она имеет при большой податливости в системе, кривая 3.

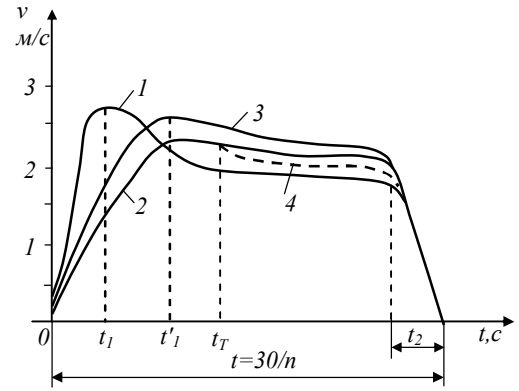

Рис. 12 Скорость штока гидродвигателя ВПД: 1,2 без нагрузки (1 – жесткая система, 2 – не жесткая); 3,4 – с технологической нагрузкой (3 – нагрузка действует по всей длине хода штока; 4 – нагрузка действует после разгона штока)

При появлении технологической нагрузки в середине хода после разгона штока (как в процессе резания у режущих аппаратов с ВПД ножа) скорость снижается и в зоне торможения максимальное ее значение становится меньше, чем при холостом ходе двигателя, кривая 4.

Из графика, построенного по вышеприведенным уравнениям [20], видно, что скорость штока гидродвигателя ВПД по времени во всех случаях имеет форму, близкую к трапеции. При этом различаются три характерных участка: разгон, установившееся движение и торможение (рис. 13).

В начале хода скорость штока быстро возрастает от нуля до максимума – разгон, затем шток на определенном участке движется с равномерной скоростью – установившееся движение в конце хода скорость штока быстро падает с максимума до нуля – торможение. Между участками разгон – устано-

вившееся движение и установившееся движение – торможение имеются плавные переходы, а в области установившегося движения штока наблюдаются некоторые неровности скорости штока гидродвигателя. График зависимости $v = f(t)$, полученный по указанному выше уравнению, хотя и доста-

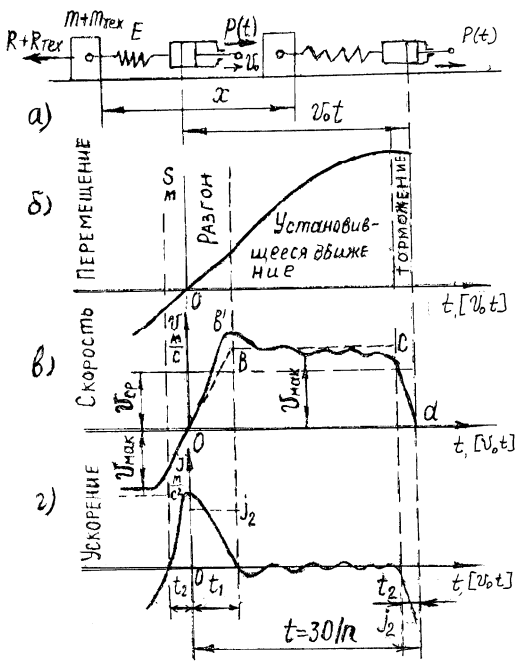

Рис. 13 График скорости и ускорения штока гидродвигателя ВПД.

точно близко характеризует закон движения штока гидродвигателя [16, 50, 71, 72, 81, 106], однако из-за сложности конфигурации он непригоден для практического использования. Поэтому необходимо найти более доступную форму описания закона движения штока гидродвигателя ВПД, которая позволяла бы характеризовать технологические процессы, выполняемые рабочими органами машины с гидроприводом ВПД, и производить расчет как по режимам работы, так по

энергетическим и прочностным показателям гидропривода и элементов рабочего органа машины.

Для облегчения расчета кинематических и энергетических показателей гидропривода ВПД график изменения скорости штока с некоторым допущением (без учета мелких всплесков в переходных участках: разгон – установившееся движение – торможение) можно принимать в виде трапеции.

Верхнее основание трапеции, характеризующее установившееся движение штока, примем равным расстоянию между первым и последним перегибами графика зависимости скорости от времени (или от пути), которое легче определить после построения графика скорости, получаемой по универсальной формуле (19).

Для построения геометрической фигуры трапеции *abcd* (рис. 13) необходимо измерить расстояние между вертикальными линиями, проходящими через точки перегибов *b'* и *c'* и площадь трапеции по контуру *ob'cd'*. После этого, исходя из условия, что площадь *obcd* должна равняться площади *ob'c'd'*, определим высоту трапеции $v_{\max}$:

$$S_{ob'c'd'} = S_{obcd} = \frac{a+t}{2} v_{\max}, \qquad (20)$$

$$v_{\max} = \frac{2}{a+t} S_{ob'c'd'}. \qquad (21)$$

Получив $v_{\max}$, по масштабу откладываем эти высоты на ординате и приводим горизонтальные линии, параллельные абсциссе, находим точки *b* и *c*. Соединяя *d* с точкой *o* и *c* с точкой *d*, получаем трапецию *obcd*, которая по своей кинематической характеристике равносильна трапеции *ob'c'd.*

Представление скорости движения штока гидродвигателя в виде трапеции облегчает определение других основных параметров гидропривода (ускорения, потребной мощности технологического процесса и т.д.).

Для этого вначале необходимо установить связь между максимальной и средней скоростями штока. Обозначим вре-

мя разгона через x_T, торможения - x_2 установившегося движения – a. Тогда время на один ход штока

$$t = x_1 + x_2 + a\,. \qquad (22)$$

Отсюда можно записать:

$$1 = \frac{x_1}{t} + \frac{x_2}{t} + \frac{a}{t}\,.$$

Обозначим коэффициенты:

- разгона – отношение времени разгона штока к общему времени одного его хода: $q_1 = \frac{x_1}{t}$, откуда находим

$$x_1 = q_1 t\,. \qquad (23)$$

- торможения – отношение времени торможения штока к общему времени одного его хода: $q_2 = \frac{x_2}{2}$, отсюда

$$x_2 = q_2 t\ ; \qquad (24)$$

установившегося движения – отношение времени установившегося движения штока к общему времени одного его хода: $q = \frac{a}{t}$, отсюда получим $a = qt$ (25).

Подставив значения x_1, x_2 и a в (22), получим

$$q_1 + q_2 + q = 1\,. \qquad (26)$$

При известном значении ч.д.х. штока в минуту время на один его ход будет

$$t = \frac{30}{n} c\,. \qquad (27)$$

Средняя скорость штока равна отношению хода s к общему времени, требуемому на один ход t:

$$v_{cp} = \frac{s}{t} = \frac{sn}{30}\,. \qquad (28)$$

На рис. 13 площадь трапеции *obcd* должна быть равна площади прямоугольника со сторонами v_{cp} и t, так как в данном случае площадь трапеции и площадь прямоугольника составляют величину хода штока:

$$v_{cp} t = s\,, \qquad (29)$$

$$\frac{t+a}{2} v_{\max} = s\,. \qquad (30)$$

Следовательно,

$$v_{cp} t = \frac{t+a}{2} v_{\max}\,. \qquad (31)$$

Отсюда

$$v_{\max} = \frac{2t}{t+a} v_{cp}\,. \qquad (32)$$

Подставим значение a из (25) в формулу (32), получим

$$v_{\max} = \frac{2}{1+q} v_{cp}\,. \qquad (33)$$

Последняя имеет некоторую аналогию с формулой связи максимальной и средней скоростей рабочего органа в случае привода от кривошипно-шатунного механизма:

$$v_{\max} = \frac{\pi}{2} v_{cp}\,. \qquad (34)$$

Как видно из формулы (33), при изменении скорости по закону трапеции значение максимальной скорости штока гидродвигателя и соединенных с ним рабочих органов зависит от отношения времени установившегося движения штока к общему времени на один ход штока q, т.е. $v_{мав}$ обратно пропорционально значению коэффициента установившегося движения штока q.

Ускорение штока гидродвигателя ВПД получается на участках разгона и торможения. На участке установившегося движения ускорение равно нулю.

Ускорение штока в области торможения больше, чем в области разгона. Так как инерционная нагрузка в области торможения гасится за сравнительно небольшое промежуточное время, то при расчетах инерционную нагрузку на штоке и на

рабочих органах машин следует определять по ускорению в области торможения:

$$j_2 = \frac{v_{\max}}{t_1} = \frac{2}{(1+q)q_2} s\left(\frac{n}{30}\right)^2. \qquad (35)$$

Аналогично определяется и ускорение в области разгона:

$$j_1 = \frac{v_{\max}}{t_1} = \frac{2}{(1+q)q_1} s\left(\frac{n}{30}\right)^2. \qquad (36)$$

По закону трапеции при каждом ходе за период торможения x_2 шток гидродвигателя снижает скорость от максимума до нуля, затем за период разгона x_1 увеличивает ее от нуля до максимума. Следовательно, для определения энергетики рабочего процесса с гидроприводом ВПД необходимо использовать среднемаксимальное ускорение, т.е. величины ускорений в переходном участке разгон – торможение:

$$j = \frac{v_{\max} - (-v_{\max})}{x_1 + x_2} = \frac{2v_{\max}}{x_1 + x_2} = \frac{2}{q_1 + q_2} \cdot \frac{2}{1+q} \cdot \frac{v_{cp}}{t}$$

Согласно (26), $q_1 + q_2 + 1 - q$, поэтому

$$j = \frac{4}{1-q^2} \frac{v_{cp}}{t} = \frac{4}{1-q^2} s\left(\frac{n}{30}\right)^2. \qquad (37)$$

Полученные формулы (35), (36) имеют некоторую аналогию с ускорением рабочего органа, имеющего привод от кривошипно-шатунного механизма:

$$j' = \frac{\pi^2}{2} \cdot \frac{v_{cp}}{t} = \frac{\pi^2}{2} s\left(\frac{n}{30}\right)^2. \qquad (38)$$

Как видно из формул (35), (36), при изменении скорости рабочего органа по закону трапеции значение ускорения зависит от коэффициента разгона q_1, установившегося движения q и торможения q_2.

3. Потребная мощность

Потребная мощность может быть определена общеизвестным выражением:

$$N = \frac{pv}{75t} = \frac{mjv}{75t} \text{ л.с.} \qquad (39)$$

Если в этом выражении поставить соответствующие члены, которые нами определены выше в формулах (27), (33), (37), получим потребную мощность гидропривода ВПД с трапециеидальным законом движения штока:

$$N = \frac{8}{(1-q^2)(1+q)} \cdot \frac{ms^2}{75} \cdot \left(\frac{n}{30}\right)^3.$$

Последняя имеет некоторую аналогию с формулой, определяющей скорость рабочих органов ВПД, работающих с механическим приводом от кривошипно-шатунного механизма:

$$N = \frac{\pi^3}{8} \cdot \frac{ms^2}{75} \left(\frac{n}{30}\right)^3. \qquad (41)$$

Если в (40) обозначить $(1-q^2)(1+q) = y$ и решить на экстремум, то можно будет заметить, что по мере роста q значение y увеличивается от единицы до максимума и при $q = \frac{1}{3}$ достигает максимальной величины (рис. 14).

Следовательно, при $q = 0,33$ с точки зрения потребной мощности график скорости приводного элемента по закону трапеции имеет экстремум и является наиболее выгодным, но при этом необходимо удовлетворить еще и условие:

$$q_1 = q_2 = q. \qquad (42)$$

4. Инерционная нагрузка

Инерционная нагрузка на штоке гидродвигателя ВПД появляется в период разгона и торможения и может определяться следующим образом:

в период разгона

$$p_1 = mj_1 = \frac{2m}{(1+q)q_1} \cdot s \cdot \left(\frac{n}{30}\right)^2; \qquad (43)$$

В период торможения

$$p_2 = mj_2 = \frac{2m}{(1+q)q^2} \cdot s \cdot \left(\frac{n}{30}\right)^2. \qquad (44)$$

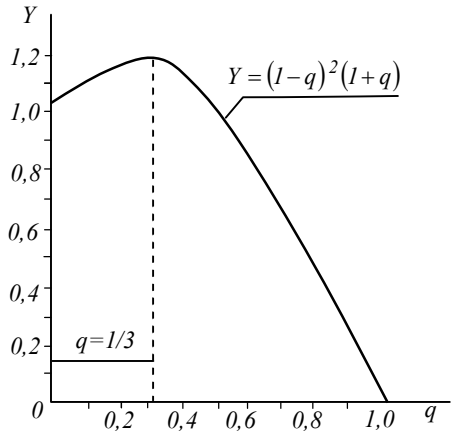

Рис. 14 Зависимость от функции $y=f(q)$ от q

Эти формулы имеют аналогию с инерционной нагрузкой, получаемой при работе с механическим приводом от кривошипно-шатунного механизма:

$$p' = mj' = \frac{\pi^2}{2} \cdot ms \cdot \left(\frac{n}{30}\right)^2. \qquad (45)$$

5. Закон движения штока гидродвигателя ВПД

Из формул (33), (35), (36), (37), (40), (43), (44) видно, что основным фактором, характеризующим выгодное преимущество графика скорости движения гидропривода ВПД ра-

бочих органов, являются безразмерные коэффициенты q_1, q и q_2. Изменяя их величины, можно получить наиболее выгодные кинематики движения рабочих органов с гидроприводом ВПД. Причем следует заметить, что значение q_2 зависит в основном от конструктивного параметра самого гидродвигателя, а величина q - от жесткости или податливости гидросистемы от характера силы сопротивления и технологической нагрузки на штоке.

Для определения значения q, характеризующего основные параметры кинематики штока, верхнее основание закона трапеции можно определить, если установить первый и последний перегибы закона движения штока, характеризующиеся значениями времени разгона t_1 и торможения t_2 или коэффициентов q_1 и q_2.

Теоретические значения t_1 и q_1 можно определить с помощью решения (19) на экстремум, а значения t_2 и q_2 - делением величины перебега штока C на среднюю длину хода штока s_0.

Для каждого гидродвигателя ВПД конструктивные параметры: максимальное значение хода перебега золотника C и средний ход штока s_0 заранее известны. Поэтому значение коэффициента торможения можно найти по формуле:

$$q_2 \approx \frac{c}{s_0}. \qquad (46)$$

Для определения значения коэффициента разгона q_1 надо вначале по предложенной выше формуле найти момент первого перегиба графика скорости движения по времени, а затем с помощью (23) вычислить q_1. Момент первого перегиба графика скорости штока определяется посредством приравнивая нулю первой производной из (19) со знаком (+):

$$t_1 = \frac{2}{\sqrt{a^2-4b}}\left(arctg\frac{a\sqrt{a^2-4b}}{a^2-2b} - \right.$$
$$\left. -arctg\frac{(am-nb)\sqrt{a^2-4b}}{a^2m-2bm-anb} + \pi n \right) \qquad (47)$$

где $-a = \frac{\varphi}{E}$; $b = \frac{1}{E(M+M_1)}$; $m = \frac{v_0 - \varphi(R+R_T)}{E(M+M_T)}$;

$$n = \frac{R+R_T}{M+M_T}.$$

Значение коэффициентов утечки φ и податливости гидросистемы E можно определить из (42) следующим образом:

$$\varphi = \frac{k}{F^2}, \qquad (48)$$

где k - коэффициент утечек, равный объему утечек за 1 секунду, отнесенных к 1 атм. (1 кгс/см^2) перепада давления, см^5/кгс; F - площадь поршня гидродвигателя, см^2.

Податливость E имеет обратную связь с жесткостью гидросистемы c и с учетом всех факторов реальной гидропередачи ее можно определить по формуле:

$$E = \frac{I}{c} = \frac{1}{100F}\left[2\left(\frac{\pi r^3 l_H}{E'\delta_H}\right) + \left(\frac{\pi r^2 l_H}{2E''}\right)\right], \qquad (49)$$

где r_0 - внутренний радиус трубопровода, см; l_H - длина нагнетательной линии, см; E' - модуль упругости материала трубы в нагнетательной линии, кгс/см^2; δ_H - толщина стенки трубы, см; E'' - модуль упругости рабочей жидкости в нагнетательной линии, кгс/см^2; F - площадь поршня гидродвигателя, см^2.

При расчетах модуля упругости для материала трубы можно брать $E' = 20\cdot 10^5$ кгс/см^2, а модуль упругости рабочей жидкости - $E'' = 0{,}14\cdot 10^5$ кгс/см^2 [70].

П р и м е р . Допустим, необходимо определить значение коэффициента установившегося движения q для гидропривода ВПД режущего аппарата. Масса ножа и штока с соединительными элементами составляет $M = 1{,}0$ кг (10 кгс). Податливость гидросистемы равна $E = 10^{-5}$ м/кгс; сила трения $R = 10$ кгс; технологическая нагрузка отсутствует: $R_T = 0$, $M_T = 0$; коэффициент утечек $\varphi = 10^{-2}$ м/кгс·с и скорость движения ножа $v = 3$ м/с. В качестве привода используется гидродвигатель ВПД со следующими параметрами: ход золотника $c = 10$ мм и ход штока гидродвигателя $S_0 = 90$ мм. Подставляя в уравнения (46) и (47) соответствующие значения факторов, получим $q_2 = 0{,}11$ и $t_1 = 0{,}0081$.

Из (28) находим, что один свой ход шток гидродвигателя совершает за время $t = \frac{s}{v} = \frac{0{,}09}{3} = 0{,}03$ с. Поэтому коэффициент разгона будет $q_1 = \frac{0{,}0081}{0{,}03} = 0{,}27$. Таким образом, используя формулу (26), определим, что значение коэффициента установившегося движения для указанного режима работы режущего аппарата с гидродвигателем ВПД будет

Определив значения q_1, q_2 и q и используя формулы (35), (36), (37), (40), (43), (44), можно найти все остальные кинематические, динамические и энергетические показатели рабочего органа с гидроприводом ВПД.

Как видно из универсальной формулы (19), на закон движения штока гидродвигателя существенное влияние оказывают гидравлические факторы: утечка φ и модуль упругости системы E; технологические факторы: сила трения R, сила сопротивления технологической нагрузке R_T, конструктивная масса, подвижный элемент M и технологическая масса M_T. Следовательно, для каждой гидросистемы закон движения штока гидродвигателя в зависимости от указанных факторов будет различным.

На закон движения рабочего органа влияет и конструктивно-кинематическое соединение приводного механизма (штока) гидродвигателя с исполнительным элементом рабочего органа, например, спинки ножа режущего аппарата со штоком гидродвигателя. В то же время, исходя из конструктивных параметров рабочих органов и выполнения ими технологических процессов, значения коэффициентов q_1, q и q_2, характеризующих кинематику и динамику гидропривода ВПД, для различных рабочих органов имеют различные ограничения, которые необходимо определить и учитывать при конструировании.

ГЛАВА IV. РАБОЧИЕ ОРГАНЫ ВПД С ГИДРОПРИВОДОМ ВПД

Одним из наиболее распространенных рабочих органов ВПД являются режущие аппараты сегментного типа сплошного резания.

Находясь в самом начале технологической схемы таких машин, как кормоуборочный, силосоуборочный, зерноуборочный комбайны, зерновые жатки, сенокосилки и т.д., они выполняют при уборке урожая важную операцию – скашивание различных видов сельскохозяйственных культур.

Каждый год в нашей стране скашивается более чем на 210 млн. га площадей силосных, зерновых, зернобобовых, травянистых и других культур. При этом более 90% общего объема работ выполняется режущими аппаратами сегментного типа с ВПД ножа.

Наиболее распространенными являются пальцевые режущие аппараты нормального резания с ходом ножа 76,2 и 90 мм и двухножевые беспальцевые режущие аппараты с одним и двумя подвижными ножами с ходом 50 и 76,2 мм.

Пальцевые режущие аппараты нормального резания устанавливаются на жатках силосоуборочных, зерноуборочных и кукурузоуборочных комбайнов, чаесборочных и чаечеканочных машин, однобрусных, многобрусных косилок, зерновых и зернобобовых жаток.

Двухножевые беспальцевые режущие аппараты устанавливаются на активном полевом делителе различных жаток, хедеров, на машине для черенкования виноградных лоз, жатках для уборки риса, скашивания подводных отростков и т.д.

В настоящее время объем производства режущих аппаратов с ВПД ножа от общего выпуска рабочих органов с ВПД составляет: пальцевых – 95%, беспальцевых с одним подвижным ножом 4%, беспальцевых с двумя подвижными и другими рабочими органами – 1%.

1. Пальцевой режущий аппарат с гидроприводом ВПД

Режущие аппараты сегментного типа с ВПД ножа впервые были предложены в 1833 г. Хусейя. Основы Теории жаток впервые были разработаны академиком В.П.Горячкиным (50) в начале XX века. Ему принадлежат первый теоретический первый теоретический расчет скорости, достаточной для срезания растений, первые исследования работы режущего аппарата сегментного типа и метод определения его основных параметров, теория бесподборного среза и т.д.

Исследованию режущих аппаратов с ВПД ножа многие свои работы посвятили советские ученые: В.А. Желиговский [58], А.М. Карпенко [75], М.Н. Летешнев [83], И.Ф. Попов [96], Н.И. Дроздов [65], Е.С. Босой [44], В.В. Деревенко [63], Н.Е. Резник [97], Е.С. Хазанов и Н.А. Богданов [105] и др. Все они были направлены на поиск наиболее рациональной конструкции режущего аппарата, улучшение параметров его режущих элементов, повышение износостойкости и долговечности лезвия ножа. При этом в качестве привода предлагалось принять кривошипно-шатунный механизм (механический), а законом его движения (скорость по времени) – синусоиду.

Только Г.К. Васильев [47,48] и А.А. Григорьев [55] рассмотрели выбор оптимального профиля кулачка в качестве привода режущего аппарата жаток вместе кривошипно-шатунного механизма с целью получения трапециеидального закона движения ножа при работе с механическим приводом. Ими было установлено, что скорость ножа в процессе резания превышает на 10-12% скорость, которая определяется технологическими требованиями чистоты среза, как в аппаратах нормального резания, так и в аппаратах низкого резания. Для устранения этого недостатка и выбора рационального профиля кулачка дается расчет, позволяющий пред-

ставить закон движения ножа (скорость по времени) в виде трапеции, что удовлетворяет технологическим требованиям, предъявляемым к рациональному приводу режущего аппарата. Но, как указано авторами, кулачковый механизм оказался конструктивно сложным и непригодным для скоростных режущих аппаратов.

Гидропривод ВПД к режущим аппаратам с ВПД ножа дает не синусоидальный, а трапециеидальный закон движения.

С целью определения оптимальных параметров и режимов работы режущего аппарата с гидроприводом, а также установления конструктивного и технологического ограничения, предъявляемого к исходным параметрам гидропривода ВПД, проанализируем процесс его работы.

Скорость и эффект резания. При работе режущего аппарата большое значение имеет скорость движения ножа. Чем выше его скорость, тем эффективнее процесс резания. Поэтому для характеристики скоростного режима работы такого аппарата достаточно определить скорость ножа в начале и конце резания.

На рис. 15 представлены диаграммы скоростей резания для ножа режущего аппарата нормального типа ($s = t = t_0$) в случае изменения скорости ножа по трапециеидальному закону (с гидроприводом ВД). При построении графиков скоростей было принято, что средние скорости ножей в области резания для обоих типов приводов равны; $v_{г.рез.} = v_{м.рез.}$. При этом коэффициент установившегося движения, характеризующий график скорости ножа с гидроприводом ВПД будет $q = 0,6125$ [10].

Скорость в начале резания. При определении скорости в начале резания обычно исходят из условия, что срез стеблей начинается после того, как они получают подпор со стороны вкладышей пальцев. Если количество растений, срезаемых сегментов, небольшое, и диаметр их мал, то начало резания можно отнести к моменту, когда лезвие сегмента пройдет путь x_H и точка A прикоснется к вкладышу в точке A_H (рис.

15). Этому моменту будет соответствовать скорость начала резания ножа с гидроприводом ВПД v'_H и с механическим приводом v_u. По такому допущению в начале резания скорость ножа с гидроприводом ВПД на 1,2% меньше, чем с механическим приводом. В действительности же скорость ножа с гидроприводом ВПД в начале среза больше, так как при большой густоте стеблей, особенно при уборке толстостебельных культур (кукурузы, подсолнечника и др.), после предварительного сжатия их набегающим сегментом резание начинается намного раньше. До начала резания в

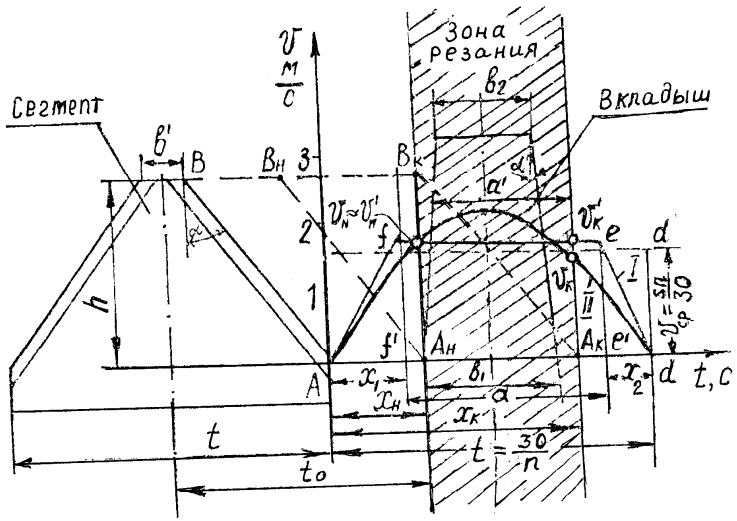

Рис. 15 Скорость ножа пальцевого режущего аппарата нормального типа: I- с гидроприводом ВПД, IIс механическим приводом и гидроприводом ВД.

определенный период f' A_H нож с гидроприводом ВПД имеет максимальную скорость. В то же время скорость ножа с механическим приводом или с гидроприводом ВПД от механического преобразовательного механизма имеет меньшее значение.

Скорость в конце резания. Скорость в конце резания определяется положением сегмента, когда точка B передней части сегмента пройдет путь x_k и соприкоснется с вкладышем в точке B_k (рис. 15). В этот момент скорость ножа с гидроприводом ВПД имеет значение v'_k, а с механическим приводом или с гидроприводом ВД - v_k.

Скорость в конце резания при изменении графика по закону трапеции (с гидроприводом ВПД) всегда больше, чем при изменении его по закону синусоиды (с механическим приводом или с гидроприводом ВД). Поскольку скорость в конце резания имеет важное значение, см. условие (8), то эффектом резания у режущего аппарата с гидроприводом ВПД $\lambda_{рез.}$ относительно механического привода и гидропривода ВД можно обозначить соотношением скоростей в конце резания:

$$\lambda_{рез.} = \frac{v'_k}{v_k}. \qquad (50)$$

Если сопоставить в этой формуле значения v'_k и v' из (7) и (33), получим эффект резания для пальцевого режущего аппарата с гидроприводом ВПД в сравнении с механическим приводом и с гидроприводом ВД.

$$\lambda_{рез.} = \frac{\frac{2}{1+q} v_{ср.}}{0,9 v_{ср.}} = \frac{2,22}{1+q}. \qquad (51)$$

Поскольку $q < 1$, см. (26), то при одинаковой средней скорости ножа, т.е. ч.д.х. ножа, скорость в конце резания режущего аппарата с гидроприводом ВПД будет всегда больше скорости в конце резания сегмента ножа с механическим приводом или с гидроприводом ВД.

Это позволит режущему аппарату уборочных машин, имеющих гидропривод ВПД, работать на более высоких скоростях. Например, при $q = 0,6125$ и одинаковых условиях, не снижая качества кошения, скорость уборочного агрегата,

имеющего режущий аппарат с гидроприводом ВПД, по сравнению с агрегатом, имеющим режущий аппарат с механическим приводом или с гидроприводом ВД, можно увеличить в $\lambda = -\frac{2,2}{1+0,6125} = 1,38$ раза, т.е. на 38%.

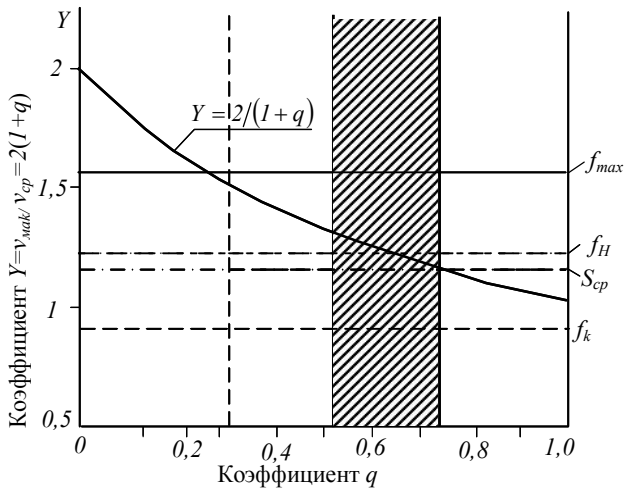

Рис. 16 Эффект резания с гидроприводом ВПД в зависимости от q: f_H, f_k, $f_{ср}$, $f_{мак}$ – соответственно, отношение скорости сегмента в начале и конце резания, средней и максимальной скорости резания к средней скорости сегмента с механическим приводом

На рис. 16 представлен график изменения отношений максимальной и средней скоростей ножа $\frac{v_{\max}}{v_{ср.}} = \frac{2}{1+q}$ в зависимости от значения q для пальцевого режущего аппарата. Для сравнения скоростных режимов работы двух типов приводов на этом же рисунке даны коэффициенты, соответственно характеризующие отношение скорости сегмента в начале и в конце резания, средней скорости резания и максимальной скорости ножа к средней скорости сегмента ножа с механическим приводом.

Рациональные кинематические параметры ножа. Как отмечено в предыдущей главе, значения безразмерных коэффициентов q_1, q_2 и q, характеризующие кинематику движения штока гидродвигателя ВПД и соединенного с ним рабочего органа, существенно влияют на кинематические и энергетические показатели гидропривода. Определение рационального значения этих коэффициентов, исходя из конструктивных параметров самого режущего аппарата, очень важно, ибо это позволяет выбирать параметры гидропередачи таким образом, чтобы наиболее эффективно использовать технологические и другие преимущества гидропривода ВПД для режущего аппарата.

Конструктивные параметры современных режущих аппаратов в достаточной мере удовлетворяют установленным требованиям. Поэтому рациональная кинематика движения ножа и значения указанных коэффициентов должны задаваться исходя из конструктивных параметров самого режущего аппарата.

Коэффициент установившегося движения q. При одинаковой средней скорости с уменьшением значения q увеличивается максимальная скорость ножа с гидроприводом ВПД, см. (33), что является выгодным, так как при этом увеличивается максимальная скорость резания в области установившегося движения ножа. Однако величину q нельзя уменьшить ниже определенного предела. Для обеспечения рациональной технологии кошения значения ее должны быть такими, чтобы скорость ножа в области резания ее должны быть такими, чтобы скорость ножа в области резания сохранялась постоянной. Как видно из рис. 15, несмотря на то, что нож режущего аппарата совершает путь s за один ход, процесс резания происходит лишь на расстоянии

$$a' = x_k - x_H = h\left(\mathrm{tg}\alpha + \mathrm{tg}\alpha'\right), \qquad (52)$$

где x_H - путь, пройденный лезвием сегмента от начала движения до начала резания; x_k - путь, пройденный лезвием сегмента от начала движения ножа до конца резания; h - высота лезвия сегмента; α - угол наклона лезвия сегмента; α' - угол наклона противорежущей кромки вкладыша (рис. 15).

Наиболее выгодное значение q (с учетом конструктивных параметров пальцевых режущих аппаратов как с ходом 76,2, так и 90 мм) лежит в пределе

$$q \geq \frac{x_k - x_H}{s} = \frac{a'}{S} = \frac{h}{S}\left(\mathrm{tg}\alpha + \mathrm{tg}\alpha'\right) = 0,46\,. \qquad (53)$$

Коэффициент торможения q_2. После срезания стеблей нож без нагрузки еще немного движется до крайней мертвой точки (рис. 15). Поэтому для обеспечения постоянной скорости в зоне резания значение q_2 (с учетом конструктивных параметров режущего аппарата) должно обеспечить условие:

$$q_2 \leq \frac{s - x_k}{s} = \frac{1}{s}\left\{s - \left[\frac{s - b_1}{2} + h\left(\mathrm{tg}\alpha + \mathrm{tg}\alpha'\right)\right]\right) = 0,25\,, \qquad (54)$$

где b_1 - нижнее основание противорежущей пластины.

Коэффициент разгона q_1. При известных значениях q_2 и q величину q_1 можно определить из формулы (26):

$$q_1 \leq 1 - \left(q + q_2\right) = 1 - \left(0,46 + 0,25\right) = 0,29\,, \qquad (55)$$

Таким образом, для пальцевого режущего аппарата с одинарным пробегом ножа наиболее рациональной кинематикой движения ножа является закон трапеции, где $q \geq 0,46$, $q_2 \leq 0,25$, $q_1 \leq 0,29$.

Процесс резания. Согласно теории, разработанной академиком В.П. Горячкиным [54], процесс резания стеблей, как и всякий процесс деформации, осуществляется двояким путем: статическим, медленным давлением силы P за счет ускорения, или динамическим, под действием импульса силы $P\Delta t$ за счет потери скорости. При статическом способе резания равновесие сил будет

$$P = m\frac{dv}{dt}, \qquad (56)$$

а при динамическом способе

$$\int_0^t P\Delta t = P_{ср.} \cdot \Delta t = m\Delta v, \qquad (57)$$

$$P_{ср.} = \frac{m}{\Delta t} \cdot \Delta v, \qquad (58)$$

где – секундная масса.

При работе с кривошипно-шатунным механизмом около мертвых точек нож имеет максимальное ускорение, но малую скорость, следовательно, в этих точках нож режет статически. Только около средней точки нож имеет максимальную скорость, но минимальное ускорение, следовательно, в этих точках он режет динамически, т.е. за счет скорости [50, 53].

С гидроприводом ВПД в области резания скорость ножа постоянна, а ускорение равно нулю, следовательно, стебли в процессе резания срезаются динамически, за счет потери скорости ножа (рис. 17):

$$P_{рез.} = m\frac{v_H - v_k}{t_{рез.}} = \frac{m}{t_{рез.}} \cdot \Delta v,$$

где $P_{рез.}$ - усилие резания стеблей; m - масса подвижных элементов (ножа, соединительного элемента и штока гидродвигателя): v_H - скорость в начале резания, равная максимальной скорости ножа; V_k - скорость в конце резания; $t_{рез.}$ - время резания.

Подставляя значение $v_H = v_{\max}$ в (59), можно найти скорость в конце резания у режущего аппарата:

$$v_k = \frac{1}{m}\left(mv_{\max} - P_{рез.} \cdot t_{рез.}\right). \qquad (60)$$

Значение $t_{рез.}$ зависит от диаметра стеблей. Для толстостебельных культур оно намного больше, чем для тонкостебельных, так как

$$t_{рез.} = \frac{d}{s\cos\beta} = \frac{d}{s \cdot \cos\beta} \cdot \frac{30}{n}, \qquad (61)$$

где d - диаметр стебля; s - ход ножа; β - угол наклона стебля в процессе кошения; n - ч.д.х. ножа; t - время одного хода ножа.

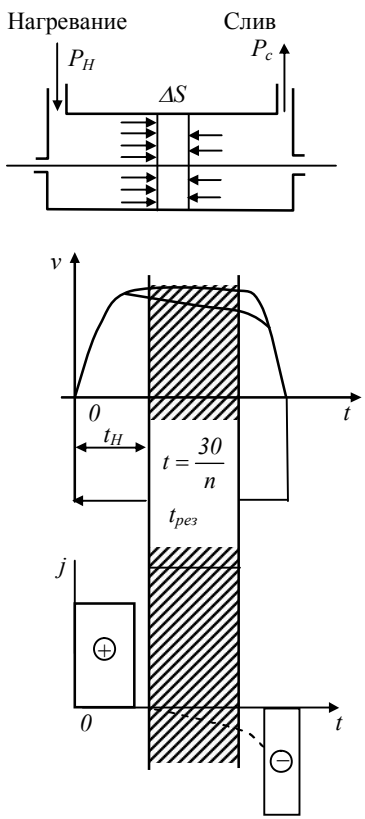

Рис. 17 Процесс резания ножом с гидроприводом ВПД.

Подставив значение $t_{рез.}$ в (60), получим

$$v_k = \frac{1}{m}\left(mv_{\max} - P_{рез.}\frac{d}{s \cdot \cos\beta} \cdot \frac{30}{n}\right). \qquad (62)$$

Как видно из формулы (62), с увеличением ч.д.х. ножа значение v_k увеличивается, т.е. приближается к $v_{\max}$.

При ч.д.х. ножа $n > 300$ ч.д.х./мин можно принимать $v_k \approx v_{\max}$. При работе с гидроприводом ВПД ножа равновесие сил в период резания можно записать в виде

$$\Delta s p_H = p_{рез.} + p_{тр.} + \Delta s \cdot P_c - mj \,, \qquad (63)$$

где p_H и p_c - давление в нагнетательной и сливной гидромагистралях, кгс/см^2; Δs - рабочая площадь поршня гидродвигателя, см^2; $p_{рез.}$ - сопротивление на резание стеблей, кгс; $p_{тр.}$ - сила трения, кгс; j - инерционные усилия, кгс.

Таким образом, при работе с гидроприводом ВПД Кинематическая энергия ножа на протяжении всего рабочего процесса способствует срезанию стеблей. При этом обеспечивается условие (12). На самом деле, исходя из формулы (63), можно записать:

$$P_{пр} = \Delta s \left(p_H - p_c \right) = p_{рез.} + p_{тр.} - mj \,, \qquad (64)$$

где $P_{пр}$ - приводная сила, требуемая для движения ножа при срезании стеблей.

Следует отметить, что при работе режущего аппарата с механическим приводом даже с кулачковым преобразователем, если закон движения ножа представляется в виде трапеции, с определенным установившимся движением, процесс резания будет происходить не за счет потерь скорости, а за счет дополнительной энергии, получаемой от источника питания. Это связано с тем, что механический привод является жестким (инерционным), а гидропривод гибким (не инерционным).

Коэффициент скольжения и величина рубки стеблей. коэффициент скольжения и величина рубки стеблей для ножей режущих аппаратов имеют важное значение, так как в зависимости от их соотношений изменяется величина силы резания, что, в свою очередь, влияет на энергетику технологического процесса резания и долговечность режущих эле-

ментов ножа. Значения указанных коэффициентов зависят от параметров самого режущего аппарата. Коэффициент скольжения определяется по формулам (53), (87).

$$\varepsilon_\tau = \frac{v_\tau}{v_n} = \operatorname{tg}\tau \,, \qquad (65)$$

где τ - угол скольжения; v_n и v_τ - нормальная и тангенциальная скорости.

В практике большой интерес представляет повышение коэффициента скольжения в процессе резания, так как с увеличением скольжения резца по материалу расход усилий на резание значительно уменьшается (50), (53), (87). На величину этого коэффициента существенное влияние оказывает поступательная скорость уборочного агрегата. Величины, составляющие v_n и v_τ зависят от скорости уборочного агрегата и скорости ножа (рис. 18а):

$$v_n = v_{аб} \cos\left(\theta - \alpha\right) = v_{кб} \sin\alpha + \frac{2}{1+q} v_H \cos\alpha \,, \qquad (66)$$

$$v_\tau = v_{аб} \sin\left(\theta - \alpha\right) = v_{кб} \cos\alpha - \frac{2}{1+q} v_H \sin\alpha \,. \qquad (67)$$

Поэтому коэффициент скольжения в процессе резания с гидроприводом ВПД ножа

$$\sigma_\tau = \frac{v_\tau}{v_n} = -\frac{v_{кб}\left(1+q\right)\cos\alpha - 2v_H \cdot \sin\alpha}{v_{кб}\left(1+q\right)\sin\alpha + 2v_H \cdot \cos\alpha} \,, \qquad (68)$$

где v_H - скорость ножа; $v_{кб}$ - скорость уборочного агрегата; q - коэффициент установившегося движения ножа; α - угол наклона лезвия сегмента ножа.

В процессе резания минимальное значение коэффициента скольжения ε_τ зависит от максимального значения скорости ножа $v_{\max}$. Допустим, что при одинаковых поступательных скоростях уборочного агрегата максимальные скорости ножей обоих режущих аппаратов (с гидроприводом ВПД и механическим приводом) одинаковы: $v'_{\max} = v_{\max}$. Тогда из

равенств (33) и (34) можно определить, что при $q > 0,274$ всегда коэффициент скольжения в процессе резания ножом с гидроприводом ВПД превосходит значение коэффициента скольжения ножа с механическим приводом.

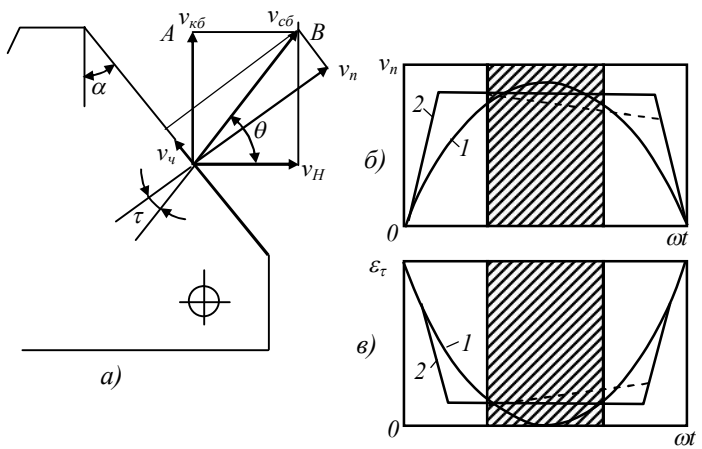

Рис. 18 Изменение коэффициента скольжения в процессе резания с различными приводами ножа: 1 – механическим, 2 – гидравлическим ВПД.

На рис. 18, б представлен график, где средние скорости в процессе резания с механическим приводом и гидравлическим приводом ножей одинаковы, т.е. $q = 0,6125$. На рис. 18, в показано изменение коэффициента скольжения с механическим и гидравлическим приводами ножа для данного режима. Как видно из этого рисунка, в процессе резания (заштрихованный участок) коэффициент скольжения лезвия ножа по материалу при работе его с гидроприводом ВПД намного больше, чем при механическом приводе, что способствует улучшению условий резания и меньшим затратам энергии. Коэффициент рубки при работе режущего аппарата с гидроприводом ВПД можно определить по формуле:

$$\varepsilon_p = \frac{v_п}{v_{аб}} = \frac{v_{нб}\left(1+q\right)\sin\alpha + 2v_{ср.}\cos\alpha}{\left(v_{нб}^2 - v_н^2\right)^{0,5}}. \qquad (69)$$

Этот коэффициент в мертвых точках получает минимальное значение, затем постепенно увеличивается. При работе ножа с гидроприводом ВПД максимальное значение ε_p получается в период установившегося его движения, а в случае механического привода – в середине хода ножа.

Построение траектории движения сегмента. При работе режущего аппарата уборочной машины каждый сегмент совершает один ход s, в то же время он переносится впереди на расстояние h. Построение диаграммы движения сегмента при работе режущего аппарата с кривошипно-шатунным механизмом выполняется следующим образом: полуокружность радиусом $s/2$ и путь, пройденный машиной h, делятся на одинаковое количество частей, проводятся вертикальные и горизонтальные линии, соединяются точки пересечения соответствующей линией, таким образом получается траектория движения сегмента ножа [83, 96, 100].

Для построения абсолютной траектории движения сегмента ножа с гидроприводом ВПД необходимо: боковые стороны и верхнее основание трапеции, а также путь, пройденный машиной за один ход ножа h (подача), разделить на одинаковое число частей; из полученных точек провести вертикальные и горизонтальные линии, соединить точки пересечения соответствующих линий. Полученная линия и будет траекторией движения сегмента. Имея одни и те же основания и различные высоты трапеции, можно получить семейство траекторий движения сегмента.

Определим взаимосвязь между параметрами графика скорости ножа и высотой трапеции, дающую возможность построить действительную траекторию движения сегмента.

Обозначим через h расстояние, которое уборочный агрегат, а следовательно и нож режущего аппарата, проходит за один ход s.

В период разгона, установившегося движения и торможения нож режущего аппарата при движении уборочного агрегата переместится вперед соответственно на расстояния h_1, h_0, h_2 (рис. 19).

Таким образом, расстояние

$$h = h_1 + h_0 + h_2 . \qquad (70)$$

На основании графика скорости ножа (рис. 19) можно определить сумму трех сторон трапеции:

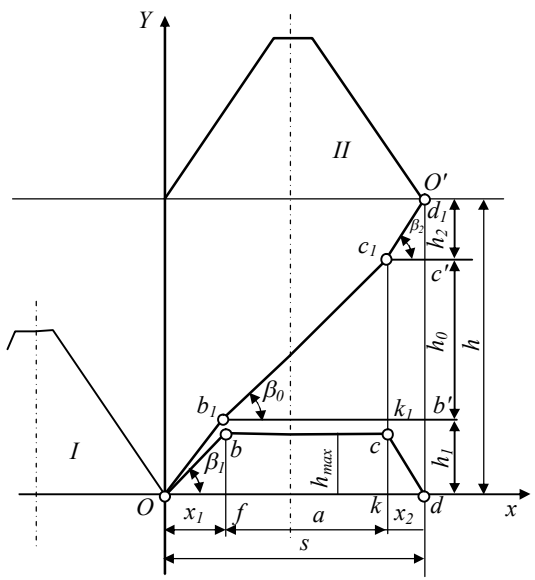

Рис. 19 Траектория абсолютного движения точки сегмента ножа режущего аппарата с приводом от гидродвигателя ВПД.

$$P = ab + bc + cd = \sqrt{h_{\max}^2 + x_t^2} + a + \sqrt{h_{\max}^2 + x_2^2} , \qquad (71)$$

$$x_1 + a + x_2 = s . \qquad (72)$$

Примем масштабы s и t одинаковыми с графиком, тогда, аналогично формулам (23), (24), (25), можно записать:

$$x_1 = q_1 s , \qquad (73)$$

$$x_2 = q_2 s . \qquad (74)$$

$$a = qs . \qquad (75)$$

Составим отношения:

$$\frac{h_1}{h} = \frac{1}{p}\sqrt{h_{\max}^2 + x_1^2} , \qquad (76)$$

$$\frac{h_0}{h} = \frac{a}{p}, \qquad (77)$$

$$\frac{h_2}{h_0} = \frac{1}{p}\sqrt{h_{\max}^2 + x_2^2} . \qquad (78)$$

Определим перемещение ножа уборочного агрегата: за период разгона

$$h_1 = \frac{h}{p}\sqrt{h_{\max}^2 + x_2^2} , \qquad (79)$$

за период торможения

$$h_2 = \frac{h}{p}\sqrt{h_{\max}^2 + x_2^2} , \qquad (80)$$

за период установившегося движения

$$h_0 = h\frac{a}{p} = h \cdot \frac{qs}{p} . \qquad (81)$$

Соответственно тангенс угла между абсолютной траекторией движения сегмента и осью, параллельной пальцевому брусу, будет:

в период разгона

$$\mathrm{tg}\beta_1 = \frac{h_1}{x_1} = \frac{\sqrt{h_{\max}^2 + x_1^2}}{x_1} \cdot \frac{h}{p} ; \qquad (82)$$

в период торможения

$$\mathrm{tg}\beta_2 = \frac{h_2}{x_2} = \frac{\sqrt{h_{\max}^2 + x_2^2}}{x_2} \cdot \frac{h}{p} ; \qquad (83)$$

в период установившегося движения

$$\mathrm{tg}\beta_0 = \frac{h}{p} \cdot \frac{v_{кб}}{v_{\max}} = \frac{1+q}{2} \cdot \frac{v_{кб}}{v_{ср}}. \qquad (84)$$

Кроме того, величина тангенса угла $\mathrm{tg}\beta_0$ есть отношение скорости уборочного агрегата к скорости ножа. Поскольку при установившемся ножа сегмент имеет максимальную скорость, то

$$\mathrm{tg}\beta_0 = \frac{h_0}{a} = \frac{hqs}{pqs} = \frac{h}{p}. \qquad (85)$$

Отсюда

$$p = \frac{2}{1+q} \cdot \frac{v_{ср}}{v_{кб}} \cdot h. \qquad (86)$$

Между перемещением уборочного агрегата за один ход ножа (подачей) и скоростью агрегата имеются зависимость:

$$p = 30\frac{v_{кб}}{n}, \qquad (87)$$

где n - ч.д.х. ножа в минуту. Значение h из (87) подставим в (86), получим сумму трех сторон трапеции в зависимости от хода ножа и коэффициента:

$$p = \frac{2}{1+q} v_{ср} \cdot \frac{30}{n} = \frac{2}{1+q} s. \qquad (88)$$

Произведя некоторые преобразования формул (71), можно найти, что

$$h_{\max} = \frac{1}{2(p-a)} \sqrt{(p-a)^2 - \left(x_1^2 - x_2^2\right)\Big]^2 - 4x_1^2 x_2^2}. \qquad (89)$$

Подставляя сюда значения p из формулы (88) и x_1, x_2, a из (73), (74), (75), получим высоту трапеции – график скорости ножа в зависимости от хода и коэффициентов, характеризующих скорость ножа с гидроприводом ВПД:

$$h_{\max} = \frac{s(1+q)}{2\left[2-q(1+q)\right]} \sqrt{\left[\left(\frac{2}{1+q} - q\right)^2 - \left(q_1^2 + q_2^2\right)\right]^2 - 4q_1^2 q_2^2} \qquad (90)$$

Таким образом, при известных значениях коэффициентов, характеризующих график скорости ножа q_1, q_2 и q, можем построить траекторию абсолютного движения сегмента в диаграмму резания режущего аппарата с гидроприводом ВПД. Для этого по формуле (89) или (90) находится значение $h_{\max}$, а из (73), (74), (75) – значения x_1, x_2, a. Строится траектория *obcd* (рис. 19). Затем строится траектория движения точки сегмента *O*. По формуле (88) определяется сумма трех сторон трапеции p. Подставляя значения $h_{\max}$, p, x_1, x_2, a в формулы (79), (80), (81), определяются перемещения (путь уборочного агрегата) за период разгона h_1, установившегося движения h_0 и торможения h_2.

