

В. А. СКОТНИКОВ, Я. А. ВОЛЧЕК, В. Т. РАДКЕВИЧ,
М. Д. БЕРНШТЕЙН, Д. Д. ПЕТРОВИЧ

МАШИНЫ ДЛЯ СТРОИТЕЛЬСТВА И СОДЕРЖАНИЯ ОСУШИТЕЛЬНЫХ КАНАЛОВ

Под общей редакцией
канд. техн. наук СКОТНИКОВА В. А.



ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Москва 1969

Машины для строительства и содержания осушительных каналов. Скотников В. А. и др. М., изд-во «Машиностроение» 1969, 360 стр.

В книге описаны конструкции новых мелiorативных машин для строительства и эксплуатации осушительных каналов. Изложены основы теории и технологии их работы. Приведены результаты экспериментальных исследований названных машин. Кроме этого, изложены методы и средства экспериментального исследования. Дана методика выбора основных параметров и энергозатрат привода рабочих органов рассматриваемых машин. Рассмотрены вопросы проходимости базовых тракторов и пути их усовершенствования.

Излагаемые результаты и методы исследований могут быть использованы при разработке новых методов исследований машин на прочность и выносливость, при выборе более совершенных типов привода, усовершенствовании рабочих органов; более глубоком изучении взаимодействия рабочих органов с грунтом, а также при конструировании других подобных машин.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, занятых эксплуатацией, проектированием, производством и исследованием мелiorативных машин. Она может быть полезна также механикам, эксплуатирующим мелiorативную технику, и студентам гидромелiorативных, торфяных и машиностроительных вузов. Табл. 50, илл. 188, библ. 22 назв.

Рецензент канд. техн. наук **В. Г. Песков**

ПРЕДИСЛОВИЕ

СССР имеет огромные площади переувлажненных земель, использование которых в сельском хозяйстве возможно только после их осушения и последующего регулирования водно-воздушного режима. Создание на этих землях осушительных систем, обеспечивающих регулирование их водно-воздушного режима, позволит получать высокие и устойчивые урожаи зерновых и других сельскохозяйственных культур независимо от климатических условий.

За счет осушения заболоченных земель можно значительно увеличить площади, пригодные для сельскохозяйственного использования, и получать больше продуктов для населения и сырья для промышленности. Поэтому XXIII съезд КПСС наметил к осуществлению широкую программу мелиоративных работ, в частности решено провести в 1966—1970 гг. осушение на площади 6—6,5 млн. га и культуртехнические работы на площади около 9 млн. га.

Майский (1966 г.) Пленум ЦК КПСС развил и конкретизировал программу осушения на период до 1975 г. Пленум постановил осушить в течение ближайшего десятилетия 15—16 млн. га.

Выполнять огромные объемы работ по осушению затруднительно без проведения ряда мероприятий, одним из которых является совершенствование и освоение мелиоративной техники, в частности разработка и ввод в эксплуатацию более производительных и эффективных мелиоративных машин.

Минским СКБ-2 разработаны проекты, а Мозырским заводом изготовлены машины для строительства и содержания открытых осушительных каналов. Такие машины, как каналопателли КФН-1200, Д-583, каналочистители Д-490М, КОБ-1,5,

косилки МСР-1,2 и др. выпускаются серийно Мозырским заводом мелиоративных машин и дают значительный экономический эффект.

Авторы книги участвовали в различных этапах создания названных машин. Опыт конструирования, испытаний и исследований первых в мире специальных мелиоративных машин для строительства и содержания открытых осушительных каналов и составляет материал предлагаемой книги. В ней также описаны некоторые машины, созданные ВНИИЗеммашем, ЦНИИ-МЭСХом и ВНИИГИМом.

Глава I написана М. Д. Берштейном; главы II и III — Я. А. Волчком и В. Т. Радкевичем; глава IV — В. А. Скотниковым и Я. А. Волчком, глава V — Д. Д. Петровичем; главы VI и VII — В. А. Скотниковым.