Начиная от точки d, откладываются последовательно h_1, h_0, h_2. Из полученных точек b' и c' проводятся горизонтальные, а из вершин трапеции b и c вертикальные линии. Получающиеся от пересечения линий точки b_1 и c_1 лежат на абсолютной траектории точки сегмента O. Соединяя ob_1, b_1c', co', получим ломаную линию ob_1c_1o', которая является действительной траекторией точки сегмента O при перемещении уборочного агрегата за один ход ножа режущего аппарата. Аналогичные траектории описывают и остальные точки сегмента.

Анализ диаграммы резания. Построим и проанализируем диаграммы резания для ножей с гидроприводом ВПД и с механическим приводом. Допустим, что ч.д.х. ножей $n = 460$ ч.д.х./мин; ход ножей $s = 90$ мм; подача за один ход $h = 80$ мм; коэффициенты, характеризующие график скорости гидроприводного ножа: $q = 0,63$, $q_2 = 0,14$ (рис. 20). Для простоты ширины вкладыша принимаем постоянной и пренебрегаем скольжением стеблей по лезвиям вкладыша и сегмента. При движении сегмента от первоначального положения I до положения II и от III лезвия сегмента AB и

CD охватывают соответствующие площади ABB_1A_1 и CC_1D_1D. Траектории точек лезвий сегмента ножа с гидроприводом ВПД показаны контурными линиями, а с механическим приводом – пунктирными линиями. На рис. 20 площади резания стеблей гидроприводным ножом заштрихованы.

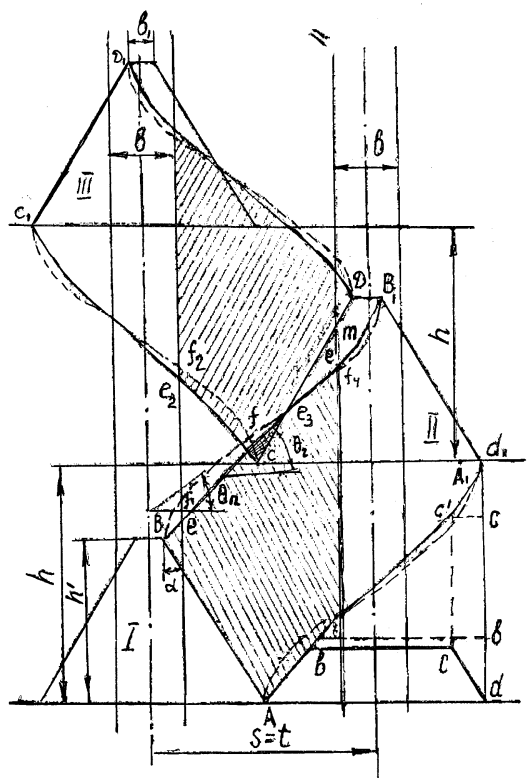

Рис. 20 Диаграмма резания лезвием сегмента ножей режущего аппарата с механическим приводом ВПД при *n=460* ч.д.х/мин; *h=80* мм *s= 90* мм *q =0,63, q₂= 0,14.*

При движении сегмент гидроприводного ножа не захватывает двух площадок - l_1ll_2 и l_3l_4m и два раза пробегает площадку lcl_3, а с механическим приводом не захватывает площадок f_1ff_2 и f_3f_4m и два раза пробегает площадку cff_2.

Растения, не срезанные при прямом ходе ножа и остающиеся на площадке l_2ll_2, при поступательном движении режущего аппарата наклоняются вперед и в точках l_3 и f_2 срежутся при обратном ходе режущей кромкой сегмента СД. Максимальные значения перегиба (наклона) стеблей будут, соответственно, ll_1 и f_1f_3. Анализ показывает, что незахваченные площадки, получаемые при работе сегментов ножей обоих типов приводов, равны.

Важным фактором, характеризующим эффективность той или иной диаграммы резания, является участок повторного срезания растений. Академик В.П.Горячкин указывал, что при анализе диаграмм среза иногда упускаются из виду те площадки, по которым нож проходит дважды, а между тем двойной пробег ножа, несомненно, должен быть признан более вредным, чем перегиб стеблей (50).

Действительно, при перегибе стеблей потери за счет высоты среза незначительно увеличиваются, но в то же время улучшаются условия среза, так как осуществляется косой срез, при котором уменьшается усилие на резание. При двойном же пробеге ножа стебель срезается два раза, на лезвие сегмента действуют дополнительно вертикальные усилия, создаваемые стеблем, вследствие чего сегмент изгибается в вертикальной плоскости и ослабляет заклепки, крепящие его к ножевой полосе. Одновременно растут затраты энергии на привод ножа и потери растительной массы. Здесь необходимо отметить, что вертикальные усилия, действующие на лезвия сегментов ножа при кошении тонкостебельных культур, не опасны. При кошении же толстостебельных культур эти усилия возрастают и становятся опасными и вредными. Поэтому при анализе диаграммы резания лезвием ножа, предназначенного для уборки толстостебельных культур, необходимо следить за тем, чтобы

площадки от двойного пробега ножа были бы как можно меньше.

Анализ диаграммы резания показывает, что при одинаковых условиях работы площадь двойного среза lcl_3 (при гидроприводе ВПД) меньше площади cff_3 (при механическом приводе). Это указывает на одно из существенных преимуществ гидропривода ножа с точки зрения технологии резания. Например, при $q = 0,63$ и $q_2 = 0,14$ площадка ece_3 на 18-20% меньше cff_3.

Поперечный и продольный отгиб стеблей. Одним из важнейших показателей в работе режущих аппаратов является срезание стеблей при их отгибе. Поперчный и продольный отгиб стеблей увеличивает высоту среза, а следовательно, потери урожая. Кроме того, под действием усилий, возникающих в процессе отгиба стеблей, деформируются сегменты режущего аппарата. Иногда эти деформации приводят к искривлению и поломке лезвий ножа и быстрому его износу.

Поперечный изгиб. При кошении режущим аппаратом часть стеблей наклоняется сегментами к пальцам и срезается (рис. 21, а). Это и есть поперечный отгиб, при определении которого исходят из предположения, что увлекаемый сегментом стебель отклоняется по абсолютной траектории сегмента. Величина поперечного отгиба стеблей зависит от расстояния между пальцами t_0, ширины пальца b и угла отгиба θ. Максимальный поперечный отгиб при отклонении стебля от пальца к пальцу можно определить по формуле:

$$q' = \frac{1}{\cos\theta}\left(t_0 - \frac{b}{2}\right). \qquad (91)$$

В случае применения ножа с механическим приводом величина угла $\theta_м$ (рис. 20) в процессе резания меняется. Минимальное значение этого угла получается в середине хода ножа:

$$\mathrm{tg}\theta_м = \frac{v_H}{r_\omega} = \frac{2}{\pi}\cdot\frac{h}{s}. \qquad (92)$$

При любом другом положении сегмента ножа угол $\theta_м$ увеличивается, следовательно, увеличивается и поперечный отгиб стеблей, см. (91).

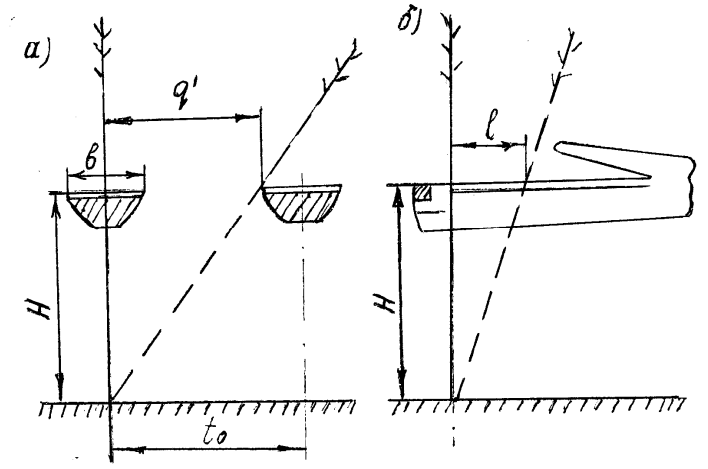

Рис. 21 К определению отгиба стеблей растений а – поперечный; б – продольный отгиб.

При работе ножа с гидроприводом ВПД в процессе резания угол $\theta_г$ не меняется (рис. 20), так как скорость резания постоянна:

$$tg\theta_г = tg\beta_0 = \frac{v_м}{v_{\max}} = \frac{1+q}{2}\cdot\frac{h}{s}. \qquad (93)$$

Следовательно, при равных параметрах и режимах работы ножа режущего аппарата с гидроприводом ВПД имеет место более высокое качество кошения и меньшая высота среза, чем с механическим приводом.

Поперечный отгиб стеблей у режущего аппарата с гидроприводом ВПД можно определить по формуле [10]:

$$q' = \left(t_0 - \frac{b}{2}\right)\sqrt{1 + \left(\frac{1+q}{2} \cdot \frac{h}{s}\right)^2}\ . \qquad (94)$$

Продольный отгиб. Продольный отгиб стеблей l_1 (рис. 21) зависит от высоты режущих частей сегмента h' и пути, проходимого машиной за один ход ножа h. Максимальный продольный отгиб стеблей по диаграмме резания ножом с гидроприводом определяется величиной отрезка $l_1 l_2$, с механическим приводом – отрезком $f_1 f_2$.

При одинаковых условиях резания продольный отгиб стеблей в случае применения ножа с гидроприводом ВПД также зависит от коэффициента q. Анализ диаграммы резания показывает, что с уменьшением этого коэффициента уменьшается значение продольного отгиба стеблей. При $q = 0{,}63$ продольный отгиб стеблей от ножа с гидроприводом ВПД всего лишь на 3% больше, чем от ножа с механическим приводом.

Условия невыскальзывания стеблей из-под лезвия в момент их перерезывания. При определении величины поперечного отгиба предполагалось, что стебель отклоняется сегментом от пальца к пальцу без скольжения его вдоль лезвия. В действительности же в процессе работы возникает скольжение стебля вдоль лезвия к заднему или переднему основанию сегмента. Желательно, чтобы стебель скользил к заднему основанию сегмента, так как при этом он хорошо удерживается между сегментом и вкладышем пальца и тем самым обеспечивает условие перерезки [54, 65, 83, 98].

Условие невыскальзывания стебля в процессе поведения его к пальцу вытекает из предположения, что горизонтальная проекция отклоненного стебля в любой момент располагается перпендикулярно лезвию сегмента или, в крайнем случае, отклоняется от нормали на угол, не превышающий угла трения. В соответствии с этим условием значение угла резания α при работе с механическим приводом ножа имеет вид

$$\mathrm{tg}\alpha \le \frac{v_{кб}}{v_{\max}} = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{h}{s}, \qquad (95)$$

где $v_{кб}$ - поступательная скорость уборочного агрегата;

$v_{\max}$ - максимальная скорость ножа.

При работе режущего аппарата с гидроприводом ВПД вышеуказанное условие имеет вид

$$\mathrm{tg}\alpha' \le \frac{v_{кб}}{v_{\max}} = \frac{1+q}{2} \cdot \frac{h}{s}. \qquad (96)$$

Как видно из (96), при одинаковых условиях с увеличением значения q уменьшается вероятность выскальзывания стеблей из-под сегмента ножа.

Из формул (95), (96) можно найти, что в одинаковых условиях при $q > 0{,}274$ вероятность выскальзывания стебля из-под лезвия сегмента ножа при работе с гидроприводом ВПД меньше, чем с механическим приводом или с гидроприводом ВД.

Рис. 22 характеризует условия работы ножа режущего аппарата с гидроприводом ВПД: $\mathrm{tg}\alpha > \frac{v_{кб}}{v_H}$ - стебель скользит к верхнему основанию сегмента; $\mathrm{tg}\alpha < \frac{v_{кб}}{v_H}$ - стебель скользит к нижнему основанию сегмента; $\mathrm{tg}\alpha = \frac{v_{кб}}{v_H}$ - стебель не скользит по лезвию сегмента.

Допустимая неравномерность хода штока гидродвигателя ВПД привода режущего аппарата. Допустимая неравномерность хода приводного механизма – одно из важных конструктивных и технологических ограничений для рационального привода режущих аппаратов, так как увеличение неравномерности хода, особенно в сторону уменьшения величины хода, может привести режущий аппарат в состояние непригодности. При этом растения у противореза не будут срезаться и нарушится технология резания.

Из рис. 15 легко можно определить допустимое значение неравномерности хода ножа:

$$s_{ш} = t_0 \pm \frac{1}{2}\left(b_1 + 2h\mathrm{tg}\alpha\right). \qquad (97)$$

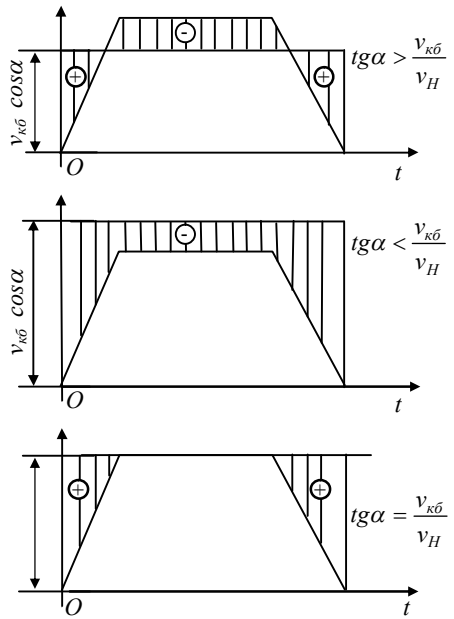

Рис. 22 Условия работы ножа режущего аппарата с гидроприводом ВПД при различных значениях отношения $v_{об}/v_H$.

Если сопоставить конструктивные значения, входящие в эту формулу параметров режущих аппаратов, получим: для режущих аппаратов с ходом 90 мм $s'_{ш} = t_0 \pm 13$ мм; при ходе 76 мм $s_{ш} = t_0 \pm 12$, т.е. неравномерность хода штока гидродвигателя привода ножа может быть ±12 мм для ножа с ходом 76 мм и ∓ 13 мм для ножа с ходом 90 мм.

2. Двухножевой режущий аппарат с гидроприводом ВПД

Двухножевые режущие аппараты с одним подвижным ножом. Двухножевые режущие аппараты в уборочных машинах данного типа выполняют важные технологические операции: срезание, обрезку, чеканку и т.д. Наибольшее распространение они получили на активных полевых делителях силосоуборочных, зерноуборочных комбайнов, зерновых жатках, виноградочеканочной машине, в машинах для обрезки деревьев и т.д.

Ход ножа у двухножевого режущего аппарата с одним подвижным ножом может быть 76 и 50 мм. Из них первый применяется на активных полевых делителях, в двухъярусных режущих аппаратах уборочных машин, а второй – в режущих аппаратах для чеканки винограда, обрезки деревьев и т.д.

Скорость резания. При одинаковых скоростях в процессе резания $(v^{г}_{рез} = v^{м}_{рез})$ величина коэффициента q установившегося движения ножа с гидроприводом для серийных двухножевых режущих аппаратов с одним подвижным ножом с ходом 76 мм равна 0,87, а при ходе 50 мм – 0,8.

На рис. 23 представлены два возможных варианта диаграммы резания двухножевого режущего аппарата с одним подвижным ножом с механическим приводом и с гидроприводом ВПД.

В первом варианте, когда $x_H > 0$, величины скоростей в конце резания с механическим приводом модно определить следующим образом:

$$v_k = r\omega \sin\left[\frac{\pi}{s}\left(x_H + 2h\mathrm{tg}\alpha\right)\right], \qquad (98)$$

а во втором варианте, когда $x_H = 0$ и $v_H = 0$,

$$v_k = r\omega \sin\frac{\pi}{s} 2h\mathrm{tg}\alpha. \qquad (99)$$

Скорость в начале резания, как с механическим, так и гидроприводом ножа, для серийных двухножевых режущих аппаратов с одним подвижным ножом, где $x_H = 0$, совпадает областью в начале разгона. Это является отличительной особенностью процесса резания у двухножевых режущих аппаратов в сравнении с пальцевым режущим аппаратом жатвенных машин [13].

Скорость ножа в процессе резания с гидроприводом ВПД в 1,5-2 раза больше, чем при работе таких же типов режущих аппаратов с механическим приводом или с гидроприводом ВД (рис. 23). Это доказывает очевидное преимущество гидропривода ВПД для двухножевого режущего аппарата.

В первом варианте (рис. 23, *а*) эффект резания составляет

$$\lambda_{рез} = \frac{v_k'}{v_k} = \frac{4}{(1+q)\pi \sin\frac{\pi}{s}\left(x_H + 2h\mathrm{tg}\alpha\right)}; \qquad (100)$$

во втором варианте (рис. 23, *б*)

$$\lambda_{рез} = \frac{v_k'}{v_k} = \frac{4}{(1+q)\pi \sin\frac{\pi}{s} 2h\mathrm{tg}\alpha}. \qquad (101)$$

Процесс резания стеблей двухножевым режущим аппаратом с гидроприводом ВПД ножа осуществляется аналогично как пальцевым, - динамически, согласно условию (59). Только в случае $x_H = 0$ или близком к этому в период разгона срез может осуществляться статически, за счет ускорения (рис. 23, *б*).

Коэффициент скольжения и величину рубки стеблей двухножевым режущим аппаратом также можно определить по формулам (68) и (69). Как показывает анализ, при одинаковых условиях коэффициент скольжения у двухножевого режущего аппарата с гидроприводом ВПД ножа $q \geq 0,274$ превышает по величине коэффициенты скольжения у режущего аппарата с механическим приводом и с гидроприводом ВД, что благоприятно сказывается на

условиях резания и невыскальзывания стеблей из-под лезвий ножа.

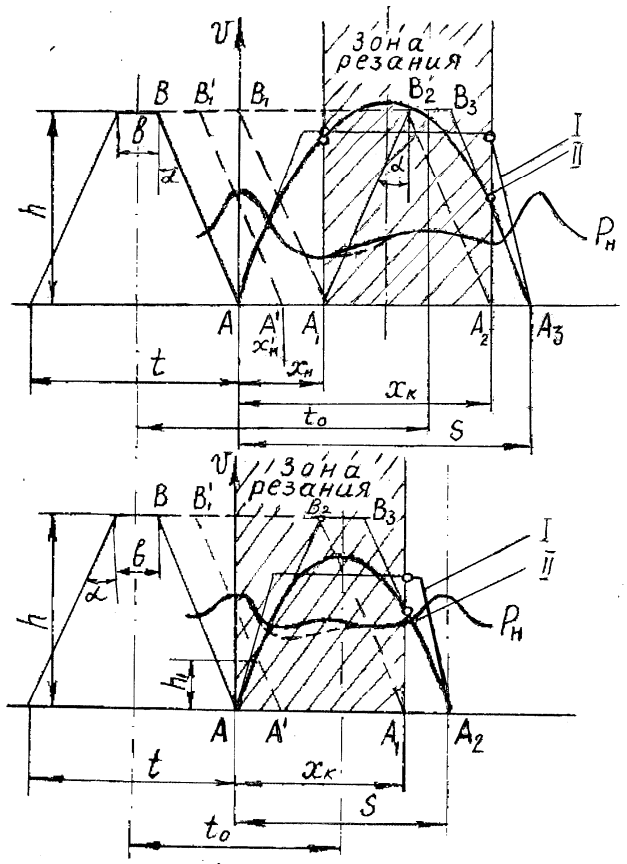

Рис. 23 Диаграмма скоростей резания двухножевого режущего аппарата с одним подвижным ножом: а) при $t_0=s>t$ б) при $t_0=s=t$

При построении диаграммы резания двухножевого режущего аппарата можно воспользоваться предложенной выше методикой.

Рациональные значения коэффициентов установившегося движения, разгона, торможения ножа, обеспечивающие постоянную скорость в зоне резания, можно определить

исходя из конструктивных размеров режущего аппарата, по условиям, определяемым формулами (52)-(55). Подставив конструктивные значения элементов двухножевого режущего аппарата содним подвижным ножом отечественного и зарубежного производства в указанные формулы, получим, что при условиях $q \geq 0,5$, $q_2 \leq 9,14$ и $q_1 = 0$ в области резания обеспечивается постоянная скорость ножа.

Величина неравномерности хода штока гидродвигателя для привода двухножевого режущего аппарата с одним подвижным ножом не должна превышать величины верхнего основания сегмента, т.е. если ход ножа равен s, а верхнее основание сегмента b, то для нормального резания колебания хода штока гидродвигателя в технологических режимах его работы должны изменяться в пределах $s_ш = s \pm b = s \pm 12$ мм.

Двухножевые режущие аппараты с двумя подвижными ножами. Двухножевые режущие аппараты с двумя подвижными ножами находят применение на рисовых жатках, в двухъярусных режущих аппаратах ряда машин, например, для скашивания морских водорослей и т.д. В процессе работы таких аппаратов за счет взаимной компенсации инерционных усилий встречными ножами на основание аппарата передается значительно меньшая вибрация. Ход ножа может быть 50 мм с полупробегом сегментов и 100 мм с одинарным пробегом сегментов.

Рациональные кинематические параметры ножа. По указанной выше методике расчета с учетом конструктивных параметров из рис. 24 легко можно определить, что для поддержания постоянной скорости в области резания режущего аппарата с двумя подвижными ножами коэффициенты разгона, установившегося движения и торможения ножа $s = 50$ мм, $q_2 \geq 0,2$ и $q \geq 0,23$: для режущего аппарата с одинарным пробегом ножа $q_1 \geq 0,3$, $q_2 \geq 0,1$ и $q \geq 0,6$.

Скорость резания. При работе режущего аппарата с двумя подвижными ножами скорость резания равна сумме скоростей первого и второго ножей. Анализ процесса резания

таким аппаратом показал, что при $t_0 - t > 2htg\alpha$ наиболее рациональной величиной хода ножа является $s = t_0 - t$. При этом разница между максимальной и минимальной величинами скорости резания будет наименьшей как при механическом приводе, так и при гидроприводе ВПД.

Установлено, что с увеличением хода ножа скорость резания ($v_{\max}$ и $v_{\min}$) возрастает [13]. С изменением величины хода ножа от $\frac{t_0 - t}{2}$ до $t_0 - t$ скорость увеличивается от нуля до двух. Причем, в этих пределах рост скорости резания как максимальной, так и минимальной происходит интенсивнее. При $s > t_0 - t$ интенсивность увеличения скорости резания уменьшается. Если принять рост скорости резания $\frac{v}{s}$, получим что с увеличением хода ножа значение $\frac{v}{s}$ возрастает до предела хода ножа $s = t_0 - t$, после чего начинает уменьшаться. При этом отношение $v_{\max} / v_{\min}$ получает наименьшее значение. Это дает основание сделать вывод, что наиболее рациональным соотношением между ходом ножа и конструктивными параметрами двухножевого режущего аппарата является $s = t_0 - t$, которое должен обеспечивать приводной механизм.

При изменении скорости ножа у режущего аппарата с двумя подвижными ножами согласно закону трапеции скорость резания складывается из максимальных скоростей двух ножей:

$$v_{рез} = 2v_{\max} = \frac{4}{1+q} v_{ср}. \qquad (102)$$

Эффект резания аппаратом с двумя подвижными ножами с гидроприводом ВПД можно определить по следующей формуле:

$$\lambda_{рез} = \frac{v'_k}{v_k} = \frac{4}{(1+q)\pi \sin\frac{\pi}{s} x_k} \qquad (103)$$

Процесс резания у двухножевого режущего аппарата с двумя подвижными ножами с гидроприводом ВПД, как и у других режущих аппаратов с таким приводом, протекает динамически.

Для построения диаграммы резания и других технологических и агротехнических показателей режущего аппарата с двумя подвижными ножами можно использовать указанные выше методы расчетов по пальцевым режущим аппаратам и по двухножевым режущим аппаратам с одним подвижным ножом.

Качественные показатели работы режущих аппаратов можно определить по диаграмме резания.

Если критерием определения качественных показатеелей принять отгиб стеблей и сравнить изменение величины отгиба стеблей в пальцевом и двухножевом режущем аппарате с механическим и гидравлическим приводом ножа, увидим, что в случае с гидроприводом ВПД отгиб стеблей получается сравнительно меньше, чем при механическом приводе ножа (рис. 24).

При прочих одинаковых параметрах сегментов и режимов работы в режущем аппарате с двумя подвижными ножами отгиб стебля получается меньше, чем у аппарата с одним подвижным ножом. Это показатели у режущих аппаратов с гидроприводом ВПД меньше, чем при механическом приводе. Причем, с увеличением подачи на нож разница между предельным отгибом с двумя типами приводов увеличивается. Например, если при подаче на нож 30 мм продольный отгиб стеблей пальцевого режущего аппарата с механическим приводом составляет 55 мм, а с гидроприводом ВПД 45 мм, то при подаче 60 мм отгиб стеблей того же режущего аппарата с механическим приводом ВД – 88 мм, т.е. с увеличением подачи в два раза разница между продольным отгибом режущего аппарата с двумя типами

приводов увеличилась более чем в два раза $\left(\frac{110-88}{45-55} = \frac{22}{10} = 2{,}2\right)$. Такая же закономерность сохраняется и у двухножевых режущих аппаратов (рис. 24). Поперечный отгиб стеблей у режущего аппарата с механическим приводом меньше, чем у такого же аппарата с гидроприводом ВПД, всего лишь на 3-5%. Причем с увеличением подачи эта разница изменяется незначительно.

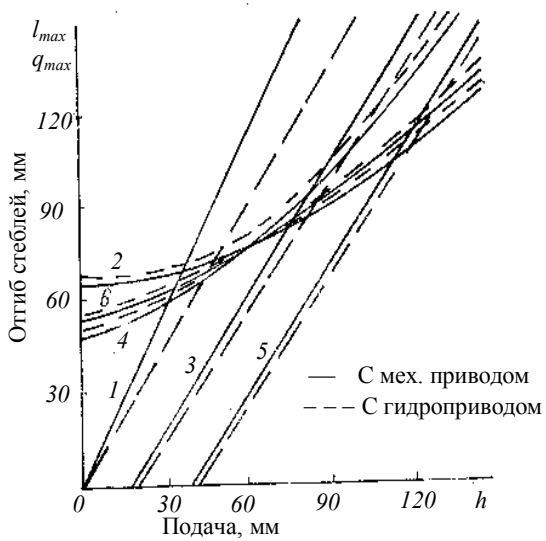

Рис. 24 Максимальные продольные *l* и поперечные q_u отгибы степеней у различных типов режущих аппаратов с механическим и гидравлическим приводами ножа: *1* – продольные отгибы; *2* – поперечные отгибы у пальцевого режущего аппарата; *3* – продольные отгибы; *4* – поперечные отгибы у двухножевого режущего аппарата; *5* – продольные отгибы; *6* – поперечные отгибы у двухножевого режущего аппарата с двумя подвижными ножами.

С учетом конструктивных параметров неравномерность хода ножа у режущих аппаратов с двумя подвижными ножами (50 и 100 мм) составляет:

$$s = t_0 \pm (10 + 12\ \text{мм}).$$

3. Работа пальцевого режущего аппарата с гидроприводом ВПД

Из вышеприведенного анализа видно, что основные показатели рабочих органов с гидроприводом ВПД существенно зависят от величины хода s и от величины коэффициентов разгона q, установившегося движения q_1 и тормо жения q_2 штока гидродвигателя, так как изменение этих параметров заметно влияет на технологический процесс: на кинематику, динамику и энергетику гидропередачи. Поэтому определение экспериментальных значений указанных параметров, а также установление закономерности их изменения в зависимости от режима работы рабочего органа являются важным фактором и требуют экспериментального изучения.

Исследования проводились в лабораторных и полевых условиях на макетном образце скоростного силосоуборочного комбайна КСС-26 «Богатырь» (рис. 25). На режущий аппарат в качестве привода ножа устанавливались гидродвигателя ВПД с различными параметрами. Температура рабочей жидкости (масло ДП-11) в гидросистеме поддерживалась в пределах 60-65°, масса подвижных элементов на штоке гидродвигателя составляла 1 кгс^2/м. Все это позволило обобщить экспериментальные данные.

Ход ножа. Исследования показали, что с ростом ч.д.х. норма в процессе работы ход штока увеличивается (рис. 26) и в пределах 100÷1000 ч.д.х./мин имеет эмпирическую зависимость:

$$s' = s_0'' + \frac{n}{100}, \qquad (104)$$

где s' - действительный ход штока, мм; s_0 - конструктивный средний ход штока гидродвигателя, мм; n - ч.д.х. штока, мин.

Увеличение хода штока объясняется тем, что с возраста-

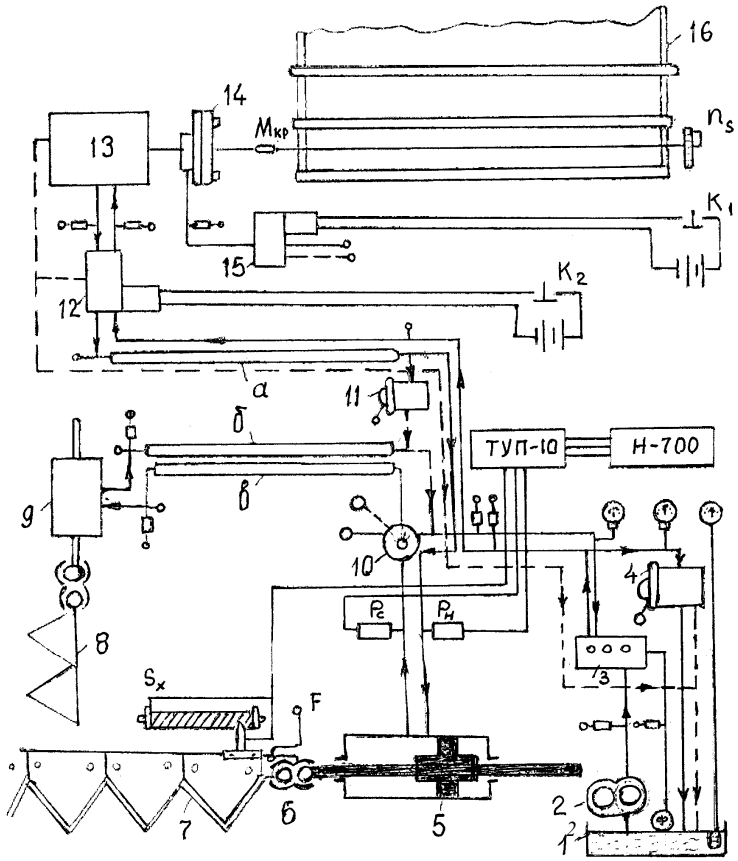

Рис. 25 Гидравлическая и измерительная схема комбайна КСС – 2,6 "Богатырь" в агрегате с трактором с новой гидросистемой: *1* – масляный бак; *2* – насос; *3* – распределитель; *4* – дроссель в кабине трактора; *5,9* – гидродвигатель ВПД пальцевого режущего аппарата с одним подвижным ножом; *6* – соединитель; *7,8* – нож режущего аппарата и делителя; *10* – гидрокран; *11* – дроссель на снице комбайна; *12* и *15* – электрогидравлический золотник; *13* – гидромотор ВД привода выгрузного транспортера; 14 –гидромуфта; *16* – выгрузной транспортер; *Ф* – фильтр; P_n – давление нагнетания; P_c – давление слива; t – температура в масляном баке; S_k – линейный реохорд; *F* – датчик усилия на ноже; n_s – реохорд ВД; $M_{кр}$ – датчик крутящего момента; *К* – контакты подачи электросигнала о пуске и остановке выгрузного транспортера; *а* – ось комбайна; *б* – тарцион комбайна; *в* – ось мотовила; *I-IV* – точки измерения давления гидромагистрали в гидросистеме

нием числа колебаний их инерционные силы растут пропорционально квадрату, поэтому увеличивается инерционный пробег штока после переключения золотника, а следовательно, увеличиваются ход штока и ход соединенного с ним ножа.

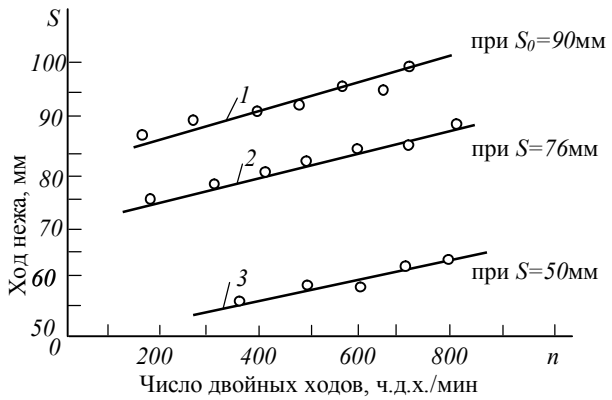

Рис. 26 Изменение хода ножа режущего аппарата в зависимости от ч.д.х. ножа при работе с различными гидродвигателями ВПД.

Такое увеличение хода штока объясняется тем, что с возрастанием числа колебаний их инерционные силы растут пропорционально квадрату, поэтому увеличивается инерционный пробег штока после переключения золотника, а следовательно, увеличиваются ход штока и ход соединенного с ним ножа.

Такое увеличение хода ножа позволяет регулировать число колебаний, работать на максимально возможных скоростях движения (подачах) уборочного агрегата, без ухудшения качества работы режущего аппарата.

Ход штока гидродвигателя может изменяться в пределе

$$s_0 - c < s_ш < s_0 + c, \qquad (105)$$

где c - максимальный перебег штока после переключения золотника управления гидродвигателя ВПД.

Скорость ножа. Анализ полученных осциллограмм и кинограмм показал, что график скорости штока гидродвигателя ВПД по времени за каждый ход представляет собой геометрическую фигуру, близкую к трапеции (рис. 27).

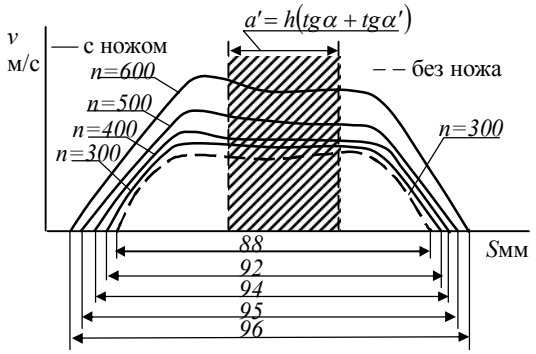

Рис. 27 Изменение скорости и хода шока гидродвигателя привода ножа режущего аппарата при различных ч.д.х. ножа

Без нагрузки скорость штока гидродвигателя изменяется так, что время, затрачиваемое на разгон или на торможение одинаково и в каждом из этих случаев составляет примерно 9-10% от общего времени на ход штока [16]. При этом график изменения скорости штока гидродвигателя представляет собой фигуру, близкую к равнобочной трапеции.

Под нагрузкой при работе гидродвигателя с ножом между временем, необходимым для разгона и торможения, имеется разница, причем для разгона ножа времени затрачивается больше. Это объясняется тем, что при разгоне ножа силы трения в режущем аппарате и двигателе направлены в сторону, противоположную скорости, что препятствует быстрому нарастанию последней. При торможении же, напротив, силы трения способствуют остановке рабочего органа. До момента остановки силы трения создают добавочное тормозное усилие, что подтверждает теоретические выкладки, см. (19).

Коэффициент установившегося движения ножа. В экспериментах по определению коэффициентов q, q_1 и q_2 при различных ч.д.х. записывались перемещения ножа. Затем путем дифференцирования перемещений по времени строились графики скоростей ножа, из которых для каждого ч.д.х. определялось отношение времени установившегося движения и торможения ножа к общему времени на один ход ножа. Как

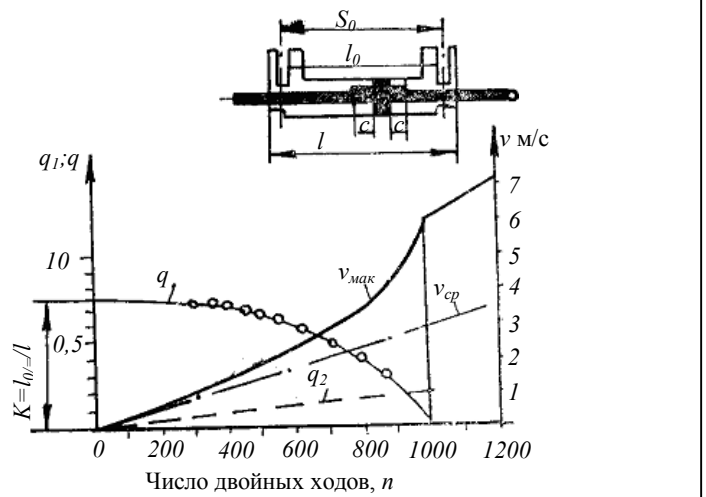

Рис. 28 Зависимость значений q, q_2, $v_{мак}$, $v_{ср}$, от ч.д.х ножа
n – ч.д.х ножа

видно из графиков, с увеличением ч.д.х. штока значение q уменьшается (рис. 28) и имеет место зависимость

$$q = \lambda\sqrt{1-\left(\frac{n}{1000}\right)^2}, \qquad (106)$$

где n - ч.д.х. штока в минуты; λ - коэффициент, характеризующий конструкцию гидродвигателя:

$$\lambda = \frac{s_0 - c}{s_0 + c}, \qquad (107)$$

где s_0 - средний ход штока гидродвигателя, мм; c - максимальный пробег штока, т.е. ход штока гидродвигателя после реверсирования золотника, мм.

У существующих гидродвигателей конструкции ВИСХОМ, отвечающих требованиям, предъявляемым к неравномерности хода штока режущих аппаратов с ВПД ножа, $c = 13$ мм. Поэтому при ходе штока $s = 90$ мм коэффициент $\lambda = 0,745$; при $s = 76$ мм, $\lambda = 0,72$; при $s = 50$ мм; $\lambda = 0,59$; при $s = 30$ мм; $\lambda = 0,395$.

Анализ данных по исследованию гидродвигателей с различным ходом штока и выражений (104), (106) показывает, что с уменьшением хода штока при постоянном значении c уменьшается величина q. При этом закон движения штока приближается к синусоиде, а при $\lambda = 0$ и $q = 0$ (идеальный случай) она представляется в виде треугольника. По мере увеличения хода штока графически закон движения его приобретает более трапециеидальную форму.

Исследованиями закона движения гидродвигателей с различными ходами штока, также проведенные В.В.Ведерниковым [49,50], подтверждают достоверность выведенных выше аналитических выражений. Эти результаты нашли подтверждение и в работах болгарских ученых: Капитанова Д.А. [72], Малчева Ц. и Станцева В. [100], Васильева В., Мешкова Л. [108].

С увеличением ч.д.х. ножа значение q уменьшается (рис. 27) и лежит в пределах условий, обеспечивающих постоянную (рациональную) скорость для рабочих органов уборочных машин ВПД и КД. Уменьшение q объясняется тем, что с увеличением частоты движения штока возрастает инерционная нагрузка. В начале хода шток гидродвигателя испытывает большое внешнее сопротивление и, следовательно, на увеличение скорости от нуля до максимума затрачивается большое время (период разгона t_1). Кроме того, при большой инерционной нагрузке после переключения

золотника увеличивается время пробега штока – период торможения t_2. Это приводит к уменьшению времени установившегося движения штока и значение q уменьшается, см. (25). Уменьшение q с увеличением n желательно, так как при этом возрастает скорость рабочего органа, см. (33), что дает возможность увеличить поступательную скорость уборочного агрегата не ухудшая качества работы.

Коэффициент торможения штока q_2 и разгона q_1. По мере возрастания частоты движения увеличиваются ход и перебег штока гидродвигателя после переключения золотника, тем самым изменяется величина времени торможения относительно общего времени на один ход, т.е. изменяется коэффициент торможения штока. Величину этого коэффициента можно определить по формуле:

$$q_2 = \frac{c}{s} \qquad (108)$$

Анализ графиков скоростей показал, что с увеличением ч.д.х. ножа коэффициент q_2 изменяется в небольших пределах – от 0,10 до 0,14 (рис. 28), что обеспечивает постоянную скорость ножа режущего аппарата жатвенных машин. Величина коэффициента торможения особенно не влияет на изменение значения q. Следовательно, на изменение q в основном влияет коэффициент разгона штока q_1. При известных значениях q_2 и q величину q_1 можно определить из (26).

Ускорение и инерционная нагрузка на штоки. Пики давлений. Для определения характера изменения ускорения рабочего органа с гидроприводом ВПД с помощью скоростной киносъемки был снят рабочий процесс ножа режущего аппарата с приводом от гидродвигателя ВПД, который имеет средний конструктивный ход штока гидродвигателя 50, 76, 90 мм. Скорость съемки 1200 кадров в секунду. Обработанные данные по скоростной съемке – зависимость изменения величины скорости и ускорения ножа от времени – показали, что всякие волновые процессы с однократным

возбуждением, скорость ножа с гидроприводом ВПД в конце разгона получают максимальные значения (рис. 29). Скорость в

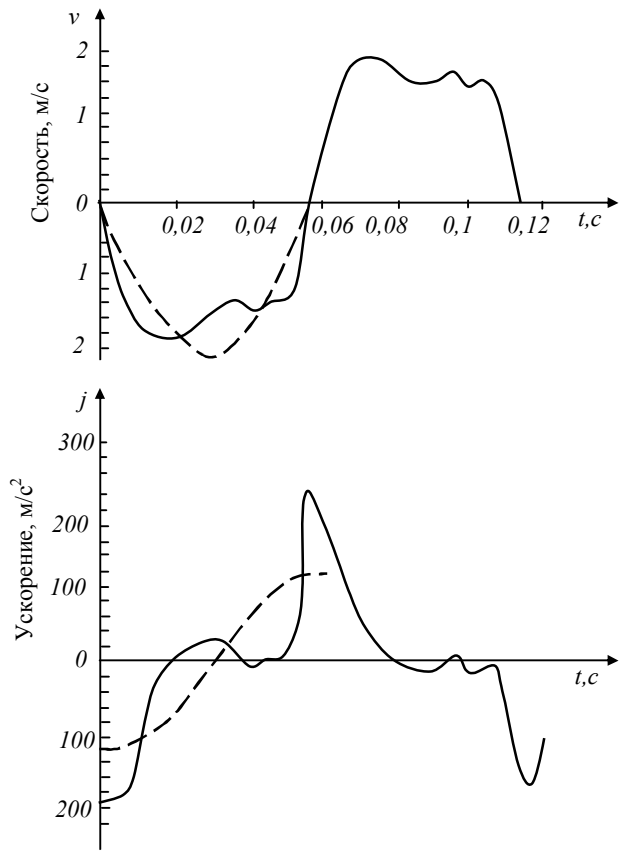

Рис. 29 Графики скорости и ускорения ножа режущего аппарата сенокосилки КС-2,1, полученные в результате обработки скоростной киносъемки (частота съемки 1200 кадров в сек.) при холостом ходе режущего аппарата *n=525* ч.д.х./мин. Привод от гидродвигателя ДГ-76-80

период установившегося движения непостоянна и изменяется в пределах $\mp 10\%$ от максимальной. На неравномерность хода ножа в период установившегося движения влияют неравномерная подача потока жидкости от насоса к гидродвигателю и неравномерное сопротивление по ходу

движения режущего аппарата со стороны прижимов сегмента.

Гидропривод, как и другие немеханические приводы, гибкий и поэтому ускорения в области разгона и торможения имеют плавные переходы.

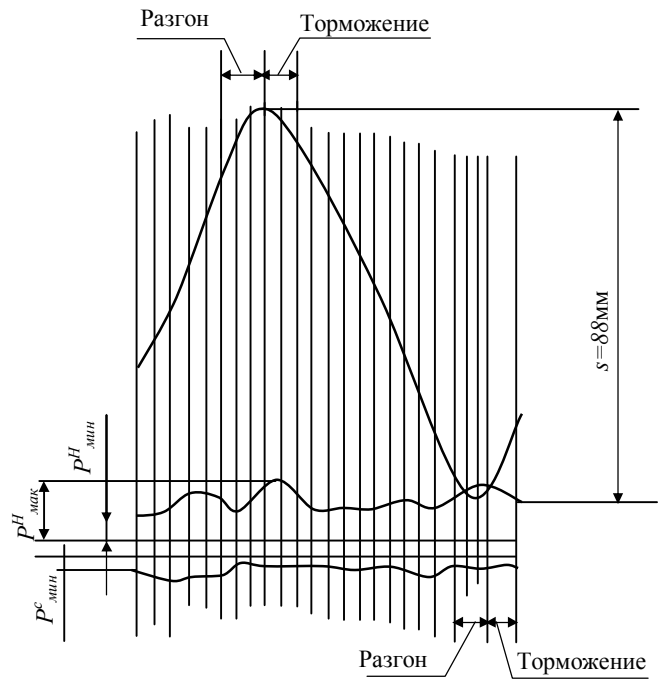

Рис. 30 Пример зависимости на осциллограмме процесса работы режущего аппарата с гидроприводом ВПД: *1* – перемещение ножа; *2* – давление в нагнетательной линии; *3* – давление в сливе; *s* – ход ножа.

Максимальная инерционная нагрузка на штоке гидродвигателя ВПД получается в зоне торможения, где происходит гашение инерционных нагрузок. Если просмотреть осциллограмму записей, то можно увидеть, что давление в нагнетательной линии имеет колебания. В каждом цикле имеются максимум ($P_{\max}$) и минимум ($P_{\min}$) давлений (рис. 30). Разницу между максимальным и минимальным давлениями в

нагнетании можно назвать пиком давлений в гидромагистрали:

$$P_n = P_{\max} - P_{\min} \qquad (109)$$

Чем меньше эта разница, тем лучше будет работать гидросистема трактора. Опыты показали, что при одинаковом ч.д.х. ножа в полевых условиях при срезе стеблей разница максимальных и минимальных давлений в системе уменьшается, т.е. под нагрузкой гидросистема работает более плавно, чем при холостом ходе ножа. Это говорит о том, что при работе гидропривода ВПД малая подача на нож невыгодна. Поэтому для улучшения плавности работы гидросистемы необходимо увеличивать подачу стеблей на нож, т.е. повышать поступательную скорость уборочного агрегата.

Снижение разницы давлений $P_{\max}$ и $P_{\min}$ при срезании объясняется тем, что в процессе резания нож уменьшает свою скорость и в зону торможения поступает с меньшей скоростью (рис. 17), следовательно, уменьшаются инерционные усилия в конце хода ножа. Инерционное усилие, получаемое от разности давлений в нагнетательной линии, можно выразить формулой:

$$P_1 = P_n \cdot (\Delta s) = (P_{\max} - P_{\min}) \cdot \Delta s\,, \qquad (110)$$

где P - разность максимального и минимального давлений в нагнетательной магистрали; Δs - рабочая площадь поршня.

Скорость ножа в процессе резания, усилия резания. При различных ч.д.х. ножа одновременно производилось перерезывание различного количества стеблей с целью проверки предположения о том, что в процессе резания ножом с гидроприводом срез должен осуществляться с потерей скорости, т.е. за счет кинетической энергии ножа.

В процессе исследований при $n = 500$ ч.д.х./мин в режущий аппарат посредством специально разработанного питающего устройства подавались одновременно 2 стебля, затем 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16 стеблей и каждый раз на осциллограмму записывались перемещение ножа s, давление в наг-

нетательной и сливной магистралях P_H и P_c. При обработке осциллограмм определяли степень уменьшения скорости ножа и увеличения давления в нагнетательной магистрали при различных нагрузках на нож.

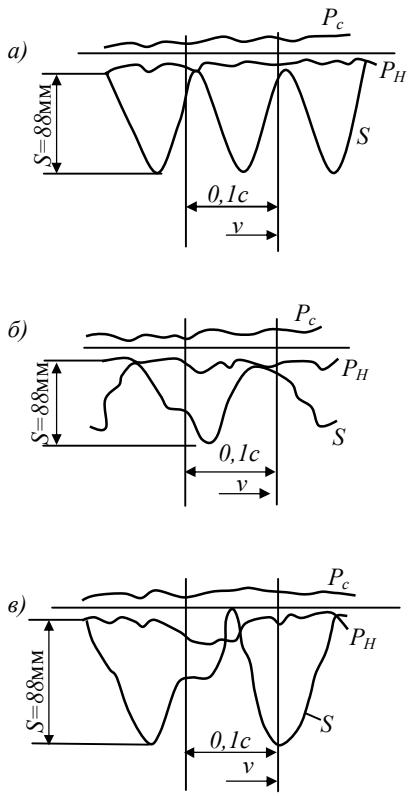

Рис. 31 Осциллограммы записей *s*, P_H и P_c гидродвигателя ДГ 90А при различных режимах работы: *а* – с подсоединенной спинкой ножа; *б* – с ножом, срез 16 стеблей кукурузы диаметром *20* мм; *в* – с ножом, срез 6 палок (сосны) диаметром *23* мм

Опыты показали, что в процессе резания стеблей максимальное значение скорости ножа с момента встречи его с технологической нагрузкой уменьшается (рис. 31), что доказывает правильность выдвинутого ранее предположения. В то же время определено, что при перерезывании от одного до восьми стеблей диаметром 22 мм давление в нагнетательной магистрали не увеличивается, а при большой нагрузке – при перерезывании более 8-10 стеблей наблюдается увеличение давления в системе. Это объясняется тем, что при большом количестве срезаемых стеблей нагрузка на

нож увеличивается и кинематическая энергия ножа оказывается недостаточной, поэтому и перерезывание осуществляется за счет увеличения давления в системе.

Интересен тот факт, что в процессе резания стеблей увеличением давления нагнетания уменьшается давление в сливной магистрали, а следовательно, увеличивается разность $P_H - P_c$. При этом гидропривод как бы сам приспосабливается к режиму работы режущего аппарата, что очень важно для активных рабочих органов непрерывного действия машин.

Как видно из рис. 31, при перерезывании 6 деревянных стержней диаметром 23 мм, изготовленных из сосны, давление нагнетания увеличилось, а давление слива уменьшалось. При $n = 525$ ч.д.х. ножа в минуту одновременно производился срез 16 стеблей (средний диаметр стеблей кукурузы 20 мм), при этом усилие среза составляло 97,5 кг. На срез одного стебля затрачивалось усилие, равное 6,1 кг. В процессе резания скорость ножа уменьшается. Так, при холостом ходе средняя скорость ножа была равна 1,66 м/с, а при резании – 1,31 м/с. Давление нагнетания и слива при холостом ходе соответственно составляло 27,5 и 17,6 кгс/см^2 , а при перерезывании 16 стеблей давление нагнетания увеличивалось до 38 кгс/см^2, а давление слива уменьшалось до 12,7 кгс/см^2.

При работе с механическим приводом с увеличением средней скорости ножа (числа оборотов кривршипа) отношение максимальной и средней скоростей не изменяется: $f_{\max} = \frac{v_{\max}}{v_{cp}} = 1,57$. Не изменяется и отношение скорости в начале и конце резания к средней скорости ножа: $f_H = 1,258$ и $f_k = 0,9$ (рис. 16). При работе же с гидроприводом ВПД наблюдается иная картина: с увеличением средней скорости ножа (ч.д.х. ножа) уменьшается значение коэффициента установившегося движения ножа q, что приводит к уменьшению отношения максимальной скорости ножа к его

средней скорости (рис. 16). Это благоприятно влияет на качество перерезывания стеблей, так как при одинаковой средней скорости увеличивается скорость резания: $v_{рез} = v_{\max}$.

Потребная мощность. С помощью осциллографирования давлений в нагнетательной и сливной магистралях у гидродвигателя и хода ножа определялись данные для расчета мощности гидропровода режущего аппарата: подсчитывались перепад давления в гидродвигателе $P = P_H - P_c$ расход

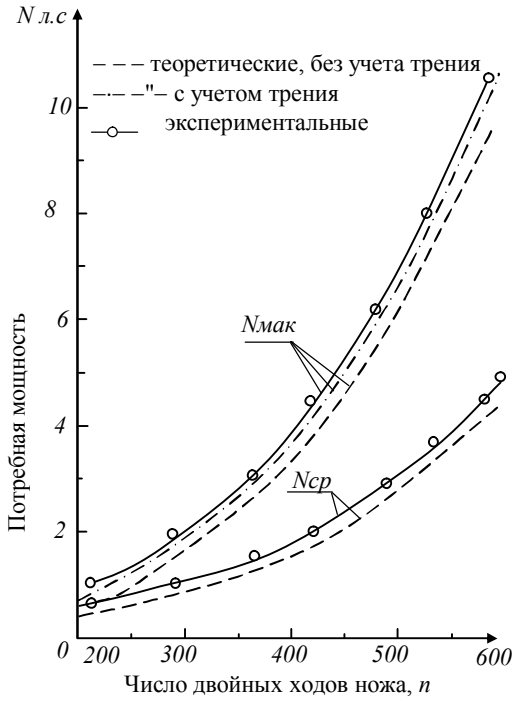

Рис.32 Потребление мощности гидропривода ВПД режущего аппарата силосоуборочного комбайна (ход штока гидродвигателя $s = 90$мм)

жидкости $Q = \Delta s \cdot s$ и определялась мощность по общеизвестным формулам (37), 41:

$$N = \frac{\Delta P \cdot Q}{450} = \frac{(P_H - P_c)}{450} \text{ л.с.} \qquad (111)$$

где ΔP - разность давлений в нагнетательной (P_H) и сливной (P_c) гидромагистралях, кгс/см^2; Q - расход рабочей жидкости, л/мин.

Установлено, что теоретическое значение потребной мощности, определенной по формуле (40), соответствует эмпирическим данным (рис. 32).

Для использования формулы (40) значение хода ножа необходимо рассчитывать по формуле (104), а значение коэффициента установившегося движения по формуле (106). Установлено, что максимальная потребная мощность, определяемая формулой (40), в 2 раза больше средней мощности. Для расчета потребной мощности гидропривода ВПД необходимо принять формулу (40). При одинаковых ч.д.х. ножа инерционная нагрузка на спинке ножа режущего аппарата при работе с гидроприводом ВПД больше, чем при работе с механическими приводом или с гидроприводом ВД. Поэтому и требуемая мощность для колебания ножа с гидроприводом ВПД несколько больше, чем для ножа с механическим приводом. Однако для получения одинаковой скорости и в конце резания нож с гидроприводом ВПД требует меньшего ч.д.х. и потом оказывается наиболее выгодным с точки зрения расхода энергии [17].

Например, чтобы достичь в конце резания скорости 2,5 м/с, нож с гидроприводом ВПД должен работать при 630 ч.д.х./м. При этом потребная мощность составит 6,6 л.с. для получения такой же скорости в конце резания нож с механическим приводом или гидроприводом ВД должен работать при 9,0 оборотах эксцентрика в минуту. В этом случае потребуется мощность 12,6 л.с. Отсюда видно, что мощность. Затрачиваемая на привод ножа на одинаковой скорости резания, будет 1,91, т.е. почти в 2 раза меньше, чем для ножа с механическим или гидроприводом ВД при одинаковой скорости в конце резания. Такая закономерность характерна

только для пальцевых, но и для беспальцевых режущих аппаратов, у которых потребная мощность для ножа с гидроприводом ВПД в зависимости от режима работы в 1,5-2 раза меньше, чем в случае применения механического привода или гидропривода ВД, что подчеркивает существенное преимущество гидропривода ВПД для режущих аппаратов с ВПД ножа.

Температурный режим гидропривода ВПД и его значение в процессе резания. Исследованиями установлено, что с увеличением температуры рабочей жидкости (масла ДП-11) давление в нагнетательной магистрали вначале

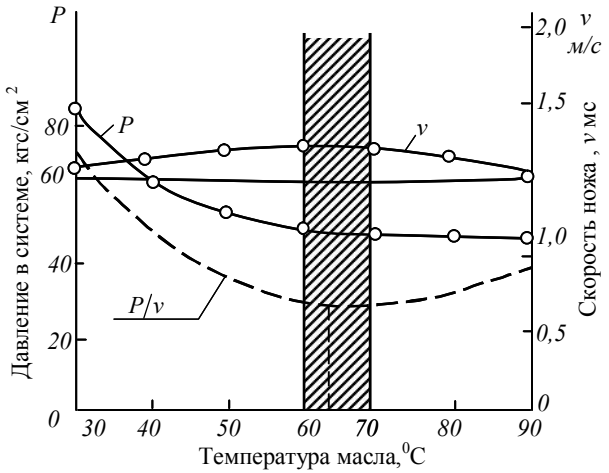

Рис. 33 Изменение скорости ножа и давления в нагнетательной гидромагистрали в зависимости от температуры жидкости в гидросистеме.

уменьшаетсяинтенсивно, а выше 55°С – с постепенным замедлением. Скорость ножа сначала увеличивается до определенного предела при температуре жидкости 60-70°С достигает максимального значения, затем начинает уменьшается (рис. 33). Снижение давления в системе и изменение скорости ножа с повышением температуры рабочей жидкости происходит за счет уменьшения вязкости масла. Уменьшение скорости ножа при высокой температуре рабочей жидкости

объясняется резким снижением вязкости масла и, следовательно, возрастанием утечек жидкости [17].

Из рис. 33 следует, что гидросистема имеет определенный рациональный температурный режим, при котором скорость штока гидродвигателя и рабочего органа приобретает максимальное значение при минимальном давлении в системе. Оптимальный режим работы гидросистемы соответствует температуре рабочей жидкости 60-70°С, при которой соотношение P/v приобретает минимальное значение, а скорость ножа – максимальное. Расчет гидросистемы с точки зрения конструктивных и технологических параметров рабочего органа должен производиться с учетом изменения температуры рабочей жидкости в этих пределах. Теоретические основы оптимизации температурного режима данного аппарата нашли отражение в работах Нагй М. [82].

Рациональная рабочая площадь поршня гидродвигателя ВПД привода рабочих органов. Одним из основных исходных параметров гидродвигателя ВПД, от которых зависит нормальное выполнение технологического процесса рабочими органами машин, является рабочая площадь поршня гидродвигателя Δs. Неправильный выбор этого параметра при конструировании делает гидропривод непригодным для работы. В зависимости от величины рабочей площади поршня штока расход жидкости гидродвигателем Q изменяется прямо пропорционально, а давление в нагнетательной магистрали P_H обратно пропорционально:

$$Q = \frac{n \cdot s}{500} \cdot \Delta s, \qquad (112)$$

$$P_H = \frac{1}{\Delta s}\left(P_f + P_{тр} + P_{рез} + P_c \cdot \Delta s\right), \qquad (113)$$

где n - ч.д.х. штока в минуту; s - ход ножа, см; Δs - рабочая площадь поршня штока гидродвигателя, см^2; P_j - сила инерции масс подвижных элементов (масса ножа, соединительных элементов и штока гидродвигателя), кгс; $P_{тр}$ - сила трения,

кгс; $P_{рез}$ - сила сопротивления при перерезывания стеблей, кгс; P_c - давление в сливной гидромагистрали, кгс/см^2.

Таким образом, с увеличением рабочей площади поршня гидродвигателя (рис. 34) увеличивается расход рабочей жидкости, что крайне невыгодно при условии получения одинакового ч.д.х. ножа, так как в этом случае потребуются гидронасос большей производительности, маслопроводы большого сечения, масляный бак большого объема и т.д., что сделает передачи материалоемкими.

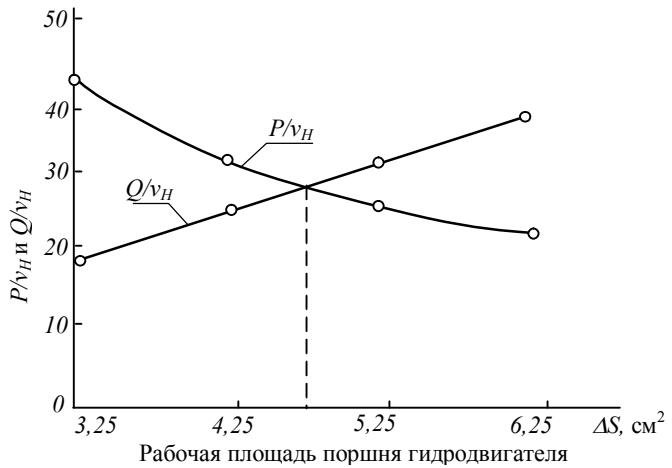

Рис. 34 Зависимость отношений среднего давления нагнетателя P_H и среднего расхода рабочей жидкости к скорости ножа от рабочей площади поршня двигателя ВПД.

Уменьшение рабочей площади поршня штока гидродвигателя влечет за собой увеличение давления в гидромагистрали P_H. Учитывая это, нами были произведены исследования по определению рациональной величины рабочей площади поршня штока гидродвигателя для привода ножа режущего аппарата и других рабочих органов ВПД и КД. Вначале на режущий аппарат устанавливали гидродвигатели ВПД с различными рабочими площадями поршня и при

различных подачах рабочей жидкости, определяли ход, среднюю и максимальную скорости и ч.д.х. ножа, давление в нагнетательной и сливной магистралях и потребную мощность гидропривода.

На основе полученных данных были построены графики

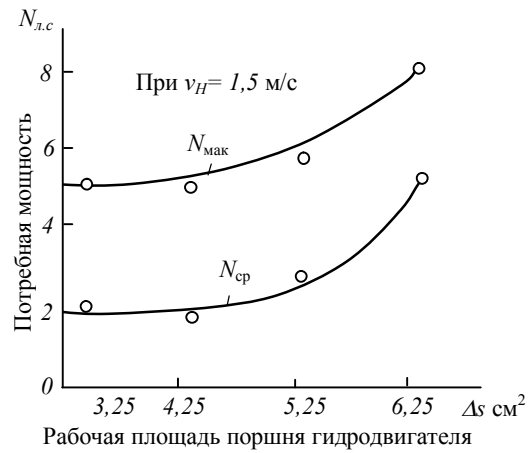

Рис. 35 Зависимость средней $N_{ср}$ и максимальной мощности $N_{мак}$, потребной для гидропривода ножа режущего аппарата силосоуборочного комбайна КСС=2,6 от рабочей площади поршня гидродвигателя: $n=500$ ч.д.х./мин

зависимости изменения $\frac{P}{v_H}$ и $\frac{Q}{v_H}$ и потребной мощности гидропривода N от рабочей площади гидродвигателя привода режущего аппарата Δs (рис. 34, 35). Установлено, что для получения одинакового ч.д.х. ножа с увеличением рабочей площади поршня штока гидродвигателя ВПД потребная мощность гидропривода ножа увеличивается (рис. 35).

Например, при $n = 500$ ч.д.х./мин. $v = 1,58$ м/с для двигателя, имеющего рабочую площадь поршня $\Delta s = 4,25$ см^2, требуется средняя мощность 1,86 л.с., а при $\Delta s = 6,25$ см^2, $N = 5,03$ л.с. Таким образом, большая рабочая площадь

поршня с точки зрения потребной мощности невыгодна. Рост мощности с увеличением рабочей площади поршня достигается за счет потерь от возрастания скорости потока жидкости в магистрали.

Графики (рис. 34, 35) дают основание рекомендовать для режущего аппарата силосоуборочного комбайна гидродвигатель, у которого рабочая площадь поршня штока равна 4,5 см^2. Лабораторно-полевые испытания привода ножа режущего аппарата скоростного силосоуборочного комбайна с гидродвигателем ВПД, имеющим рабочую площадь поршня 4,25 см^2, показали надежность его работы. в течение трех сезонов (1971-73 гг.) на уборке кукурузы на силос суммарная продолжительность работы составила более 1500 часов. При этом давление в системе достигало 50-80 кгс/см^2, а температура 60-80°С.

Если заранее задать частоту движения, массу подвижных элементов ножа и необходимое давление в гидросистеме, используя предложенную ниже формулу, которая полностью согласуется с экспериментальными данными, можно произвести расчет по определению рациональной площади поршня гидродвигателя для привода рабочих органов.

$$\Delta s = \frac{P_2}{[P_H]} = \frac{mj_2}{[P_H]}, \qquad (114)$$

где Δs - рабочая площадь поршня гидродвигателя, см^2;

$[P_H]$ - необходимое допустимое давление в гидросистеме, кгс/см^2;

P_2 - инерционная нагрузка в зоне торможения, определяемая по формуле (44), кгс;

j_2 - максимальное ускорение в зоне торможения, определяемое по формуле (35), м/с^2;

m -масса подвижных элементов, кг.

Например, при $n = 525$ ч.д.х./мин. ножа и массы подвижных элементов ножа $m = 1$ кг для поддержания в гидросистеме максимального давления около $(P) = 50$

кгс/см^2 необходимо выбирать рабочую площадь $\Delta s = \frac{221}{50} = 4,4$ см^2, так как по расчету $j_2 = 221$ м/с^2 и $P_2 = 1 \times 121 = 221$ кгс.

По формуле (114) с учетом особенности конструкций и режима определена рациональная площадь поршня гидродвигателя ВПД: для привода наиболее характерных рабочих органов ВПД и КД привода ножа активного полевого делителя – 7,5 см^2, для сенокосилок – 3,5-4 см^2, для зерновых жаток – 5-6 см^2 и для вибратора картофелеуборочного комбайна – 8-9 см^2.

Рациональные режимы работы режущего аппарата с гидроприводом ножа при различных скоростях уборочного агрегата. С переходом на более высокие скорости работы уборочных машин увеличивается диапазон режимов скоростей. В то же время для обеспечения нормального технологического процесса между скоростями уборочного агрегата и скоростями подготавливающих рабочих органов (режущий аппарат, полевой делитель, мотовило, транспортер, питающий аппарат и т.д.) необходимо сохранять определенное соотношение, причем в некоторых случаях такие соотношения по мере изменения скорости уборочного агрегата могут изменяться. Из подготавливающих рабочих органов наиболее характерными являются режущие аппараты. Согласно классическому положению, при расчете режущего аппарата отношение скорости его ножа к скорости уборочного агрегата принималось постоянным: $\varepsilon = v_и / v_м = const$. Однако, благодаря регулируемости гидропривода (оперативно и бесступенчато), в ходе определения оптимальных режимов работы режущего аппарата при различных поступательных скоростях уборочного агрегата, нами установлено, что в отличие от классических предположений с увеличением поступательной скорости уборочного агрегата оптимальное соотношение скорости ножа режущего аппарата и скорости уборочного агрегата резко уменьшается (рис. 36),

при этом переносная скорость машины более активно влияет на процесс резания [17], т.е. с ростом поступательной скорости агрегата увеличивается абсолютная скорость резания и появляется эффект бесподпорного среза, который можно определить эмпирической формулой:

$$f = 1 - \varepsilon \,. \qquad (115)$$

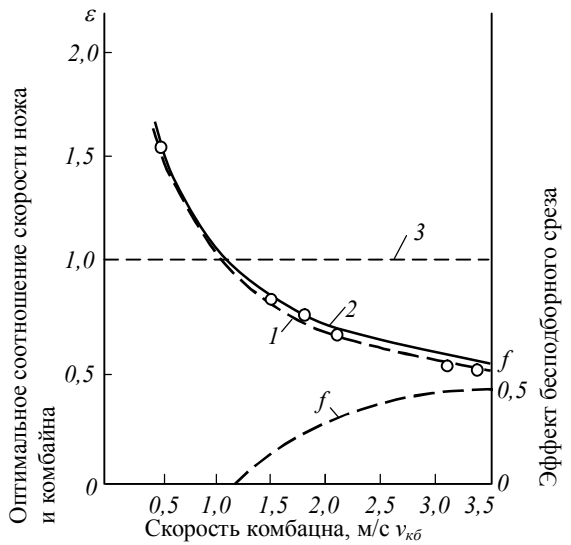

Рис. 36. Зависимость э= v_H /$v_{кб}$ от скорости комбайна: *1* – экспериментальная; *2* – по эмпирической формуле; *3* – по классическому положению; *f* – эффект бесподборного среза

При одинаковой скорости уборочной машины и ч.д.х. ножа режущего аппарата бесподборный срез с гидроприводом ВПД начинается раньше и происходит в более благоприятных условиях, чем с механическим приводом или гидроприводом ВД, что объясняется особенностью кинематических параметров ножа с гидроприводом ВПД.

На основе результатов эксперимента получена эмпирическая формула зависимости скорости ножа от скорости уборочного агрегата, по которой можно определить оптимальные

режимы работы режущего аппарата с гидроприводом ВПД при уборке различных видов сельскохозяйственных культур:

$$v_H = k\sqrt{v_м} \,, \qquad (116)$$

или

$$n_Г = \frac{30}{s} k\sqrt{v_м} \,, \qquad (117)$$

где v_H - скорость ножа, м/с; $n_Г$ - ч.д.х./мин ножа; s - ход ножа; м; $v_м$ - скорость уборочного агрегата, м/с; k - постоянный коэффициент, зависящий от вида культур, м/с.

Для зерновых (пшеница, ячмень и др.) $k = 0,9 \div 1,0$; для толстостебельных культур (кукуруза, подсолнечник и др.) 1,05+1,15; для тонкостебельных (сорго, люпин и др.) 1,2+1,25; а для травянистых культур (трава, бобово-злаковые смеси, рожь и т.д.) 1,3÷1,35 [14, 17].

Для определения оптимальных режимов работы режущего аппарата в случае механического привода или гидропривода ВД (с учетом эффекта резания с гидроприводом ВПД) можно пользоваться формулой

$$n_м = \lambda_{рез} \cdot n_Г \,, \qquad (118)$$

где $n_м$ - оптимальная ч.д.х. ножа с механическим приводом или гидроприводом ВД, ч.д.х./мин; $n_Г$ - оптимальная ч.д.х. ножа с гидроприводом ВПД, определяется формулой (117), ч.д.х./мин; $\lambda_{рез}$ - эффект резания в случае гидропривода ВПД, определяемый формулой (50).

Значение $\lambda_{рез}$ зависит от кинематики ножа и от конструкции режущего аппарата. Для пальцевого режущего аппарата нормального резания с кривошипно-шатунным механизмом $q = 0,6125$, $\lambda_{рез} = 1,38$.

Например, при работе силосоуборочного агрегата на скоростях $v_м = 12$ км/ч $= 3,35$ м/с. При уборке толстостебельных культур ч.д.х. ножа $n_Г = \frac{3 \cdot 1,05}{0,09} \cdot 3,35 = 640$ ч.д.х./мин.

При указанном режиме работы уборочного агрегата оптимальная частота ножа с механическим приводом или с гидроприводом ВД $n_м = 640 \cdot 1,38 = 880$ об/мин.

Диапазон регулирования режимов работы режущего аппарата с гидроприводом. Для кошения различных видов сельскохозяйственных культур при различных поступательных скоростях уборочного агрегата от $v_{\min}$ до $v_{\max}$ необходимо увеличить ч.д.х. ножа в пределе от $n_{\min}$ до $n_{\max}$. Поскольку расход жидкости гидродвигателем в зависимости от ч.д.х. ножа увеличивается прямо пропорционально, см. (112), то для регулирования режимов работы режущего аппарата дроссель можно брать таким, чтобы его пропускная способность была в $n_{\max} / n_{\min}$ раза меньше максимального количества жидкости, подаваемой в гидродвигатель.

Например, если максимальному скоростному режиму работы уборочного агрегата (12 км/ч) соответствует ч.д.х. ножа $n_{\max} = 700$ ч.д.х./мин., а для минимального скоростного режима 4 км/ч $n_{\min} = 350$ ч.д.х./мин. и для получения максимальной ч.д.х. штока гидродвигатель расходует $Q = 60$ л/м, то расход дросселя для регулирования ч.д.х. ножа режущего аппарата при подключении его на ответвление можно брать в $700 : 350 = 2$ раза меньше, чем максимальный расход жидкости гидродвигателем привода режущего аппарата, т.е. дроссель должен быть рассчитан на регулирование расхода жидкости $60 : 2 = 30$ л/мин.

Защитные свойства гидропривода и их влияние на надежность работы режущего аппарата и уборочного агрегата. При работе уборочного агрегата имеют место случаи попадания в режущий аппарат посторонних предметов (камней, металлических предметов и т.п.). при попадании этих предметов в режущий аппарат с механическим приводом происходят поломка сегментов пальцев, ослабление креплений сегментов и вкладышей пальцев [22]. В результате ухудшается работа режущего аппарата и комбайна в целом,

снижаются его технологические, эксплуатационные показатели, затрачивается много времени на исправление ножа.

Иногда посторонние предметы, повредив режущий аппарат, попадают в другие рабочие органы машины и вызывают их поломки. Поэтому предохранение режущего аппарата от поломок, вызванных инородными предметами, имеет первостепенное значение для надежной работы уборочных машин на повышенных скоростях.

Решение этого вопроса для ножа режущего аппарата с механическим приводом сложно. Необходимо на привод ножа устанавливать специальную предохранительную муфту, что усложняет конструкцию привода и увеличивает себестоимость комбайна.

Защита режущего аппарата с гидроприводом ножа от перегрузок и поломок решается просто. При перегрузке в нагнетательной магистрали резко увеличивается давление рабочей жидкости, в результате чего ручка распределителя на тракторе (для включения и выключения гидродвигателя) моментально устанавливается в отключенное положение. Подача масла в гидродвигатель прекращается, нож останавливается.

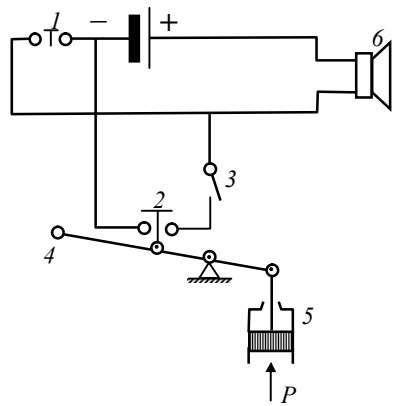

Рис. 37 Схема включения электрозвукового сигнала при отключении гидроприводного ножа: *1* – кнопка сигнализатора трактора; *2* – контакт включения сигнала при остановке ножа; *3* – выключатель; *4* – ручка распределителя; *5*– золотник распределителя; *6* – звуковой сигнализатор

На рис. 37 представлена схема сигнализации остановки ножа режущего аппарата скоростного силосоуборочного комбайна, КСС-2,6 «Богатырь», включенная в систему электрозвуковой

сигнализации трактора, которую успешно можно использовать и в других подобных случаях для гидрофицированных машин.

4. Работа двухножевого режущего аппарата с гидроприводом ВПД

Режущий аппарат с одним подвижным ножом. Энергетические и технологические показатели работы режущего аппарата с одним подвижным ножом определены на примере активного полевого делителя в силосоуборочном комбайне. В

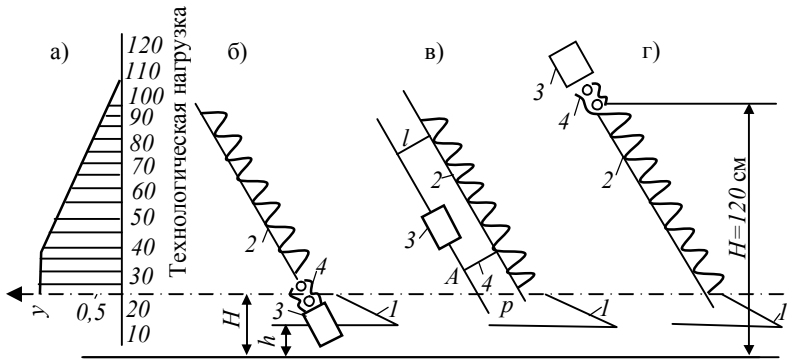

Рис. 38 Различные варианты установки гтдродвигателя ВПД привода активного полевого делителя: а – нижней части; б – средней части делителя; в – верхней части делителя *1* – делитель; *2* – нож; *3* – гидродвигатель; *4* – соединительный элемент.

качестве привода режущего аппарата активного полевого делителя на лабораторно-полевой установке (рис. 25), по обоснованному в работе [18] варианту (рис. 38, г), был установлен кронштейн и на нем смонтирован гидродвигатель ВПД с ходом штока 76 мм. При установке гидродвигателя в верхней части делителя (рис. 38, г) нож со штоком гидродвигателя соединяется посредством шаровой пары и гидродвигатель в таком положении находится вне резания стеблей, что очень важно для нормального течения технологического процесса.

Гидродвигатель привода делителя 9 последовательно подключен к гидродвигателю привода режущего аппарата 5 при помощи гидрошлангов и металлических маслопроводов (рис. 25). При этом сливная магистраль гидродвигателя режущего аппарата является нагнетательной магистралью гидродвигателя делителя. С целью включения и выключения гидродвигателя делителя установлен гидрокран 10. Как в лабораторных, так и в полевых условиях была исследована совместная работа гидроприводов ножей режущего аппарата и делителя. Для этого при различных значениях подачи жидкости в гидродвигатель режущего аппарата вначале запускали в работу только гидродвигатель привода ножа режущего аппарата и на осциллограмму записывали параметры: перемещение ножа s, давление в нагнетательной магистрали P_H и сливной магистрали P_c. Затем при работе гидродвигателя привода основного режущего аппарата и тех же положениях ручки дросселя включали гидродвигатель делителя и записывали те же параметры. Таким образом, получались сравнительные данные при работе режущего аппарата отдельно и вместе с делителем.

Аналогичные опыты проводили с гидродвигателями, имеющими различные объемные постоянные.

В результате исследований установлено, что при одинаковых значениях подачи рабочей жидкости с включением в работу делителя уменьшается ход и увеличиваются ч.д.х. и ход ножа режущего аппарата. При этом уменьшаются средняя и максимальная скорости ножа (рис. 39). Однако уменьшение скорости ножа незначительно (с 1,94 м/с до 1,93 м/с), что не влияет на технологический процесс кошения. Поэтому такое подключение гидроприводов может быть успешно применено и на других машинах.

При подключении делителя увеличиваются максимальные и средние давления в нагнетательной магистрали, однако пиковые давления при работе одного (рис. 39). Опыты показали, что при последовательном подключении гидродвигателей ВПД режущего аппарата и активного делителя

давления, возникающие в нагнетательной магистрали в конце хода поршней (штоков) первого и второго двигателей, не накладываются друг на друга, как это происходит при параллельном соединении двух гидродвигателей, когда в общей нагнетательной линии резко возрастают пики давлений (резонансное состояние). При последовательном соединении резонансного суммирования давлений не происходит из-за того, что гидродвигатели ВПД конструктивно выполнены так, что их нагнетательные и сливные полости во время работы не соединяются. Кроме того, между гидродвигателями имеется маслопровод, упругие свойства которого также влияют на уменьшение демпфирования величины пиков давлений в гидросистеме. А при паралЛельном соединении гидродвигателей давления от них должны складываться, так как пики давлений непосредственно передаются в общую нагнетательную линию.

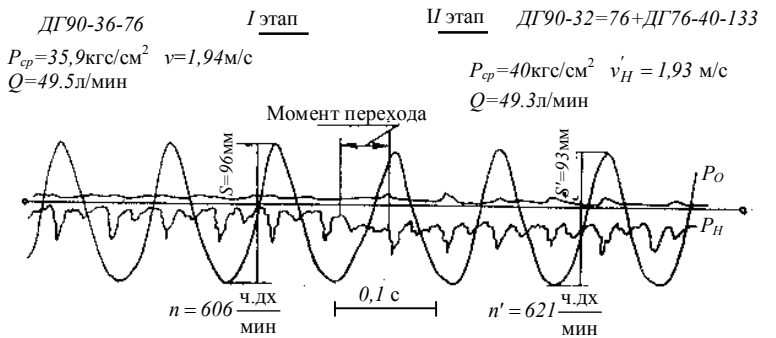

Рис.39 Осциллограмма записи перемещения ножа, давлений в нагнетательной и сливной магистралях при работе ножа режущего аппарата: *I* – отдельно; *II* – совместно с ножом режущего аппарата активного полевого делителя.

Рациональное соотношение скоростей ножа режущего аппарата и активного полевого делителя. Рациональное соотношение скоростей ножа режущего аппарата и полевого делителя можно определить через отношение объемных

постоянных гидродвигателей ВПД привода полевого делителя и объемной постоянной режущего аппарата:

$$f = \frac{\Delta Q_g}{\Delta Q_p} = \frac{v_p}{v_g} \cdot \frac{s_g}{s_p}, \qquad (119)$$

где ΔQ_g, ΔQ_p - объемные постоянные гидродвигатели делителя и режущего аппарата, см^3; v_g, v_p - скорости ножа делителя и режущего аппарата, м/с; s_g, s_p - ход ножа делителя и режущего аппарата, мм.

Лабораторно-полевые исследования различных сочетаний гидродвигателей привода делителя и режущего аппарата и испытания показали, что для нормальной работы делителя коэффициент f должен быть в пределах 1,27÷1,52. при меньших его значениях увеличивается потребная мощность, а при больших значениях скорость ножа недостаточна для осуществления технологического процесса перерезания стеблей [16].

Из формулы (119) с учетом конструктивных параметров режущих аппаратов определено рациональное отношение скоростей ножа режущего аппарата и активного полевого делителя (так как $s_g = 76$ мм и $s_p = 90$ мм):

$$f' = \frac{v_p}{v_g} = f\frac{s_p}{s_g} = (1,27 \div 1,52)\frac{90}{76} = 1,5 - 1,8. \qquad (120)$$

Следовательно, для нормального выполнения технологии резания стеблей скорость ножа полевого делителя (с двухножевым режущим аппаратом) должна быть в 1,5-1,8 раза ниже скорости ножа основного режущего аппарата. Используя величины f' и формулу (116), или (117), можно определить рациональные режимы работы, скорость или ч.д.х. ножа делителя при различных скоростях уборочного агрегата:

$$v_g = \frac{k}{f'}\sqrt{v_м}; \quad n_g = \frac{30}{3} \cdot \frac{k}{f'}\sqrt{v_м}, \qquad (121)$$

Потребная мощность гидропривода режущего аппарата и полевого делителя при последовательном подключении гидродвигателей ВПД. При последовательном подключении гидродвигателей режущего аппарата и полевого делителя потребная мощность для приводов будет складываться из мощностей этих аппаратов. Если учесть, что масса подвижных элементов полевого делителя ножа в два раза меньше массы ножа режущего аппарата, то, используя формулу (40), легко можно определить потребную мощность гидропривода для совместной работы этих аппаратов:

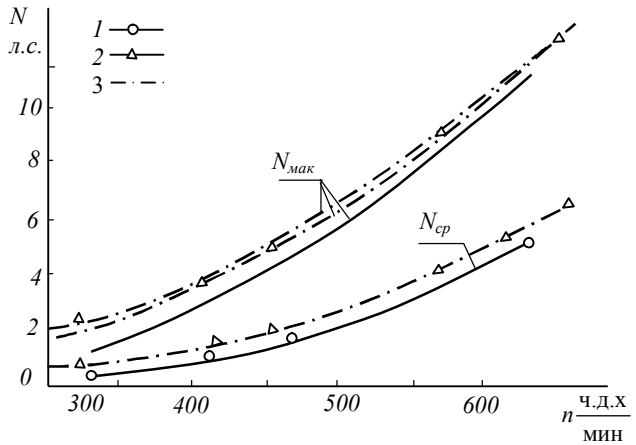

Рис. 40 Потребная мощность гидропривода режущего аппарата жатки и делителя: *1* – гидропривод режущего аппарата жатки и делителя; *2* – режущего аппарата и делителя; *3* – теоретическая (реж. аппарат + делитель).

$$N = 1,09\frac{kms^2n^3}{\left(1-q^2\right)\left(1+q\right)}. \qquad (122)$$

То есть при рациональных соотношениях скоростей ножа режущего аппарата и делителя потребная мощность привода

при включении в работу делителя увеличится всего лишь на 9%.

Потребная мощность гидропривода, определенная по расчетной формуле (122), вполне соответствует действительному значению потребной мощности, определенному экспериментальным путем (рис. 40).

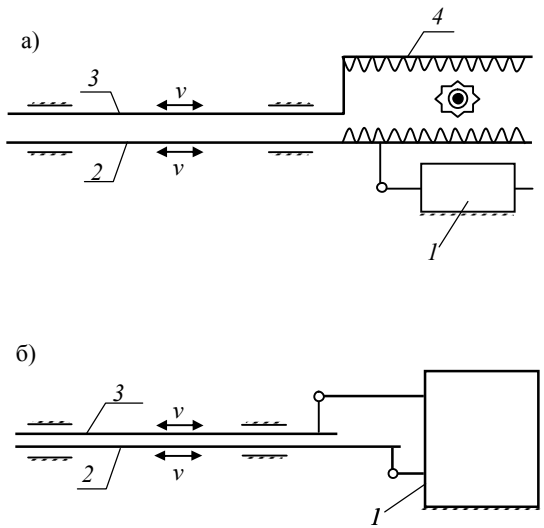

Рис. 41 Схема гидропривода ВПД ножей двухножевого режущего аппарата с двумя подвижными ножами: а – с одноштоковым гидродвигателем; б – с двухштоковым гидродвигателем; *1* – гидродвигатель; *2, 3* – ножи режущего аппарата; *4* – сателлит

Режущий аппарат с двумя подвижными ножами с гидроприводом от одноштокового и двухштокового гидродвигателя ВПД. Для экспериментальных исследований гидропривод двухножевого режущего аппарата был выполнен в двух вариантах: с одноштоковым (рис. 41, а) и двухштоковым гидродвигателем ВПД (рис. 41, б). В первом варианте одноштоковый гидродвигатель ВПД соединялся непосредственно с одним ножом 2, а против движения второго ножа 3 – с помощью сателлита 4, находящегося между зубчатыми

рейками ножей. Во втором варианте каждый шток гидродвигателя соединялся с одним ножом режущего аппарата.

При работе двухножевого режущего аппарата с гидроприводом ВПД условия равновесия действующих сил на шток гидродвигателя определяются формулой:

$$\Delta s \cdot P_H = \pm\left(m_1 + m_2\right) j + P_{рез} + P_{тр} + \Delta s \cdot P_c, \qquad (123)$$

где P_H и P_c - давления в нагнетательной и сливной линиях, кгс/см^2; Δs - рабочая площадь поршня гидродвигателя, см^2; m_1, m_2 - масса подвижных элементов ножей, кг; j - ускорение, м/с^2; $P_{рез}$ - сила резания, кгс; $P_{тр}$ - сила трения, кгс.

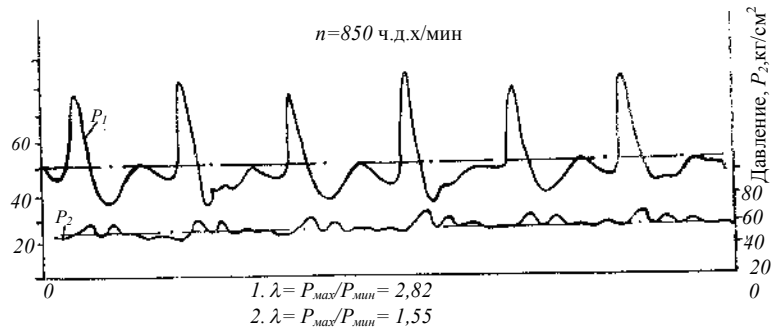

Рис. 42 Изменение соотношения давлений в нагнетательной сливно-линиях гидропривода двухножевого режущего аппарата с двумя подвижными ножами: P_1 – у гидродвигателя; P_2 – у распределителя трактора

В области разгона, установившегося движения и в период торможения эти силы воздействуют следующим образом:

- в период разгона

$$\Delta s \cdot P_H = \left(m_1 + m_2\right) j + P_{тр} + \Delta s \cdot P_c; \qquad (124)$$

- в период установившегося движения

$$\Delta s \cdot P_H = -\left(m_1 + m_2\right) j + P_{рез} + P_{тр} + \Delta s \cdot P_c; \qquad (125)$$

- в период торможения

$$\Delta s \cdot P_H = -\left(m_1 + m_2\right) j + P_{тр} + \Delta s \cdot P_c. \qquad (126)$$

В результате исследований работы двухножевого режущего аппарата с гидроприводом от одноштокового и двухштокового гидродвигателя ВПД установлено, что закономерность изменения роста величины хода ножа и давления в гидросистеме от ч.д.х. штока гидродвигателя аналогична таковой для гидропривода ножа пальцевого режущего аппарата и двухножевого режущего аппарата с одним подвижным ножом (рис. 42, 43). Следовательно, методика расчета работы пальцевых и беспальцевых режущих аппаратов с одним подвижным ножом является достоверной и для аппарата с двумя подвижными ножами.

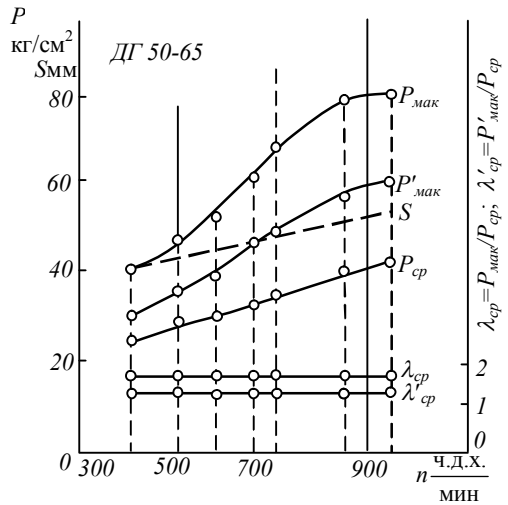

Рис. 43 Изменение хода ножа s, максимального давления у гидродвигателя $P_{мак}$ и у распределителя трактора $P_{мак}$, соотношений $P_{мак}/P_{ср}$; и $P_{мак}/P_{ср}$; от ч.д.х. ножа режущего аппарата с двумя подвижными ножами

При случае привода ножей двухножевого режущего аппарата от двухштокового гидродвигателя ВПД нет необходимости применять специальные устройства для передачи движения от одного ножа к другому. Это осуществляется непос-

редственно гидродвигателем, что до некоторой степени упрощает конструкцию режущего аппарата.

Двухштоковый гидродвигатель ВПД, который нами был использован для привода ножа, разработан в лаборатории гидропривода ВИСХОМ [73], он состоит из корпуса, в котором параллельно размены два дифференциальных поршня и перпендикулярно к ним золотник. Работа двигателя осуществляется следующим образом. В момент, когда один поршень находится в крайнем верхнем положении, а другой в крайнем нижнем, специальная проточка на штоках соединяет торец золотника через каналы с нагнетательной магистралью гидросистемы. Золотник под действием давления поочередно перемещается в правое и левое крайние положения, при этом рабочая жидкость из нагнетательной магистрали через золотник по каналам поступает в цилиндровую полость, также поочередно осуществляется и их ВПД.

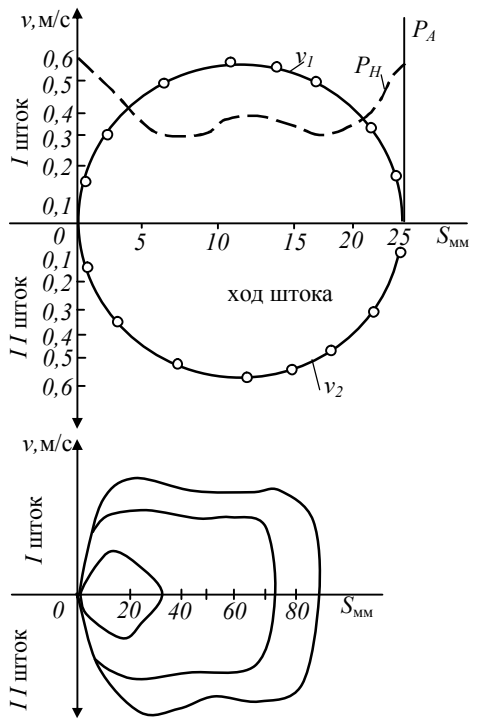

Рис. 44 Изменение скорости штоков и давления в гидросхеме при работе двухштокового гидродвигателя: *а* – с ходом штока 25мм; *б* – с ходом штока, и 30, 76 и 90

При работе машин с двухштоковым гидродвигателем ВПД необходимо строго соблюдать синхронизацию хода и закона движения штоков гидродвигателя. Для этого достаточно в системе иметь механическую обратную связь.

Закон движения штоков у такого гидродвигателя аналогичен для одноштокового гидродвигателя с ВПД (рис. 44). Для короткоходовых штоков закон движения близок к окружности или синусоиде, а для длинноходового – к трапеции. Поэтому все выведенные расчетные формулы в главе III для одноштоковых гидродвигателей ВПД справедливы и для двухштоковых гидродвигателей ВПД, приводящих в движение режущий аппарат с двумя подвижными ножами.

Привод у режущего аппарата с двумя подвижными ножами от гидродвигателей ВПД с двумя подвижными штоками в 2 раза тяжелее, чем у одноштокового гидродвигателя. Причем по материалоемкости он отличается незначительно от механического привода. Таким образом, в условиях, где затрудненополучение встречного движения двухмассовых режущих аппаратов или других рабочих органов, можно применять двухштоковые гидродвигатели ВПД. Например, при кошении подводных отростков, риса и т.д.

5. Анализ работы режущих аппаратов с гидроприводом ВПД при различных кратностях хода ножа

Влияние кратности хода ножа на показатели режущих аппаратов с гидроприводом ВПД. В практике многие исследователи и конструкторы пытались применять режущие аппараты, ход ножа s которых в 2-3 раза больше, чем расстояние между его пальцами t_0:

$$s = \nu t_0, \qquad (127)$$

где ν - кратность хода ножа.

Эти попытки оправданы тем, что увеличение кратности хода ножа теоретически дает возможность создать режущий аппарат с меньшей энергоемкостью, так как по мере уве-

личения хода ножа можно уменьшить частоту его движения, а это в известной мере уменьшает инерционную нагрузку и потребную мощность привода режущего аппарата, см. (9). Несмотря на это, все же режущие аппараты с двойным, тройным пробегом ножа с механическим приводом до сих пор не находят широкого применения. Причиной этого являются конструктивные особенности существующего механического привода и самих режущих аппаратов, так как с увеличением кратности увеличивается и ход ножа. при этом соответствующим образом необходимо увеличить и длину кривошипно-шатунного механизма. С ростом длины кривошипа затрудняется компановка преобразовательного механизма на режущем аппарате и усложняется его балансировка. Кроме того, при увеличении радиуса кривошипа ($2r$, $3r$ и т.д.) приходится увеличивать дезаксиальность установки преобразовательного механизма относительно режущего аппарата, перемещая точку O к точкам A_1, A_2 и т.д. А это увеличивает угол β (рис.45), что в свою очередь приводит к увеличению вертикальной составляющей усилия, вызывающего изгиб спинки ножа и ее поломку.

Если не увеличивать дезаксиальность, то при постоянной высоте стерни $H_y = 5-15$ см. задаваемой исходя из агротехнических требований для различных видов убираемых культур, кривошип в процессе работы будет тереться о землю, что недопустимо.

Чтобы избежать указанного недостатка, кривошип устанавливается с увеличенным дезаксиалом на расстоянии a_1, a_2 и т.д., а чтобы уменьшить действие вертикальной составляющей усилия на спинку ножа и сохранить величину угла β в прежнем значении, необходимо соответствующим образом увеличить длину шатуна. А это резко увеличивает габарит преобразовательного механизма.

Кроме указанных выше конструктивных недостатков, увеличение кратности хода ножа режущих аппаратов с механическим приводом и с точки зрения технологии резания не дает должного эффекта. Несмотря на то, что с увеличением хода ножа в два, три и т.д. раза можно уменьшить частоту движения во столько же раз и сохранять среднюю скорость в прежнем значении (рис. 45, *а*), минимальная скорость резания у режущего аппарата оказывается меньше средней с двойным, тройным и т.д. пробегом ножа становится еще меньше v_{k_1}, v_{k_2}, поэтому для удовлетворения условия резания, см. (8). У режущего аппарата с увеличением кратности хода ножа частоту его движения необходимо уменьшать еще и на величину

$$v_v = v_{k.\min} / v_{cp} < 1. \qquad (128)$$

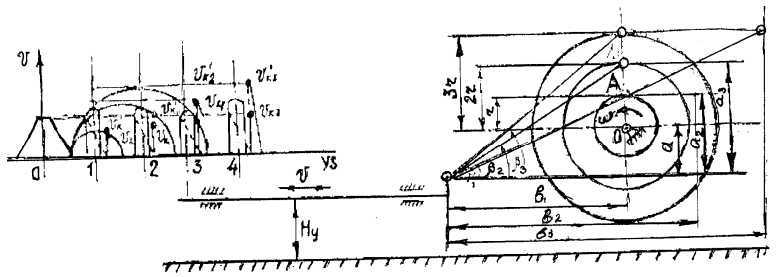

Рис. 45 Влияние увеличения кратности хода ножа на конструктивные размеры и кинетические параметры режущего аппарата: *а* – технология резания; *б* – кинематическая схема

Поскольку $v_{cp} > v_k > v_{k_1} > v_{k_2} = v_{k.\min}$, то для удовлетворения технологии резания частоту движения ножа необходимо уменьшить в

$$v_n = v \cdot v_v \qquad (129)$$

раз. При этом инерционная нагрузка уменьшится в

$$v_j = \left(v / v_v\right)^2 \qquad (130)$$

раза, а потребная мощность в

$$v_N = \left(v / v_v\right)^2 \qquad (131)$$

раза, где v_v, v_n, v_t и v_N - соответственно, степень изменения скорости в процессе резания, частоты движения ножа, ускорения и потребной мощности режущего аппарата с различными кратностями хода ножа относительно данных показателей у режущего аппарата при нормальном резании.

При работе с механическим приводом и гидроприводом ВД, где движение ножа изменяется по закону синусоиды, всегда минимальная скорость резания меньше средней, причем по мере увеличения кратности хода ножа минимальная скорость резания интенсивно снижается (рис. 45, *а*) и значение v_v становится еще мньше. следовательно, с ростом кратности хода ножа, например, в два раза, частоту движения необходимо уменьшить не в 2, а всего лишь в 1,2 раза, т.е. на 20% (рис. 46). Таким образом, если для обеспечения качественного среза растений режущий аппарат с одинарным ходом ножа, с механическим приводом или с гидроприводом ВД, имеет 600 ч.д.х./мин., то для обеспечения такого же качества среза при двойном, тройном и т.д. ходе он должен иметь $600:1,2=500$ ч.д.х./мин.

При работе с гидроприводом ВПД, где скорость ножа изменяется по закону трапеции, наблюдается иная картина – минимальная величина скорости резания всегда выше средней скорости ножа: v'_k, v'_{k_1}, v'_{k_2} (рис. 45, *а*), поэтому с ростом кратности хода ножа в два раза частоту его движения можно уменьшить не в 2 раза по расчету при $q=0,61$, а в 2,3 раза, т.е. на 230%, при трехкратном ходе ножа – в 3,3 раза, при четырехкратном – в 4,27 раза (рис. 46).

Например, если режущий аппарат с гидроприводом ВПД при одинарном ходе ножа имеет 600 ч.д.х./мин., то для обеспечения одинакового качества среза растений частоту движения ножа можно уменьшить: при двойном его пробеге до $600:3,3=182$ и при четырехкратном до $600:4,27=140$ ч.д.х./мин.