Глава I

ОТКРЫТЫЕ КАНАЛЫ И ТЕХНОЛОГИЯ ИХ СТРОИТЕЛЬСТВА И СОДЕРЖАНИЯ

§ 1. КЛАССИФИКАЦИЯ

Осушительная система состоит из многих элементов. Наиболее важными из них является водопроводящая сеть — открытые каналы, водоприемники, а также закрытые дрены. Назначение водопроводящей сети — осуществлять двухстороннее регулирование водного режима осушаемой площади с помощью специальных сооружений.

Искусственно сооружаемые открытые каналы делятся на постоянные и временные.

Постоянная открытая сеть состоит из различных открытых каналов, собирающих воду от впадающих в них закрытых дрен — осушителей. Вместо последних часто используют открытые каналы — осушители, представляющие собой временную осушительную сеть. Эта сеть является наиболее распространенной благодаря ряду преимуществ перед закрытыми дренами.

Открытые осушители быстрее отводят поверхностные воды, не давая образоваться застоям; устройство их возможно при меньших уклонах местности, они более доступны для осмотра и ремонта, а строительство их обходится дешевле (по отношению к единице осушаемой площади).

Недостатками осушения и регулирования открытыми осушителями являются потери полезной площади на 10—15%, большие затраты на обслуживание и ремонт, быстрое зарастание каналов и распространение сорняков на поля, а также ограничение возможности механизации сельскохозяйственных работ, производимых на осушаемых площадях.

Удельный вес закрытого дренажа в осушительных системах постоянно увеличивается. В ближайшие годы половину осушителей всех мелиорируемых земель намечено выполнить в виде закрытого дренажа, остальная часть земель должна быть осу-

шена открытыми каналами. В ряде случаев рекомендуется применять только открытые осушители — например, при осушении сенокосов, где объем тракторных работ сравнительно невелик, а также при осушении лесов.

Все открытые каналы осушительной системы по своему назначению можно разделить на следующие группы (рис. 1):

- 1) регулирующие каналы-осушители,
- 2) ограждающие каналы и
- 3) проводящие каналы.

Регулирующие каналы-осушители предназначены для отвода избыточных вод из верхнего слоя грунта или для подвода воды

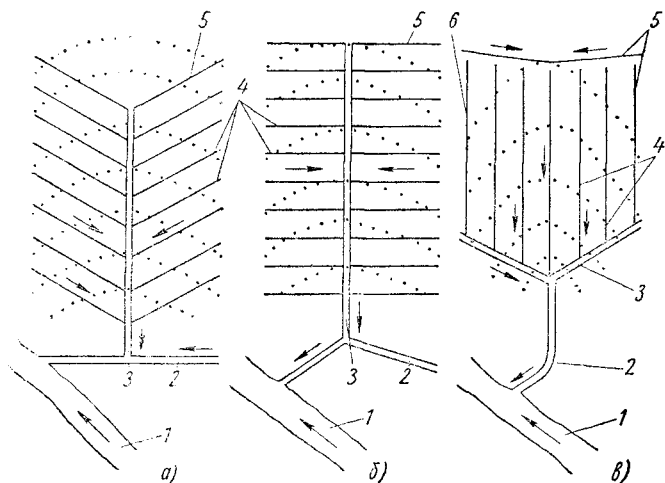


Рис. 1. Примерные схемы взаимного расположения осушительных каналов:

а — I схема; *б* — II схема; *в* — III схема; 1 — водоприемник, 2 — магистральный канал; 3 — собиратель; 4 — осушитель; 5 — ловчий канал; 6 — нагорный канал

в целях поддержания в грунте необходимого водно-воздушного режима.

Ограждающие каналы предохраняют осушаемую площадь от поступления на нее с водосбора склоновых, русловых и грунтовых вод. Различают нагорные, ловчие ограждающие каналы. Нагорные каналы прокладывают вдоль верхней границы осушаемых земель. Ловчие каналы ограждают осушаемую территорию от поступления грунтовых и грунтово-напорных вод.

Проводящие каналы или собиратели предназначены для отвода в водоприемник (реку или озеро) вод, собираемых регулирующими и ограждающими каналами, а также для подвода

воды, необходимой для увлажнения грунта в засушливые периоды, и для противопожарных целей (при осушении болот).

Осушительные проводящие каналы разделяются на магистральные, обычно впадающие непосредственно в водоприемник, и коллекторы, в которые впадают каналы регулирующей сети.