Это положение открывает широкие перспективы для создания и применения длинноходовых гидродвигателей ВПД для режущих аппаратов машин и создания аппаратов с двух-, трехкратным ходом ножей и т.д.

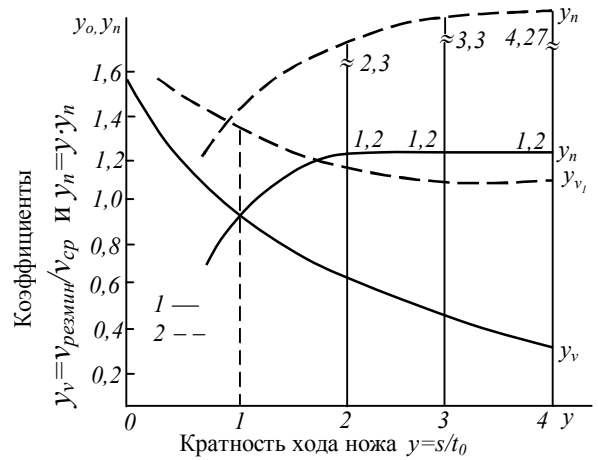

Рис. 46 Степень изменения минимальной скорости в процессе резания относительно средней y_v, y'_v, и уменьшения частоты движения ножа y_n y'_n, в зависимости от кратности хода ножа для пальцевого режущего аппарата: *1* – с механическим приводом; *2* –*с* гидроприводом

В случае механического привода или гидропривода ВД по мере роста кратности хода ножа габарит режущего аппарата увеличивается: в горизонтальном направлении

$$l_Г = l_p + 3vs \qquad (132)$$

в вертикальном направлении

$$l_В = vs\ . \qquad (133)$$

Линейный габарит режущего аппарата с гидроприводом ВПД по мере роста кратности хода ножа увеличивается только в горизонтальном направлении (рис. 5, 3):

$$l'_Г = l_p + 4vs\ , \qquad (134)$$

где l_p - ширина захвата режущего аппарата; s - ход ножа; v - кратность хода ножа.

Как видно из формул (132)-(134), по мере роста кратности хода ножа в v раз габарит режущего аппарата в случае в горизонтальном направлении в $3v$ раз, в вертикальном в v раз, а в случае гидропривода ВПД в $4v$ раза только в горизонтальном направлении. Все это необходимо учитывать при конструировании режущих аппаратов с различными приводами ножа.

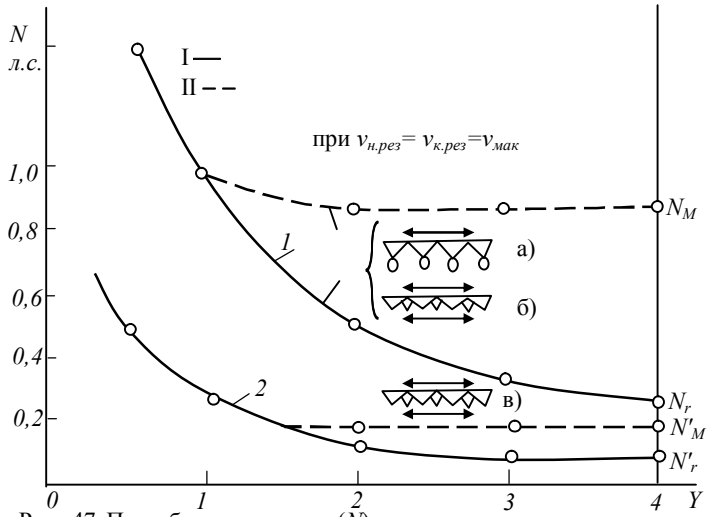

Рис. 47 Потребная мощность (N) в зависимости от кратности хода ножа: *1* – пальцевого режущего аппарата и двухножевого с одним подвижным ножом; *2* – двухножевого режущего аппарата и двумя подвижным ножом; I – с гидроприводом; II – с механическим приводом.

По мере роста кратности хода ножа потребная мощность режущего аппарата с гидроприводом ВПД уменьшается более интенсивно, чем у аппарата с механическим приводом или с гидроприводом ВД (рис. 47), что объясняется кинематической особенностью процесса резания с гидроприводом ВПД.

При работе режущих аппаратов с двумя подвижными ножами указанная закономерность – изменение потребной мощности в зависимости от кратности хода ножа, как с механическим, так и с гидравлическим приводами, остается аналогичной, но требуемая мощность для них меньше, чем для аппаратов с одним подвижным ножом (рис. 47). Это объясняется тем, что при работе двухножевого режущего аппарата (несмотря на увеличение массы подвижных ножей в 2 раза) скорость резания равна сумме скоростей встречных ножей. Поскольку потребная мощность имеет прямую зависимость от массы подвижных элементов и кубическую зависимость от скорости или частоты движения ножа, формулы (9), (40), (41), то с увеличением в 2 раза массы подвижных элементов потребная мощность увеличивается в 2 раза, уменьшение же частоты движения или скорости ножа в 2 раза приводит к уменьшению требуемой мощности в 8 раз. Поэтому режущие аппараты с двумя подвижными ножами более экономичны с точки зрения потребной мощности, чем пальцевые режущие аппараты и двухножевые с одним подвижным ножом как с механическим приводом, так и с гидроприводом в $8:2=4$ раза.

Но вместе с тем в случае применения двухножевого режущего аппарата с гидроприводом ВПД для обеспечения одинакового качества среза растений потребная мощность как при одинарном, так при многократном ходе ножа получается меньше, чем в случае механического привода или гидропривода ВД (рис. 47). При этом всегда скорость резания ножа была бы в $2/(1+q)$ раза меньше, чем при изменении ее по закону трапеции, как при одинарном, так и при v-кратном пробеге ножа.

Несмотря на то, что скорость ножа, изменяющаяся по закону треугольника, является рациональной с точки зрения инерционных нагрузок, тем не менее для режущих аппаратов этот закон скорости ножа не дает нужного эффекта. Это объясняется тем, что в законе резания минимальная скорость ножа намного меньше максимальной. Если их соотношение $v_{\max}/v_k$ по закону прямоугольника и трапеции составляет единицу, по закону окружности и синусоиды, соответственно,

1,245 и 1,74. то по закону треугольника оно составит 2,52, что указывает на целесообразность использования закона треугольника для режущих аппаратов уборочных машин (рис. 48).

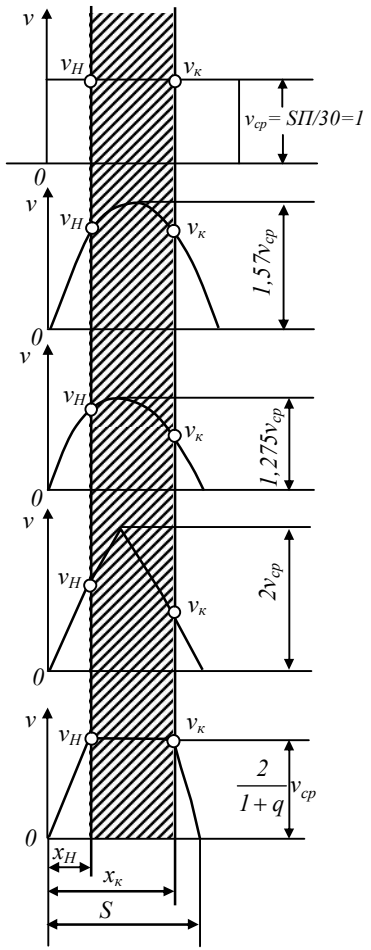

Рис. 48 Скорость резания режущих аппаратов при различных законах движения ножа (при $\omega=1$)

Результаты аналитических и графоаналитических исследований процесса резания для различных типов режущих аппаратов с различными законами движения ножа показывают, что для получения одинакового качества работы аппаратов при изменении скорости ножа по закону треугольника избыточная инерционная нагрузка на ноже и затраты энергии на единицу срезаемых материалов по сравнению с законом трапеции соответственно составляют 6,35 и 16.

При движении ножа по закону окружности указанные показатели соответственно будут 1,63 и 2,08, а по закону синусоиды – 3,05 и 5,3.

Таким образом, с увеличением кратности хода ножа разница скоростей в конце резания для вышерассмотренных законов движения интенсивно увеличивается в пользу закона трапеции.

Из анализа видно, что трапециеидальный закон движения

является рациональным не только по отношению к синусоидальному закону, но и по отношению к законам треугольника, окружности и прямоугольника для всех типов режущих аппаратов (пальцевой, беспальцевой: с одним или двумя подвижными ножами) как с однократным, так и многократным ходом ножа.

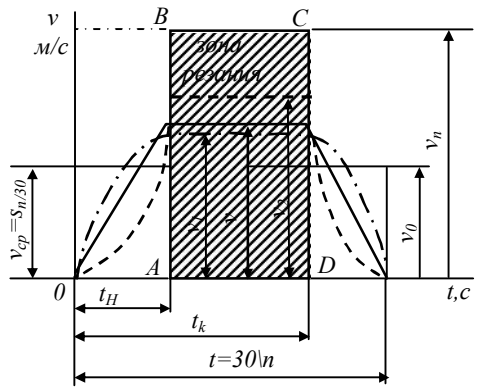

Рис. 49. К обоснованию максимально допустимой скорости в процессе резания у режущих аппаратов с ВПД ножа

Идеальным с точки зрения процессов резания можно считать закон, который имеет в зоне резания наиболее возможную максимальную и постоянную скорость ножа, причем разгон и торможение ножа происходят мгновенно. Таков, например, закон движения ножа, описывающий прямоугольник *ABCD* (рис. 49), получить который практически невозможно.

Вместе с тем, варьируя параметры гидропередачи и законы движения штока в зоне разгона и торможения, можно получить максимально возможное значение скорости ножа в области резания. Однако при этом надо учитывать, что область изменения максимальной величины скорости ножа при постоянном значении скорости резания, исходя из конструктивных параметров режущего аппарата, имеет ограничения [12]:

$$v_0 = v_{ср} < v_{рез} = v_H = \frac{t}{t_k - t_H} v_{ср}, \qquad (135)$$

где t, t_H, t_k - время за один ход ножа, время пробега ножа до начала и до конца резания.

Допустимые значения коэффициентов разгона, установившегося движения и торможения штока гидродвигателя для существующих типов режущих аппаратов с различными кратностями хода ножа. как было указано выше, эффективность закона движения ножа режущего аппарата с гидроприводом ВПД зависит от коэффициентов разгона q_1, установившегося движения q и торможения q_2.

Определение количественного значения этих коэффициентов для различных типов режущих аппаратов при различных кратностях хода ножа позволяет в стадии проектирования как гидродвигателей ВПД, так и гидросистемы машин выбирать их параметры таким образом, чтобы наиболее рационально использовать кинематические и динамические преимущества гидропривода ВПД.

Рациональные значения этих коэффициентов можно определить только с учетом конструктивных параметров и хода ножа указанных типов аппаратов, а также выполняемых ими технологических процессов с сохранением постоянной скорости в зоне резания, учитывая минимально допустимое значение коэффициентов установившегося движения и торможение с различными кратностями хода ножа режущего аппарата (табл. 4). Данные табл. 4 дают возможность при проектировании режущих аппаратов с гидроприводом ВПД определить кинематические параметры движения штока гидродвигателя ВПД для выбираемого аппарата.

Анализ работы режущих аппаратов с гидроприводом ВПД при различных кратностях хода ножа и данные по основным параметрам кинематики движения рационального привода ножа показывают, что гидродвигатели ВПД с максимальным ходом торможения 13 мм технологически наилучшим образом обеспечивают работу пальцевых и беспальцевых режущих аппаратов с одним подвижным ножом. Для двухножевых режущих аппаратов с двумя подвижными ножами ход торможения гидродвигателей можно уменьшить

Таблица 4

Значения коэффициентов разгона q_1, установившегося движения q и торможения q_2 при различных кратностях хода ножа для различных типов режущих аппаратов

Кратность хода ножа	Режущие аппараты											
	Пальцевый				Двухножевой с одним подвижным ножом				Двухножевой с двумя подвижными ножами			
	q	q_1	q_2	Ход торможения, мм	q	q_1	q_2	Ход торможения, мм	q	q_1	q_2	Ход торможения, мм
0,5	-	-	-	20-24	-	-	-	10-12	0,5	0,1	0,4	5-6
1	0,46	0,25	0,29	-	0,5	0,14	0,36	-	0,75	0,07	0,18	-
2	0,725	0,125	0,15	-	0,75	0,07	0,18	-	0,875	0,035	0,09	-
3	0,82	0,083	0,097	-	0,83	0,046	0,124	-	0,92	0,023	0,57	-
4	0,85	0,0625	0,0775	-	0,875	0,036	0,089	-	0,93	0,0775	0,0025	-

в 2 раза, т.е. до 6-7 мм. Однако вследствие меньшей распространенности режущих аппаратов с двумя подвижными ножами и возможности получения необходимой скорости движения в конце резания с некоторым (до 10%) увеличение частоты движения ножа штока гидродвигателя, а также с целью унификации параметров гидродвигателей ВПД рационально устанавливать на сельскохозяйственных машинах гидродвигатели с ходом торможения 10-13 мм. В настоящее время все гидродвигатели ВПД выпускаются с такими параметрами.

6. Износ и долговечность лезвий сегментов ножа режущего аппарата с гидроприводом

Износ и долговечность лезвий сегментов. Величина и характер изменения скорости хода ножа имеют существенное значение для изнашивания кромки его лезвий, поскольку при определенной скорости подачи срезаемых материалов с изменением скорости резца в зоне резания величина деформации материала и сопротивление его резко изменяются [27, 28].

На износ лезвий ножа в большой степени влияет нормальное давление, которое зависит от нормальной скорости, действующей на его кромки. Характер и величина износа по длине лезвия, закономерность его изменения соответствуют закономерности распределения нормальных давлений и нормальной скорости его по кромкам. Поэтому, имея одинаковые средние скорости, но различные кинематики резца, в зоне резания можно получить различные нагрузки по кромкам лезвий ножа [7, 27, 27].

Неравномерные нагрузки на кромки лезвий, естесТвенно, приводят к их неравномерному износу. Это уменьшает число возможных восстановлений режущей способности лезвия. Следовательно, даже при рациональном выборе конструкции режущего элемента из износостойкого материала долговечность его лезвия уменьшается.

При работе с гидроприводом ВПД скорость ножа в зоне резания постоянна, поэтому по длине лезвия всегда действует равномерное нормальное давление, что приводит к равномерному износу кромки лезвий (рис. 50, *б*, *г*). При работе с механическим приводом или с гидроприводом ВД в зоне резания скорость ножа изменяется, поэтому при постоянной скорости уборочного агрегата в зоне резания изменяется нормальная составляющая скорости ножа, а следовательно и нормальное усилие на кромки лезвий. Последнее приводит к неравномерному износу лезвий ножа (рис. 50, *а*, *б*).

Рассмотрим долговечность режущей части лезвия при работе его с двумя типами приводов, имеющих различные кинематические параметры в зоне резания.

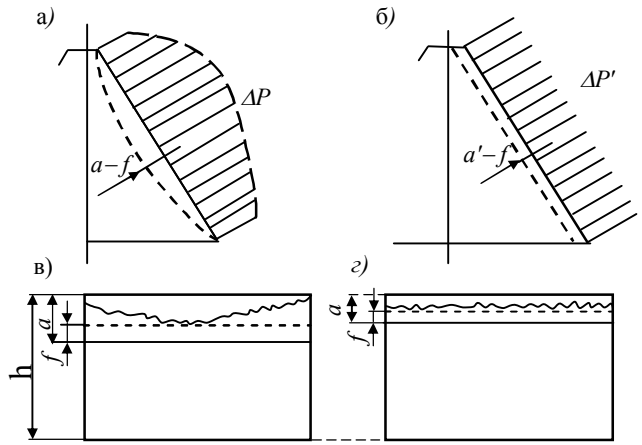

Рис. 50. Износ лезвий и долговечность режущего элемента при работе режущего аппарата: *а*, *в* – с механическим приводом; *б*, *г* – с гидроприводом ВПД

Допустим, что сегменты имеют одинаковые запасы для заточек h мм, а каждая заточка составляет f мм.

При работе режущего аппарата с механическим приводом максимальное давление, действующее близко к вершине сегмента, будет способствовать более глубокому износу кромки лезвия, который соответствует величине $a - f$ (рис. 50, а), а при работе с гидроприводом ВПД лезвие ножа имеет равномерный износ величиной $a - f'$ (рис. 50, *г*).

Долговечность режущей части лезвия с механическим приводом ножа можно записать в виде

$$T_g = nT_u, \text{ или } Q_g = nQ_u. \qquad (136)$$

Долговечность режущей части лезвия с гидроприводом ВПД ножа записывается аналогично:

$$T'_g = nT'_u \text{, или } Q'_g = nQ'_u. \qquad (137)$$

Допустим, что сегменты изготовлены из одинакового материала, с одинаковыми конструктивными формами их режущей части, и имеют одинаковое время работы и выработки:

$$T_u = T'_u \text{ и } Q_u = Q'_u, \qquad (138)$$

тогда долговечность режущих частей сегмента будет зависеть от количества возможных заточек лезвий n и n', где значения их соответственно составляют:

$$n = \frac{h}{a} \text{ и } n' = \frac{h}{a'}. \qquad (139)$$

Значение $a' < a$, поэтому $n' < n$, следовательно, всегда $T'_g > T_g$ и $Q'_g > Q_g$. Это говорит о том, что при идентичных условиях всегда режущая часть сегмента режущего аппарата, имеющая привод от гидродвигателя ВПД, будет изнашиваться меньше и работать дольше, чем у аппарата с механическим приводом ножа или гидроприводом ВД.

Область наиболее интенсивного изнашивания лезвий серийных сегментов. В точке пересечения кромки лезвия сегмента и противорежущей пластины, при которой нож имеет максимальную скорость и максимальное нормальное усилие, действующее на лезвие сегмента, износ должен происходить интенсивнее, чем на других участках.

Для того, чтобы определить координаты этой неизвестной точки *M* (*x, y*), нами составлено уравнение движения прямой лезвия *AB* относительно $A_H \cdot B_k$, исходя из параметров пальцевого режущего аппарата и закона движения ножа (синусоиды) с механическим приводом и гидроприводом ВД, установлены участки сегмента лезвий, где происходит наибольший его износ:

$$l' = \frac{1}{\cos\alpha}\left[\frac{s\,\mathrm{ctg}\alpha + (t_0 - b)\,\mathrm{ctg}\alpha'}{s\left(\mathrm{ctg}\alpha + \mathrm{ctg}\alpha'\right)} \cdot \mathrm{ctg}\alpha' - \frac{t_0 - b}{2}\mathrm{ctg}\alpha\right] = \frac{y}{\cos\alpha}. \qquad (140)$$

Если сопоставить конструктивные параметры режущего аппарата жатки силосоуборочного комбайна КСС-2,6 ($s = 90$

мм, $t_0 = 90$ мм, $b = 36$ мм, $h = 55$ мм, $\alpha = 35°$, $\alpha' = 7°40'$), в этой формуле получим, что наиболее интенсивный износ кромки лезвия его сегментов происходит от основания на расстоянии $l' = 25,6$ мм. Значение l' для серийных сегментов жаток и сенокосилок, имеющих ход ножа $s = 76,2$ мм, составляет 21 мм.

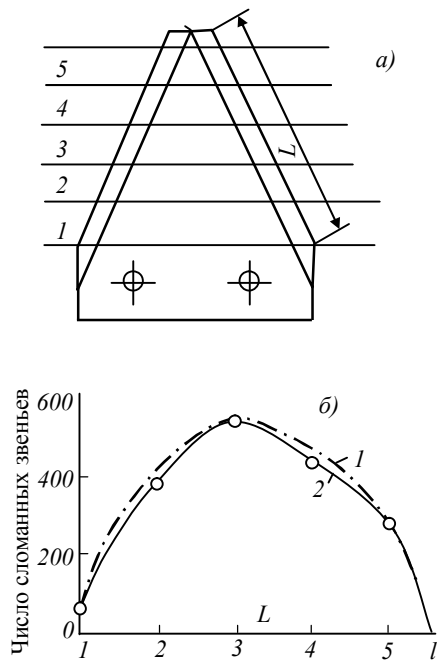

Рис. 51. Характер износа лезвий серийных сегментов: а – участок замера износа; б – величина износа по длине лезвия сегментов; 1- теоретическое построение по указанной нами графоаналитической методике; 2- экспериментальное построение по данным к.т.н. Ф.Я.Митина

СКБ режущих аппаратов в г. Симферополе кандидатом технических наук Ф.Я.Митиным [80] были проведены исследования по изучению условий, причин и характера износа деталей машин, в частности лезвий сегментов режущих аппаратов с ходом 76,2 мм. Для этого было собрано 1000 шт. сегментов, выбракованных после их эксплуатации, у которых измерялась высота и подсчитывалось количество поломанных зубцов по участкам лезвий 1-2, 2-3, 3-4 и т.д. (рис. 51, *а*). Данные измерений свидетельствуют о неравномерности износа лезвий по длине, причем наибольшее количество изношенных и

поломанных зубцов оказалось в середине, что близко к расчетному расстоянию, определенному формулой (140). Это подтверждает указанные выше теоретические предпосылки и расчет о том, что в случае с механическим приводом в середине лезвия резание является рубящим процессом и поэтому затрачивается большое усилие, вызывающее износ и поломку лезвий ножа.

Рациональная геометрическая форма сегментов ножа режущего аппарата с гидроприводом. Причиной неравномерного износа лезвий сегментов является неравномерное давление, действующее по длине лезвия, которое при прочих условиях зависит в основном от скорости движения ножа [7]. Если скорость ножа в области резания переменная, то для получения равномерного износа по длине лезвия сегментов нужно, чтобы их геометрия была криволинейная. Форма кривизны должна удовлетворять условию постоянства скорости резания: $v_{рез} = const$.

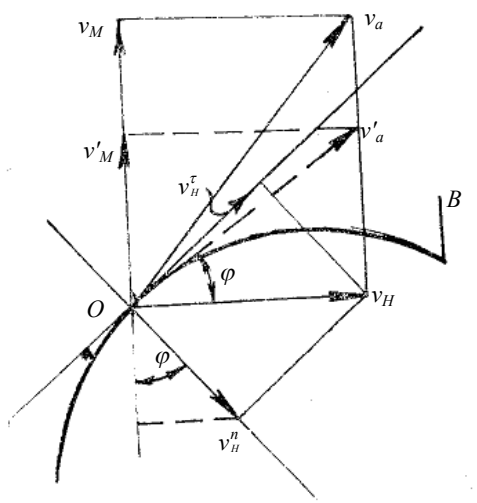

Рис. 52. Влияние кривизны лезвия сегментов на режимы резания

Поскольку $v_{рез}$ складывается из двух скоростей: поступательной скорости уборочного агрегата $v_м$ и скорости ножа v_H, а скорость агрегата постоянна, то кривизна лезвия должна быть такой, чтобы в процессе резания не изменялась величина проекции нормальной скорости ножа v_H^n, $\cos\varphi$

(рис. 52). Тогда $v_п$ и $v_л$ агрегата с криволинейным ножом в процессе резания будет иметь постоянную величину. Как видно из рис. 52,

$$v'_м = v_м - v_H^n \cos\varphi, \qquad (141)$$

так как

$$v_H^n = v_H \sin\varphi, \qquad (142)$$

$$v'_м = v_м - v_H \cos\varphi \cdot \sin\varphi = v'_м + \frac{v_H}{4}\sin 2\varphi. \qquad (143)$$

Поэтому абсолютная скорость резания v_a, т.е. Действительная скорость резания с криволинейным лезвием сегмента будет

$$v_a'^2 = \left(v'_м\right)^2 - \left(v_H\right)^2 = v_м^2 - v_м v_H \sin 2\varphi + \frac{v_H^2}{4}\sin^2 2\varphi. \qquad (144)$$

Эта формула показывает разницу между v'_a и v_a при условиях, когда скорость в зоне резания постоянная.

Если принять $v'_a = v_{рез}$ и $v'_a = \sqrt{v_H^2 + v_м^2}$ и уравнение (144) решить относительно угла φ, получим кривизну лезвия сегмента, обеспечивающую равномерный его износ в зависимости от закона движения ножа:

$$\varphi = \frac{1}{2}\arcsin\left\{\left[\frac{v_м}{v_H} + \sqrt{\left(\frac{v_м}{v_H}\right)^2 - \left(v_{рез}^2 - v_H^2 - v_м^2\right)}\right]\right\}. \qquad (145)$$

Эта формула дает возможность при известных значениях скорости машины $v_м$ и скорости ножа в зоне резания $v_{рез}$ определить значения угла наклона лезвия, в зависимости от величины скорости ножа v_H, так, чтобы в любой момент резания нормальная составляющая скорости, Действующая на кромку лезвия ножа, была по всей длине постоянной.

Для того чтобы скорость ножа в зоне резания осталась постоянной по закону трапеции, лезвия должны быть прямолинейными, например, как у серийных сегментов, линия OA.

При изменении скорости ножа по закону окружности, кривизна лезвий сегмента должна быть аналогична кривой OB, а при изменении скорости ножа по закону синусоиды – подобна кривой OC (рис. 53).

Для графического изображения кривизны лезвия сегмен-

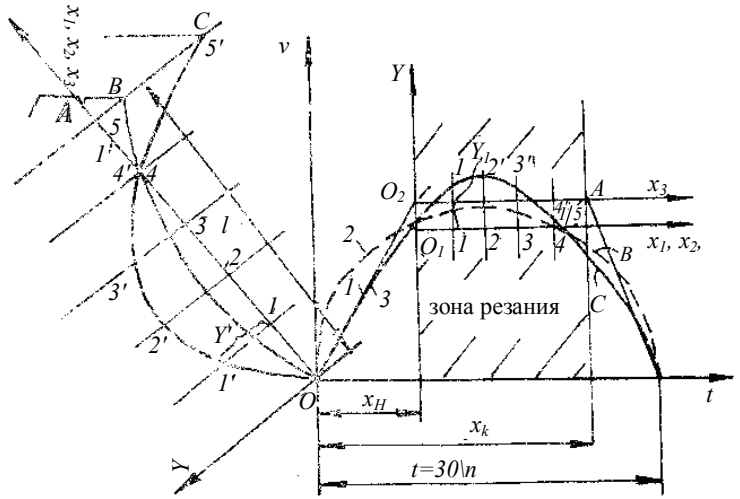

Рис. 53. Построение профиля лезвия сегмента в зависимости от кинематики движения ножа

тов путь сегмента в зоне резания $x_{рез} = x_k - x_H$ и длину лезвия l необходимо разделить на равные части и на них опустить перпендикулярны. Полученные высоты от оси x в системе x, y: $1-1'$, $2-2'$, $3-3'$, $4-4'$ и $5-5'$ по масштабу необходимо откладывать в системе x', y' с измененным размером в $l / x_{рез}$ раза. При этом глубина кривизны сегмента будет

$$y_1 = y \cdot l / x_{рез}. \qquad (146)$$

Полученная траектория в системе y', x от точек $1'$, $2'$, $3'$, $4'$, $5'$ будет траекторией лезвия сегмента, которая при изменении скорости ножа по закону синусоиды дает равно-

мерную нагрузку по всей длине лезвия ножа. Кривизну лезвия можно представить используя формулу (145). Для этого при постоянной скорости агрегата $v_м$, для различных моментов резания определяется скорость v_H и сопоставляется с формулой (145), определяется значение угла φ для каждого момента резания.

Значение φ для каждого момента движения откладывается от точек $1'$, $2'$, $3'$ и т.д. в системе x', y' (рис. 53) и получается кривизна лезвия ножа для различных законов его движения.

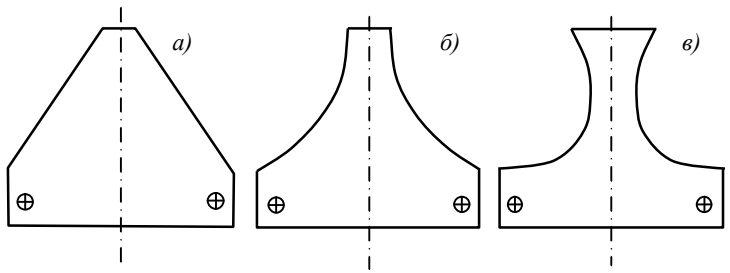

Рис. 54. Рациональная геометрия сегментов, обеспечивающих равномерный износ лезвий по всей длине при изменении скорости ножа по различным законам: *а* – по трапеции; *б* – по окружности; *в* – по синусоиде

На рис. 54 показана геометрия сегментов режущих аппаратов жатвенных машин, обеспечивающая равномерный износ по длине лезвия сегментов при различных законах движения ножа, построенных по вышепредложенной методике. Как видно из рис. 54, *а*, для серийных сегментов наиболее рациональным является гидропривод ВПД, передающий к ножу движение по закону трапеции. В случае механического привода или гидропривода ВД сегменты должны иметь не серийный вид, а ериволинейный (рис. 54, *б*, *в*).

Впервые проф. Е.С.Босой предложил криволинейные ножи к сегментам жатвенных режущих аппаратов для резания толстостебельных культур, исходя из соображений, что в этом случае уменьшается усилие резания, это подтверждено и

экспериментальными исследованиями [44]. Им обоснована также причина уменьшения усилия резания при криволинейном лезвии сегмента, что связано с разложением величины нормальной составляющей усилия, воздействующей на сегмент ножа. причину эту можно объяснить также особенностью процесса резания, при работе с криволинейным сегментом преимущественно происходит скользящее резание.

Изменяя конфигурацию лезвия сегмента при различных кинематических параметрах ножа согласно описанной выше методике (рис. 54), можно получить постоянную скорость ножа в процессе резания. При этом уменьшается коэффициент рубки и увеличивается коэффициент скольжения стеблей по лезвию сегмента, улучшаются условия резания и снижается его усилие.

Изготовление и эксплуатация сегментов с криволинейными лезвиями более сложны и трудоемки. Поэтому они не находят массового применения в сельскохозяйственных машинах, несмотря на преимущества их использования в режущих аппаратах с серийными механическими приводами ножа или гидроприводом ВД. В то же время сегменты с прямолинейным лезвием весьма выгодны при работе режущих аппаратов с гидроприводами ВПД.

Если в режущем аппарате отсутствуют предохранительные приспособления привода (например, в аппарате с механическим приводом), происходит выкрашивание лезвий сегментов.

Режущий аппарат с гидроприводом надежно предохраняется при перегрузках, это резко ограничивает выкрашивание и поломку лезвий ножа, увеличивает их долговечность [16, 32]. Поэтому для объективной оценки режущей способности и износостойкости режущих аппаратов они должны испытываться с приводом, имеющим предохранительные приспособления (например, с гидроприводом) с целью исключения причин, вызывающих поломку или выкрашивание лезвий режущего элемента.

ГЛАВА V. РАБОЧИЕ ОРГАНЫ КД И ВД С ГИДРОПРИВОДОМ ВПД

1. Рабочие органы КД с гидроприводом ВПД

В некоторых сельскохозяйственных машинах при выполнении технологических операций рабочие органы совершают колебательные и вибрационные движения. К таковым относятся качающиеся грохоты картофелеуборочных машин, соломотряс и решета для очистки зерна зерноуборочных машин, вибраторы плодоуборочных машин, вибраторы бункера зерноуборочных комбайнов и т.д.

Существующие механические приводы рабочих органов КД не полностью отвечают агротехническим требованиям. Это связано с тем, что посредством такого привода невозможно передать к рабочим органам КД нужный закон движения (см. гл. I). А гидродвигатели ВПД обеспечивают необходимые законы движения.

Рабочие органы КД в конструкции уборочных машин выполняют такие функции как вибротранспортировка, сепарация и очистка материалов, технологические свойства их с механическим приводом достаточно хорошо изучены и обоснованы в классических трудах [41, 45, 52, 76, 83, 94].

Результаты исследования работы рабочих органов с гидроприводом ВПД и полученные расчетные формулы по кинематике, динамике и энергетическим показателям (см. гл. III, IV) позволяют с учетом технологических особенностей рабочих органов КД произвести расчеты и определить особенности их режимов работы с гидроприводом ВПД в отличие от механического привода и гидропривода ВД.

Работа вибротранспортеров с гидроприводом ВПД. Эффект вибротранспортировки. При работе с гидроприводом ВПД и одинаковой средней скорости максимальная ско-

рость и ускорение рабочего органа КД отличаются от таковых в случае применения механического привода или гидропривода ВД. Это приводит к различию в режимах и технологических показателях их работы. определим эти различия. Для рабочих органов КД, предназначенных, например, для грохота картофелеуборочного комбайна и вибротранспортировки материалов (рис. 55), важное значение имеет скачкообразное движение.

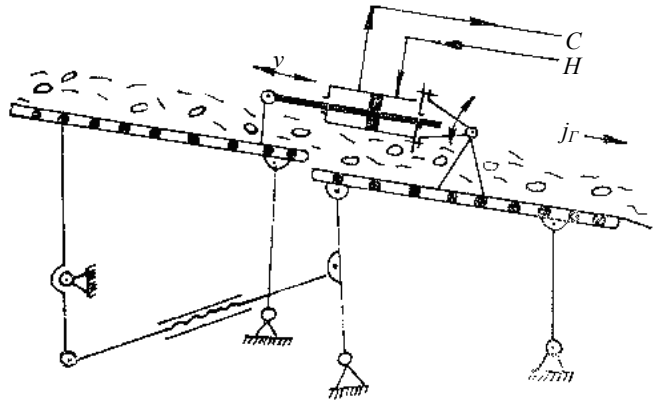

Рис. 55. Технологическая схема вибротранспортировки клубней картофеля на грохоте

При этом ускорение в конце каждого хода движения рабочего органа будет настолько больше, насколько транспортируемая частица быстрее будет двигаться по поверхности транспортера. Поэтому для определения эффекта вибротранспортировки с гидроприводом ВПД, по сравнению с механическим приводом или с гидроприводом ВД, достаточно определить отношение максимальных ускорений рабочего органа с гидроприводом ВПД к ускорению рабочего органа с механическим приводом, см. (37), (38):

$$\lambda_T = \frac{j_Г}{j_м} = \frac{8}{\pi^2\left(1-q^2\right)}\ , \qquad (147)$$

где λ_T - эффект вибротранспортировки, получаемый при движении рабочего органа с гидроприводом ВПД;

$j_Г$, $j_м$ - ускорение с гидроприводом ВПД и механическим приводом.

Работа виброрешет с гидроприводом. Эффект сепарации-очистки материалов. Сортирование материалов и смесей производится рабочими органами, совершающими короткоходовые КД-вибрационные движения.

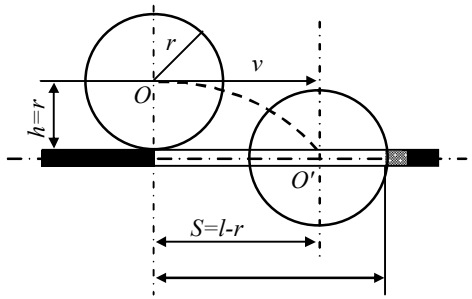

Рис. 56. Схема прохождения материала через отверстие решета

При заданных размере отверстия, длине l и диаметре сепарируемого материала $2r$ условие свободного прохождения материала через отверстия колеблющегося решета (рис. 56), которое широко применяется в зерноочистительных и зерноуборочных машинах, выражается следующим образом [89]:

$$v_{\max} \le (l-r)\sqrt{\frac{g}{2r}}, \qquad (148)$$

т.е. максимальная скорость $v_{\max}$ сепарируемого материала при средней скорости колебания решета настолько будет меньше, насколько увеличится степень сепарации.

Поэтому эффект сепарации с применением гидропривода ВПД решета (скорость которого изменяется по закону трапеции), в сравнении с механическим приводом или гидроприводом ВД (скорость которого изменяется по синусоиде), можно выразить в виде соотношений максимальных скоростей, получаемых при механическом и гидравлическом приводе из (33), (34):

$$\lambda_c = \frac{v_м}{v_Г} = \frac{\pi}{4}(1+q), \qquad (149)$$

где λ_c - эффект сепарации-очистки в решете с гидроприводом ВПД; $v_м$, $v_Г$ - максимальная скорость движения решета с механическим приводом и гидроприводом ВПД.

Анализ работы соломотряса зерноуборочных машин с гидроприводом ВПД. Эффект вибротранспортировки-сепарации. Одним из ответственных рабочих органов в зерноуборочном комбайне является соломотряс, который при многократном подбрасывании обмолоченного материала осуществляет транспортировку соломы и сепарацию обмолоченных материалов (рис. 57).

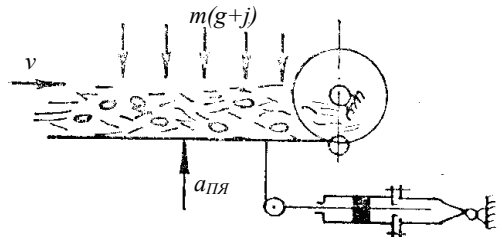

Рис. 57. Схема отделения зерна от частей вороха при движении клавиша соломотряса

Основным фактором, влияющим на подбрасывание вороха и его частицы, является подбрасывающая сила частиц, определяемая по формуле [89]:

$$P = m(g + a_{пл}), \qquad (150)$$

где P - сила, действующая на частицы; m - масса частиц; $a_{пл}$ - ускорение плоскости соломотряса; g - ускорение свободного падения частиц.

При прочих равных условиях сила P зависит от ускорения плоскости $a_{пл}$. С увеличением ускорения плоскости значение P увеличивается. В то же время с увеличением силы P более эффективно осуществляются транспортировка и сепарация обмолоченных материалов. Поэтому эффект транспортировки-сепарации материала в соломотрясе с гидроприводом ВПД в сравнении с механическим приводом или гидроприводом ВД можно выразить в виде соотношения

максимальных усилий, передаваемых к соломотрясу при одинаковых ч.д.х. в минуту с гидроприводом ВПД P_2 и с механическим приводом $P_м$:

$$\lambda_{Т.С.} = \frac{P_Г}{P_м} = \frac{m\left(g + j_Г\right)}{m\left(g + j_м\right)} = \frac{g + \dfrac{4}{1+q} s \left(\dfrac{n}{30}\right)^2}{g + \dfrac{\pi}{4} s \left(\dfrac{n}{30}\right)^2}, \qquad (151)$$

где $\lambda_{Т.С.}$ - эффект транспортировки-сепарации; $j_Г$, $j_м$ - ускорение с гидроприводом ВПД, определяемое формулой (37) и ускорение с механическим приводом или с гидроприводом ВД, определяемое формулой (38); s', s - ход штока гидродвигателя ВПД и ход кривошипа с механическим приводом или с гидроприводом ВД; n - частота движения решета, ч.д.х./мин.

Расчет и анализ работы вибротранспортеров, очистительных решет и соломотряса зерноуборочных комбайнов показывает, что во всех случаях при одинаковых условиях применение гидропривода ВПД к этим рабочим органам дает положительный эффект. Например, при величине хода $s = 50$ мм частота движения $n = 550$ ч.д.х./мин. при применении гидропривода ВПД (в сравнении с механическим приводом и гидроприводом ВД) эффект транспортировки у грохота картофелеуборочного комбайна составляет 11%, у решет сепаратора – 19% и у соломотряса зерноуборочного комбайна – 15% [24].

2. Рабочие органы ВД с гидроприводом ВПД

Гидропривод ВПД можно использовать в качестве привода к рабочим органам машин ВД. При этом для получения непрерывного ВД рабочего органа необходимо применять механические преобразовательные механизмы, такие как кривошино-шатунный, кулисный механизм и т.д., а для получения ВД с остановкой рабочего органа можно использовать храповой механизм (рис. 58). Получение ВД с помощью гидродвигателя ВПД позволяет передавать высокий крутящий момент и малые обороты к рабочим органам ВД от гидродвигателя ВПД. При этом передача движения получается весьма компактной по сравнению с механическим приводом или гидроприводом ВД. Гидропривод ВПД желательно применять при малооборотных рабочих органах ВД, с высоким крутящим моментом. Преобразовательные механизмы должны выбираться исходя из технологических и конструктивных соображений.

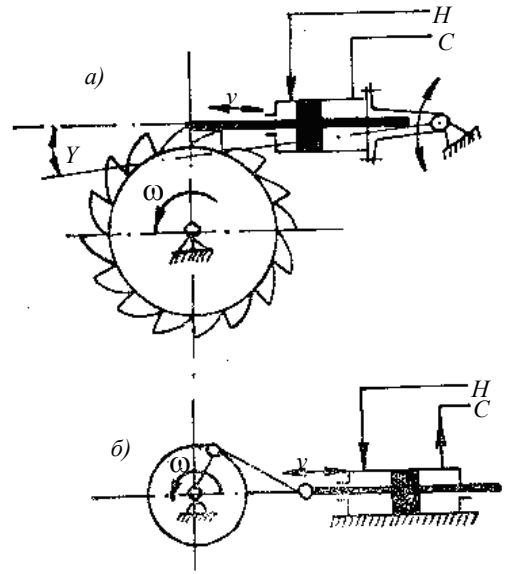

Рис. 58. Преобразование ВПД штока гидродвигателя в ВД исполнительного рабочего органа: *а*- с прерывистым ВД; *б*- с непрерывным ВД

При использовании храпового механизма в качестве передачи движений от гидродвигателя ВПД угловая скорость и крутящий момент на валу храповика можно определить следующим образом: угловая скорость

$$\omega = \frac{\pi n}{30 z}, \qquad (152)$$

крутящий момент

$$M = \Delta s \left(P_и - P_c\right) l, \qquad (153)$$

где n - ч.д.х., штока гидродвигателя; z – число зубьев храповика; Δs - рабочая площадь поршня; l - плечо вращения хра-

пового колеса; P_H, P_c - давление в нагнетательной и сливной линиях системы гидропривода ВПД.

В случае гидропривода ВПД к рабочим органам ведущим звеном является шток гидродвигателя ВПД (рис. 7, 2 б). Принимая за обобщающую координату перемещение штока гидродвигателя $x_ш$ по методике, предложенной академиком И.И.Артоболевским (2), легче можно определить угол поворота φ, кривошипа r, который совершает ВД при ВПД штока гидродвигателя (рис. 58). При этом в случае дезаксиала

$$\varphi = -\mathrm{arctg}\frac{h}{x_ш} + \arccos\frac{x_ш^2 - c^2}{2r\sqrt{x_ш^2} - h^2}, \qquad (154)$$

при отсутствии дезаксиала

$$\varphi = \arccos\frac{x_ш^2 - c^2}{2r\sqrt{x_ш^2} - h^2}, \qquad (155)$$

где

$$c = \sqrt{r^2 + l^2 + h^2}. \qquad (156)$$

Угловая скорость ω и угловое ускорение ε определяются путем двухкратного дифференцирования выражений (154) и (155) относительно обощенной координаты системы $x_ш$.

В случае равномерного движения штока $x_ш$ по времени угловая скорость и угловое ускорение являются равномерными. Но в действительности, как показано выше (гл. III, IV), перемещение штока гидродвигателя по времени неравномерное. Поэтому в случае гидропривода ВПД к рабочесу органу ВД всегда будем иметь неравномерное вращение. Следовательно, гидропривод ВПД к высокооборотным рабочим органам, где требуется равномерное движение, не перспективен, его можно применять в том случае, когда не скорость, а крутящий момент является определяющим в выполнении технологического процесса. В случае гидропривода ВПД к рабочим органам ВД при непрерывном преобразовании ВПД к ВД средняя угловая скорость ω и крутя-

щий момент M, передаваемый к кривошипу, можно определить по следующим формулам:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \qquad (157)$$

$$M = \Delta s\left(P_H - P_c\right) r \sin\varphi, \qquad (158)$$

где n - ч.д.х. штока и гидродвигателя в минуту; Δs - рабочая площадь поршня гидродвигателя; r - радиус кривошипа; P_H, P_c - давление в нагнетательной и сливной линиях системы гидропривода.

3. Соединение штока гидродвигателя ВПД с рабочим органом

Кинематическая схема соединения гидропривода с рабо-

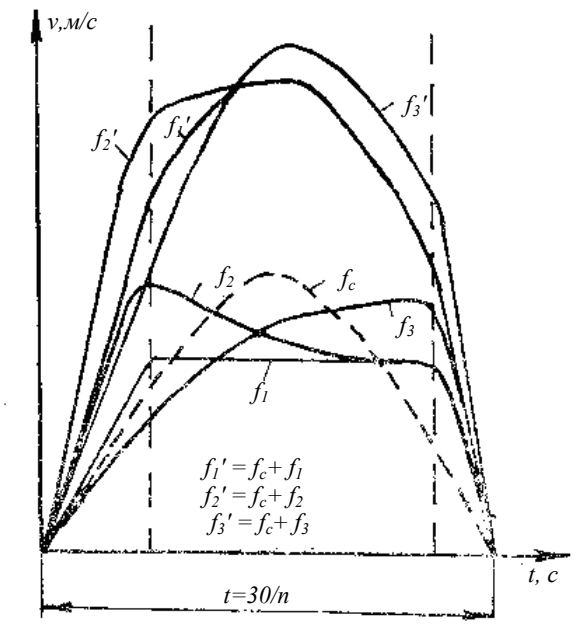

Рис. 59. Скорость рабочего органа с гидроприводом ВПД при соединении его со штоком гидродвигателя через механический преобразователь

чим органом оказывает существенное влияние на режим работы исполнительного механизма [5]. Например, при соединении штока гидродвигателя ВПД с рабочим органом через кривошипно-шатунный механизм закон движения рабочего органа, как было указано выше, будет изменяться не по закону трапеции, а по закону, определяемому формулой (154) или (155), близкому к синусоиде.

На рис. 59 показаны скорости рабочего органа ВД f_1', f_2', f_3', который имеет привод от гидродвигателя ВПД через кривошипно-шатунный механизм (рис. 58). Как видно из рис. 58, несмотря на то, что при различных параметрах гидросистемы скорость штока имеет законы f_1, f_2, f_3, близкие к трапеции, искомый закон движения рабочего органа, который состоит из закона гидродвигателя, закона движения преобразовательного механизма, по виду близок к синусоиде. Поэтому при использовании гидродвигателей ВПД (если технологический процесс рабочего органа требует закона трапеции) необходимо избегать соединения гидродвигателя через преобразовательные механизмы, так как они искажают закон трапеции и приближают его к синусоиде.

Исходя из технологических, конструктивных и других соображений, гидродвигатель ВПД с исполнительным механизмом может быть соединен различным образом, причем шток гидродвигателя может соединяться с исполнительным органом не только соосно, как показано в работе [13], но и несоосно. Возможны одно-, двух-, трех-, четырех-, пятизвенные соединения и т.д. (рис. 60). При этом для каждого конкретного случая кинематические параметры исполнительного органа будут зависеть от кинематики движения штока гидродвигателя и кинематики преобразовательного силового механизма.

Как видно из рис. 60, *а*, при соединении гидропривода ВПД через шестизвенный механизм скорость ножа v_u по времени приобретает вид, близкий к синусоиде, несмотря на то, что скорость штока 2 гидродвигателя $v_ш$ изменяется по

закону трапеции, такая же картина наблюдается при пятизвенной схеме соединения штока гидродвигателя со спинкой ножа (рис. 60, *б*).

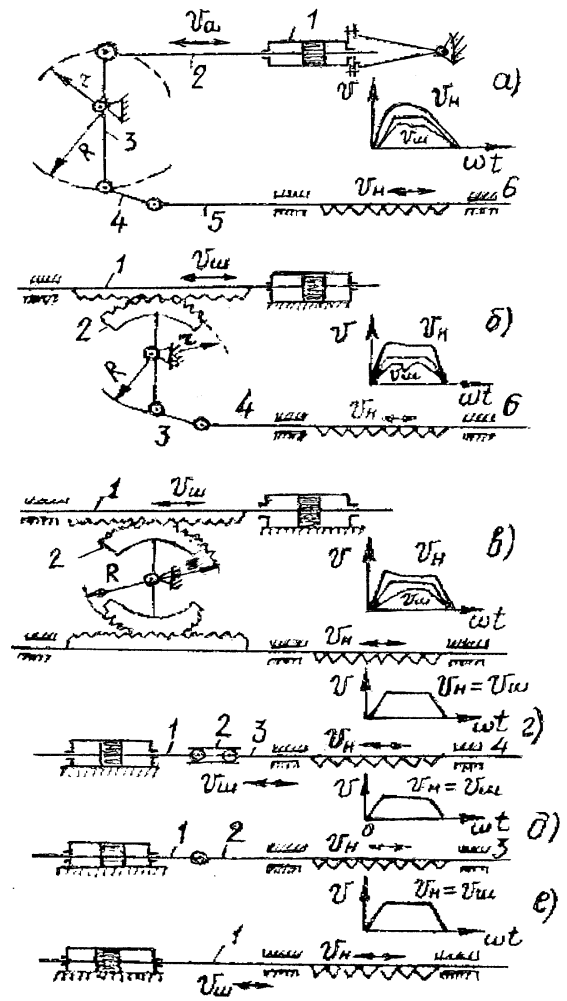

Рис. 60. Характерные виды соединений штока гидродвигателя ВПД с исполнительными рабочими органами машин

Четырехзвенное соединение штока гидродвигателя со спинкой ножа или подобным рабочим органом, имеющим ВПД, может быть осуществлено как несоосно (рис. 60, *в*), так и соосно (рис. 60, *г*). При этом в обоих вариантах закон движения штока и ножа одинаковый. Однако скорость ножа по времени в первом случае будет зависеть от соотношений радиусов рычажного механизма 2. Если $R > r$, то скорость ножа по указанной схеме будет больше скорости штока гидродвигателя: $v_н > v_ш$, при $R < r$ будем иметь $v_H > v_ш$, а при $R = r$ получим $v_м > v_ш$. Во втором случае (рис. 60, *г*) скорости штока и ножа одинаковы: $v_H = v_ш$.

При трехзвенном (рис. 60, *д*) и двухзвенном соединении штока со спинкой ножа (рис. 60, *е*) скорости ножа штока изменяются по одинаковому закону и по величине одинаковы: $v_H = v_ш$.

Работа режущего аппарата при несоосной, но параллельной установке штока гидродвигателя относительно направления движения спинки ножа. В практике установка гидродвигателя ВПД на режущем аппарате может быть различной.

Из применяемых видов соединений спинки ножа со штоком гидродвигателя наиболее характерные показаны на рис. 60, 61.

При соосном и параллельном соединении штока гидродвигателя и спинки ножа (рис. 61, *а*) их скорости и ход одинаковы: $s_н = s_ш$.

Работа режущего аппарата при несоосной и непараллельной установке штока гидродвигателя относительно направления движения спинки ножа. Гидродвигатели ВПД могут устанавливаться на режущий аппарат по схеме рис. 61, *в*. В данном случае ось штока гидродвигателя ВПД и нож режущего аппарата находятся в одной вертикальной плоскости и ось штока образует угол β по направлению движения ножа. Причем значения его могут изменяться в

пределе $\beta_{\min} < \beta < \beta_{\max}$. Такая установка гидродвигателя в определенной степени влияет на Действительное значение хода ножа и кинематические показатели привода.

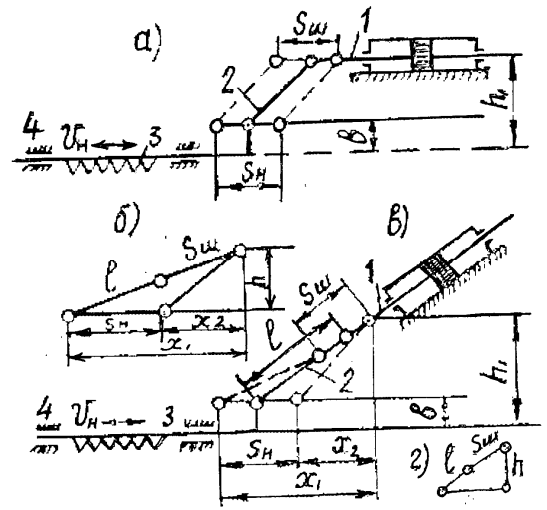

Рис. 61. Соединения спинки ножа режущего аппарата со штоком гидродвигателя ВПД: а- несоосное, но параллельное; б- несоосное, под углом.

Определим влияние несоосной и непараллельной установки гидродвигателя на величину хода ножа. в двух крайних положениях штока гидродвигателя образуются углы между направлением движения штока 3 и соединительной штанги 2; $\beta_{\min}$ и $\beta_{\max}$ (рис. 63, *б*). При этом величина хода ножа равна

$$s_H = x_1 - x_2 = \sqrt{(l + l_ш)^2 - h^2} - \sqrt{l^2 - h^2}. \qquad (159)$$

Если разделить правую и левую части формулы (159) на $s_ш$ и обозначить

$$\frac{l}{s_ш} = f \text{ и } \frac{h}{s_ш} = k, \qquad (160)$$

получим

$$\frac{s_H}{s_ш} = \sqrt{(f+1)^2 - k^2} - \sqrt{f^2 - k^2}\,. \qquad (161)$$

Из формулы (161) видно, что

$$\sqrt{(f+1)^2 - k^2} > \sqrt{f^2 - k^2}\,. \qquad (162)$$

Поэтому всегда $\frac{s_H}{s_ш} > 1$ и $s_H > s_ш$, т.е. при несоосной установке гидродвигателя ВПД по схеме (рис. 63, *в*) ход ножа всегда больше хода штока гидродвигателя.

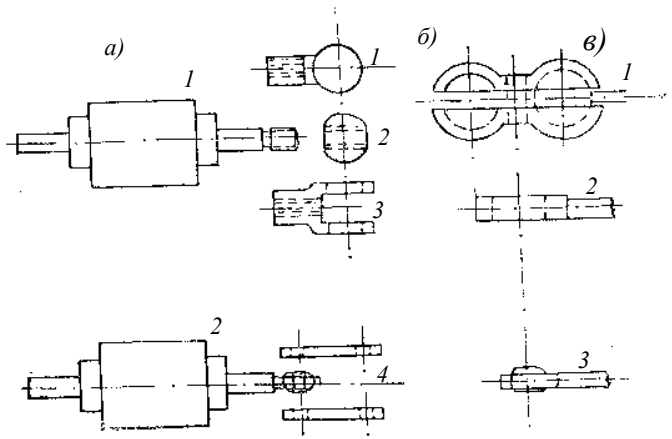

Рис. 62. Некоторые соединительные элементы для соединения штока гидродвигателя ВПД с рабочим органом машин. а) гидродвигатель; 1- с резьбовым штоком; 2- с шаровым штоком. б)элементы соединения на штоке: 1- шаровой хомут, 2-шар, 3- хомут, 4-планки. в) элементы соединения на рабочем органе: 1-пространсственные шаровые щечки и шар на головке, 2-головка с отверстием, 3-головка с шаровым подшипником.

Например, если принять $\frac{l}{s_ш} = f = 3$, $\frac{h}{s_ш} = k = 1$, то $\frac{s_H}{s_ш} = \sqrt{(3+1)^2 - 1^2} - \sqrt{3^2 - 1^2} = \sqrt{15} - \sqrt{8} = 3{,}85 - 2{,}83 = 1{,}05$, т.е. ход ножа на 5% больше, чем ход штока гидродвигателя. Поскольку частота ножа и штока одинаковы, следовательно,

настолько же процентов увеличивается скорость ножа режущего аппарата.

В случае $s_ш = l = h$ соотношение $\frac{s_H}{s_ш} = \sqrt{3} = 1{,}73$ приобретает экстремальное значение. При этом ход и скорость ножа на 73% больше хода и скорости штока гидродвигателя ВПД. Таким образом, в указанной схеме (рис. 61) рациональное значение соотношений $s_H / s_ш$ лежит в пределах

$$1 < \frac{s_H}{s_ш} < \sqrt{3}\,. \qquad (163)$$

Соединители штока гидродвигателя с рабочим органом. Для безотказной работы шток гидродвигателя ВПД с рабочим органом должен соединяться через двухзвенные пространственные соединители [14]. Обычно штоки гидродвигателей ВПД заканчиваются резьбой или шаровым подшипником. Для соединения штока гидродвигателя с рабочим органом можно использовать один из рекомендованных нами соединителей (рис. 62), которые показали надежную работу при эксплуатации в конструкциях различных гидрофицированных рабочих органов машин [14, 31, 36, 49, 79,98].

ГЛАВА VI. МЕТОДЫ ДЕМПФИРОВАНИЯ ПУЛЬСИРУЮЩИХ И ПИКОВЫХ ДАВЛЕНИЙ В СИСТЕМЕ ГИДРОПРИВОДА ВПД

В процессе работы гидродвигателя ВПД (рис. 9) при достижении поршнем фиксированного крайнего поожения происходит переключение золотника, при этом сливная полость гидродвигателя оказывается подключенной к нагнетательной гидромагистрали и таким образом торможение штока и присоединение к ней инерционной массы происходят за счет встречного потока рабочей жидкости в линии нагнетания. С момента переключения золотника шток гидродвигателя под влиянием инерционных нагрузок некоторое время продолжает движение в прежнем направлении, вытесняя жидкость в гидромагистраль. Поэтому давление в нагнетательной магистрали увеличивается. На это одновременно влияет и дополнительная жидкость, которая нагнетается насосом в магистраль в момент торможения штока. Появление пиков давлений на каждом ходе вызывает пульсацию их в гидросистеме.

Исследования показали, что пики давлений появляются на каждом ходе ножа режущего аппарата как при работе от гидродвигателя ВПД, так и при работе от гидромотора ВД. Величина пиков давления в зависимости от режима работы в 1,5-2 раза у насоса и 2-2,5 раза у гидродвигателя выше среднего давления, необходимого для работы режущего аппарата. Пики давлений в гидросистеме появляются и в случае гидропривода ВД рабочих органов с неравномерной технологической нагрузкой. Демпфирование (срезание и сглаживание) пиков и пульсирующих давлений в гидросистеме является актуальной задачей гидрофикации машин. Решение этого вопроса дает возможность уменьшить избыточный расход энергии на привод рабочих органов машин и

увеличить надежность работы как гидропривода, так и гидросистемы тракторов, чего можно достичь применением аккумулирующих устройств и рационального соединения схемы гидроаппаратов в системе.

Демпфирование (срезание и сглаживание) пиков давлений в гидросистеме должно проводиться с учетом особенностей работы рабочих органов с гидроприводом. Для рабочих органов ВД этот вопрос можно решить путем подключения к нагнетательной линии аккумуляторов, демпфирующих устройств. Однако демпфирование пульсаций давлений в гидросистеме привода рабочих органов ВПД и КД сельскохозяйственных машин имеет свои особенности.

Анализ работы режущих аппаратов жаток и других типов рабочих органов ВПД и КД с гидроприводом ВПД показал, что для удовлетворения требований, предъявляемых к рациональному приводу этих рабочих органов, демпфирующее устройство гидропривода ВПД должно отвечать следующим требованиям [37]:

- сохранять постоянную скорость ножа в зоне резания, т.е. гасить инерционные нагрузки вне области резания стеблей;
- обеспечивать двухстороннее гашение инерционных нагрузок туда и обратно (при прямом и обратном ходе).

В настоящее время в промышленности для демпфирования пульсирующих давлений в гидросистеме применяется гидроаппаратура различных конструкций: гидроаккумуляторы, гидравлические демпферы, различные типы инерционных гасителей и т.д.

1. Гидравлические демпферы

Гидравлические демпфирующие устройства применяются в тех местах гидропередачи, где возникают резкие гидравлические удары, в управляющий дроссельных золотниковых устройствах и гидроцилиндрах. В процессе работы в момент торможения они замедляют резкие перемещения рабочего органа и повышают их надежность работы.

Демпферы увеличивают время торможения и тем самым уменьшают ускорение и инерционные нагрузки штока гидродвигателя в зоне торможения. Однако существующие демпфирующие устройства не удовлетворяют указанным выше требованиям. В связи с этим нами была разработана специальная демпфирующая установка для гидропривода

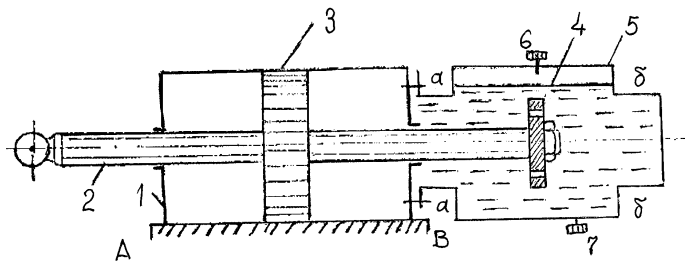

Рис. 63. Принципиальная схема демпфера на гидродвигателе ВПД: 1- корпус; 2- шток; 3- поршень гидродвигателя; 4- специальный поршень; 5- корпус демпфера; 6-7- пробки

режущего аппарата от гидродвигателя ВПД (рис. 63).

При работе, когда шток гидродвигателя движется влево, он одновременно перемещает и поршень демпфера 4. В конце хода штока (до переключения золотника) поршень 4 перекрывает левую полость $a-a$, создает дополнительное сопротивление движению штока гидродвигателя, уменьшая тем самым скорость штока. Таким же образом происходит торможение штока в конце обратного хода. Между полостями $a-a$ и $б-б$ поршень демпфера движется свободно. Это демпфирующее устройство просто по конструктивному оформлению и способствует гашению инерционных нагрузок вне области резания, обеспечивает предъявляемые к нему основные требования. Однако оно имеет и ряд недостатков, которые затрудняют его применение. Так, если сравнить работу гидропривода ВПД с демпфером и без него, увидим, что в процессе работы без демпфера в конце хода штока гидродвигателя давление в системе увеличивается, а затем в зоне разгона уменьшается, т.е. в конце хода энергия

аккумулируется (это выражается увеличением давления), а затем переходит в полезную работу и способствует быстрому разгону штока гидродвигателя с мертвой точки. Во время работы гидродвигателя с демпфером энергия (в нагнетательной магистрали) не аккумулируется, а гасится, полностью превращается в тепло и нагревает жидкость, находящуюся в корпусе, тем самым уменьшается к.п.д. гидросистемы и в зоне разгона штока требуется увеличивать давление в линии нагнетания (рис. 64).

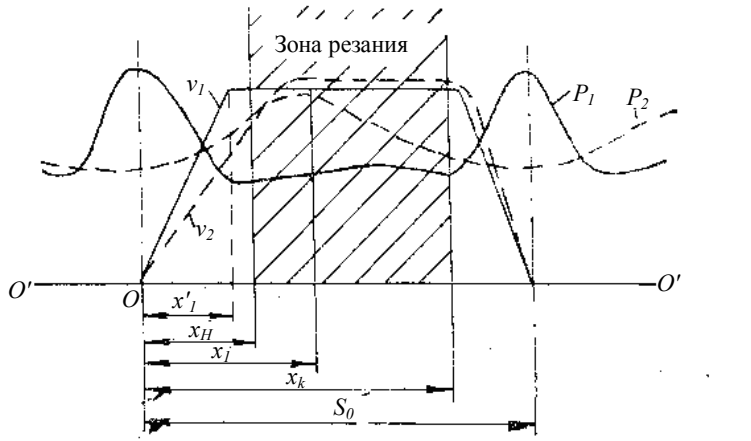

Рис. 64. Рабочий процесс режущего аппарата жатки с гидроприводом ВПД при давлении в магистрали нагнетания P_1 - без демпфера;P_2 - с демпфером; v_1, v_2 - скорость ножа

Кроме того, если при работе гидропривода без демпфирующих устройств нож режущего аппарата довольно быстро достигает максимальной скорости, что способствует наиболее рациональному использованию скорости ножа в зоне резания (уменьшается значение q_1), то при работе с демпфирующим устройством начало резания происходит с возрастающей скоростью ножа. поэтому кинетическая энергия ножа при эотм не способствует резанию стеблей, наоборот, возникает избыточная затрата энергии, как при работе с механическим

приводом или гидроприводом ВД (см. гл. IV), что также нерационально.

2. Гидравлические аккумуляторы

Гидравлические аккумуляторы являются накопителями потенциальной энергии жидкости. Они накапливают энергию во время частичной загрузки системы, а потому отдают ее в период интенсивной работы гидродвигателей. Аккумуляторы такого типа применяются для защиты системы от высоких пиковых и пульсирующих давлений в случае гидравлических ударов, для поглощения кинетической энергии при инерционных нагрузках и т.д. [37]. По способу накопления потенциальной энергии в гидросистеме гидроаккумуляторы подразделяют на грузовые, с упругим элементом и инерционные (рис. 65).

При подъеме груза в грузовом аккумуляторе накапливается потенциальная энергия. При подключении таких аккумуляторов к гидросистеме эта энергия во время торможения способствует гашению инерционных сил, а при обратном ходе – быстрому движению штока гидродвигателя ВПД. Для полного гашения инерционных нагрузок необходимо, чтобы кинетическая энергия ножа режущего аппарата была бы равна потенциальной энергии гидроаккумуляторов, т.е.

$$\frac{m_H v_H^2}{2} = GH\ , \qquad (164)$$

где m - масса подвижных элементов ножа; v_H - скорость ножа; H - высота груза; G - вес груза и поршня.

Грузовые аккумуляторы имеют большой вес и обладают инерционной массой. Во время работы при вертикальных колебаниях машин, вызванных неровностями поля, создается дополнительная пульсация давлений в гидросистеме. Если в нагнетательной магистрали имеется пульсирующее давление во время работы, оно может совпадать по фазе с пульсирующим давлением, вызванным вертикальными колебаниями груза. При этом суммарное давление создает

опасность для гидроаккумуляторов, поэтому применение их для гидропривода мобильных машин нецелесообразно. Их можно использовать в стационарных гидроприводах.

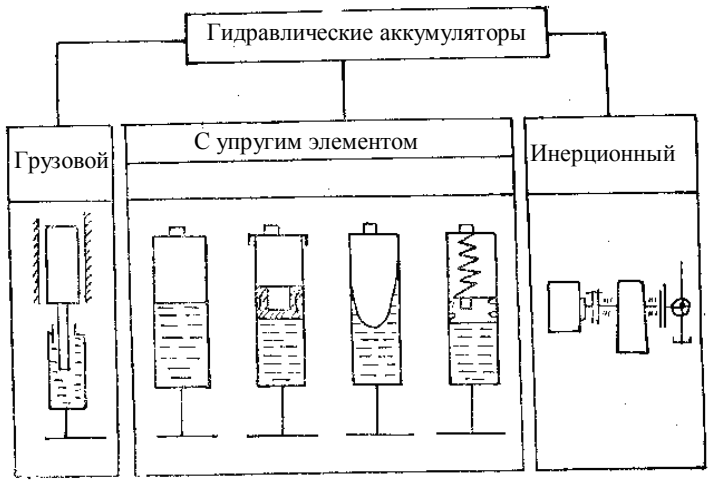

Рис. 65. Гидравлические аккумуляторы промышленного типа

Аккумуляторы с упругими элементами наиболее широко используются в гидроприводах станков [43]. В качестве упругого элемента в них применяют газы, азот, резину или пружины.

Поршневые аккумуляторы позволяют использовать более высокие давления в гидросистеме. Однако такие аккумуляторы из-за повышенного трения между поршнем и гильзой и инерционности самого поршня нельзя применять в качестве гасителей колебаний при высоких частотах движения рабочего органа.

Гидроаккумуляторы со свободной поверхностью и диафрагмовые отличаются быстрой врабатываемостью. Поэтому их можно применять с целью гашения пульсаций в гидросистемах с высокой частотой колебаний.

Для всех типов пневмогидравлических аккумуляторов

справедлива общеизвестная зависимость политропного процесса:

$$P_1V_1^k = P_2V_2^k, \qquad (165)$$

где P_1, V_1 - минимальное рабочее давление и соответствующий ему объем масла в гидроаккумуляторе; P_2, V_2 - максимальное рабочее давление и соответствующий ему объем масла в гидроаккумуляторе; k - показатель политропы. Значение k изменяется в пределах $1 \le k \le 1,4$. При $k = 1$ происходит изометрический процесс.

Если время процесса меньше 1 мин. (т.к. $t < 1$ мин.), то расчет параметров гидроаккумуляторов необходимо производить по адиабате [34, 40]. При частоте колебаний штока гидродвигателя ВПД 600-900 ч.д.х./мин. время срабатывания гидроаккумулятора соответственно должно быть 0,1-0,09 с. Поэтому для расчета параметров гидроаккумулятора привода режущих аппаратов с ВПД ножа можно использовать формулы (165) и принимать $k = 1,4$.

При установке гидроаккумулятора близко к гидродвигателю можно сглаживать максимальные значения давлений до величины $P_{\max} \approx P_{ср}$.

Максимальное давление в гидросистеме с гидроаккумулятором определяется из условий, что кинетическая энергия жидкости в зоне торможения должна соответствовать работе зарядки аккумулятора [41]:

$$\frac{m_{ж} v_{ж}^2}{2} = \frac{P_{\max} V}{k-1}\left[1-\left(\frac{P_{\min}}{P_{\max}}\right)\right]^{\frac{k-1}{k}}, \qquad (166)$$

где $m_{ж}$ - масса рабочей жидкости в нагнетательном трубопроводе; $v_{ж}$ - скорость движения рабочей жидкости в нагнетательной линии. Зная значения давлений в системе, с помощью этого уравнения можно определить параметры гидроаккумулятора, в частности объем рабочей жидкости V в жидкостном аккумуляторе.

В работах [8, 71] исследованы жидкостные гидроаккумуляторы для системы гидропривода ВПД и установлено, что с подключением к гидросистеме дополнительного объема жидкости существенно изменяются показатели гидропривода ВПД. При этом уменьшается степень пульсации давлений и увеличивается к.п.д. передачи, закон изменения скорости штока гидродвигателя при холостом ходе приближается к равнобочной трапеции. Для гидроприводов мобильных машин рациональным является жидкостный гидроаккумулятор. Для этого можно использовать саму конструкцию машин в качестве объема для заполнения рабочей жидкости.

При работе гидродвигателя ВПД с жидкостными и другими типами гидроаккумуляторов с изменением нагрузки на шток изменяются и кинематические характеристики привода, так как при этом изменяется упругость системы E, что сказывается на режиме работы рабочих органов, см. (19), с гидроприводом ВПД, это необходимо учитывать при проектировании.

3. Рабочие органы ВПД с гидроприводом ВПД, последовательно подключенным к гидросистеме привода ВД

При испытании гидродвигателей ВПД для привода режущего аппарата и полевого делителя комбайна КСС-2,6 нами в лабораторных условиях было выявлено, что если к гидродвигателю ВПД последовательно подключить гидромотор ВД (рис. 66), то вибрация трубопровода заметно уменьшается.

Причем с увеличением махового момента на валу гидромотора снижается степень пульсации давления (рис. 67).

Как видно из рис. 67, при работе без гидромотора максимальное давление достигает 30 кгс/см^2, а минимальное - 20 кгс/см^2. При этом величина пиков давлений составляет 10 кгс/см^2. При подключении гидромотора последовательно к

нагнетательной линии системы гидропривода ВПД давление увеличивается на 10 кгс/см^2, максимальное давление в системе достигает 40 кгс/см^2, а минимальное 30 кгс/см^2.

Несмотря на то, что возрастание максимальных давлений в этом случае также составляет 10 кгс/см^2, соотношение

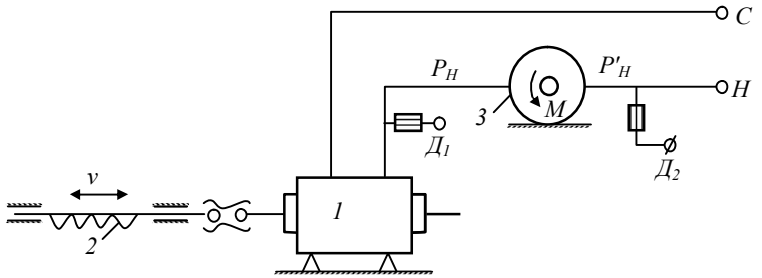

Рис. 66. Схема последовательного подключения гидромотора в систему гидропривода режущего аппарата с ВПД ножа: 1- гидродвигатель; 2- нож; 3- гидромотор; $H-C$ - нагнетательная и сливная гидромагистрали; $Д_1 - Д_2$ - датчики давления

максимального и минимального давлений в гидросистеме у насоса при работе с гидромотором будет $\lambda_1 = P_{\max} / P_{\min} = 40/30 = 1{,}33$, а при работе без гидромотора $\lambda_2 = P_{\max} / P_{\min} = 30/20 = 1{,}5$, т.е. степень пульсации в гидросистеме уменьшается: $\lambda_1 / \lambda_2 = 1{,}5/1{,}33 = 1{,}13$, т.е. на 13%.

При увеличении махового момента гидромотора в 3 раза (при этом соответственно увеличится давление до 30 кгс/см^2) значение соотношения максимального и минимального давлений будет $\lambda_3 = 60/50 = 1{,}2$. При этом пульсация гидропривода ВПД без гидромотора $\lambda_1 / \lambda_3 = 1{,}5/1{,}2 = 1{,}25$, т.е. на 25% меньше.

Пульсация давлений в гидросистеме по схеме рис. 66 в нагнетательной линии между гидродвигателем ВПД и гидромотором (датчик $Д_1$) больше, чем между гидромотором и насосом трактора (датчик $Д_2$). Поэтому, если в гидросистеме

машин имеются гидропривод ВД и гидродвигатели ВПД, то

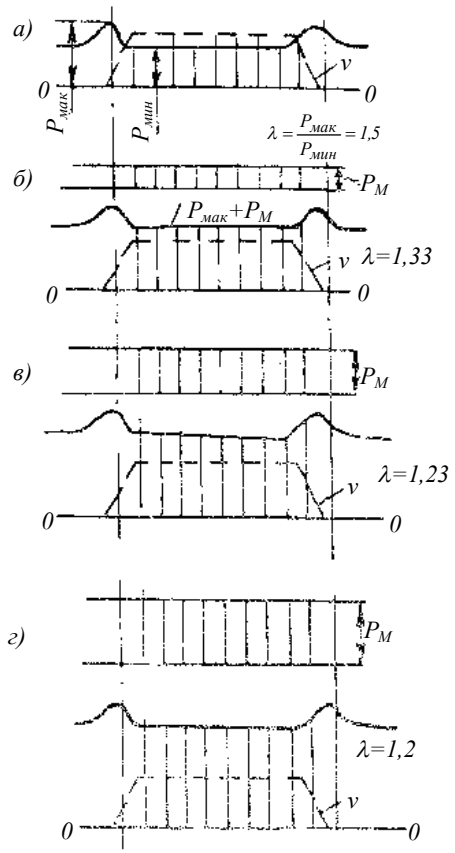

Рис. 67. Рабочий режим гидропривода режущего аппарата: *а* - без гидромотора; *б*, *г*- при последовательном подключении гидромотора в системе (гидромотор + гидродвигатель); $P_м$- давление, создаваемое гидромотором; P_{max}, $P_{ср}$- максимальное и среднее давление в гидросистеме, создаваемое гидродвигателем ВПД; *v* - скорость ножа; λ- степень пульсации давлений в гидросистеме

желательно последний подключать к гидросистеме привода ВД. Это уменьшает знакопеременную нагрузку и снижает пульсацию на источник питания – насос тактора, что

улучшает его срок службы. При работе по схеме рис. 66 маховой момент гидромотора создает постоянное давление.

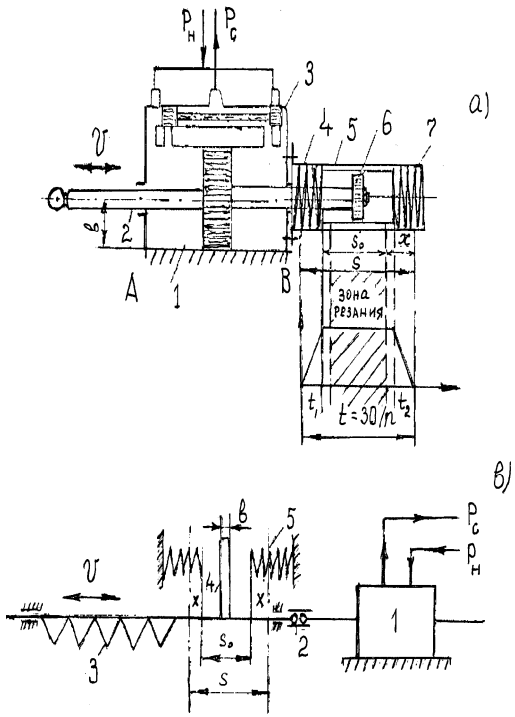

Рис. 68. Схема механического пружинного гасителя и примеры его установки. *а* - на гидродвигателе: 1- корпус; 2- шток; 3- золотник гидродвигателя; 4, 7- пружины гасителя; 5- втулка; 6- боек; *б*- на рабочем органе: 1- гидродвигатель; 2- соединитель; 3- рабочий орган; 4- боек; 5- пружины

При этом закон изменения скорости ножа режущего аппарата с гидроприводом ВПД получается аналогичным (трапециевидным) изменению ее при работе гидродвигателя без демпфирующих устройств.

4. Механические гасители двухстороннего действия

Для полного удовлетворения требований, предъявляемых

к гасителю для срезания и сглаживания пиков давлений в гидросистеме гидропривода режущих аппаратов с ВПД ножа, увеличения КПД передачи и обеспечения постоянной скорости ножа в зоне резания, нами в 1971-73 гг. в лаборатории кукурузосилосоуборочных машин ВИСХОМ были разработаны и изготовлены на экспериментальном заводе института механические гасители различной конструкции для установки на контрштоке гидродвигателя и на рабочем органе (рис. 68).

Гаситель состоит из поршня-бойка и пружины. Пружины устанавливаются с обеих сторон бойка. Между ними колеблется боек. Пружины и боек устанавливаются так, чтобы только в начале торможения штока гидродвигателя боек соприкасался с (левой или правой) пружинами. При этом пружины начинают оказывать сопротивление движению штока гидродвигателя. Таким образом, при торможении штока часть инерционных нагрузок пружина берет на себя, а при обратном ходе она способствует быстрому сбросу штока гидродвигателя и ножа режущего аппарата с мертвой точки. В середине хода между пружинами шток под действием напора рабочей жидкости двигается свободно, с равномерной скоростью. При этом обеспечивается постоянная скорость ножа в зоне резания, уменьшается пульсация давлений в гидросистеме и тем самым полностью удовлетворяются требования, предъявляемые к гасителям инерционных нагрузок для гидропривода ВПД режущих аппаратов уборочных сельскохозяйственных машин [36].

Поскольку при работе гидродвигателя с гасителем Кинетическая энергия подвижных элементов аккумулируется в потенциальную в виде сжатых пружин и затем превращается в полезную работу, которая способствует быстрому сбросу и разгону подвижных элементов ножа, то к.п.д. гидросистемы увеличивается. Это положительно влияет на энергетические показатели и температурный режим гидропривода.

Для определения рациональных параметров гасителя, режима работы гидропривода были проведены лабораторно–

полевые исследования и испытания режущего аппарата и активного полевого делителя скоростного силосоуборочного комбайна КСС-2,6 «Богатырь» гидродвигателем ВПД привода ножа с гасителем и без него. Для этого на режущий аппарат в качестве привода устанавливался гидродвигатель ВПД. При различных подачах жидкости в гидродвигатель и различных положениях дросселя записывался рабочий цикл гидродвигателя, в которой затем устанавливались гасители с различным ходом гашения 5, 10, 15 и 20 мм и при тех же подачах рабочей жидкости (при тех же положениях ручки дросселя) записывался рабочий цикл его режущего аппарата. Опыты проводились при различной жесткости пружин проволочного и тарельчатого типа, а также при работе металлических пружин с резиновыми амортизаторами. Установлено, что с увеличением хода гашения общий уровень максимального давления в гидросистеме при одинаковой жесткости пружин уменьшается (рис. 69).

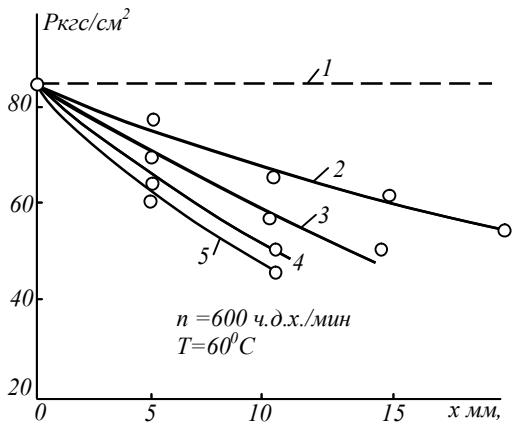

Рис. 69. Изменение максимального давления в гидросистеме при различной жесткости пружин гасителя в зависимости от хода гашения: 1- уровень давления в гидромагистрали нагнетания при работе гидродвигателя без гасителя; 2, 3, 4, 5- давление в гидромагистрали при работе гидродвигателя с гасителем. Жесткость пружины, соответственно: 10, 20 и 30 кгс/мм

Причем при высокой жесткости пружин, больше 30 кгс/мм, если ход гашения больше хода штока, после переключения золотника может случиться так, что гидродвигатель перестанет работать. Для нормальной работы гидродвигателя

с гасителем необходимо удовлетворить условия:

$$x = \frac{s - s_0}{2} \le \frac{s_{\max} - s_{\min}}{2} = c\,, \qquad (167)$$

где $s_{\max}$ - максимальный ход штока; $s_{\min}$ - минимальный ход штока; s - максимальный ход поршня гасителя; x - ход гашения; c - ход штока после переключения золотника.

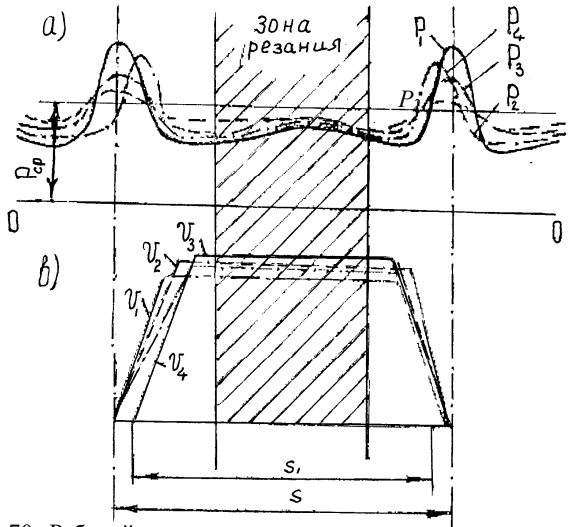

Рис. 70. Рабочий процесс гидропривода режущего аппарата за один ход ножа при *n=500* ч.д.х./мин.; *а* - давление в гидросистеме. При работе гидродвигателя: P_1- без гасителя; P_2, P_3 - с гасителем, ход гашения *10, 15* мм при жесткости пружин *15* кг/мм, для P_4- ход гашения *10* мм при жесткости пружин *40* кг/мм; *б*- скорость ножа

В процессе работы пружины гасителя воспринимают на себя часть инерционных нагрузок штока, одновременно увеличивается инерционное усилие на элементы ножа. Это необходимо учитывать при проектировании рабочих органов с гидроприводом и с гасителем.

При одинаковой подаче рабочей жидкости в гидродвигатель и работе его с гасителем ход штока уменьшается от s до

s_1 (рис. 70). Поэтому частота движения ножа увеличивается в s/s_1 раз. При этом инерционная нагрузка увеличивается в $(s/s_1)^3$ раз.

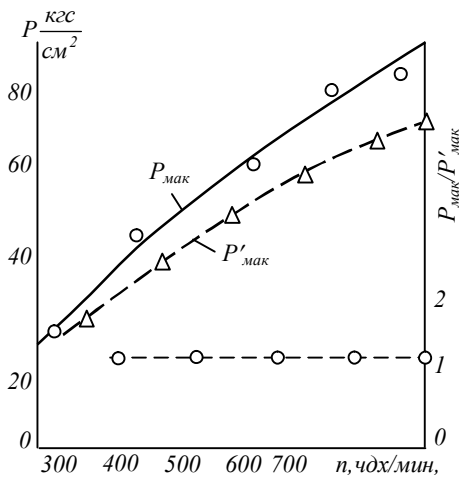

Рис. 71. Изменение максимального давления в гидросистеме с различным ч.д.х. ножа при работе гидродвигателя ВПД: P_{max}- без гасителя; P_{max}- с гасителем, ход гашения 10 мм, жесткость пружины 30 кгс/мм

Средняя скорость ножей при одинаковой подаче жидкости в гидродвигатель и работе без гасителя и с гасителем одинаковы по максимальной скорости ножа; при работе гидродвигателя с гасителем v_2, v_3 и v_4 больше, чем v_1 ножа с гидродвигателем без гасителя (рис. 70). Это объясняется тем, что с увеличением ч.д.х. ножа уменьшается значение коэффициента установившегося движения ножа q и увеличивается его максимальная скорость, см. (33).

Исследования показали, что при работе с гасителем в гидросистеме при одинаковых ч.д.х. ножа максимальное значение давления и его пульсация уменьшаются (рис. 71).

При больших ч.д.х. ножа, выше 400 ч.д.х./мин., желательно применять гасители с ходом гашения больше, чем ход перебега штока после переключения золотника, и с меньшей жесткостью пружин. При этом инерционная нагрузка на нож воздействует постепенно и на опоры гидродвигателя передается меньшая сила реакции.

Как установлено выше (гл. IV), на скоростной режим гидроприводного ножа влияет и температура рабочей жидкости в гидросистеме. Результаты исследований показали, что, как с гасителем, так и без него, с увеличением температуры жидкости в гидросистеме ч.д.х. ножа уменьшается, а ход его увеличивается и средняя скорость ножа в обоих случаях остается постоянной, так как подача жидкости в гидродвигатель не изменяется.

Гаситель, аккумулируя энергию движения ножа в зоне торможения, превращает ее в полезную работу в зоне разгона, т.е. при работе гидропривода с гасителем увеличивается к.п.д. в системе. Поскольку потеря энергии в гидросистеме в основном превращается в тепло, то при этом должна уменьшаться величина установившейся температуры в гидросистеме привода режущего аппарата. Это подтверждено опытом. Например, при работе гидродвигателя с гасителем в гидросистеме установившийся температурный режим получается при $t' = 60\,°C$, тогда как без гасителя в том же режиме работы масло в гидросистеме имело $t = 70\text{-}73°C$, т.е. с применением гасителя установившаяся температура масла уменьшалась на 15-20% (рис. 72).

Из условия равенства кинетической энергии ножа потенциальной энергии сжатия пружин можно определить основные параметры – ход гашения и жесткость пружины гасителя:

$$\frac{mv^2}{2\lambda} = \frac{cx^2}{2} \qquad (168)$$

Отсюда

$$c = \frac{mv^2}{\lambda x^2}. \qquad (169)$$

где c - жесткость пружины, кгс/мм; v - максимальная скорость ножа, мм/с; m - масса подвижных элементов ножа, кг; x - ход гашения, мм; $\lambda = P_{\max} / P_{cp}$ - степень пульсации давлений в системе.

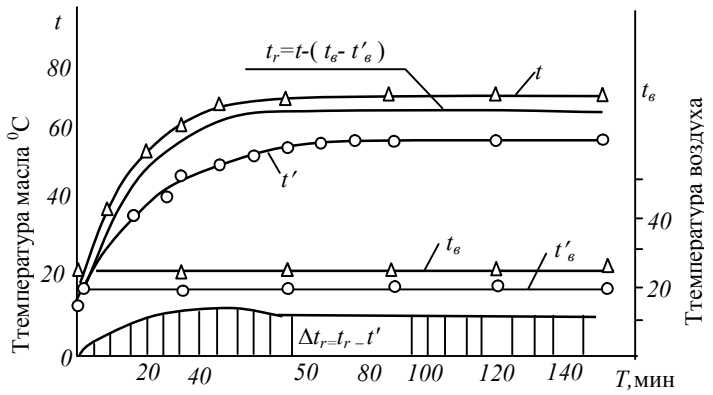

Рис. 72. Динамика роста температуры рабочей жидкоспи в гидросистеме при работе режущего аппарата, t-без гасители; t'— с гасителем; $t_в$ и $t_в$ '—температура воздуха при работе, соответственно, без гасителя и с гасителем; для ножа n=500 -550

С другой стороны, жесткость пружины можно определить из условия, что гаситель поглощает не всю кинетическую энергию ножа, а часть ее, определяемую разностью максимальной и средней величин давлений в гидросистеме:

$$c = \frac{\Delta s}{x}\left(P_{\max} - P_{cp}\right), \qquad (170)$$

где Δs - рабочая площадь поршня двигателя.

Например, если в работе гидропривода режущего аппарата с гидродвигателем ВПД и рабочей площадью 5 см^2 среднее давление в гидросистеме составляет 50 кгс/см^2, а максимальное 100 кгс/см^2, то при ходе гашения $x = 10$ мм жесткость пружин должна быть

$$c = \frac{50}{10}\left(100 - 50\right) = 25 \text{ кгс/мм.}$$

ГЛАВА VII. РАБОЧИЕ ОРГАНЫ С ГИДРОПРИВОДОМ ВД

1. Гидромоторы ВД

В схеме гидропривода ВД (рис. 8) основным элементом является гидромотор ВД, который гидравлическую энергию рабочей жидкости превращает в механическую – ВД вала мотора.

Известны различные виды промышленных гидромоторов ВД: шестеренные, аксиально-плунжерные, орбитальные, радиально-поршневые и т.д. (рис. 73). У каждого типа этих моторов имеются свои конструктивные особенности и требования к условиям эксплуатации, которые необходимо учитывать при их применении.

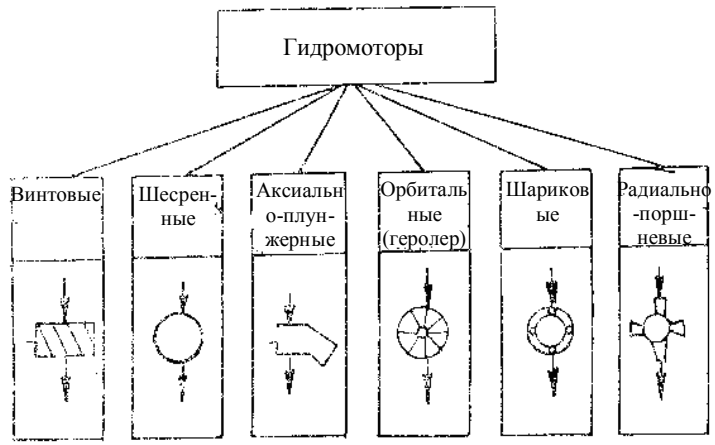

Рис. 73. Основные типы гидромоторов ВД

Шестеренные моторы являются высокооборотными. Причем работают они при определенных нижних пределах

оборотов. При работе их со скоростью меньше допустимой (600-800 об/мин) к.п.д. гидромотора резко падает [39, 55]. Шестеренные моторы не допускают больших давлений в сливной магистрали. Максимально допустимое значение давления в линии слива отечественного гидромотора достигает всего лишь 5 кгс/см^2. в ряде конструкций шестеренного гидромотора зарубежного производства, например, ФРГ, ГДР и т.д., допускаются давления на сливе до 30-50 кгс/см^2 [50].

Крутящий момент, создаваемый гидромотором шестеренного типа, весьма мал – до 6 кгс·м.

Указанные особенности гидромоторов ограничивают их применение в сельскохозяйственных машинах, так как рабочие органы этих машин непрерывного действия в основном среднеоборотные и для выполнения технологических операций требуют высокого крутящего момента. В случае применения шестеренных моторов для рабочих органов подобного рода требуется применять редуктор с большим передаточным числом, что делает привод материалоемким.

Однако в машинах имеются рабочие органы, которые рациональнее приводить в движение шестеренным мотором. Например, вентиляторы зерноуборочных и кормоуборочных машин, опрыскивателей, диски навозоразбрасывателей, машины для разбрасывания минеральных удобрений и другие рабочие органы машин, где необходимы большое число оборотов (1500-3000 об/мин) и малые крутящие моменты на валу мотора. Такие рабочие органы позволяют непосредственно соединять гидромотор указанного типа с валом рабочего органа, без каких-либо промежуточных передач.

В настоящее время гидромоторы шестеренного типа применяются в ряде машин. Например, на навозоразбрасывателе типа ІРМГ-4 и на прицепной машине для разбрасывания минеральных удобрений, в машинах для приготовления рабочей жидкости к опрыскивателям и т.д. [40,87]. В таких машинах применяются гидромоторы МНШ-46, которые работают при 800-1500 об/мин.

Аксиально-плунжерные моторы работают на сравнительно небольших оборотах вала мотора, до 1200 об/мин и при этом соответственно развивают больший крутящий момент. По техническим характеристикам и требованиям к эксплуатации гидромоторы такого типа могут быть применены на ряде рабочих органов, имеющих на валу 500-100 об/мин и крутящий момент 5-10 кгм. Эти моторы допускают последовательное подключение к их сливной магистрали других рабочих органов с гидроприводом. И несмотря на это, гидромоторы аксиально-плунжерного типа в сельскохозяйственных машинах применяются весьма неохотно. Это вызвано тем, что они сравнительно металлоемки и трудно вписываются в конструкцию мобильных машин.

Высокомоментные радиально-поршневые гидромоторы ВД могут быть применены там, где требуются высокий крутящий момент и малое число оборотов рабочего органа. Например, для земельных работ в сельском хозяйстве, для привода фрез почвообрабатывающих машин, транспортеров для подачи навоза к разбрасывателю и т.д.

Такие моторы могут работать на малых скоростях (от 1 до 500 об/мин) и в состоянии развивать крутящий момент до 2000 кгм и более. Разработкой и исследованием экспериментальных образцов таких моторов в ВИСХОМ занимался Ведерников В.В., А.Г.Кочугаев, Крысенков А.Г [50]. Им установлено, что при максимальном давлении до 350 кгс/см^2 к.п.д. этих моторов находится в пределах 0,9-0,95.

Среднеоборотные гидромоторы. Анализ режимов рабочих органов сельскохозяйственных машин, имеющих ВД, показывает, что основное количество рабочих органов, требующих гидрофикации, имеет диапазон скоростей 100-600 об/мин и крутящий момент от 10 до 60 кгс·м.

Для работы в этих режимах наиболее приемлемыми являются среднеоборотные гидромоторы типа «Орбит».они малогабаритны и надежно работают как при малых, так и при больших скоростях, имеют большие крутящие моменты на валу – до 100 кгс/м. такие гидромоторы могут подключаться

к схеме гидропривода машин параллельно и последовательно. К их сливной магистрали можно подключить также дополнительные гидроприводы рабочих органов. Благодаря этим особенностям, гидромоторы типа «Орбит» являются наиболее перспективными для машин, имеющих несколько рабочих органов с гидроприводом ВД.

Проведенные нами лабораторные исследования героторного мотора (вариант ВИСХОМ) [11] показали, что скорость его хорошо поддается регулированию. С помощью дросселирования рабочей жидкости, подаваемой к гидромотору, обороты вала можно регулировать в широком диапазоне (от максимума до нуля), плавно и бесступенчато, что полностью обеспечивает функциональные требования, предъявляемые к приводам рабочих органов уборочных машин. Как показали опыты, в определенном режиме работа гидромотора типа «Орбит» и число оборотов вала остаются стабильными, гидромотор работает бесперебойно как при холостом ходе, так и при выполнении технологических операций [20]. К.п.д. таких гидромоторов привода активных рабочих органов лежит в пределах 0,85-0,9 и более.

Гидромоторы типа «Орбит» серийно выпускаются в Дании фирмой «Данфосс» и применяются на различных машинах в ряде других стран мира.

В нашей стране по принципу работы «Орбит» построен насос-дозатор для рулевого управления ряда машин, например, самоходных шасси, выпускаемых Таганрогским заводом, комбайна «Нива» и т.д.

Широкое применение моторов типа «Орбит» за рубежом не случайно. Оно основано на их конструктивных и эксплуатационных особенностях. Эти моторы тихоходны, малогабаритны, с большим диапазоном изменения оборотов и отвечают всем необходимым требованиям (функционально-технологическим), предъявляемым к моторам ВД сельскохозяйственных машин.

Возможность последовательного подключения других рабочих органов с гидроприводом как к нагнетательной, так и к

сливной линии в системе гидромотора типа «Орбит» и надежность в работе делают эти моторы весьма перспективными для мобильных уборочных и других машин. Отсутствие таких типов моторов (среднеоборотных) в отечественной промышленности в определенной степени задерживает гидрофикацию сельскохозяйственных машин. Поэтому целесообразно создание подобных типов моторов для отечественного сельскохозяйственного машиностроения. На рис. 74 показаны основные рабочие органы героторного типа гидромотора, который состоит из рабочей пары планетарного механизма *а*, *б*, *в* и распределительного устройства *г*, *д*, *е*. В рабочую пару гидромотора входят плавающая планетарная подвижная шестерня 2 с числом зубьев $z_1 = 6$ и неподвижная зубчатая шестерня 1 с числом зубьев $z_2 = z_1 + 1 = 7$. Плавающая планетарная шестерня установлена эксцентрично на выходном валу мотора.

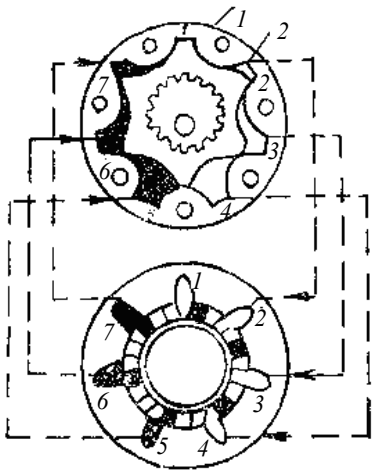

Рис.74 Принципиальная схема работы гидромотора орбитального типа.

При подаче рабочей жидкости от гидросистемы через распределитель, установленный на том же валу, что и плавающая шестерня, жидкость, последовательно заполняя полости неподвижной шестерни, воздействует на зубья планетарной шестерни и приводит ее во вращение. Тем самым при постоянной подаче рабочей жидкости к нагнетательной полости мотора выходной вал его совершает непреывное ВД.

Эти моторы также хорошо поддаются унификации, так как для перехода к созданию более мощного мотора достаточно увеличить толщину зубчатой шестерни и соответственно длину корпуса.

2. Кинематические параметры и энергетические показатели

Закон движения рабочего органа с гидроприводом ВД также может определяться, как было показано выше (гл. III), по формуле (19). Но при этом необходимо заменить: массу рабочих органов m инерционным моментом J; перемещение x - углом поворота φ; скорость v и ускорение j - угловой скоростью ω и угловым ускорением ε, а силу сопротивления R - моментом сопротивления M.