§ 2. ТИПЫ И ФОРМЫ

Форма поперечного сечения каналов и крутизна их откосов определяются условиями устойчивости их русел и возможностью механизации строительства каналов. Например, слишком

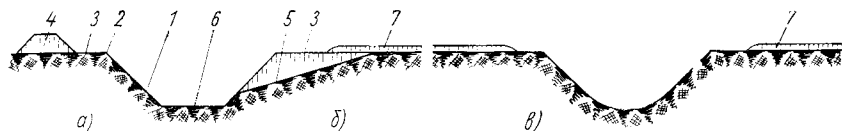


Рис. 2. Поперечные сечения осушительных каналов:

a — трапецидальное (вынутый грунт сложен в кавальер); *б* — трапецидальное (вынутый грунт разровнен); *в* — оптимальный профиль (вынутый грунт разбросан равномерным слоем); 1 — откос; 2 — бровка; 3 — берма; 4 — кавальер; 5 — воронка для стока воды; 6 — дно; 7 — грунт

крутые откосы вызывают оползни и как следствие — засорение канала, слишком пологие — увеличение объема земляных работ и потери полезной площади осваиваемой земли.

Поперечное сечение каналов обычно принимается трапецидальным, параболическим или комбинированным (рис. 2).

Строительство каналов с трапецидальным поперечным сечением сравнительно легко осуществляется механизированным способом. Механизировать строительство каналов с параболическим сечением труднее. С другой стороны, при параболическом профиле откосы каналов имеют большую устойчивость, чем при трапецидальном, пропускная способность их также выше.

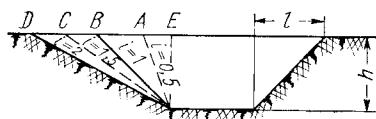


Рис. 3. Схема определения коэффициента заложения откоса $i = \frac{l}{h}$;

$$AE = 0,5 h; \quad BE = h; \quad CE = 1,5 h; \\ DE = 2h$$

Наиболее приемлем комбинированный профиль: криволинейный (параболический) в нижней части и трапецидальный в верхней. Такой профиль канала сочетает в себе преимущества обоих первых сечений.

На практике в большинстве случаев сооружаются каналы трапецидального профиля независимо от вида грунта.

Крутизна откосов каналов трапецидального профиля определяется коэффициентом заложения откоса (рис. 3).

Количество типоразмеров осушительных каналов долгое время не ограничивалось; это в значительной степени затрудняло механизацию работ по строительству и эксплуатации осушительных систем, так как одна машина не может прокладывать или ремонтировать каналы с широким диапазоном размеров поперечного сечения. В последнее время ведутся работы по типизации размеров каналов осушительной сети. Минмелиоводхоз СССР рекомендует размеры каналов, приведенные в табл. 1.

Таблица 1

Типоразмеры поперечных сечений и уклонов каналов

Каналы	Глубина в м		Уклон дна канала	Ширина по дну в м	Коэффициент заложения откосов i
	минимальная	максимальная			
Осушители	1,0	1,7	0,0003—0,01	0,2	0,5—1,0—1,5
Коллекторы	1,3	2,5	0,0003—0,005	0,4	1,0—1,5—2,0
Магистральные . . .	1,7	3,5	0,0002—0,005	0,6 и более	1,0—1,5—2,0—2,5

Расстояние между каналами открытой регулирующей сети устанавливают по данным местной практики или нормам, разработанным для данного района научно-исследовательскими организациями. При отсутствии таких материалов расстояние между каналами обычно принимают по данным табл. 2 и 3.

Таблица 2

Расстояние между открытыми осушителями для заболоченных земель и болот в м

Характер хозяйственного использования	Почвогрунты подпахотного слоя						
	Торф низинный	Торф переходной	Торф верховой	Средние суглинки	Легкие суглинки	Супеси	Пески
Искусственные сенокосы, лугопастбищные севообороты	70—100	60—80	50—60	60—70	70—80	80—90	90—125
Полевые, прифермские и овощные севообороты, искусственные весенние пастбища	60—80	50—70	30—40	50—60	60—70	70—80	80—100

Примечание. Меньшие величины — для болот с более глубоким торфом (менее пронизаемыми почвами на минеральных заболоченных землях), при тяжелых подстилающих грунтах или при заболачивании грунтово-напорными водами.