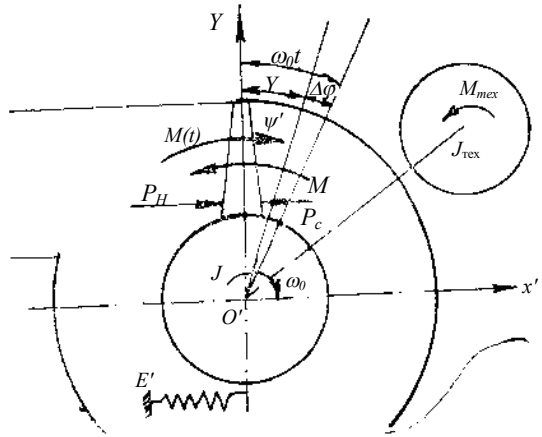

Рис. 75. К обоснованию закона движения рабочего органа с гидроприводом ВД

Допустим, что гидромотор работает вхолостую, отсутствует утечка и система идеально жесткая. При этом под напором рабочей жидкости отмеченный зуб 1 гидромотора (рис. 75) за время t вокруг оси вращения 2 будет поворачиваться на величину ωt. Но поскольку гидропривод имеет утечку ψ'

и податливость системы E, то при включении в систему рабочего органа под влиянием этих факторов зуб гидромотора 1 будет поворачиваться не на ωt, а на несколько меньшую величину $\Delta\varphi$, где

$$\Delta\varphi = E'M(t) - \psi'\int_0^t M(t)\,dt. \qquad (171)$$

Поэтому полный оборот зуба вокруг оси гидромотора с учетом упругости и утечек в системе будет

$$\varphi = \omega t - E'M(t) - \psi'\int_0^t M(t)\,dt. \qquad (172)$$

С другой стороны, уравнение движения вращающегося тела с учетом действующих на него моментов сил имеет вид

$$(J + J_T)\ddot{\varphi} = M(t)(M + M_T), \qquad (173)$$

где $M(t)$ - приводной момент, создаваемый рабочим потоком; J, J_T - инерционный момент элементов привода и рабочего органа; M, M_T - момент сопротивления элементов привода и рабочего органа.

Если из уравнения (173) определить значение $M(t)$, подставить его в уравнение (172) и произвести соответствующие преобразования, получим

$$\ddot{\varphi} + \frac{\psi'}{E}\dot{\varphi} + \frac{1}{E(M + M_T)}\varphi = \frac{\omega_0 - \psi'(M + M_T)}{E(J + J_T)} - \frac{M + M_T}{J + J_T}. \qquad (174)$$

Поскольку при работе гидромотора ВД в исполнительном элементе рабочая жидкость не изменяет направления, как это случается при работе гидродвигателей ВПД, то после разгона вал мотора и соединенный с ним рабочий орган вращаются с постоянной (равномерной) угловой скоростью. Периоды разгона (пуск) и торможения (остановка) скорости рабочего органа по сравнению с периодом установившегося движения незначительны, поэтому скорость движения рабочего органа ВД с гидроприводом ВД имеет трапециеидальный вид с удлиненным верхним основанием.

Для гидропривода ВД важное значение имеет определение времени с начала пуска до получения номинальной скорости рабочего органа t_1. Если уравнение (174) решить на экстремум, можно определить значение времени от начала пуска до конца полного разгона рабочего органа с гидроприводом ВД:

$$t_1 = \frac{2}{\sqrt{a^2 - 4b}}\left(arctg\frac{a\sqrt{a^2 - 4b}}{a^2 - 2b} - \right.$$
$$\left. - arctg\frac{(am - nb)\sqrt{a^2 - 4b}}{a^2 m - 2bm - anb} + \pi n\right), \qquad (175)$$

где $a = \dfrac{\psi'}{E}$; $b = \dfrac{1}{E(J + J_T)}$;

$$m = \frac{\omega_0 - \psi'(M + M_T)}{E(J + J_T)}; \qquad n = \frac{M + M_T}{J + J_T}.$$

Значения J, J_T, M, M_T определяются общеизвестными методами, а ψ' и E - соответственно, формулами (48) и (49).

Линейная скорость вращения в период установившегося режима частоты вращения рабочего органа определяется формулой:

$$v = r\omega = r\frac{\pi n}{30}, \qquad (176)$$

где r - радиус вращения, м; n - число оборотов вала мотора, об/мин; ω - угловая скорость, $с^{-1}$.

Поскольку скорости (закон движения) рабочего органа с гидроприводом ВД и механическим приводом аналогичны и имеют трапециеидальный вид с удлиненным верхним основанием, то режим работы и все остальные технологические показатели рабочих органов с такими типами приводов будут одинаковы. Вместе с тем динамические и энергетические показатели рабочих органов с гидроприводом ВД будут отличаться, поскольку гидропривод может прис-

посабливаться к рациональному режиму технологиического нагружения рабочих органов.

Крутящий момент гидромотора определяется по формуле [39]:

$$M_k = 0{,}159 \cdot \Delta P \cdot \eta_{mex} \cdot q_n, \qquad (177)$$

где ΔP - разность давлений в нагнетательной и сливной линиях, кгс/см^2; q_n - объемная постоянная гидромотора, т.е. расход рабочей жидкости на один оборот его вала, см^3; η_{mex} - механический к.п.д. гидромотора.

3. Рабочие органы ВД с гидроприводом ВД

Гидропривод, как и другие типы гибких передач, при работе в момент пуска не резко, как механический (жесткий) привод, а более плавно и равномерно набирает скорость от нуля до максимума и при этом пусковой момент рабочего органа получается намного меньше, чем при пуске с механическим приводом [91]. Способность гидропривода приспосабливаться к режиму работы делает его более перспективным для рабочих органов машин, которые по характеру и специфике требуют частого пуска-остановки во время полевых работ.

Как показано на рис. 1, технологические нагрузки рабочих органов ВД в основном бывают трех видов: равномерные, неравномерные, кратковременно-повышенные.

Учитывая, что в промышленных гидропередачах хорошо изучен режим работы гидропривода ВД к рабочим органам с равномерной нагрузкой [39,48], мы основное внимание будем уделять анализу его работы в случае неравномерной и кратковременно-повышенной нагрузки рабочего органа, которая часто применяется в уборочных и других сельскохозяйственных машинах.

Рабочие органы ВД с гидроприводом ВД при неравномерной технологической нагрузке. Для изучения гидропривода ВД к рабочим органам ВД с неравномерной технологической

нагрузкой был разработан винтовой режущий аппарат с гидроприводом (рис. 76), пуск которого осуществлялся шестеренным гидрометром МНШ-46.

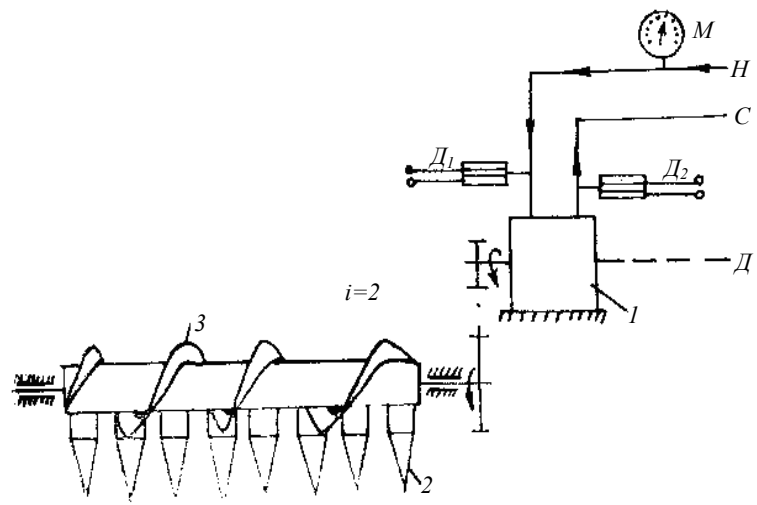

Рис. 76. Принципиальная схема и измерительная система винтового режущего аппарата с гидроприводом ВД: 1- гидромотор; 2- пальцы; 3- винт; *Н*- нагнетательная, *С*- сливная и *Д*- дренажная гидромагистрали; *М*- манометр; $Д_1$, $Д_2$- датчики давления

Принцип работы аппарата заключается в следующем. Под напором в нагнетательной линии происходит ВД гидромотора. Через цепную передачу осуществляется вращение винтового ножа 3. Стебли, попадающие между пальцев режущего аппарата, защемляются режущей кромкой винта и срезаются. Одна половина ножа имеет левый винт, вторая – правый. Поэтому стебли после срезания подводятся к центру ножа.

Гидропривод дает возможность осуществить реверсивное движение ножа в обоих направлениях. С помощью реверсирования направления движения ножа можно получить верхний и нижний срезы у пальцев режущего аппарата и сравнить технологию резания в том и другом случаях. С помощью подачи стеблей создаются различные величины

неравномерной технологической нагрузки на режущем аппарате. Представляет интерес сравнение процесса работы режущих аппаратов ВД с гидроприводом ВД и режущим аппаратом ВПД с гидроприводом ВПД.

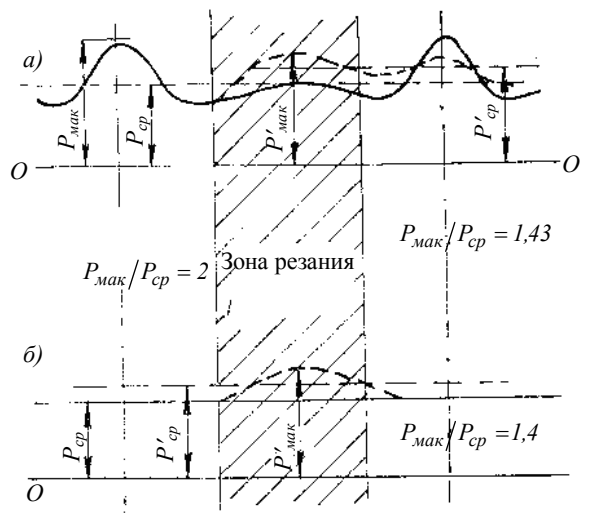

Рис. 77. Изменение давления в процессе резания в нагнетательной гидромагистрали при работе режущих аппаратов: *а*- ВПД ножа с гидроприводом ВПД; *б*- ВД ножа с гидроприводом ВД

Как было указано выше, при работе режущего аппарата ВПД ножа с гидроприводом в процессе скашивания пульсация давления в нагнетательной линии уменьшается. Из рис. 77, *а* видно, что при холостом ходе режущего аппарата степень пульсации давления составляет 2, а при кошении стеблей ее величина уменьшается на 57% и становится равной 1,43.

Лабораторные исследования показали, что при холостом ходе режущего аппарата ВД давление нагнетания имеет постоянную величину. При рабочем ходе, т.е. при срезании стеблей под технологической нагрузкой, давление в зоне резания возрастает. Степень его увеличения зависит от

сопротивления срезаемых материалов. Установлено, что максимальное давление в системе может быть в 1,2-2,0 раза больше среднего его значения на данном участке гидропередачи (рис. 77). Как видно из рис. 77, б, в зоне резания при срезании стеблей режущим аппаратом ВД давление увеличивалось в 1,4 раза, т.е. на 40%.

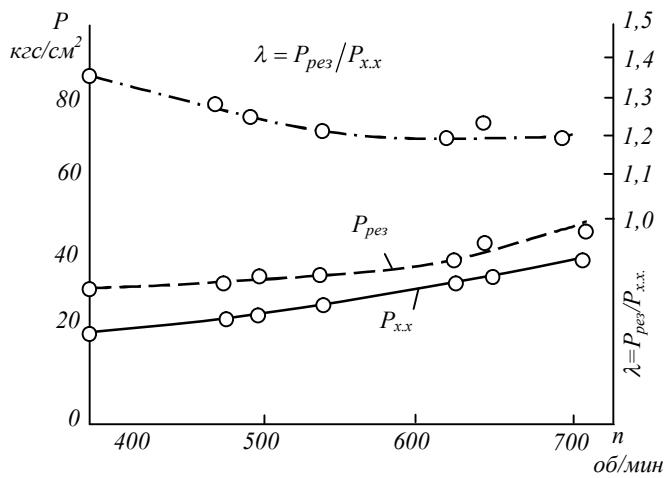

Рис. 78. Изменение давления в нагнетательной гидромагистрали при работе винтового режущего аппарата с гидроприводом ВД: $P_{хх}$- при холостом ходе, $P_{рез}$- в процессе резания.

Установлено, что с ростом числа оборотов пропорционально увеличивается давление в линии нагнетаний как при холостом ходе, так и при срезании стеблей. При работе режущего аппарата ВД в области резания давление $P_{рез}$ всегда больше, чем при холостом ходе, а соотношение давлений $P_{рез}/P_{хх}$ при рабочем и холостом ходе ножа с увеличением оборотов вала мотора уменьшается (рис. 78). Это объясняется тем, что с увеличением числа оборотов давление в линии нагнетания увеличивается интенсивно, а усилие резания уменьшается.

Частота пульсации давления при работе режущего аппарата с ВПД ножа с гидроприводом ВПД при холостом ходе в

2 раза больше, чем ч.д.х. ножа, а под технологической нагрузкой в 3 раза (рис. 77). Поскольку пульсации появляются чаще и величина их уменьшается, то они интенсивно гасятся демпфирующим свойством маслопроводов и рабочей жидкости, их точки не опасны для гидросистемы тракторов, особенно если длина маслопроводов велика, больше 8-10 м.

Частота колебаний пиков давлений при работе рабочего органа ВД с гидроприводом ВД зависит от частоты подачи технологических нагрузок в режущий аппарат. Эту особенность необходимо учитывать при проектировании различных типов режущих аппаратов с гидроприводом ВПД и ВД, так как при сплошном резании стеблей степень пульсации давления уменьшается и режущий аппарат работает как при равномерно повышенной нагрузке.

Работа гидропривода ВД при кратковременной повышенной технологической нагрузке. Режим работы выгрузного транспортера скоростного силосоуборочного комбайна КСС-2,6 «Богатырь» наиболее характерен для рабочих органов ВД машин с кратковременной повышенной технологической нагрузкой.

Обычно при уборке силоса во время смены транспортных средств комбайн останавливается, а после прохода очередного транспортного средства, которое увозит силос, он снова начинает работать.

Исследования, проведенные в лаборатории кукурузосилосоуборочных машин ВИСХОМ, показали, что для увеличения произ водительности силосоуборочного комбайна одним из наиболее рациональных путей является обеспечение безостановочной его работы.

Установлено, что с ростом скорости агрегата доля времени смены транспортных средств относительно к рабочему времени увеличивается и тем самым уменьшается приращение производительности агрегата (рис. 79). Кроме того, частые установки и трогания комбайнового агрегата влекут за собой интенсивное изнашивание силовых передач как комбайна, так и трактора, избыточные затраты энергии на

силосование, быстрое переутомление тракториста и ряд других нежелательных последствий.

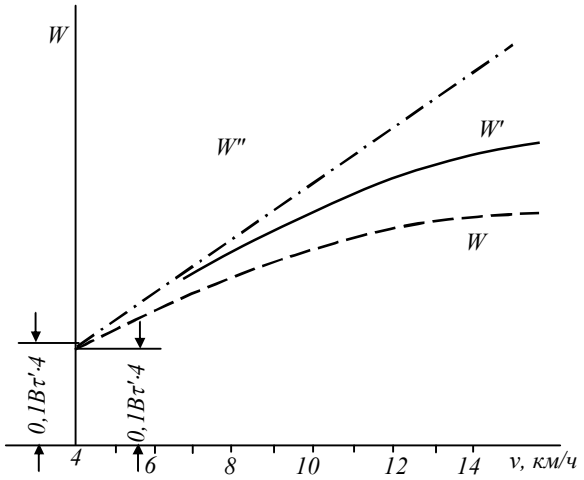

Рис. 79. Производительность силосоуборочного комбайна при различных поступательных скоростях: ω - при работе с остановкой; ω' - при безостановочной работе; с гидроприводом и гидроавтоматикой включения и выключения выгрузного транспортера; ω'' - теоретически, без учета времени на остановки и холостые ходы

Для обеспечения безостановочной работы силосоуборочного агрегата указанной лабораторией на базе выгрузного транспортера силосоуборочного комбайна КС-2,6 был разработан копитель и к нему подведена система автоматики, которая при отходе транспортных средств автоматически может остановить транспортер, а при подходе следующего транспортного средства включить его в работу. Остановка выгрузного транспортера при отходе транспортных средств должна происходить моментально, за 0,15-0,2 с. Иначе будут иметь место потери растительной массы.

Была опробована автоматическая остановка выгрузного транспортера при механическом исполнении привода к нему посредством электромуфты, гидромуфты и механической

муфты. Из-за необеспечения быстроты остановки транспортера и сложности конструкции он не нашел применения. Кроме того, при наличии таких муфт к выгрузному транспортера по-прежнему остается материалоемкая, громоздкая механическая передача, которая быстро ломается, часто выходит из строя цепная передача и т.д.

На серийном комбайне ведущим является нижний вал привода выгрузного транспортера (рис. 80, *а*), а верхняя транспортирующая ветвь цепи является ведомой, т.е. расслабленной. Это приводит к избыточным затратам энергии на транспортер и ухудшает динамику силовых передач к нему.

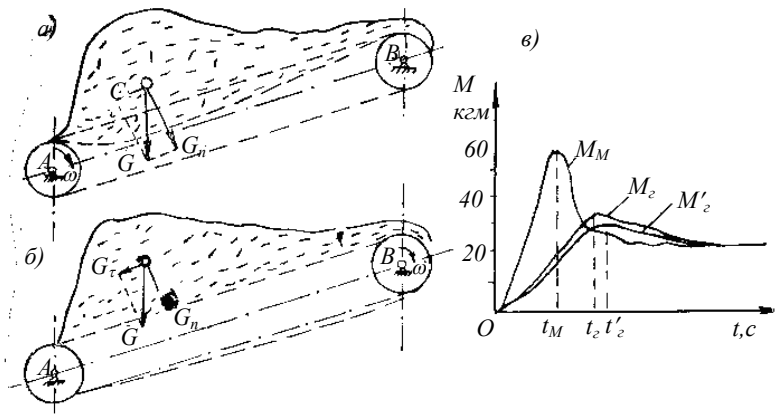

Рис. 80. Динамические характеристики работы выгрузного транспортера при различных расположениях гидропривода: *а*- привод на нижнем валу транспортера; *б*- привод на верхнем валу транспортера; *в*- крутящие моменты выгрузного транспортера с копителем; *M* - для выгрузного транспортера с гидроприводом; *N'*- с механическим приводом

Для улучшения транспортировки необходимо, чтобы верхняя цепь выгрузного транспортера была бы ведущей, т.е. вытягивающей (рис. 80, *б*). Это особенно важно для выгрузного транспортера с копильником. При наличии механического привода конструктивно это осуществлять сложно.

Анализ схем и конструкции различных типов приводов с учетом требований, предъявляемых к приводу выгрузного транспортера с копителем, показал, что в данном случае можно использовать гидропривод ВД. Такой тип привода обеспечивает упрощение кинематики силовой передачи к выгрузному транспортеру и быструю его остановку с помощью электрогидравлического золотника.

Для привода выгрузного транспортера нами был применен среднеоборотный гидромотор планетарного типа ГР-120, разработанный на базе насоса-дозатора лабораторией гидроприводов ВИСХОМ, работающий по принципу «Орбит» (рис. 15).

Гидромотор к системе гидропривода режущего аппарата жатки и полевого делителя комбайна подключается последовательно. Это упрощает конструкцию силовой передачи и обеспечивает нормальную работу гидропривода в гидросистеме трактора. Для остановки и пуска выгрузного транспортера в линии нагнетания гидромотора был установлен электрогидравлический золотник.

Во время работы уборочного агрегата контакт *K* электросистемы открыт (рис. 25) и при этом работают гидромотор 13, гидродвигатели режущего аппарата 5 и делителя 9. при отходе транспортного средства по оманде ультразвукового генератора контакт *K* замыкается и золотником 12 прекращается подача рабочей жидкости к гидромотору 13. Транспортер останавливается, при этом рабочая жидкость, минуя гидромотор выгрузного транспортера 13, направляется в гидродвигатель 5 привода режущего аппарата и полевого делителя.

Таким образом, режущий аппарат и полевой делитель постоянно работают, а выгрузной транспортер время от времени автоматически отключается и включается.

При последовательном подключении гидромоторов активных рабочих органов, как это было выполнено в схеме комбайна КСС-2,6 «Богатырь», изменение режима работы одного

рабочего органа в определенной степени влияет на работу другого и вызывает в его режиме определенные изменения.

Для определения влияния переходного режима работы гидропривода выгрузного транспортера на режим работы режущего аппарата и активного полевого делителя были проведены экспериментальные исследования на лабораторно-полевой установке.

Для замера числа оборотов вала мотора применялся специальный круговой реохорд – датчик перемещений n_s. Его подвижный контакт был соединен с валом мотора, что позволило с большой точностью определить время остановки и пуска мотора.

Для определения энергетических и гидравлических показателей гидропривода на входе и выходе из золотника на нагнетательной и сливной магистралях были установлены объемные гидравлические датчики давлений конструкции НАТИ. При проведении этих опытов, кроме электрогидравлического золотника, был установлен золотник с ручным управлением включения и выключения транспортера, проводилось осциллографирование режима работы режущего аппарата. Были проведены также серии опытов с различными периодами времени включения золотника привода выгрузного транспортера.

Установлено, что время остановки транспортера с гидроприводом и электрогидравлической автоматикой составляет 0,114 с, а время трогания 0,113 с, что отвечает заданным требованиям нормального выполнения технологического процесса разгрузки копильника данного уборочного агрегата.

Во время работы выгрузного транспортера степень пульсации давления составляет около 5-10%, а при отключении гидропривода транспортера пульсация в гидросистеме увеличивается до 25-30%. После заполнения копителя осуществлялась его выгрузка (рис. 81). Период времени с момента включения гидромотора для выгрузки измельченной массы до момента максимального давления в гидросистеме составлял 0,126 с или в 2-3 раза больше, чем промежуток

времени от начала включения транспортера до возникновения максимального крутящего момента посредством муфт с механическим приводом (рис. 80). Это характеризует

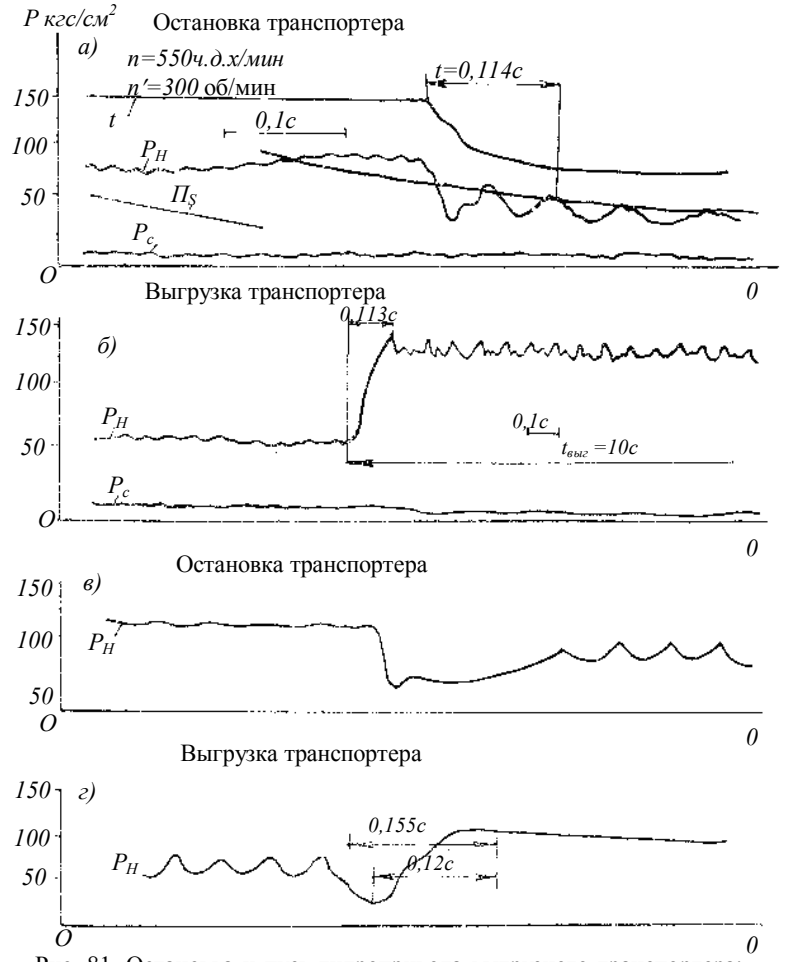

Рис. 81. Остановка и пуск гидропривода выгрузного транспортера: *а*, *б*- с помощью электрогидравлического золотника; *в*, *г*- с гидрокраном ручного управления; P_H, P_c- давление в нагнетательной и сливной линиях у распределителя трактора; n_3- датчик оборота вала транспортера; *t*- ток на электрогидравлическом золотнике

положительные демпфирующие особенности гидропривода,

обеспечивающие сглаживание динамических нагрузок в момент пуска рабочих органов ВД с нагрузкой.

4. Рабочие органы ВПД и КД с гидроприводом ВД

Гидропривод ВД к рабочим органам ВПД и КД требует какого-либо преобразовательного механизма (рис. 7), а закон движения – исполнительного рабочего органа. Агротехнические, технологические и энергетические показатели его зависят от вида и выходного закона самого преобразовательного механизма, они могут определяться общеизвестными методами, как это делается при работе их с механическим приводом.

В случае гидропривода ВД к рабочим органам ВПД и КД обеспечиваются только эксплуатационно-регулирующие требования, предъявляемые к рациональным приводам указанных рабочих органов сельскохозяйственных машин. Остальные показатели (прочностные, технологические и т.д.) такие же, как при механическом приводе.

При работе гидропривода ВПД с рабочими органами ВПД, КД, а также гидропривода ВД с рабочими органами ВПД, КД и рабочим органом с неравномерной технологической нагрузкой в гидросистеме появляется пульсация давлений. Величину неравномерности давлений и соответственно усилий на приводном механизме на штоке гидродвигателя ВПД и вала гидромотора ВД можно определить по формуле:

$$\lambda_p = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{cp}} = \frac{2\left(P_{\max} - P_{\min}\right)}{P_{\max} + P_{\min}}, \qquad (178)$$

где λ_p - неравномерность давлений в гидросистеме; $P_{\max}$, $P_{\min}$, P_{cp} - максимальное, минимальное и среднее давления в гидросистеме. При работе гидропривода ВД появляется и неравномерность хода движения, которую можно определить по следующей формуле:

$$\lambda_\omega = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{cp}} = \frac{2\left(\omega_{\max} - \omega_{\min}\right)}{\omega_{\max} + \omega_{\min}}, \qquad (179)$$

где λ_ω - неравномерность вращения рабочего органа с гидроприводом ВД; $\omega_{\max}$, $\omega_{\min}$, ω_{cp} - максимальная, минимальная и средняя угловая скорости вращения вала исполнительного рабочего органа.

Неравномерность давлений в гидросистеме зависит от неравномерной нагрузки на исполнительный элемент гидропривода, неравномерный ход движения зависит от внешних факторов – от неравномерной нагрузки и от конструкции-схемы соединения исполнительного органа с рабочим.

По указанным выше расчетным формулам (гл. VII, VIII) можно установить что закон движения рабочего органа ВД в случае привода от гидропривода ВПД всегда неравномерен, даже если подача рабочей жидкости от насоса и нагрузка на валу рабочего органа равномерны.

Поэтому всегда при использовании гидропривода ВД к рабочему органу ВПД или гидропривода ВПД к рабочему органу ВД и КД необходимо учитывать неравномерности хода движения и по мере возможности работать на низких скоростных режимах.

5. Передача движения

Для успешного выбора гидропривода и гидромотора ВД необходимо знать передаточное число и приведенный момент инерции, а также заданную продолжительность разгона и торможения рабочего органа. В конструкциях мобильных сельскохозяйственных машин, предусмотренных в 1985-1990 гг., рабочие органы составляют более 3000 штук. Построенные гистограммы (рис. 82) их рабочих органов по частоте вращения показывают, что в процентном отношении они располагаются следующим образом:

Частота движения, об/мин	до 100	200-600	до 1000	до 1500	до 3000	> 3000
Соотношение рабочих органов, %	10	50	20	15	4	1

Примерно 70% этих рабочих органов непосредственно можно соединить с гидромоторами ВД различной конструкции, имеющимися в промышленности. Методом объемного регулирования и регулированием с помощью дросселей можно достичь любого уровня частоты вращения вала гидромоторов различной конструкции, что позволит соединить 100% рабочих органов непосредственно с гидромоторами ВД. Но тем не менее в ряде случаев будет целесообразно еще применять механические передачи: ременные, цепные, зубчатые, винтовые и т.д.

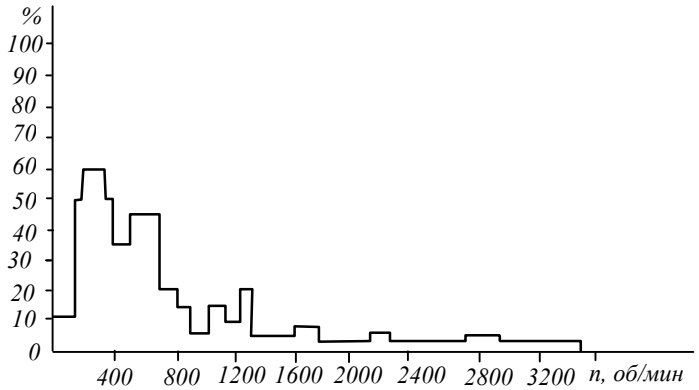

Рис. 82. Распространенность рабочих органов ВД в сельскохозяйственных машинах по частоте их вращения

Во всех случаях, когда пусковой момент рабочего органа оказывается больше пускового момента мотора, при номинальной частоте вращения вала мотора и вала рабочего органа машин неравны. Необходимо выбрать гидромотор ВД с частотой вращения большей, чем у вала привода рабочего

органа.

Это необходимо делать из следующих соображений. Момент гидромотора при номинальной нагрузке на валу равен

$$M_Д = 716,2\frac{N}{n}, \qquad (180)$$

т.е. при одной и той же потребной мощности N крутящий момент $M_Д$ обратно пропорционален частоте вращения n. Поэтому с увеличением номинальной частоты вращения гидромотора уменьшается номинальный крутящий момент $M_Д$ и растет передаточное число

$$i = \frac{n_{г.м}}{n_{р.о}}, \qquad (181)$$

где $n_{г.м}$ - число оборотов вала гидромотора; $n_{р.о}$ - число оборотов вала рабочего органа.

В то же время с увеличением значения i уменьшается приведенный к валу гидромотора статистический момент машины:

$$M'_{ст} = \frac{M_{ст}}{i\eta_п}, \qquad (182)$$

где $\eta_п$ - к.п.д. передачи.

Поскольку приведенный к валу гидромотора маховой момент равен

$$mD_Н^2 = \frac{mD^2}{i}, \qquad (183)$$

то с ростом передаточного числа i уменьшается и динамический момент на валу мотора. Это значительно облегчает пуск и торможение гидромотора ВД с рабочими органами машин. Кроме того, высокоскоростные гидромоторы ВД, как обычно, имеют высокие объемные и общие к.п.д. передачи. Поэтому всегда выгодно выбирать гидромотор с большей частотой вращения вала и осуществлять привод через передаточные механизмы (ременные, цепные и т.д.), до соответствия частоте рабочего органа.

ГЛАВА VIII. СХЕМЫ ПОДКЛЮЧЕНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ И ГИДРОСИСТЕМЫ ТРАКТОРОВ

1. Схема подключения гидроприводов рабочих органов

Гидромоторы и гидродвигатели привода рабочих органов в гидросистеме между собой могут соединяться последовательно и параллельно. Это зависит от технологических процессов, выполняемых тем или другим рабочим органом, их конструктивных особенностей, условий работы и т.д.

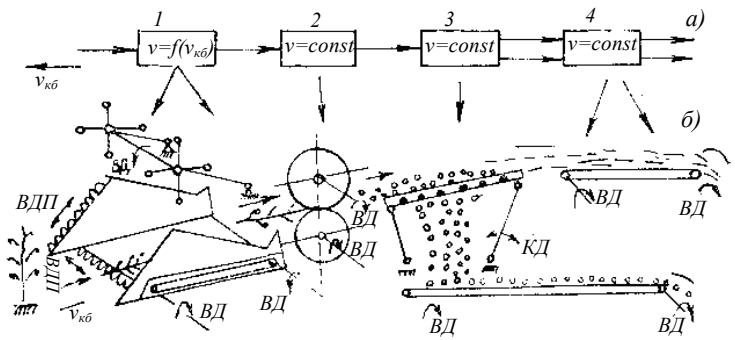

Рис. 83. Модельная технологическая схема сложных уборочных сельскохозяйственных машин

Для сельскохозяйственных машин, особенно сложных уборочных, имеющих различные типы рабочих органов ВД, ВПД, КД, характерны определенная последовательность выполнения операции и определенные соотношения между скоростными и силовыми режимами, между исполнительными рабочими органами (рис. 83). В этих машинах имеет место групповое и индивидуальное регулирование режимов рабочих органов: автоматическое, полуавтоматическое,

оперативное, неоперативное, дистанционное или непосредственно в ходе работы сельскохозяйственного агрегата. Каждый случай для каждой машины требует обстоятельного исследования и обоснования.

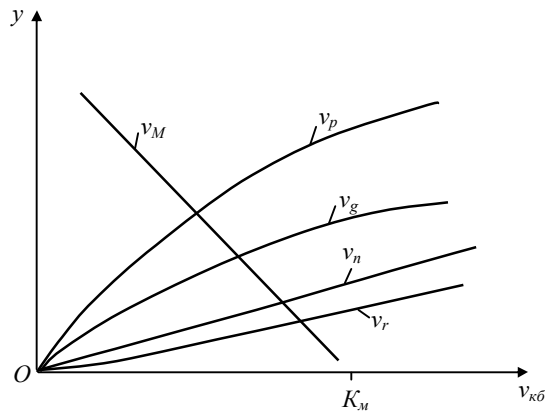

Рис. 84. Закономерность изменения скорости подготавливающих рабочих органов в зависимости от поступательной скорости уборочного агрегата; v_n- питающий аппарат; v_g- полевой делитель; v_p- режущий аппарат; v_T- транспортер хедера; v_M - мотовило

Например, все подготавливающие рабочие органы (режущий аппарат, полевой делитель, мотовило, транспортеры жатки, питающий аппарат) имеют определенную зависимость от поступательной скорости при оптимальных режимах их работы. Причем оптимальные режимы рабочих органов, имеющие с технологической нагрузкой непосредственный внешний контакт (режущий аппарат, полевой делитель, мотовило), обладают непрапорциональной зависимостью от скорости комбайна, вместе с тем рабочие органы, имеющие с технологической нагрузкой внутренний контакт (транспортер жатки, питающий аппарат), имеют пропорциональную зависимость от скорости машин (рис. 84). Поэтому при подключении гидромоторов ВД или гидродвигателей ВПД привода рабочих органов необходимо учитывать

возможность постоянной работы одного рабочего органа и регулирование другого. Кроме того, в гидросхеме могут быть рабочие органы с большой мощностью, требующие большего расхода рабочей жидкости, а также с меньшей мощностью, требующие меньшего расхода рабочей жидкости и т.д. Подключение гидроаппаратуры к гидросхеме должно производиться с учетом нормального выполнения технологического процесса машинами и рабочим органом, а также рационального использования гидроэнергии в системе. Ранее (гл. VII) нами было показано, что последовательное соединение гидромотора ВД + гидродвигатель ВПД положительно влияет на состояние гидропередачи, так как при этом уменьшается пульсация давлений в нагнетательной магистрали.

Кроме того, установлено (гл. VI), что при последовательном подсоединении двух гидродвигателей ВПД привода режущего аппарата и активного полевого делителя пики давления от гидродвигателя полевого делителя не переносятся в общую нагнетательную линию, но вместе с тем при их параллельном соединении появляется повышенное пиковое давление в линии нагнетания, передающее к гидросистеме трактора значительную знакопеременную нагрузку. В связи с этим нами был поставлен специальный опыт по изучению различных комбинаций подсоединения гидропривода рабочих органов к гидромоторам ВД, ВПД. Для этого были взяты два гидродвигателя ВПД привода режущего аппарата *Г* и активного полевого делителя $Г_2$, два гидромотора ВД привода выгрузного транспортера M_1 и винтового режущего аппарата M_2.

Эти гидромоторы и гидродвигатели привода рабочих органов подключались через золотник последовательно и параллельно (рис. 85). На осциллограмму записывались изменения давлений в общей нагнетательной линии, перемещение рабочего органа ВД с круговым реохордом и ВПД с линейным (рис. 25).

На основе полученных данных общеизвестным методом была установлена закономерность изменения скорости ра-

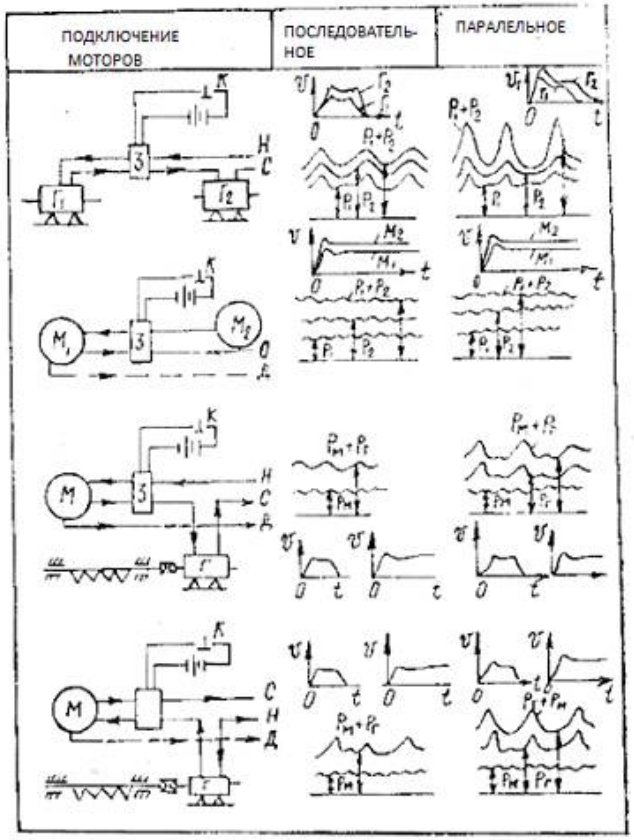

Рис. 85. Схемы подключения гидромоторов ВД и гидродвигателей ВПД привода активных рабочих органов и кинематические показатели гидропривода

бочих органов по времени. Характерные показатели их работы с гидроприводом при различных подключениях гидромоторов и гидродвигателей показаны на рис. 85. При последовательном подключении гидромоторов и гидродвигателей величина пульсирующих и пиковых давлений в системе

по сравнению с параллельным их подключением намного меньше, а скорость рабочего органа сохраняет первоначальное значение. При параллельном же подключении гидроаппаратуры в системе имеет место повышенное пиковое давление и скорость рабочих органов в зависимости от перераспределения нагрузок может в одном органе увеличиваться, а в другом уменьшаться. Поэтому с точки зрения надежности выполнения технологического процесса и уменьшения максимально потребной мощности в гидросистеме рациональнее гидроприводы рабочих органов машин подключать последовательно.

Для гидропривода сельскохозяйственных машин источником гидроэнергии является гидросистема трактора или самоходных машин. Если соединить гидроприводы последовательно, то от трактора к машине достаточно подвести линии нагнетания, слива и дренажа. При параллельном соединении гидроприводов рабочих органов необходимо увеличить количество магистралей от трактора к машине, количество рабочей жидкости в гидросистеме и т.д., что нерационально. Поэтому и с этой точки зрения последовательное подключение гидромоторов и гидродвигателей привода рабочих органов является целесообразным.

В зависимости от технологической схемы машин, принципа работы гидроприводов и рабочих органов необходимо определить порядок соединения гидроаппаратуры и источника гидроэнергии. Например, анализ лабораторных исследований и технологической схемы работы режущих аппаратов жатки и полевого делителя, а также выгрузного транспортера скоростного силосоуборочного комбайна показал, что наиболее целесообразна схема подключения гидроприводов, показанная на рис. 25: выгрузной транспортер + режущий аппарат + полевой делитель. При такой схеме подключения гидромоторов уменьшается степень пульсации, передаваемой от гидродвигателей ВПД привода режущего аппарата и полевого делителя к гидросистеме трактора. Кроме того, эта схема дает возможность обеспечивать постоянную скорость вращения вала транспортера, регулировку частоты движения ножа режущего аппарата и полевого делителя. поэтому, если в гидросистеме имеются гидрофицированные подготавливающие, перерабатывающие, дорабатывающие или выгружающие рабочие органы, желательно первыми подсоединить перерабатывающие, потом дорабатывающие или выгружающие рабочие органы, которые не требуют регулировки режимов работы, а затем подготавливающие рабочие органы, требующие регулирования режимов работы в полевых условиях.

Регулирование скоростного режима работы рабочих органов рационально провести способом отведения жидкости (параллельно) от линии нагнетания привода рабочего органа. Но при этом рабочий орган, не требующий регулирования скоростного режима, должен стоять в схеме не в начале, а в конце. Например, по схеме рис. 25 режущий аппарат требует регулирования частоты движения, а для выгрузного транспортера этого не требуется. Поэтому первым помещен гидромотор транспортера, а вторым – гидродвигатель режущего аппарата.

Если в схеме имеются рабочие органы с гидроприводом, требующие регулирования режимов работы, то желательно в схеме первым установить рабочий орган, который для выполнения технологического процесса требует большего расхода рабочей жидкости (потребная мощность). Например, по схеме рис. 25 для нормальной работы гидродвигателя режущего аппарата требуется в два раза больше рабочей жидкости, поэтому в схеме он помещен последним.

К.п.д. передачи – один из основных показателей эффективности передачи энергии. Для сложных сельскохозяйственных машин с механическим приводом к.п.д. был определен в работе акад. ВАСХНИЛ Н.Д. Лучинского [85]. Им установлено, что на общий к.п.д. передачи существенное влияние оказывают не только к.п.д. отдельных исполнительных механизмов, но и схема соединения рабочих органов между собой. Предлагается методика определения к.п.д.

сложных соединений различных типов механизмов при механической трансмиссии в машине.

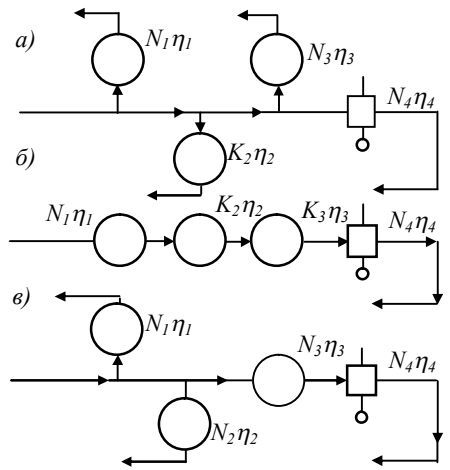

Рис. 86. Характерные схемы подключения гидромоторов ВД и гидродвигателей ВПД привода рабочих органов сложных машин и их значение в к.п.д. передачи: *а*- параллельная; *б*- последовательная; *в*- комбинированная

В сельскохозяйственных машинах рядом с механическим приводом гидропривода размещаются рабочие органы непрерывного действия, которых может быть несколько в одной машине, поэтому необходимо учитывать влияние схемы соединения их между собой на к.п.д. гидропередачи. Гидромоторы ВД и гидродвигатели ВПД привода рабочих органов машин могут быть соединены параллельно, последовательно и комбинированно: параллельно + последовательно (рис. 86). Даже при одинаковых мощностях и к.п.д. отдельных исполнительных органов общая потребная мощность и общий к.п.д. передачи в зависимости от схемы соединения гидроаппаратуры в системе изменяются [21]. Проанализируем эти изменения и определим наиболее эффективный способ соединения гидроприводов рабочих органов между собой с точки зрения к.п.д. передачи.

Допустим, что в гидросистеме машин машин насчитывается i рабочих органов с гидроприводом. Из них некоторые имеют гидропривод ВД (гидромотор) или ВПД (гидродвигатель). При параллельном соединении (рис. 86, *а*) общая потребная мощность составит

$$N_{e1} = \frac{N_1}{\eta_1} + \frac{N_2}{\eta_2} + \frac{N_3}{\eta_3} + ... + \frac{N_1}{\eta_1}. \qquad (184)$$

При этом общий к.п.д. будет

$$\eta_{e1} = \frac{\Sigma N_1}{N_{e1}} = \frac{N_1 + N_2 + N_3 + ... + N_1}{N_{e1}}. \qquad (185)$$

При последовательном соединении (рис. 86, *б*) общая потребная мощность составит

$$N_{e2} = \frac{N_1}{\eta_1} + \frac{N_2}{\eta_1\eta_2} + \frac{N_3}{\eta_1\eta_2\eta_3} + ... + \frac{N_1}{\eta_1\eta_2\eta_3...\eta_1}, \qquad (186)$$

а общий к.п.д. будет

$$\eta_{e2} = \frac{\Sigma N_1}{N_{e2}} = \frac{N_1 + N_2 + N_3 + ... + N_1}{N_{e2}}. \qquad (187)$$

При комбинированном соединении аппаратуры в системе каждую ветвь необходимо рассматривать в отдельности. При этом необходимо определить к.п.д. отдельных элементов в ветвях, а затем общий к.п.д. системы передачи.

По схеме рис. 86, *в*, в сочетании трех гидромоторов ВД и одного гидродвигателя ВПД в системе общая потребная мощность составит

$$N_{e3} = \frac{N_1}{\eta_1} + \frac{N_2}{\eta_2} + \frac{N_3}{\eta_3} + \frac{N_4}{\eta_3\eta_4}. \qquad (188)$$

При этом общий к.п.д. будет

$$\eta_{e3} = \frac{\Sigma N_1}{N_{e3}} = \frac{N_1 + N_2 + N_3 + N_4}{N_{e3}}. \qquad (189)$$

В указанных выше формулах $\eta_1 = \eta_1' \cdot \eta_1''$; $\eta_2 = \eta_2' \cdot \eta_2''$; $\eta_i = \eta_i' \cdot \eta_i''$, где η_1', η_2', η_i' - к.п.д., учитывающий потери энергии в магистралях передачи (трубопроводах); η_1'', η_2'', η_i'' -

к.п.д., учитывающий потери энергии в исполнительных механизмах (в моторах, двигателях, преобразовательных механизмах и т.д.).

Для наглядности указанных выше предпосылок произведем расчет общей потребной мощности и к.п.д. передачи при различных схемах подсоединения гидроаппаратуры. Для этого допустим, что по схеме рис. 86 потребные мощности отдельных рабочих органов равны: $N_1 = N_2 = N_3 = N_4 = 1$ л.с., равны также и к.п.д. гидроаппаратуры: $\eta_1 = \eta_2 = \eta_3 = \eta_4 = 0,9$. При этом, используя формулы (188)-(193), можно определить, что по схемам подключений гидромоторов и гидродвигателей привода рабочих органов (рис. 86) потребная мощность и к.п.д. передачи соответственно составляют: при параллельном соединении $N_{e1} = 4,44$ л.с., $\eta_{e1} = 0,9$; при последовательном соединении $N_{e2} = 5,45$ л.с., $\eta_{e2} = 0,735$; при комбинированном соединении $N_{e3} = 4,568$ л.с., $\eta_{e3} = 0,875$. Отсюда видно, что наилучшим способом с точки зрения к.п.д. передачи является параллельное соединение гидроаппаратуры, так как при этом, согласно примеру, для преодоления заданной технологической нагрузки от источника требуется наименьшая мощность и значение к.п.д. передачи выше, чем при последовательном и комбинированном соединениях гидроаппаратуры.

Однако при параллельном соединении гидромоторов и гидродвигателей, во-первых, суммируется величина пиковых давлений в нагнетательной гидромагистрали и при перегрузке одного из моторов происходит перераспределение оборотности движения рабочих органов, что может привести к нарушению технологического процесса. Поэтому в машинах параллельное соединение гидромоторов следует применять в тех случаях, когда нагрузка в том или другом рабочем органе равномерна. Даже и при этом необходимо применять обратную механическую связь, допускающую стабилизацию перераспределения нагрузки двумя параллельно соединенными моторами. Например, при использовании гидропривода выгрузного транспортера в одном из вариантов нами были применены два мотора (рис. 25), которые между собой соединялись параллельно и устанавливались на одном ведущем валу транспортера.

В случае механического привода к рабочим органам машин схема их соединения осуществляется в основном исходя из конструктивных соображений. Например, как показано в работе [94], при параллельном соединении нескольких механизмов, расположенных у наружных сторон рамы машины, конструкторам приходится делать длинные и недостаточно прочные консольные концы у ведущего вала. Во избежание изгиба и поломки, избыточной вибрации к основному валу обычно присоединяют какие-либо один – два и т.д. дополнительных механизма, передающих движение последовательно к ведомому валу исполнительного механизма рабочего органа. в сложных уборочных машинах довольно часто прибегают к такому способу передачи движения от основного вала к различным типам рабочих органов. Следовательно, конструкторы вынужденно идут на упрочнение конструкции машин в ущерб к.п.д. передачи и эффективного использования энергоресурсов тракторов и самоходных шасси. В случае же применения гидропривода для рабочих органов сельскохозяйственных машин перед конструкторами открывается широкая возможность рационально использовать энергию машины, увеличить к.п.д. передачи и делать машины более прочными и надежными в эксплуатации, поскольку гидромоторы ВД и гидродвигатели ВПД можно поместить в любом месте конструкции.

2. Использование гидропривода рабочих органов непрерывного действия в схеме гидроавтоматики машин

Появление гидропривода для активных рабочих органов непрерывного действия в сельскохозяйственных машинах открывает широкие пути для автоматизации целого ряда

технологических процессов и дает возможность упростить их схему и конструкцию.

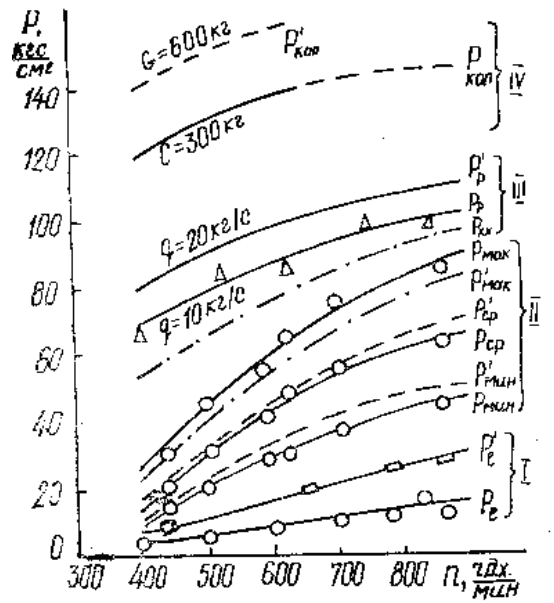

Рис. 87. Баланс давлений в гидросистеме при работе гидропривода выгрузного транспортера одновременно с режущим аппаратом и активным полевым делителем при различных ч.д.х. ножа режущего аппарата. $P_{ср}$, P_{min}, P_{max}- среднее, минимальное и максимальное значения давлений в гидросистеме при х.х. и $P'_{ср}$, P'_{min}, P'_{max} во время работы гидропривода режущего аппарата и активного полевого делителя: $P_{х.х}$, P_p, P'_p- давления при х.х. и во время работы (P_p - при подаче 10 кг/с, P'_p - при 20 кг/с) гидропривода выгрузного транспортера одновременно режущим аппаратом и активным полевым делителем; $P_{кп}$, $P'_{кп}$- давления в нагнетательной линии у распределителя трактора во время выгрузки копильника при объеме измельченной массы G и копильнике 300 и 600 кг; P_c- потери давлений в маслопроводах (в нагнетательной и сливной линиях) гидроприводов режущего аппарата и делителя; P- режущий аппарат + делитель + выгрузной транспортер.

В настоящее время для автоматического включения и выключения исполнительных элементов в гидросистеме трактора или машины создается поток жидкости с постоянным

давлением. При необходимости он используется для срабатывания исполнительного механизма автоматики. При наличии в машине гидропривода для активных рабочих органов непрерывного действия всегда в различных участках гидросистемы имеется какой-то уровень потока рабочей жидкости под давлением (рис. 87), т.е. в различных участках гидропередачи имеется потенциальная энергия, которую можно использовать для питания исполнительного органа гидроавтоматики машин, например, гидрозолотников. Кроме того, сам гидропривод может быть использован как исполнительный элемент автоматики машин.

На примере гидроавтоматики выгрузного транспортера скоростного силосоуборочного комбайна КСС-2,6 «Богатырь» нами были исследованы наиболее характерные способы гидроавтоматизации сложных машин: использование гидропривода в качестве исполнительного органа автоматики и скрытой гидроэнергии на участках гидропривода рабочих органов в качестве источника питания автоматических устройств в системе (электрогидравлических золотников).

Первый из них – непосредственное использование гидропривода как исполнительного органа автоматики машин. Остановка и пуск гидромотора ВД привода выгрузного транспортера с копителем силосоуборочного комбайна КСС-2,6 «Богатырь» при смене транспортных средств осуществлялись под управлением ультразвукового генератора. При этом в качестве исполнительного органа гидроавтоматики, обеспечивающего моментальную остановку и пуск выгрузного транспортера, использовался сам гидромотор.

В лабораторных исследованиях и при полевых испытаниях нами по схеме рис. 25 были осуществлены пуск и остановка гидропривода активного полевого делителя с гидродвигателем ВПД посредством полуавтоматического гидрокрана, установленного на снице комбайна и дистационно управляемого из кабины трактора.

Как в первом, так и во втором случае пуск и остановка рабочих органов осуществлялись надежно и моментально. Такие способы гидроуправления удобны и могут найти широкое применение в сельскохозяйственных машинах.

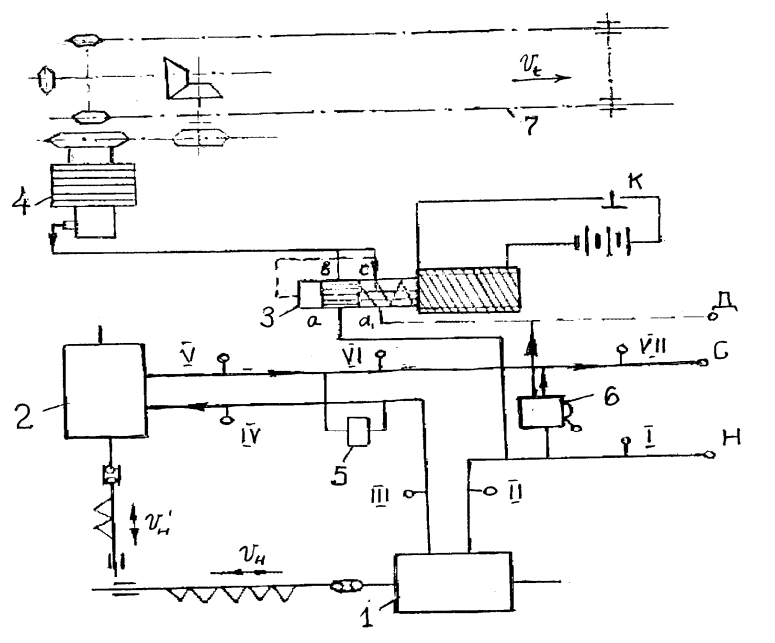

Рис. 88. Схема подключения гидропривода режущего аппарата и делителя: 1, 2- гидродвигатели режущего аппарата и делителя; 3- электрогидравлический золотник; 4- гидромуфта; 5- гидрокран; 6- дроссель с регулятором; 7- выгрузной транспортер; I – V- место подключения гидромуфты; гидромагистрали; *Н*- нагнетательная, *С*- сливная; *Д*- дренажная; *К*- контакт включения золотника

Использование гидропривода активных рабочих органов непрерывного действия машин в качестве источника питания исполнительного механизма автоматики нами было изучено на примере автоматики привода выгрузного транспортера скоростного силосоуборочного комбайна КСС-2,6 «Богатырь» с гидромуфтой (рис. 88). Для этого применялась дисковая фрикционная муфта 14, разработанная и

изготовленная специально на заводе Гомсельмаш. Гидромуфта к системе гидропривода активных рабочих органов комбайна подключалась параллельно, в различных точках, где различные уровни давления и расхода рабочей жидкости. Были проведены также специальные опыты по определению места отведения гидроэнергии для гидромуфты, обеспечивающей ее нормальную работу. При этом исследовалась также работа гидромуфты при подключении ее к ответвлению: от общей сливной линии – точки V – VI – VII; на линии между гидродвигателями режущего аппарата и активного полевого делителя – точки III – IV; в нагнетательной линии привода режущего аппарата – точка II; на общей нагнетательной линии – точка I.

Опыты показали, что при установке гидромуфты на линии V – VII она не работает вследствие недостаточного давления для внимания пружин муфты.

При подключении гидромуфты к системе гидропривода между гидродвигателями режущего аппарата и делителя (точки III – VI) давления жидкости в системе достаточно для преодоления силы нажимных пружин и отключения муфты. Однако пуск и остановка ее нестабильны.

При подключении гидромуфты к общей нагнетательной линии I и линии гидропривода ножа режущего аппарата II она работает надежно. Пуск и остановка происходят четко и стабильно. Надежный пуск и остановка гидромуф
ты при подключении ее к общей нагнетательной линии и нагнетательной линии привода режущего аппарата объясняется тем, что на этом участке гидропривода всегда среднее рабочее давление выше 33-40 кгс/м^2, которого достаточно для быстрого включения муфты. Поскольку среднее установившееся давление на данном участке гидропривода является достаточным для полного выжимания пружины муфты, то пульсирующее давление не вызывает вибрации у подвижных пластинок, работа происходит четко и стабильно.

При использовании гидропривода в качестве источника питания гидроавтоматики машин необходимо учитывать до-

пустимую степень сбоя частоты движения рабочего хода активных рабочих органов непрерывного действия, так как значительный отвод рабочей жидкости может привести к нарушению технологического процесса.

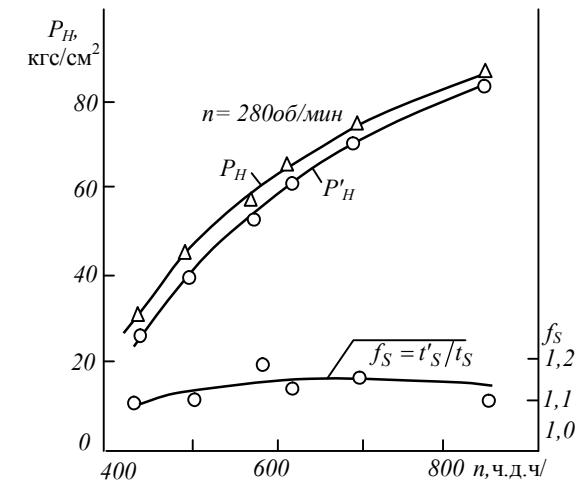

Рис. 89. Изменение давления в линии нагнетания гидропривода режущего аппарата и степень увеличения времени за один ход ножа при включении и выключении гидромуфты. P_H - давление в линии нагнетания при выключенном положении гидромуфты; P_H и f_S - минимальное значение давления в линии нагнетания и степень увеличения времени за один ход ножа в момент включения гидромуфты

Для обеспечения нормальной работы активных органов непрерывного действия уборочных и других машин с гидроприводом величина отведенной энергии не должна превышать 10-15% от общей потребной мощности привода рабочего органа (рис. 89).

3. Гидросистема перспективных тракторов и самоходных машин

У нас в стране и за рубежом проведены многочисленные исследования по разработке гидросистемы перспективных

тракторов [59, 78, 83, 91]. Установлено, что для работы рабочих органов непрерывного действия с гидроприводом надо создать гидросистемы тракторов повышенной мощности, так как существующие гидросистемы обеспечивают нормальный режим только маломоных рабочих органов эпизодического действия (управление навесными системами тракторов, выносными цилиндрами машин и т.д.).

В указанных и др. работах, посвященных данному вопросу, упущены из виду функционально-технологические свойства гидросистемы перспективных машин. С появлением гидропривода для активных рабочих органов непрерывного действия появляется и новое требование, предъявляемое к принципиальной схеме и функциональным свойствам гидросистемы тракторов и самоходных машин, без учета которых невозможно дать всеобъемлющие рекомендации по данному вопросу.

Анализ показывает, что энергоресурс существующих тракторов в два раза меньше, чем энергобаланс рабочих органов – требующих гидрофикации. Кроме того, существующие гидросистемы тракторов и самоходных машин
функционально не обеспечивают одновременной нормальной работы рабочих органов непрерывного и эпизодического действия. Например, при подъеме мотовила или хедера в процессе работы гидропривода режущего аппарата силосоуборочного комбайна происходит сбой частоты движения ножа и подъем осуществляется медленно, к тому же рукоятка распределителя, при помощи которой осуществлялся подъем рабочих органов, не возвращается в нейтраль автоматически, если установившееся давление в гидросистеме активных рабочих органов непрерывного Действия меньше давления, необходимого для подъема рабочих органов эпизодического действия.

Как видно из рис. 90, при включении подъема хедера происходят изменения в режиме работы гидропривода и режущего аппарата. В момент включения хедера время на один

ход ножа увеличивается $\left(\frac{0,1}{2}:\frac{0,075}{2}=1,33\right)$ на 33%, во столько же раз уменьшается ч.д.х. ножа, что недопустимо. При этом уменьшается минимальное давление в системе (60:50=1,2) на 20%, а максимальное его значение (80:73=1,1) на 10%. Все это приводит к недорезу и выдергиванию стеблей, нарушается нормальная работа уборочного агрегата.

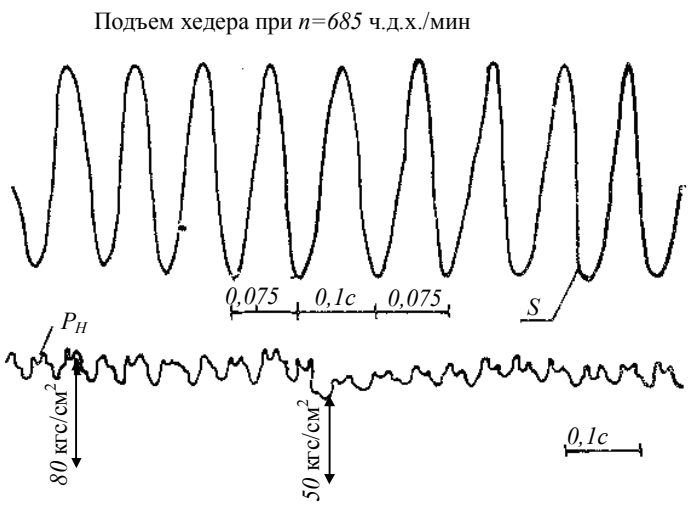

Рис. 90. Изменение режима работы режущего аппарата с гидроприводом ВПД в момент подъема хедера при работе с трактором, снабженным серийной гидросистемой. P_H- давление в нагнетательной линии у распределителя; S - перемещение ножа режущего аппарата

Указанное явление объясняется тем, что в гидросистеме серийных тракторов (рис. 91, *в*) не предусмотрена независимая подача потока рабочей жидкости к рабочим органам непрерывного и эпизодического действия. Они питаются от одного насоса. Поэтому постоянно при подключении одной рукоятки распределителя III к активным рабочим органам, а другой (I или II) к подъему рабочих органов происходит разделение потока рабочей жидкости между полостями

нагнетания активных рабочих органов и цилиндра подъема мотовил или хедера. Это приводит к снижению расхода жидкости и давления в активных рабочих органах непрерывного действия. Поэтому момент включения мотовила или хедера на подъем способствует сбою частоты ножа и нарушению рабочего режима режущего аппарата.

Из анализа следует, что для нормальной работы рабочие органы непрерывного и эпизодического действия гидросистемы тракторов функционально должны обеспечивать независимую подачу рабочих потоков к ним.

Исследования и испытания гидропривода непрерывного действия выгрузного транспортера + режущего аппарата активного полевого делителя + скоростного силосоуборочного комбайна, который имеет еще два рабочих органа (управление мотовилом и хедером) эпизодического действия, а также анализ результатов исследований и испытаний гидроприводов других типов машин (картофелеуборочного комбайна, сенокосилки, навозоразбрасывателя и т.д.) показали, что для нормальной работы рабочих органов непрерывного и эпизодического действия с гидроприводом гидросистемы тракторов и самоходных машин должны обеспечиваться следующие основные функционально-технологические требования:

1. Гидросистемы тракторов должны подавать к рабочим органам непрерывного и эпизодического действия независимые друг от друга потоки рабочей жидкости.

2. В гидросистеме трактора для гидропривода активных рабочих органов непрерывного действия необходимо иметь насос производительностью не менее 60-70 л/мин, мощностью не менее 20-25 л.с. и давление не менее 160-175 кгс/см^2, а для рабочих органов эпизодического Действия мощность 9-14 л.с., давление 100-120 кгс/см^2.

3. Необходимо чтобы с места тракториста можно было регулировать подачу жидкости к рабочим органам непрерывного действия.

4. Распределитель трактора должен иметь пары выводов: для управления навесной системой трактора, управления выносных цилиндров в машине, привода активных рабочих органов непрерывного действия.

5. Вывод для гидропривода активных рабочих органов с нагнетательной, сливной и дренажной гидромагистралей должен оканчиваться соединительными муфтами сзади трактора, с обратным клапаном в нагнетательной линии.

6. От распределителя до соединительных муфт должен идти жесткий маслопровод с внутренним диаметром не менее 20 мм, а от дренажа гидромотора активных рабочих органов для управления цилиндрами – 12 мм.

7. Необходимо, чтобы отключение ручки распределителя трактора, относящейся к приводу активных рабочих органов непрерывного действия, при «выбивании» ее в нейтральное положение

8. Для надежного регулирования температурного режима рабочих органов трактора необходимо иметь систему охлаждения рабочей жидкости, поддерживающей температуру рабочей системы трактора в пределах 50-80°С. Возможен быстрый перегрев рабочей жидкости в холодную погоду в начале работы.

В соответствии с установленными выше требованиями НАТИ совместно с КБ гидроприводов Минского и Харьковского тракторных заводов разработана к тракторам МТЗ-80/82 и Т-150 гидросистема типа 1 с выходной мощностью 20-25 л.с. в различных вариантах: с потокоотделителем (рис. 91, *а*), с регулятором (рис. 91, *б*), с независимой гидросистемой (91, *г*).

В первом варианте (рис. 91, *а*) подача рабочей жидкости и ее стабилизация в заданном режиме осуществляются с помощью потокоотделителя. Последний, суммируя поток жидкости от двух насосов НШ-32 по 50 литров каждый, разделяет его на два разных потока, один из кторых подается к активным рабочим органам непрерывного действия, а другой – к рабочим органам эпизодического действия.

Во втором варианте (рис. 91, *б*) для стабилизации подачи

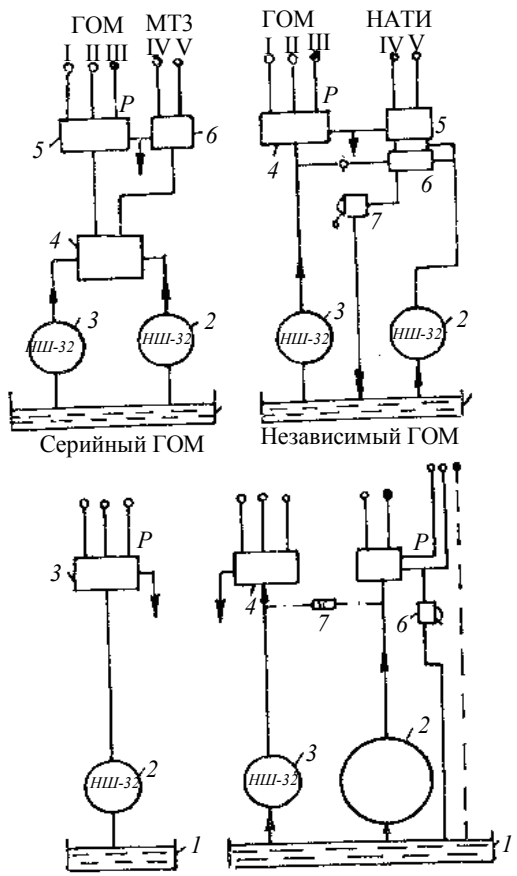

Рис. 91. Принципиальные схемы гидроотбора мощности (ГОМ) тракторов: *а*- с потокоотделителем; *б*- с регулятором; *в*- серийных; *г*- с автономной гидросистемой для активных рабочих органов машин непрерывного действия и для органов управления эпизодического действия..

Рукоятки распределителя для: *Р*- привода активных рабочих органов непрерывного действия; *М*- подъема мотовила; *Х*- подъема хедера; *Н*- подъема навески трактора

жидкости в гидропривод активных рабочих органов машин применен регулятор. С помощью регулятора рабочая жидкость в заданной пропорции подается к активным рабочим

органам машин, а часть жидкости, оставшейся в гидросистеме, направляется в бак. При необходимости подъема цилиндров управления автоматически блокируется насос и на подъем направляется поток рабочей жидкости от одного насоса, а на привод рабочего органа – поток рабочей жидкости от другого насоса.

В третьем варианте (рис. 91, *г*) источники питания активных рабочих органов непрерывного и кратковременного действия автономны и имеют независимые приводы, осуществляемые двухсекционными насосами.

Экспериментально установлено, что при работе рабочих органов эпизодического действия, например, при подъеме (опускании) мотовила или хедера, у трактора с потокоотделителем давление в нагнетательной линии уменьшается на 10-30%, а у трактора, снабженного гидросистемой с регулятором, наоборот, увеличивается на 10-50%, что приводит к нарушению технологических процессов у активных рабочих органов непрерывного действия с гидроприводом.

Анализ схем и конструкций гидроотборов тракторов показал, что для обеспечения независимой подачи потока жидкости к активным рабочим органам эпизодического и кратковременного непрерывного действия наиболее рационален гидроотбор мощности (ГОМ) тракторов с независимым источником питания (рис. 91, *г*). при таком гидроотборе мощность старой гидросистемы трактора остается неизменной, а дополнительная новая аппаратура выпускается серийно и не требует специальной разработки. В этом случае с целью увеличения мощности к гидроприводам активных рабочих органов можно подключить более мощные насосы.

4. Передача гидроэнергии от энергетического средства к рабочей машине

В настоящее время энергоемкость сельскохозяйственного производства огромна, поэтому снижение потерь энергии и увеличение к.п.д. энергопередачи от трактора к рабочему органу всего лишь на 1% даст экономию десятков тысяч тонн

топливно-смазочных материалов в каждом машинно-тракторном парке.

Увеличение к.п.д. энергопередачи и эффективного использования энергии в сельскохозяйственных агрегатах во многом зависят от схемы передачи энергии от энергетическо-

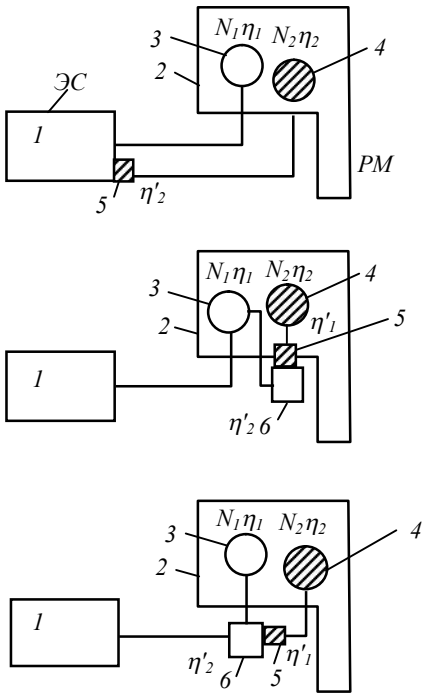

Рис. 92 Возможные схемы передачи гидроэнергии от энергетического средства к рабочей машине: *а* – параллельная; *б* – последовательная; *в* – комбинированная; *1* – энергетическое средство; *2* – рабочая машина; *3* – рабочий орган с механическим приводом; *4* – рабочий орган с гидроприводом; *5* – гидронасос; *6* – редуктор

го средства к рабочей машине и рационального распределения ее между рабочими органами [19].

Источниками энергии в современных сельскохозяйственных агрегатах являются двигатели внутреннего сгорания,

превращающие тепловую энергию (сгорание горючего) в механическую – во вращение вала отбора мощности (ВОМ) трактора.

Как по конструктивным, так и по функционально-технологическим показателям последовательный и комбинированный способы передачи энергии от трактора к рабочей машине уступают параллельному, так как при первых двух способах передачи каждая машина должна иметь свою автономную систему для выработки механического вида энергии. Кроме того, последовательный и комбинированный способы передачи гидроэнергии с точки зрения к.п.д. передачи уступают параллельному способу энергопередачи в мобильных агрегатах. Объясним на примере преимущество параллельного способа энергопередачи от энергетического средства к рабочей машине с точки зрения к.п.д. передачи. Для этого допустим, что на машине имеются рабочие органы, требующие затрат механической и гидравлической энергии (рис. 92).

При этом общая потребная мощность для выполнения технологической операции в исполнительном элементе. В случае параллельной передачи энергии (рис. 92, *а*) составит

$$N_{e1} = \frac{N_1}{\eta_1} + \frac{N_2}{\eta_2' \eta_2}. \qquad (190)$$

При этом к.п.д. передачи энергии будет

$$\eta_{e1} = \frac{\Sigma N_1}{N_{e1}} = \frac{N_1 + N_2}{N_{e1}}. \qquad (191)$$

В случае последовательного соединения (рис. 92, *б*) общая потребная мощность составит

$$N_{e2} = \frac{N_1}{\eta_1} + \frac{N_2}{\eta_1 \eta_2' \eta_1' \eta_2}, \qquad (192)$$

а к.п.д. передачи будет

$$\eta_{e2} = \frac{\Sigma N_1}{N_{e2}} = \frac{N_1 + N_2}{N_{e2}}. \qquad (193)$$

При комбинированном способе передачи энергии от ЭС к РМ (рис. 92, *в*) общая потребная мощность составит

$$N_{e3} = \frac{N_1}{\eta_2' \eta_1} + \frac{N_2}{\eta_2' \eta_1' \eta_2}. \qquad (194)$$

При этом к.п.д. передачи будет

$$\eta_{e3} = \frac{\Sigma N_1}{N_{e3}} = \frac{N_1 + N_2}{N_{e3}}, \qquad (195)$$

где N_1, η_1 и N_2, η_2 - потребная мощность и к.п.д. рабочих органов с механическим и гидравлическим приводом; η_1' и η_2' - к.п.д. механического и гидравлического преобразования.

Используя формулы (190)-(195), можно установить, что при $N_1 = N_2 = 1$ л.с. и $\eta_1 = \eta_2 = 0,9$ потребная мощность и к.п.д. передачи при различных способах энергопередачи соответственно составляют: при параллельном способе $N_{e1} = 2,345$ л.с., $\eta_{e1} = 0,851$; при последовательном $N_{e2} = 2,826$ л.с., $\eta_{e2} = 0,75$; при комбинированном $N_{e3} = 2,625$ л.с., $\eta_{e3} = 0,76$.

Таким образом, наилучшим способом передачи гидроэнергии от энергетического средства (от трактора к рабочей машине) является параллельный. К.п.д. передачи при указанных допущениях составляет 0,851. тогда как и при последовательном способе передачи энергии величина к.п.д. составляет 0,71, т.е. почти в 1,205 раза или на 20,5% ниже, чем при параллельном способе энергопередачи. При комбинированном же способе энергопередачи к.п.д. составляет 0,76, что также в 1,12 раза или на 12% ниже, чем при параллельном способе энергопередачи.

Из вышеприведенного анализа видно, что наряду с механическим приводом наличие гидропривода рабочих органов непрерывного действия сложных машин позволяет передавать энергию от энергетического средства к рабочей машине двумя самостоятельными потоками: механическим и гидравлическим, параллельно (рис. 92, *а*). это существенно

увеличивает к.п.д. энергопередачи и оказывается выгоднее, чем передача всей энергии к рабочим органам только механическим приводом или только гидроприводом.

Таким образом, с точки зрения к.п.д. передачи и эффективного использования энергоресурсов рационально гидрофицировать не все рабочие органы сложных сельскохозяйственных машин, а лишь те, которые в основном задерживают дальнейшее развитие конструкции, повышение рабочей скорости и производительности машин. С этой точки зрения рациональна передача гидроэнергии не одним большим потоком, а двумя, тремя самостоятельными потоками и т.д., каждый из которых должен быть не более 25-30 л.с. Выше 30 л.с., как установлено нами в (22), увеличивается суммарное количество потерь энергии в системе и осложняется стабилизация температурного режима гидропривода каждого контура (насос – мотор – бак – насос).

ГЛАВА IX. ИСТОЧНИКИ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГИДРОФИКАЦИИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН.

1. Источники для экономической эффективности гидрофикации рабочих органов сельскохозяйственных машин

Применение гидропривода в сельскохозяйственных. машинах, особенно сложных, способствует повышению экономической эффективности, охватывающей все экономические стороны новой техники и создает технический скачок в этой отрасли народного хозяйства, так как, в отличие от традиционного механического привода, гидропривод упрощает конструкции машин, уменьшает металлоемкость, дает возможность полностью унифицировать привод не только отдельных, но и всего комплекса сельскохозяйственных. машин в целом, увеличивает производительность агрегата, позволяет автоматизировать технологический процесс, улучшает условия труда, уменьшает трудоемкость ухода за машинами, предохраняет от перегрузок и поломок рабочие органы. В случае гидропривода быстро осваивается новая техника, так как время на разработку и оформление техдокументации этих машин в несколько раз меньше чем аналогичных машин с механическим приводом (за счет исключения времени на разработки трансмиссии).

Все указанные выше факторы являются источниками для экономического расчета сельскохозяйственных. машин с качественно новым типом привода – гидропривода непрерывного действия (рис. 193).

Но несмотря на множество указанных выше источников для расчета экономии ческой эффективности гидрофикации рабочих органов сельскохозяйственных. машин, они сами по себе являются производными от экономии, получаемой от функционально – технологических, эксплуатационных показателей привода, материалорасхода и к.п.д. энергопередачи.

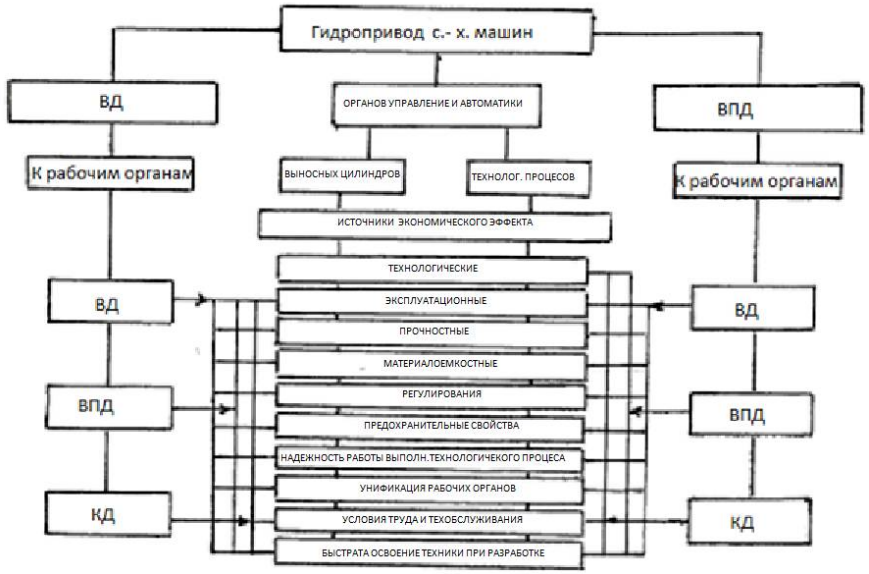

Рис.93.Источники для расчета экономической эффективности гидрофикации рабочих органов сельскохозяйственных. машин

Так как экономия, получаемая от:

- обеспечения функциональных требований, заключающих в себе сокращение расхода средств на разработку деталей, узлов и запасных частей привода, их унификации, быстрого освоения новой техники, уменьшения расхода энергии в узлах передачи и т.д.;

- обеспечения технологических требований, заключающих в себе: сокращение потерь обрабатываемых сельскохозяйственных материалов при их обработке и

энергии за счет оптимального выполнения технологического процесса, что достигается удачным выбором самого типа привода;

- обеспечения эксплуатационных требований, заключающих в себе:сокращение величины непроизводительного времени, достигаемое, в основном, посредством бесступенчатого и оперативного регулирования режима работы рабочего органа, что приводит к увеличению производительности машин и уменьшению износа их деталей, узлов и т.д.;

- обеспечения снижения материалорасхода, заключающего в себе: уменьшение расхода средств на единицу передачи мощности, что приводит к уменьшению массы машин, экономии горючего, увеличивает надежность работы машин и т.д.

- повышения к.п.д. передачи энергии: заключающего в себе эффективность использования энергии в системе.

Поэтому, при разработке методики для прогнозирования целеесообразности применения гидропривода для рабочих органов сельскохозяйственных. машин, основным обобщающим критерием необходимо применять их функциональные, технологические и эксплуатационные (в основном, регулируемая способность) преимущества, а также и экономию, получаемую от снижения материалорасхода и улучшения к.п.д. передачи движения

2. Прогнозирование целесообразности гидрофикации рабочих органов сельскохозяйственных машин.

При разработке сельскохозяйственных. машин обычно конструкторы сталкиваются с определенными трудностями. Одной из таких трудностей является сложность расчета экономической эффективности новой конструкции.

Экономическая эффективность, а точнее ее расчет, является еще более сложным, особенно при случае, когда в машине применяются новые звенья, устройства, привод и

т.д., которые дают не количественные, а качественные изменения в работе машин. Как было указано выше главе 2, при гидрофикации сельскохозяйственных. машин зачастую конструкторы интуитивно применяют гидропривод для различных типов рабочих органов без учета функционально – технологических особенностей привода и рабочего органа, что часто приводит к не желаемому результату и в конечном счете качественно новый тип привода – гидропривод – используется неэффективно.

Дело в том, что не во всех случаях применение гидропривода для рабочих органов машин может привести к положительному результату. Как механический привод, так и гидропривод ВД и ВПД для различных типов рабочих органов дают различные функционально-технологические преимущества и экономический эффект. Поэтому разработка методики прогнозирования целесообразности применения гидропривода для рабочих органов сельскохозяйственных. машин является важной задачей. Эта методика должна разрабатываться на основе таких обобщенных факторов, которые в конечном счете могут привести к объективной оценке преимущества гидропривода рабочих органов сельскохозяйственных. машин с полной гарантией его экономической эффективности. К таким фактором можноотнести качественные показатели: функционально – технологические (регулируемую способность привода) и количественные показатели: материалоемкость и к.п.д. передачи.

Если степень обеспечения приводом соответствующих требований обозначить коэффициентами указанных факторов, то для определения степени выгодности применения гидропривода по сравнению с механическим приводом без предварительного проведения экономического расчета в рублях можно воспользоваться нижеследующей формулой, в которой значения показателей указанных факторов, получаемых новым типом привода (гидроприводом

Эг) делятся на суммарную величину показателей сравниваемого механического привода Эм.

$$\lambda_э = \frac{\sum Э_г}{\sum Э_м} = \frac{X_ф + X_т + X_р + X_м + \eta_г}{X'_ф + X'_т + X'_р + X'_м + \eta_м} \qquad (196)$$

Где $\lambda_э$- коэффициент относительной экономической эффективности применения нового типа привода по сравнению с эталонным приводом;

$X_ф, X'_ф$ - коэффициент обеспечения функциональных требований;

$X_т, X'_т$ - коэффициент обеспечения технологических требований;

$X_р$, $X'_р$- коэффициент обеспечения регулируемой способности привода;

$X_м$, $X'_м$ - коэффициент обеспечения экономической эффективности от материалорасхода привода;

$\eta_г$, $\eta_м$ - к.п.д. передачи энергии от энергетического средства -ЭС к рабочей машины - РМ.

Коэффициент обеспечения функциональных требований-$x_ф$.

Если функциональное требование, предьявляемое к приводу, обеспечивается польностю, т.е. необходимый вид движения к рабочему органу передается непосредственно без каких – либо повышающих или понижающих передач, механических преобразователей (кривошипно – шатунный, кулисный и т.д.) значение коэффициента обеспечения функциональных требований $x_ф$ = 1.При применение преобразовательных механизмов, понижающих, повышающих и поворотных устройств передача становиться сложной и малоэффективной. Поэтому с увеличением количества механических передач снижается коэффициент обеспечения функциональных требований привода.

Многолетние опыты и расчеты экономической эффективности различных типов машин механического привода показали, что с увеличением количества каждых повышающих, понижающих передач, поворотных механизмом снижается эффективность передачи примерно на 10%. Поэтому, при расчете коэффициента обеспечения функциональных требоываний, при наличии каждого механического преобразовательного механизма, повышающих, пони жающих, поворотных устройств необходимо соответственным образом (в зависимости от сложности устройства) снижать коэффициент обеспечения привода функциональных требований на величину, указанную в таблице 5.

При составлении таблицы 5 было учтено, что передача движений от одного вала к другому валу в различных устройствах имеет почти одинаковую сложность и затраты средств, и снижает коэффициент обеспечения функциональных требований на величину 0,1.

Однако, конический и червячный редукторы, кроме передачи движений от одного вала к другому, изменяют и направление движения, поэтому коэффициент обеспечения функциональных требований их снижается на величину 0,2. Преобразовательные механизмы, кроме передачи движения от одного вала к другому, в то же время изменяют как вид, так и закон движения, поэтому при их применении передача движений становится более сложной и коэффициент обеспечения привода функциональных требований снижается на величину 0,3.

При определении коэффициента обеспечения функциональных требований необходимо использовать следующую формулу:

$$X_{\Phi} = 1 - \sum X_{\Phi i} \qquad (197)$$

Где $\sum X_{\Phi i}$ суммарные величины степенны снижения коэффициента обеспечения функциональных требований (приведены в таблице 5. для каждого типа передачи)

Таблицы 5

Снижение величины коэффициента функциональных требований при наличии различных элементов механической передачи.

Элементы механической передачи	Величины снижения коэффициента обеспечения функциональных требований.
Карданная передача	0,1
Ценная передача	0,1
Ременная передача	0,1
Редуктор цилиндрический: -одноступенчатый -двухступенчатый -трехступенчатый	 0,1 0,2 0,3
Редуктор конический	0,2
Редуктор червячный	0,2
Преобразовательные механизмы(кривошипно-шатунный,кулисные и тд.)	0,3

Например, если при осуществлении привода к рабочему органу используются различные механические передачи: кардан, редуктор одноступенчатый цилиндрический и преобразовательный механизм, то, используя таблицу 5, находим величину коэффициенте обеспечения функциональных требований для данного привода:

$$X_Ф=1-0,1-0,1-0,3=0,5$$

Так как в таблице значение $x_ф$ составляет: для карданной передачи - 0,1; для одноступенчатого цилиндрического редуктора - 0,1 и для преобразовательного механизма составляет 0,3.

Коэффициент обеспечения технологических требований – $x_т$.

На технологические показатели выполняемой операции, в основном, влияет закон движения рабочего органа: скорость или ускорение по времени, максимальное, минимальное или среднее их значение.

Если сравниваемые приводы к рабочему органу дают одинаковый закон движения (например, изменение скорости во времени по законам трапеции, синусоиды или др.), то при одинаковых режимах работы технологические показатели обоих приводов будут одинаковыми. Поэтому в данном случае коэффициент обеспечения технологических требований для обоих типов приводов необходимо брать $X_т=X_т^{/}=1$. Например, механический привод и гидропривод ВД к ножу режущего аппарата сегментного типа через кривошипной–шатунный механизм передают движение по одинаковому синусоидальному закону.Поэтому коэффициент обеспечения технологических требований для обоих приводов будет $X_т=X_т^{/}=1$.

Если сравниваемые приводы к рабочему органу передают движение по разным законам (например, один синусоидальный, а другой трапециодальный), то при одинаковых режимах работы (частоты движения) технологические показатели (также динамические и энергетические показатели) будут разные (это было нами доказано в главе 4). Поэтому в данном случае необходимо определять значения коэффициентов обеспечения технологических требований для сравниваемых приводов,

приняв этот коэффициент для эталонного привода за единицу. Например, при случае механического привода или гидропривода ВД скорость ноже режущего аппарата изменяется по закону синусоиды, а при случае гидропривода ВПД – по закону трапеции. Поэтому, если в первом случае, т.е. при случае механического привода или гидропривода ВД, принять $X_т=1$, то при случае гидропривода ВПД коэффициент обеспечения технологических требований в зависимости от коэффициента установившегося движения ножа будет определяться по формуле (4.6).

В результате теоретических и экспериментальных исследований нами были установлены и выше (в главе 4 и главе 7) рекомендуются расчетные формулы для определения преимуществ гидропривода ВПД для наиболее характерных рабочих органов, выполняющих разные технологические операции в машине: резание (форм.4.5. и 4.6), вибтранспортировку (форм.7.1), сепарацию (форм.7. 3.), вибротранспортировку – сепарацию (форм. 7. 5.) и.т.д.

Для простоты расчета при определении целесообразности применения гидропривода, коэффициент обеспечения технологических требований с приводом ВД надо принимать за единицу, а с приводом ВПД – необходимо рассчитывать эти коэффициенты, которые для каждого технологического процесса и режима работы рабочего органа или привода изменяют свое значение, и всегда выше единицы.

Коэффициент обеспечения регулируемой способности привода – $x_р$.

Регулируемая способность привода (бесступенчатого) является важным эксплуатационным показателем для рабочих органов мобильных сельскохозяйственных машин (см. глава 1).

Если привод обеспечивает необходимую глубину регулировки режима работы рабочего органа

бесступенчатого, то коэффициент обеспечения регулируемой способности привода получает максимальное значение $x_р$ =1.

Если необходимую глубину регулировки привод обеспечивает ступенчато, то значение $x_р$ снижается. В зависимости от механизмов, применяемых в интигале передачи регулирования, значение $x_р$ можно определить по формуле:

$$X_{ф} = 1 - \sum X_{фi} \qquad (198)$$

с использованием таблицы 5.

Например: допустим, что для регулирования режима работы режущего аппарата требуется коробка передач (зубчатая) в 5 – и ступенях. Тогда коэффициент обеспечения регулируемой способности механическим приводом будет

$$X_р = 1\text{-}5.0{,}1=0{,}5$$

При выполнении технологического процесса некоторые рабочие органы требуют регулирования их режимов работы (например, все типы подготавливающих рабочих органов уборочных машин, имеющих наружные контакт с технологическим материалом), а некоторые таких регулировок не требуют (например, все типы дорабатывающих и выгружающих рабочих органов уборочных машин).

Поэтому, если регулировка режима работы рабочего органа необходима, а привод не обеспечивает ни бесступенчатое, ни ступенчатое регулирование режима их работы, то коэффициент $x_р$ = 0.

При случае, если технологический процесс выполняемой операции не требует регулирования режимов работы рабочих органов, то для обеих сравниваемых приводов надо принимать коэффициент $x_р$ =1 (см.таблицу 6).

Таблица 6

Значение коэффициентов регулируемой способности привода в зависимости от необходимости регулирования режима работы рабочих органов.

Необходимость регулирования режимов работы рабочих органов	Обеспечение привода требований	Значение коэффициента регулируемой способности привода $x_р$
Необходимо регулировать	Обеспечивает: -бесступенчато - -ступенчато	1,0 определяетспо формуле с использованием таблицы 5
	Не обеспечивает	0,0
Нет необходимости регулирования	Обеспечивает или не обеспечивает	1,0

Коэффициент обеспечения экономической эффективности от материалорасхода привода сельскохозяйственных машин-$X_м$.

При передаче единицы мощности от источника энергии к рабочей машине или к рабочему органу машин с различными типами приводов применяются характерные для этих типов приводов материалы: для механического привода – метал; для гидропривода – метал, рабочая жидкость (масла), гибкие резиновые шланги; для пневмопривода – метал, воздух, гибкие резиновые шланги; для электропривода – цветной и черный метал и другие.

В связи с тем, что величины номинальных давлений в системе различных типов приводов составляют: гидравлических – 10,0 МПа; для серийной гидросистемы тракторов 16,0 МПа; для перспективных гидросистем; механических условно Рм = 5,0 МПа; пневматических Рп =

1,0 МПа и электрических Рэ = 0,5 МПа и отличаются друг от друга, то материалорасход для передачи единицы мощности на определенное расстояние с гидравлическим, механическим, пневматическим и электрическим приводами теоретически будут отличаться друг от друга (см. табл. 7).

В то же время цена каждого килограмма материала для различных типов приводов различна. Так как цена каждого килограмма материала механической передачи в сельскохозяйственных машинах составляет в среднем 1,5 – 2,5 руб\кг (принимаем 2 руб\ кг) и для гидравлического, пневматического и электрического приводов составляет – 2,5 – 3,5 руб\кг (принимаем 3 руб\кг), то коэффициент обеспечения экономической эффективности от материалорасхода привода можно определить по формуле:

$$X_м = \frac{P_м}{P_г} \cdot \frac{Ц_г}{Ц_м} \qquad (199)$$

где *Рм; Рг* – номинальное давление в системе привода рабочего органа, МПа;

Цм; *Цг* – средняя цена одного килограмма материала для передачи энергии,кг/м;

$X_м$–коэффициент обеспечения экономической эффективности от материалорасхода.

Нами проведены сравнения материалоемкости передачи механического привода с пневмоприводном, электроприводом,и гидравлическим приводом.

Коэффициент обеспечения экономической эффективности от сокращения расхода материала для приводов рабочих органов сельскохозяйственных машин с механическим приводом, пневмоприводном, электроприводом и с гидроприводом при давлении в гидросистеме Рг = 10,0 МПа. Показан в табл.7.

Таблица 7

Коэффициент обеспечения экономической эффективности от сокращения расхода материала для приводов рабочих органов сельскохозяйственных машин с механическим приводом, пневмоприводном, электро-приводом и с гидроприводом при давлении в гидросистеме Рг = 10,0 МПа.

Наименование	Обазначение показателей	Единица измерения	Гидро привод, Г	Механический привод,М	Пневмо-привод, П	Электро Привод, Э
Номинальное давление в системе привода	Р	МПа	10,0	5,0	1,0	0,5
Степень материалорасхода передачи единицы мощности на единицу расстояния			1,0	2	10	20
Цена 1кг материала передачи	Ц	руб/кг	3	2	3	3
Коэффициет обеспечения экономической эффективности от материаларасхода передач.		руб/кг	1	0,75	0,1	0,05

К.П.Д. передачи энергии от источника энергии к рабочему органу.

К.п.д. передачи энергии от энергетического средства к рабочим органам машин имеет важное значение при оценке

целесообразности применения того или другого привода для данного рабочего органа, ибо привод, имеющий высокий к.п.д., более экономично используя энергию, уменьшает расход горючего для выполнения технологического процесса.

Определение общего к.п.д. для гидропривода можно проводить по указанной выше методике (глава 8), а к.п.д. механической передачи – по методике, предложенной Н.Д. лучинским в работе [85]. При этом для расчета можно использовать к.п.д. отдельных элементов механического и гидравлического привода из таблицы 8.

После определения коэффициентов соответствующих факторов $x_ф$, $x_т$, $x_р$ и $x_м$, можно подсчитать коэффициент экономической эффективности применения каждого типа привода для данного рабочего органа по формуле 197.

Если при расчете по формуле 197 значение коэффициента относительной эффективности $\lambda_э < 1$ 1, то применение нового типа привода нецелесообразно (надо оставить старый привод); если $1 < \lambda_э < 1{,}3$ - целесообразно применение нового привода (новый привод надо применять в новой и модернизациях серийной машины).

Пример 1. Допустим, необходимо определить, какой привод: - механический, гидравлический ВД или гидравлический ВПД – является наиболее целесообразным для режущего аппарата жатки скоростного силосоуборочного комбайна КСС – 2,6 «Богатырь» для работы на скоростях 3 – 15 км\ч.

Для этого определим вначале значение коэффициентов обеспечения приводом основных требований, предьявляемых к рациональному приводу режущего аппарата:

$x_ф$, $x_т$, $x_р$, $x_м$

Коэффициент обеспечения функциональных требований -$x_ф$. Для осуществления передачи энергии от ВОМ трактора к режущему аппарату с механическим приводом необходимо применять: кардан, ценную передачу, кардан коробки скоростей 5 кардан и кривошипное – шатунный

механизм (рис198.в.). Определяя значение коэффициента сложности указанных типов передач из таб. 6 и используя формулу 198, находим значение коэффициента обеспечения.

$$X_ф=1-0{,}1-0{,}1-0{,}1-0{,}3=0{,}4$$
$$X_{ф1}=1-0{,}3=0{,}7$$

Таблица 8

К.П.Д. отдельных элементов механической и гидравлической передачи.

Виды передач	К. П. Д.
Механическая передача	
Фрикционная	0,70 – 0,95
Ременная	0,95 – 0,96
Зубчатая:	
- цилиндрическая	0,96 – 0,98
- коническая	0,94 – 0,97
Червячная при числе заходов:	
= 1	0,70 – 0,75
= 2	0,75 – 0,82
= 3 или 4	0,9 – 0,98
Гидравлическая передача	
Гидронасосы	0,8 – 0,9
Гидромоторы ВД	0,8 – 0,9
Гидродвигатели ВПД	0,9 – 0, 95

Коэффициент функциональных требований - $x_ф$.:Этот коэффициент для гидроприводы ВД составляет 0,3:так как при этом используется только кривошипное – шатунный механизм. Для гидропривода ВПД $x_{ф2}$ = 1, так как необходимый вид движения ножа (ВПД) получается непосредственно без применения каких – либо дополнительных механических преобразовательных механизмов или передач.

Коэффициент обеспечения технологических требований $x_т$. Этот коэффициент для механического привода и гидравлического привода ВД имеет одинаковое значение $x_т = x_{т1} = 1$, так как при случае применения приводов применяется кривошипной – шатунный механизм, который к ножу режущего аппарата передает движение по одинаковому синусоидальному закону скорости движения по времени. В данном случае коэффициент обеспечения технологических требований $x_{т2}$ – с гидроприводом ВПД – надо определить. Для этого необходимо знать параметры (ход) и режим работы (частоту движения) рабочего органа. Исходя из этого режима надо определить коэффициент установившегося движения – по формуле (51), характеризующий кинематику движения рабочих органов с гидроприводом ВПД.

Допустим, максимальная частота ножа и нормальный ход ножа таковы, что значение q = 0,6. При этом коэффициент технологических показателей гидропривода ВПД ($x_{т2}$) в данном случае равен эффекту резания и будет

$$X_{m2} = \lambda_p = \frac{2{,}22}{1 + 0{,}6} = 1{,}39$$

Коэффициент регулируемой способности – $x_р$. Допустим, что при случае механического привода, регулирование режима работы режущего аппарата осуществляется ступенчато с помощью сменной звездочки в 5 ступенях. При этом, используя формулу 200. и таблицу 6, находим, что $x_р$ = 0,5. Поскольку режим работы режущего аппарата с гидроприводом ВД и ВПД можно осуществить бесступенчато, с помощью дросселя, следовательно при этом $x_{р2} = x_{р1} = 1$.

Коэффициент обеспечения экономической эффективности от материалорасхода передачи – $x_м$. Из формулы (199) и таб. 7 находим, что этот коэффициент для гидропривода ВД и ВПД (на уровне давлений 10 МПа) составляет $X_м$ = 1, а для механического привода составляет:

$$X_m = \frac{50}{100} \cdot \frac{3}{2} = 0{,}75$$

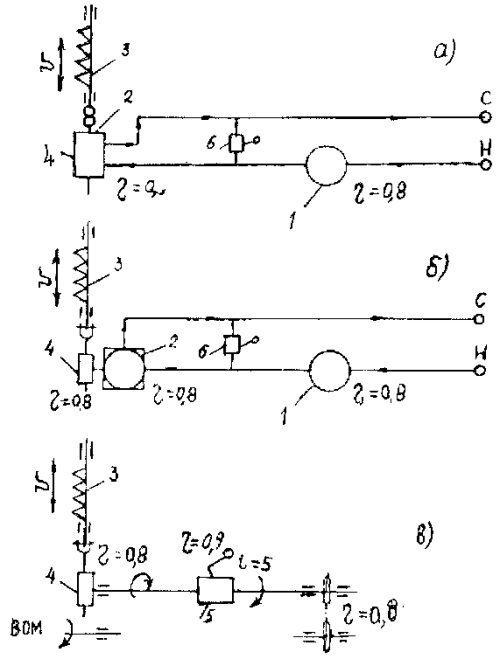

Рис.94.К обоснованию выбора рационального типа гидропривода для режущего аппарата скоростного силосоуборочного комбайна КСС – 2,6 «Богатырь».а – гидропривод ВПД; б – гидропривод ВД; в – механический привод.1 – гидронасос; 2 – гидродвигатель ВПД, гидромотор ВД;3 - нож; 4 – механический преобразовательный механизм; 5 – коробка скоростей; 6 – дроссель;В – высасывающая линия; С – сливная линия.

К. п. д. передачи энергии._Если схема гидропривода ВД, ВПД и механического привода имеет вид, как показано на рис. 94, то общий к.п.д. будет:

-с гидроприводом ВПД - $\eta_{ВПД} = 0{,}8 \cdot 0{,}9 = 0{,}72$

-с гидроприводом ВД - $\eta_{ВД}$ = 0,8 . 0,8 . 0,8 = 0,542;

-с механическим приводом - $\eta_м$ = 0,8 . 0,9 . 0,9 = 0,64.

Относительный коэффициент экономической эффективности применения гидропривода ВД по отношению к базовому механическому приводу (в указанном выше исполнение) составляет

$$\lambda_э = \frac{Э_{ВД}}{Э_М} = \frac{0,7+1+1+1+0,542}{0,4+1+0,5+0,75+0,64} = \frac{4,242}{3,29} = 1,29$$

Относительный коэффициент экономической эффективности применения гидропривода по отношению к базовому механическому приводу составляет:

$$\lambda'_э = \frac{Э_{ВПД}}{Э_М} = \frac{1+1+1,39+1+0,76}{0,4+1+0,5+0,75+0,64} = \frac{5,11}{3,29} = 1,56$$

Как видно из расчета, относительный коэффициент экономической эффективности гидропривода ВД по сравнению с механическими приводами составляет =1,29,тогда как коэффициент относительной экономической эффективности применения гидропривода ВПД по сравнению с механическим приводом составляет = 1,56.

Поэтому применение гидропривода ВПД для данного режущего аппарата является более целесообразным, чем гидропривод ВД, т.к. при этом относительная экономическая эффективность применения гидропривода ВПД по сравнению с гидроприводом ВД составляет:

$$1 < \frac{\lambda'_Э}{\lambda_Э} = \frac{\sum Э_{ВПД}}{\sum Э_{ВД}} = \frac{5,11}{4,242} = 1,21 < 1,3$$

т.е. выше на 21%. Поэтому наиболее целесообразным приводом для режущего аппарата скоростного силосоуборочного комбайна с ВПД ножа является гидропривод ВПД, имеющий коэффициент экономической

эффективности по отношению к механическому приводу 1,56 и по отношению к гидроприводу ВД – 1,21

Пример 2. Необходимо выбрать наиболее выгодный привод для выгрузного транспортера силосоуборочного комбайна, имеющего скорость врашения n = 300 об/мин.

Коэффициент обеспечения функциональных требований $x_ф$ – определяем, исходя из кинематики передачи движений. Для осуществления передачи движения от ВОМ трактора к выгрузному транспортеру механическим приводом необходимо применять: кардан, редуктор конический, цепную передачу. Поэтому с механическим приводом коэффициент функциональных требований приобретает значение

$$x_ф = 1 – 0,1 – 0,2 – 0,1 – 0,1 – 0,1 – 0,2 – 0,1 = 0,1$$

При применения гидропривода ВД со среднеоборотным мотором ВД, где ВД вала транспортера осуществляется непосредственно без каких либо механических передач, $x_ф$ = 1, тогда как при применении гидропривода ВД с гидромотором шестеренного типа необходимо использовать понижающую передачу (цепная или ременная), поэтому коэффициент $x_{ф2}$ = 1 – 0,1 = 0,9

Коэффициент обеспечения технологических требований $x_т$.

Как механический привод, так и гидропривод ВД к рабочему органу (выгрузному транспортеру) передают движение по одинаковому трапециодальному закону (см. главу 8), поэтому $x_т = x_{т1} = x_{т2} = 1$.

Коэффициент регулируемой способности привода $x_р$.

Поскольку нет необходимости регулирования режима работы выгрузного транспортера, поэтому $x_р = x_{р1} = x_{р2} = 1$

Коэффициент экономической эффективности от материалорасхода-$x_м$.

Этот коэффициент находим из таблицы 8, который для механического привода имеет значение $x_м$ = 0,75 и для гидропривода $x_{м1} = x_{м2} = 1$.

Коэффициент полезного действия передачи. Если принять значения к.п.д. согласно схемы передач рис 95, получим общий к.п.д.

К.п.д. передачи соответственно будет:

- с механическим приводом, рис. 95. а:

= 0,8 . 0,95 . 0,95 . 0,8 . 0,95 = 0,95

- с гидроприводом (среднеоборотным гидромотором ВД), рис. 95.б = 0,8. 0,8 = 0,64

- с гидроприводом (с высокооборотным гидромотором ВД), рис. 95.в = 0,8. 0,8. 0,95 = 0,61

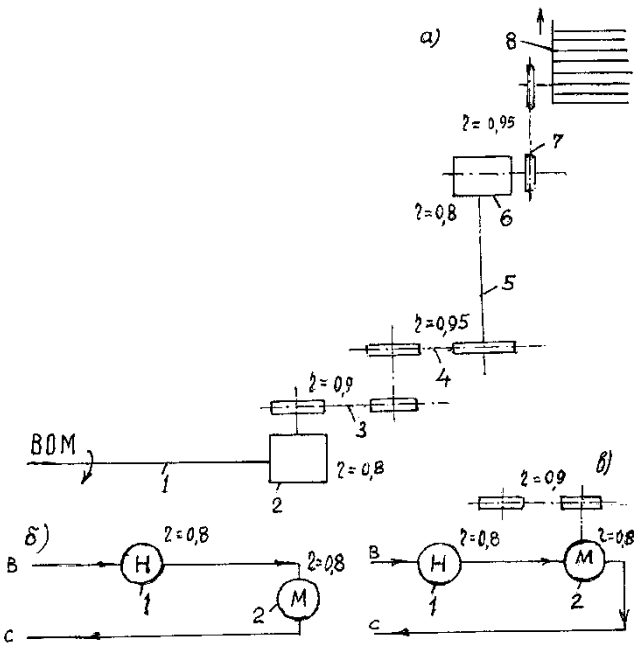

Рис.95.К обоснованию выбора рационального типа привода выгрузного транспортера скоростного силосоуборочного комбайна КСС – 2,6 «Богатырь».а) –

механический привод: 1 – кардан; 2 – редуктор конический; 3– цепная передача; 4 - цепная передача; 5 – кардан; 6 – редуктор конический; 7–цепная передача; 8 выгрузной транспортер.б) – гидравлический привод (с среднеоборотным гидроприводом): 1 – гидронасос; 2 – гидромотор; В – высасывающая линия; С – сливная линия; В) – гидравлический привод с высокооборотным гидромотором; 1 - гидронасос; 2 – гидромотор ВД; 3 – цепная передача.

После установления значения коэффициентов $x_ф$, $x_т$, $x_р$, $x_м$, определим, что относительный коэффициент экономической эффективности применения гидропривода со среднеоборотным героторным мотором по сравнению с механическим приводом составляет:

$$\lambda_Э = \frac{\sum Э_{ВП}}{\sum Э_М} = \frac{4,8}{3,3} = 1,45$$

а при применении высокооборотного шестерного мотора составляет:

$$\lambda'_Э = \frac{\sum Э'_{ВП}}{\sum Э_М} = \frac{4,7}{3,3} = 1,42$$

Как видно, по сравнению с механическим приводом, применение гидропривода ВД к выгрузному транспортеру как с среднеоборотным гидромотором ВД героторного типа, так и высокооборотным гидромотором ВД шестеренного типа выгодно, так как коэффициент экономической эффективности и в том, и в другом случае больше единицы, т.е. 1. Несмотря на это, наиболее целесообразным является применение гидропривода с героторным мотором, поскольку его экономический показатель ($\lambda'_Э$=1,45) выше, чем показатель гидропривода с гидромотором шестерного типа ($\lambda'_Э$ =1,42).

Для проверки правильности разработанной выше нами методики о целесообразности выбора типа гидропривода для

рабочих органов сельскохозяйственных машин, был проведен по методике ВИСХОМа расчет экономической эффективности применения гидропривода для рабочих органов сельскохозяйственных машин на примере гидропривода режущего аппарата с ВПД ножа скоростного силосоуборочного комбайна КСС – 2,6 (25).

Расчет был произведен общеизвестным методом: определение цены по массе (для гидропривода цену каждого килограмма массы принять 3 руб., а для механического привода – 2 рубля); определение экономии по увеличению производительности (за счет снижения простоев, поломок, повышения поступательной скорости и т.д.) Результаты расчета показаны в таблице 9.

Анализ таблицы 9 показывает, что при неудачном выборе гидропривода режущего аппарата (например, при применении гидропривода ВД с нерегулируемой и высокой оборотностью вала) он, по сравнению с механический приводом, становится дороже на 5 рублей, тогда как при удачном выборе (например, при применении гидропривода ВПД) и использовании всех его основных функционально – технологических преимуществ, получается значительная экономия в размере 175 руб, что подтверждает правильность предложенной нами выше методики гарантирующей (прогнозирующей) целесообразность применения гидропривода ВПД для указанного типа режущего аппарата (см. пример 1). По указанной методике был выбран гидропривод режущего аппарата полевого делителя и выгрузного транспортера силосоуборочного комбайна, что также подтвердило правильность методики, т.к. суммарная экономия, получаемая от применения гидропривода ВПД для режущего аппарата и активного полевого делителя, а так же гидропривода ВД для выгрузного транспортера силосоуборочного комбайна, позволили экономить 650 рублей в год на одну машину. Смотри следюшей параграф.

3. Экономическая эффективность гидрофикации активных рабочих органов с.- х. машин

В период 196–1973 г.г. в лаборатории кукурузосилосоуборочных машин ВИСХОМа, на базе серийного комбайна КС–2,6 был создан скоростной силосоуборочный комбайн КСС – 2,6.

Таблиа 9

Экономическая эффективность при различных условиях гидрофикации режущего аппарата скоростного силосоуборочного комбайна по сравнению с механическим приводом.

Условия гидро-фикации	Исполь-зование преиму-щества гидро-привода	Источники для расчета экономической эффективности	Экономическая эффективность Суммарная, руб.
Гидропривод ВД с нерегулируемой высокой оборотностью	Материала расход	Механический привод – 45кг 45кг х 2руб/кг =90 руб Гидропривод – 35 кг, В том числе: -гидромотор – 5 кг -арматура – 10 кг. Преобразователь – 10 кг (5+10) х 3+(10+12) х 2=95руб	-5
Гидропривод ВД с регулируемой, оборотностью	Материала расход	Механический привод - 45 кг 45 х 2 =90 руб Гидропривод – 25 кг, В том числе: гидромотор 5 кг, – арматура – 10 кг. Преобразователь – 10 кг (5+10) х 3+10 х 2= 65 руб	25
Гидропривод ВД с регулируемой, оборотностью	Материала расход Регули-руемая способ-ность	**Механический привод** - 5 кг 45кг х 2руб =90 руб **Гидропривод** – 30 кг, В том числе: гидромотор 5 кг, -гидроарматура-10 кг, -регулятор скорости- 5 кг, -преобразователь - 10 кг (5+10+5) х 3+ 10х2 = 80руб	40

		-увеличение производитель-ности на 10%-30руб 80+30=110 руб	
Гидропривод ВПД	Материала расход Регули-руемая способ-ность Функциона льно Техноло-гические	**Механический привод -** 45 кг 45 х 2 =90 **Гидропривод** – 25 кг, В том числе: -гидродвигатель - 10 кг, -гидроарматура - 10 кг, -регулятор скорости - 5 кг, (10+10+5) х 3= 75руб Увеличение производитель ности на 10% - 30руб Увеличение производитель ности машины на 10% - 30руб Увеличение производитель ности на 10% -30руб Снижение расхода энергии, 5 – 10% -100руб 75+30 + 30 +30 +100 = 265руб	175

«Богатырь», который в зависимости от условий эксплуатации (урожайности, почвенное – климатических условий, энергорезервов трактора и т.д.), может работать на скоростях в пределах 2 – 18 км/ч, тогда как серийные комбайны КС – 2,6 имеют диапазон скоростей работы 2 – 5 км/ч, а КСС – 2,6 А – 2 – 8 км/ч.

Увеличение скорости, а также производительности скоростного комбайна обусловлено некоторыми конструктивными доработками ряда рабочих органов и, в основном, применением гидропривода на активных рабочих органах: режущем аппарате, активном полевом делителе и выгрузном транспортере с гидроавтоматикой.

Применение гидроприводе непрерывного действия для привода режущего аппарата дало возможность: увеличить поступательную скорость комбайнового агрегата в 3 раза – 15

– 18 км/ч в место 5 – 6 км/ч; устранить поломки спинки ножа и частые поломки элементов режущего аппарата, что в среднем, уменьшает простой на ремонт и техобслуживания на 30 – 40 %.

Применение гидропривода активного полевого делителя дало возможность устранить остановки комбайна из – за забивания режущего аппарата, унифицировать привод и элементы ножей режущего аппарата жатки и полевого делителя.

Применение гидропривода для выгрузного транспортера дало возможность упростить конструкцию привода к этому рабочему органу, обеспечить быструю остановку и плавный пуск во время выгрузки измельченной растительной массы из копильника, тем самым увеличить производительность агрегата еще на 20 – 30 % и уменьшить потери в 2 – 3 раза.

Как показал техника – экономический расчет, проведенный нами по методике ВИСХОМа, только за счет увеличения производительности от применения только гидропривода режущего аппарата для скоростного силосоуборочного комбайна, экономическая эффективность на каждый комбайн составляет $Э_{пр}$ = 175 руб. в год.

А применение гидропривода в наиболее ответственных рабочих органов – режущий аппарат + полевой делитель + выгрузной транспортер, обоснование целесообраз ности гидрофикации которых были проведены по указанной выше методике, дало возможность, оставляя прежней конструкцию комбайна, увеличить прочностные показатели и производительность, уменьшить его массу. При этом экономия от увеличения производительности составляет 397 руб. в год на каждую машину, кроме того получена экономия и от уменьшения массы машины.

Например, прототип комбайна КСС – 2,6 «Богатырь» комбайн КСС – 2,6 с механвическим приводом, предусмотренный для работы в агрегате с трактором Т – 150

К с ВОМ – ом П = 1000 об/мин имеет максимальную поступательную скорость до 9 км/ч.

Масса его на 300 кг больше, чем, в среднем, масса серийного комбайна КС – 2, 6 А. Кроме того скоростной комбайн КСС – 2,6 «Богатырь» с гидроприводным рабочим органом созданный на базе серийного КС - 2,6 А имеет Маасу на 40 кг меньше, чем серийный комбайн КС - 2,6 А с механическим приводом, так как масса гидроаппаратуры и арматуры на гидрофицированном комбайне составляет 60 кг и заменяет более 100 кг механической трансмиссии длинной более 25 м.

Таким образом, экономия в чистом металле двух сравниваемых комбайнов – с гидроприводом 3 – х рабочих органов (режущий аппарат + полевой делитель + выгрузной транспортер) и с механическим приводом всех рабочих органов, предусмотренного для работы на повышенных скоростях, - составляет 300 + 40 = 340 кг.

Если учесть, что каждый килограмм металла в комбайне стоит 1,2 рубля, а гидроаппаратура и арматура 3 руб., экономия за счет расхода материала на один комбайн будет $Э_м$ = 340 х 1,2 – 60 х 3 = 252 руб.

Следовательно, кроме прочих достоинств, при выпуске комбайна с гидроприводом рабочих органов только от функционально – технологических преимущества привода, повышения производительности и экономии на расход материала, обеспечивается на один комбайн экономия:

$$Э = Э_{ПР} + Э_{М} = 397 + 252 = 649 руб \approx 650 руб$$

Таким образом, применение гидропривода на ответственных рабочих органах даже на серийных конструкциях машин позволяет увеличить производительность и доиспользовать их технические возможности. Поэтому на первом этапе гидрофикации желательно гидропривод применять не только на новых машинах, но и на серийных машинах при их модернизации.

На рис. 96 показан график изменения затрат на единицу обрабатываемой площади скоростным силосоуборочным комбайном КСС–2,6 «Богатырь» с гидроприводом рабочих органов в сравнении с серийным КС–2,6 А с механическим приводом рабочих органов при различных их поступательных скоростях движения.

Из графика видно, что по море роста поступательной скорости уборочного агрегата, затраты на единицу обрабатываемой площади до определенного предела уменьшаются; а потом начинают увеличиваться. Это объясняется тем, что, в зависимости от конструктивных особенностей и эксплуатационных возможностей, каждая уборочная машина имеет оптимальные скоростные режимы, при которых она работает с высокими техника – экономическими показателями

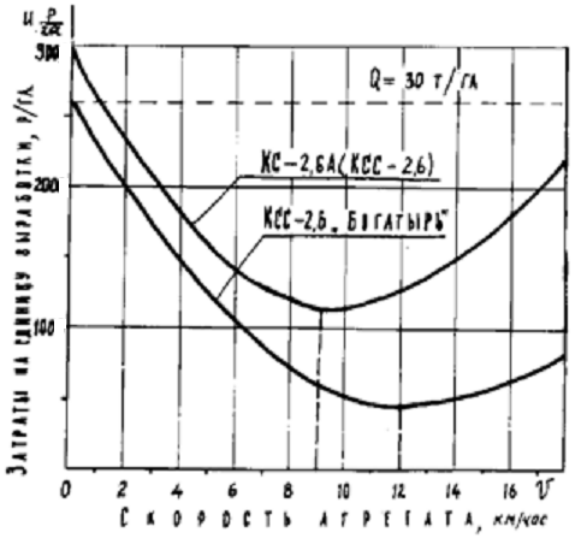

Рис.96. Изменение затрат на единицу обрабатываемой площади при различных поступательных скоростях комбайна.

1 – серийного; 2 – скоростного.

Например, такой режим для комбайна КС - 2,6 А с механическим приводом рабочих органов при урожайности 30 т/га составляет 8,5 км/ч [31], а для комбайна КСС – 2,6 «Богатырь» с гидроприводом рабочих органов – 12, км/ч.

Уменьшение затрат на единицу обрабатываемой площади до достижения оптимального значения скорости агрегата объясняется тем, что на малых скоростях работы недогружается двигатель трактора и не полностью используется эксплуатационные возможности комбайна.

Увеличение затрат на единицу обрабатываемой площади после оптимума объясняется перегрузкой рабочих органов и избыточными затратами мощность на перекатывание уборочного агрегата.

Разность затрат на единицу обрабатываемой площади между показателями указанных сравниваемых комбайнов (КСС – 2,6 «Богатырь» и КС–2,6А) получается как за счет производительности, экономии металла и других экономических источников, так и за счет рационального использования энергии между активными рабочими органами внутри самого комбайна, что обеспечивается за счет рационального обеспечения технологических требований.

Например, как видно из. Рис.97, при одинаковых поступательных скоростях комбайнового агрегата, например, при скоростях 3 м/с (10,8 км/ч), гидропривод режущего аппарата требует 600 ч.д.х. в минуту, при этом потребная мощность составляет 5 кВт. Комбайне с механическим приводом ножа на той же скорости агрегата требует 8 кВт, так как нож режущего аппарата с механическим приводом для удовлетворения качественного среза растений должен иметь не 600, а 900 ч.д.х. в минуту, что вызвано особенностями резания стеблей режущим аппаратом с гидроприводом и механическим приводом.

Выше было установлено существенное преимущество гидропривода по сравнению с механическим приводом в качестве привода рабочих органов непрерывного действия сельскохозяйственных машин. Даны рекомендации по

применению гидроприводов ВПД и ВД к рабочим органам ВД, ВПД, КД с учетом функционально – технологических и эксплуатационных показателей, а также к.п.д. передачи. Применение гидропривода дает по этим показателям различные величины экономической эффективности, которая и должна рассчитываться для каждого такого случая отдельно, а затем суммироваться.

Кроме того, можно рассчитать и обобщить сокращение величины расхода материала.

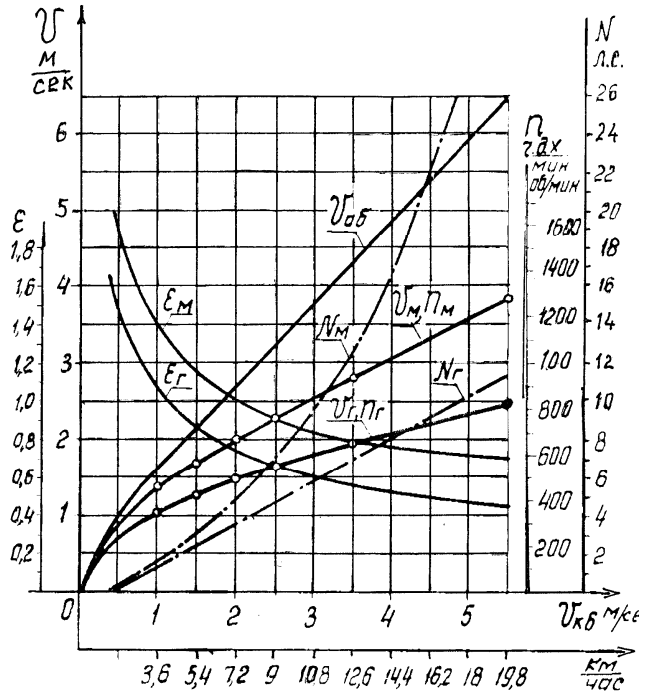

Рис.97.Энергетические и технологические показатели режущего аппарата при различных поступательных скоростях комбайна.

- потребная мощность, число двойных ходов ножа с гидроприводом и соотношение скоростей ножа и поступательной скорости агрегата.

- потребная мощность, число двойных ходов ножа с механическим приводом и соотношение скоростей ножа и поступательной скорости агрегата.

Расход материалов и экономию средств от их сокращения при применении гидропривода по сравнению с механическим приводом.

При случае обеспечения функционально – технологических требований, предъявляемых к рациональному приводу, гидрофикация рабочих органов с.-х. машин всегда сопровождается резким сокращением расхода материала на передачу энергии. При этом уменьшается масса машины, увеличивается надежность работы.

Применение гидропривода ВД, ВПД к рабочим органам ВД, ВПД, КД непрерывного действия при различных условиях их применения дает различные величины сокращения расхода материала. Это зависит от типа гидропривода, типа рабочего органа, от расстояния передачи и от потребной мощности рабочего органа, см. таб. 6., таб.8.

Расход материалов, как с механическим приводом, так и с гидроприводом, для передачи энергии от источника к рабочим органам имеет прямо пропорциональную зависимость от длины передачи и от величины передаваемой энергии или потребной мощности рабочего органе. Поэтому математическую модель экономии расхода материалов с гидроприводом по сравнению с механическим приводом, в зависимости от величины передаваемой энергии и от длины передачи, можно выразить в следующем виде:

$$\Delta G = G_M - G_R = \lambda_G NL \qquad (200)$$

Отсюда можно определить, что коэффициент экономии расхода материалов при применении нового типа привода – гидропривода, по сравнению с существующим механическим приводом, равен:

$$\lambda_G = \frac{G_M - G_r}{NL} = \frac{\Delta G}{NL} \qquad (201)$$

Где G_M - расход материала с механическим приводом, кг;
G_r - расход материала с гидроприводом, кг;
N- потребная мощность, кВт;
L - длина передачи, м.

Определение значения коэффициент экономии расхода материалов можно осуществить практическим способом – непосредственным установлением значения расхода материалов при передаче одинаковой потребной мощности к рабочим органам машин с механическим и гидравлическим приводом.

Для этого нами были выбраны наиболее характерные рабочие органы ВД, ВПД, КД гидрофикация которых является весьма целесообразной на современном уровне развития с. – х. машиностроения.

При расчете определены и учтены: расстояние от ВОМ трактора до рабочего органа, расчетная – потребная мощность при скоростном режиме работы машин (12 км/ч), разность массы механической передачи и гидропередачи. При этом учтено, что при случае гидропередачи масса одного погонного метра передачи (нагнетание + слив при диаметре трубопроводов D = 16.10^{-3}м) составляет 2 кг, масса гидродвигателей и гидромоторов мощностью 10 кВт равна приблизительно 10 кг, масса регулятора скоростей – 5 кг, масса преобразовательного механизма – 10 кг.

При определении реальной величины массы механической передачи использована техдокументация на машины, проведены непосредственные завешивания элементов передачи.

Из таблиц 6 – 8 видно, что при передаче энергии к рабочим органам коэффициент экономии расхода материалов гидроприводом по сравнению с механическим приводом в среднем составляет: при случае гидропривода ВПД к рабочим органам ВПД и КД составляет-0,5 кг/кВт.м; при случае

гидропривода ВД к рабочим органам ВД - 0,4 кг/кВт. м; при случае гидропривода ВД к рабочим органам ВПД и КД - 0,3 кг/кВт. м.

Таким образом, при применении гидропривода ВД к рабочим органам ВПД и КД по сравнению с применением гидропривода ВПД к этим рабочим органам, расход материалов получается в 0,5\0,3 = 1,66 раза, т.е. на 66%, что не выгодно.

Поэтому, не только с точки зрения полного обеспечения функционально – технологических требований, предъявляемых к рациональному приводу рабочих органов машин, но и с точки зрения расхода материала на гидропередачу, наиболее эффективным является гидропривод ВПД к рабочим органам ВПД и КД и гидропривод ВД – к рабочим органам ВД.

Коэффициент экономической эффективности от сокращения каждого килограмма материала при гидрофикации рабочего органа по сравнению с механическим приводом можно выразить в следующем виде

$$\lambda'_Э = \frac{P_Г}{P_М} Ц_М - Ц_Г \qquad (102)$$

Где $\lambda'_Э$ - коэффициент экономической эффективности сокращения каждого килограмма материала при случае гидропривода по сравнению с механическим приводом, руб.;

Рг, Рм – номинальное давление в гидросистеме и в системе сравниваемого привода, МПа;

Цг, Цм – цена одного килограмма материала для гидропривода и сравниваемого привода, руб\кг.

Как было отмечено выше, цена одного килограмма материала для механической передачи составляет 1,5 – 2,5 руб. (для расчета принимаем 2 руб\кг), а цена одного килограмма материала передачи гидропривода составляет в среднем 2,5 – 3,5 рубля (для расчета принимаем 3 руб\кг).

При расчете давление в гидросистеме можно принять: для существующей системы 10,0 МПа, для перспективной системы 15,0 МПа. При передаче единицы мощности на единицу расстояния расход материала для гидропривода при Р =10,0 МПа составляет в среднем 2,0 – 3,5 кг/ кВт. Этот показатель для механического привода составляет 4 – 8 кг /кВт. Поскольку потребная мощность имеет прямо пропорциональную зависимость от усилия или давления, то легко можно определить, что условное давление для передачи единицы мощности механическим приводом составляет:

$P_М$ = (2/4 + 3,5/8) x 10,0 = (0,5 + 0,44) x 10,0 = 5,0 + 4,4 МПа.

Для расчета можно применять Рм = 5,0 МПа.

Из формулу (202) легко можно определить, что при различных величинах давлений в гидросистеме, значение изменяется и соответственно составляет:

$$\lambda'_Э = (100:50) \cdot 2 - 3 = 1$$
$$\lambda'_Э = (150:50) \cdot 2 - 3 = 3$$
$$\lambda'_Э = (200:50) \cdot 2 - 3 = 5$$

При известном значении коэффициент экономии средств от применения гидропривода для передачи единицы мощности на единицу расстояния по сравнению с механическим приводом можно определить следующей формулой:

$$\lambda_Э = \lambda'_Э - \lambda_C \qquad (103)$$

Таким образом, при гидрофикации активных рабочих органов сельскохозяйственных машин непрерывного действия, с учетом удовлетворения условий целесообразности его применения, для передачи одной кВт мощности на один метр расстояния по сравнению с

механическим приводом экономия средств в среднем составляет $\lambda_Э$ = 0,4 . 3 – 0,5 .3 = 1,2 – 1,5 руб. \ кВт. м и экономия материалов составляет λ_G = 0,4 – 0,5 кг \ кВт. м.

С учетом значение λ_G = 0,4 – 0,5 кг \ кВт. м определим, что величина $\lambda_Э$ при различных величинах давлений так же изменяется и соответственно составляет:

- при P = 10,0 МПа - $\lambda_Э$ = 1 (0,4 – 0,5) = 0,4 – 0,5 руб/ кВт.м;
- при P = 15,0 МПа - $\lambda_Э$ = 3 (0,4 – 0,5) = 1,2 –1,5 руб/ кВт.м;
- при P = 20,0 МПа - $\lambda_Э$ = 5 (0,4 – 0,5) = 2 – 2,5 руб./кВт. м;

т.е., с применением в гидросистеме высоких давлений, увеличивается экономическая эффективность гидрофикации рабочих органов сельскохозяйственных машин. Поэтому в гидросистеме целесообразно применять более высокие давления – 15,0 – 20,0 и боле МПа .

Для определения общей величины сокращения расхода материалов и экономической эффективности при гидрофикации рабочих органов сельскохозяйственных машин, можно воспользоваться формулой:

$$G = \lambda_G \cdot NL \qquad (104)$$

$$Э = \lambda_Э \cdot NL \qquad (105)$$

Где G и $Э$ - общая величина сокращения расхода материалов и получаемая общая экономия при гидрофикации машин по сравнение с механическим приводам;

N - потребная мощность, передаваемая от трактора к рабочему органу машин, кВт;

L- расстояние от трактора до рабочего органа, м;

λ_G и $\lambda_Э$ - коэффициенты экономии расхода материала и экономической эффективности гидрофикации машин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Агабейли Т.А., Искендерзаде Э.Б. Инновационные технологии для горно-равнинного земледелия республики. Баку: «Элм», 2010. 184 стр.
2. Алферов С.А., Наконечный И.И., Шеповалов В.Д. Системы автоматического управления уборочных сельскохозяйственных машин. – ЦБТИ, М., 1981.
3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М., Наука, 1975.
4. Багиров Б.М. Условия работы уборочных сельскохозяйственных машин и основные направления улучшения их конструкции, динамических эксплуатационных качеств. – Вестник сельскохозяйственной науки, 1977, №4.
5. Багиров Б.М. Анализ кинематических, энергетических показателей и технологических процессов рабочих органов уборочных сельскохозяйственных машин с гидроприводом ВПД. – Вестник сельскохозяйственной науки, 1979, №2.
6. Багиров Б.М. Анализ кинематических схем силовых передач гидропривода рабочих органов сельскохозяйственных машин. – Вестник сельскохозяйственной науки, 1979, №1.
7. Багиров Б.М. Обоснование геометрических форм сегментов режущих аппаратов с механическим и гидравлическим приводом ножа. – Вестник сельскохозяйственной науки, 1981, №4.
8. Багиров Б.М. Анализ способов демпфирования пиковых давлений в системе гидропривода сельскохозяйственных

машин. – Труды молодых ученых АзНИИМЭСХ, вып. 3, Кировабад, 1976.
9. Багиров Б.М. Анализ работы гидропривода ВПД, последовательно подключенного к системе гидропривода ВД. – Труды молодых ученых АзНИИМЭСХ, вып. 3, Кировабад, 1976.
10. Багиров Б.М. Коэффициент скольжения и рубки при работе режущего аппарата с гидроприводом. – Тезисы докл. науч. конф. молодых ученых АзНИИ земледелия, Баку: АзНИИНТИ, 1969.
11. Багиров Б.М. Анализ процесса резания режущим аппаратом с гидроприводом. – Труды ВИСХОМ, вып. 60. М., 1969.
12. Багиров Б.М. Обоснование рационального закона движения ножа режущих аппаратов уборочных сельскохозяйственных машин. – Труды АзНИИЗ, т. 17. Баку, 1981.
13. Багиров Б.М. Анализ процесса работы двухножевых режущих аппаратов с гидроприводом. – Труды АзНИИЗР, т. 6, Кировабад, 1978.
14. Багиров Б.М. Соединения спинки ножа режущего аппарата со штоком гидродвигателя. – Вестник сельскохозяйственной науки, 1971, №1.
15. Багиров Б.М., Корабельников Г.М. Экспериментальные исследования гидроприводного режущего аппарата скоростного силосоуборочного комбайна. – Труды ВИСХОМ, т. 60. М., 1969.
16. Багиров Б.М. Лабораторные исследования гидропривода режущего аппарата силосоуборочного комбайна. – Материалы юбил.конф. АзНИИЗ, посвящ.дню рождения В.И.Ленина и 50-летию установления Советской власти в Азербайджане. Баку, 1969.

17. Багиров Б.М., Корабельников Г.М. Обоснование гидропривода полевого делителя силосоуборочного комбайна. – Труды ВИСХОМ, т. 60, М., 1969.
18. Багиров Б.М. Изыскания и исследования оптимальных режимов работы режущего аппарата с гидроприводом ножа. – Вестник сельскохозяйственной науки, 1969, №3.
19. Багиров Б.М. Обоснование способа передачи гидроэнергии от источника к рабочей машине. – Вестник сельскохозяйственной науки. 1979, №5.
20. Багиров Б.М., Кордонский Е.М. Лабораторные исследования некоторых параметров среднеоборотных гидромоторов. – Труды ВИСХОМ, т. 80, М., 1974.
21. Багиров Б.М. Схема соединения гидроприводов мобильных сельскохозяйственных машин и их влияние на к.п.д. передачи. – Вестник сельскохозяйственной науки, 1980, №1.
22. Багиров Б.М., Корабельников Г.М. Предохранительное свойство гидропривода ножа режущего аппарата. – Вестник сельскохозяйственной науки, 1970, №3.
23. Багиров Б.М. Расчет температурного режима гидроприводов сельскохозяйственных машин. – Вестник сельскохозяйственной науки, 1973, №6.
24. Багиров Б.М., Чепурной А. И. Обоснования гидрофикации кормоуборочного агрегата СКА-30. Труды ВНИИКОМЖ, вып. 1. М., 1975.
25. Багиров Б.М. Обоснование отличительной особенности режима работы рабочих органов с гидроприводом. – Вестник сельскохозяйственной науки, 1982, №4.
26. Багиров Б.М. Эффективность применения гидропривода режущего аппарата на скоростном комбайне. – Труды АзНИИЗ, т. XVI, Баку, 1971.

27. Багиров Б.М.Влияние кинематических параметров ножа на износ лезвий сегментов. Вестник сельскохозяйственной науки, 1972, №3.
28. Багиров Б.М. Влияние кинематических параметров процесса резания на износ лезвий и долговечность режущего элемента. – Материалы 2-й конф. по повышению износостойкости и долговечности режущих элементов сельскохозяйственных машин, ВИСХОМ, М., 1970.
29. Багиров Б.М. Обоснование и исследование гидропривода режущего аппарата скоростного силосоуборочного комбайна КСС-2,6. – Автореферат канд. дис. Баку, 1970.
30. Багиров Б.М. Унифицированный привод режущего аппарата и полевого делителя силосоуборочного комбайна. – Реф. сб. ЦНИИТЭИ тракторсельхозмаш, сер. Сельскохозяйственные машины, вып. 2. М., 1972.
31. Багиров Б.М. Гидропривод режущих аппаратов жатки и полевого делителя скоростного силосоуборочного комбайна КСС-2,6. – Реф. сб. ЦНИИТЭИ тракторсельхозмаш, сер. Сельскохозяйственные машины, вып. 2. М., 1971.
32. Багиров Б.М. Гидравлический привод режущего аппарата скоростного силосоуборочного комбайна КСС-2,6. – Труды АзНИИЗ, вып. VIII. Баку: АзНИИНТИ, 1972.
33. Багиров Б.М. Выбор привода режущего аппарата для скоростного силосоуборочного комбайна. – Труды ВИСХОМ, т. 60. М., 1969.
34. Багиров Б.М. Особенности испытания гидрофицированных сельскохозяйственных машин и агрегатов. – Вестник сельскохозяйственной науки, 1977, №5.
35. Багиров Б.М., Мамедов Т.И. Современные силосоуборочные комбайны с гидроприводом рабочих органов и перспективы их применения в условиях Азербайджана. – Тезисы докл. молодых специалистов АзНИИЗ. Баку, 1969.

36. Багиров Б.М. Гидрофицированный аппарат для приготовления рабочей жидкости. Методические рекомендации. – Баку, 1983.
37. Багиров Б.М. Исследования гидропривода режущего аппарата жаток с гасителем гидродвигателя ВПД. – Вестник сельскохозяйственной науки, 1983, №1.
38. Багиров Р.Я.,Разработка и обоснование гидроустройства управления рабочих потоков для увеличения технологической надежности опрыскивателей. Автореф.. .Дис…канд. техн. наук Гянджа- 2008
39. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1987.
40. Белецкий И.В. Исследование работы чаесборочных и чаеподрезочных аппаратов с гидродвигателем ВПД. – Автореф. канд. дис. – Сухуми, 1970.
41. Блехман И.И., Джанелидзе Г.Ю. Вибрационное перемещение. – М.: Наука, 1964.
42. Бобович И.С. Мощность и гидравлические потери в гидроприводе режущего аппарата. – Труды Целиноградского сельскохозяйственного института, т. 3, 1965.
43. Богданович Л.Б. Объемные гидроприводы. – Киев: Техника, 1971.
44. Босой Е.С. Режущие аппараты уборочных машин (Теория и расчет). – М.: Машиностроение, 1967.
45. Варламов Г.П. Машины для уборки фруктов. – М.: Машиностроение, 1978.
46. Василенко И.Ф. Экспериментальная теория режущих аппаратов жатвенных машин, т. IV. – М.-Л.: Сельхозгиз, 1936.

47. Васильев Г.К. Косилка с гидроприводом режущих аппаратов – Реф. сб.: Сельскохозяйственное машиностроение. 1966, №3.
48. Васильев Г.К. Применение кулачкового механизма в режущих аппаратах сельскохозяйственных машин. – Сельскохозяйственная машина, 1953, №2.
49. Ведерников В.В. Исследование и разработка гидродвигателя ВПД для привода рабочих органов сельскохозяйственных машин. – Автореферат канд. дис. – М., 1973.
50. Ведерников В.В., Кочугаев А.Г., Создание и внедрение конструкций гидромоторов вращательного и ВПД в сельскохозяйственных машинах. – Науч.-техн. отчет ВИСХОМ по теме 101-69 (4401), в М., 1972.
51. Ворончихин Ф.Г., Мастеровой В.Н. Пусковые свойства гидропривода хода мобильных сельхозмашину/Тракторы и сельхозмашины. -1990. -№11. - С. 3-4.
52. Габай Е.В. Требования к гидрообъемной системе отбора мощности тракторов. – В кн.: Основы общей теории сельскохозяйственного гидропривода. – М., 1978.
53. Гловацкий ЕЛ. Анализ режимов работы объемных гидротрансмиссий зерноуборочных комбайнов иностранных фирм//Тракторы-сельхозмашины.1984.-№5.-С.37-39.
54. Горячкин В.П. Собрание сочинений, т. III – М.: Колос, 1965.
55. Григорьев А.А. Изыскание и исследование режущих аппаратов косилок и приводов к ним. – Науч.-техн. отчет ВИСХОМа, тема 88-67 (1601), – М., 1972.
56. Дьяченко А.Д. Повышение работоспособности и снижение металлоемкости соединений трубопроводов

гидросистем-сельскохозяйственных-машин.Дис.... канд. техн. наук. - Росгов-на-Дону, -1986. - 182 с.
57. Ермаков В.В. Основы расчета гидропривода. – М.: Машгиз, 1951.
58. Желиговский В.А. Экспериментальная теория резания лезвием. – Труды МИМЭСХ, вып. 9, - М., 1941.
59. Жуковский Н.Е. Прикладная механика. – М.-Л., Госнауч-техиздат, 1931.
60. Искендерзаде Э.Б. Технология и техника для основной обработки почвы, - Издательство «Элм», Баку, 2010. 230 с,
61. Искендерзаде Э.Б. Теоретические основы разработки виноградниковых машин. Москва, МГАУ, 2011. 104 с.
62. Искендерзаде Э.Б. Современные комбинированные почвообрабатывающие машины. Ганновер (Германия), 2014. 300 с.
63. Деревенко В.В. Расчет режущих аппаратов жатвенных машин по скорости резания. – Труды Кубанского сельскохозяйственного института, вып. 6 (37), Краснодар, 1958.
64. Долгов И.А. Отчет по технической командировке в Венгерскую Народную Республику, ВИСХОМ, 1963.
65. Дроздов Н.И. Оптимальные скорости режущих аппаратов косилок. – Тракторы и сельхозмашины, 1962, №9.
66. Дубровский А.А. Вибрационная техника в сельском хозяйстве. – М., 1968.
67. Дектярев В.А. О расширении использования гидравлического привода и гидравлических средств управления в сельскохозяйственной технике. – Сб. трудов ВИМ: Гидравлический привод сельскохозяйственных машин. – М., 1971.
68. Долгов И.А., Васильев Г.К. Математические методы в земледельческой механике. – М., 1967.

69. Долгачев Ф.М., Лейко В.С. Основы гидравлики и гидропривод. – М., 1970.
70. Зельцерман И.М., Волков Ю.И. Исследование прочности ножевой спинки режущего аппарата. – Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1966, №3.
71. Кадач В.Н. Теоретические и экспериментальные исследования гидродвигателей ВПД. – Труды ВИСХОМ, вып. 62 – М., 1971.
72. Капитанов Д.А. Исследование гидродвигателей с инерционным переключением золотника для привода режущих аппаратов сельскохозяйственных машин. – Автореф. канд. дис. – М., 1970.
73. Карпелевич В.М. Исследование гидродвигателей ВПД и ВД для сельскохозяйственных машин. – Отчет ВИСХОМ, лаб гидравлики, 1963.
74. Карпелевич В.М. Гидравлический привод сельскохозяйственных машин. – В кн.: Справочник конструктора сельскохозяйственных машин, т. 3. – М., 1964.
75. Карпенко А.Н. Некоторые данные экспериментального исследования режущего аппарата уборочных машин. – Сельхозмашина, 1934, №6.
76. Колчин Н.Н. О повышении эффективности процесса сортирования. – Труды ВИСХОМ, вып. 89, - М., 1977.
77. Котов А.А. Исследование гидрообъемного привода рядковой жатки. – Автореф. канд. дис. Воронеж, 1969.
78. Кулагин А.В., Демидов Ю.С., Прокофьев В.Н. и Кончаков А.А. Основы теории и конструирование объемных гидропередач. – М.: Высшая школа, 1968.

79. Кулиев С.Д., Багиров Б.М. Рабочий орган культиватора с гидровибратором. – Техника в сельском хозяйстве, 1979, №10.
80. Красноступ С.М. Исследование кинематики режущего аппарата с гидравлическим приводом ножа. – Автореф. канд. дис. М., 1965.
81. Крысенко А.Г. Исследование двухштокового гидродвигателя ВПД. – Труды ВИСХОМ, вып. 70. М., 1972.
82. Лебедев Б.М. Расчет гидравлических механизмов сельскохозяйственных машин. – М.: ЦИНТИМАШ, 1960.
83. Летошнев М.Н. Сельскохозяйственные машины. Теория, расчет, проектирование и испытание. – М.: Сельхозгиз, 1955.
84. Лурье А.Б. Автоматизация сельскохозяйственных агрегатов – М.: Колос, 1967.
85. Лучинский Н.Д. Кинематика и динамика некоторых механизмов сельскохозяйственных машин. – М.: Колос, 1972.
86. Любимов Б.А. Научно-методические основы построения единой системы объемных гидроприводов тракторов и сельскохозяйственных машин. – Тезисы докл. семинара: Состояние и перспективы дальнейшего развития гидропривода в тракторах и сельскохозяйственных машинах. – Кировоград, 1973.
87. Малый Ю.С., Потайчук В.М. Гидрофицированные машины для внесения удобрений. – Сб. трудов ВИМ: Гидравлический привод сельскохозяйственных машин. – М., 1971.
88. Митин Ф.Я. О характере износа насеченных сегментов. Труды Азово-Черноморского института механизации сельского хозяйства, вып. 20. – М.: Россельхозиздат, 1971.
89. Марквартде В.М. Направление в создании гидравлической аппаратуры для мобильных машин. IV Межотраслевая конф.

по применению гидропередач и гидропневматики в машиностроении. – Тезисы докл. и сообщ. – Харьков, 1965.
90. Ногай М. Оптимальная температура рабочей жидкости для объемного гидропривода. – Труды ВИСХОМ, вып. 62. М., 1972.
91. Мамедов Т Ю. Иследование наклонного транспортера ТСН-160 с гидроприводом. Аграрная наука. Тбилиси, 2010.с 73-77.
92. МартыновА.В., ДетинаА.Ф., КарабановИ.М. Энергоемкость объемного гидропривода ходовой части самоходной-косилки-плющилки//Тракторы-и-сельхозмашины. -1991.№9 - С. 35-37
93. Огородникова Н.А., Любимов В.А., Флер Д.Е. К обоснованию параметров и функциональных свойств гидростатической системы отбора мощности трактора класса 1,4 тс. – Изв. ТСХА. М., 1974.
94. Петров Г.Д. Теоретические и экспериментальные основы создания и совершенствования картофелеуборочных комбайнов. – Труды ВИСХОМ, вып. 94, - М., 1978.
95. Пустыгин М.А. Закономерности сепарации зерна в молотильно-сепарирующих устройствах. – Труды ВИСХОМ, вып. 88, - М., 1977.
96. Попов И.Ф. Машины для уборки трав на сено. (Конструкция, теория и расчет). – М.: Машгиз, 1958.
97. Резник Н.Е. Силосоуборочные комбайны. – М.: Машиностроение, 1964.
98. Рейнгарт Э.С., Багиров Б.М. Исследования и испытания гидропривода грохота картофелеуборочного комбайна. – Труды ВИСХОМ, вып. 78, - М., 1974.

99. Сабликов М.В. Сельскохозяйственные машины, ч. II. – М.: Колос, 1968.
100. Турбин Б.Г., Лурье А.Б. и др. Сельскохозяйственные машины. Теория и технологический расчет. – М.-Л.: Машиностроение, 1967.
101. Сырицын Т.А. Надежность гидро- и пневмопривода. - М.:Машино-строение, 1981. -216 с.
102. Фрумкис И.В., Мининзон В.И. Объемные гидравлические передачи сельскохозяйственных тракторов и машин. – М.: Машиностроение, 1966.
103. Флер Д.Е., Капустина В.В., Филиппова В.А. Оценка долговечности рукавов гидросистем при асимметричных циклах нагружения. ЦНИИТЭИ тракторсельхозмаш, Экспресс-информация, 1974.
104. Флер Д.Е., Гловацкий Е.Я., Кустанович С.Л., Борешко В.Е. Разработка и исследование опытных образцов гидростатических систем отбора мощности тракторов тяговых классов 1,4 и 3 тс. – Тезисы докл. семинара: Состояние и перспективы дальнейшего развития гидропривода в тракторах и сельскохозяйственных машинах. – Кировоград, 1973.
105. Хазанов Е.Е., Богданов Н.А. Определение параметров двухножевых режущих аппаратов. – Труды Ленинградского сельскохозяйственного института, т. 108, вып. 1, 1966.
106. Чепурной А.И. Исследование работы гидропривода режущего аппарата кормоуборочного комбайна. – Реф. ж. Машины и оборудование для животноводства и кормопроизводства, ЦНИИТЭИ тракторсельхозмаш. Вып. 3. – М., 1976.
107. Шеповалов В.Д. Автоматизация уборочных процессов. М., Колос, 1978.

108. Васильева В., Мешков Л. Исследоване силовато задвижване на сенокосачка СПД-1,5 кчм трактор Болгар ТК-224у-селокостоп, техника, 1971, т. 8, №1.
109. Малчев В., Станчев В. Исследование на режущая аппарат на косилка КС-2,1 хидрозадвижване. Селкоетопанска техника, год. х. №1, София, 1973.
110. Marks Kurt. Hydraulische mahantriebe. – Landtechnische Forschung, 1958. №2.
111. Marks Kurt. Hydraulische Schüindantriede für Mahwerke-Landtechnische Forschung, 1961, №2.
112. Morgan E.P. – Agricultural engineering, 1955, november, 1955, p. 736.
113. Andereon Arthur, Audersen Teugel. – Reciprocating cutting-assembly with hydraulic control means. Пат США, №28285998, 1.04.58.
114. Dunn Thomas, Davis Herbert – Power mower attachment. Пат. США, №2729044, 3.01.56.
115.De Cristofero R. R. Entrctin des systanes hydrau Hques // Vsirc automation. - 1963. -№63.-P. 27-30.
116.Kogan J. On the durability analysis of Machinoy components // Jn. t Fatique. -1981. -Vo!3№l.-P. 27-30.