Расстояние между коллекторами при осушении труднопроницаемых минеральных заболоченных земель

Характер хозяйственного использования	Уклон поверхности			
	До 0,0005	0,0005—0,002	0,002—0,01	Более 0,01
Полевые, овощные и прифермские севообороты при узкозагонной вспашке . . .	70—90	90—120	120—140	140—160
котовании	60—80	80—100	100—120	120—150
Лугопастбищные севообороты, искусственные сенокосы . . .	60—80	80—100	100—150	150—200

Примечание. Меньшие величины — для более тяжелых грунтов, более выраженного микрорельефа и при наличии оторфованности почв.

При осушении заболоченных лесов расстояния между осушителями принимают от 120 до 220 м в зависимости от характера леса, вида подстилающего грунта и уклона поверхности. Расстояния между открытыми собирателями назначают до 1600 м при одностороннем впадении и до 3000 м при двухстороннем.

Длина осушителей открытой регулирующей сети принимается в пределах 500—700 м при сложном рельефе или малых уклонах поверхности и до 1500 м на ровных площадях с достаточным уклоном поверхности.

Длина собирателей не должна превышать 1—1,5 км.

§ 3. СОХРАННОСТЬ

Важным требованием, предъявляемым к каналам, является длительное сохранение их формы и размеров, обеспечение заданной устойчивости каналов.

Основные причины, вызывающие деформирование каналов, связаны с гидродинамическими явлениями, климатическими условиями, составом и свойствами грунтов, а также методами их прокладки. При прокладке каналов, например одноковшовыми экскаваторами, откосы разрыхляются на большую глубину и деформируются в большей степени, чем при прокладке каналов машинами с фрезерными рабочими органами. Факторы эти разнообразны и многочисленны. Способов же борьбы с деформированием каналов сравнительно немного. Основными из них являются поддержание заданных профилей и уклонов (их проектных размеров) путем очистки каналов, укрепление откосов залужением (посев трав), одерновка, бетонирование и укрепление дна каналов.

Одним из факторов, отрицательно влияющих на устойчивость откосов, является наличие кавальеров вблизи каналов. Кавальеры создают давление на грунт, вызывая его неравномерную осадку и способствуя оползанию в канал нижележащих слоев грунта. Поэтому необходимо удалять кавальеры от бровки канала, оставляя берму, разравнивать кавальеры, либо раз-

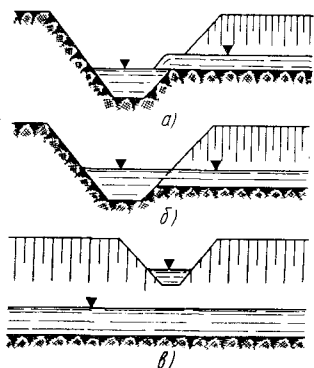


Рис. 4. Виды сопряжений каналов:

а — «дном в горизонт»; *б* — «горизонтом в горизонт»; *в* — «висячее»

Таблица 4

Перепады дна при сопряжении осушительных каналов в вертикальной плоскости

Сопрягаемые каналы	Перепады дна в см
Собиратели — магистральные каналы	15—25
Собиратели — собиратели	10—15
Закрытые коллекторы — собиратели	20—25

брасывать вынутый грунт ровным слоем одновременно с его выемкой.

Большое значение имеет сопряжение каналов (в плане и по высоте). Каналы регулирующей сети сопрягаются с собирателями в плане без закруглений.

Проводящие каналы сопрягаются один с другим под прямым углом при расходе воды до 0,25 м³/сек и под углом 60° при больших расходах.

Во избежание размыва водой устья впадающих каналов закругляют радиусом, равным десяти значениям ширины канала по верху.

Сопряжение регулирующих каналов с проводящими в вертикальной плоскости делается обычно «дном в горизонт» (рис. 4, *а*), чтобы исключить возможность подпора воды в системе. Сопряжение собирателей с магистральными каналами выполняется «горизонтом в горизонт» (рис. 4, *б*). Встречаются также промежуточные способы сопряжения и «висячее» (рис. 4, *в*), применяемое при вводе регулирующей сети в глубокие проводящие каналы.

При сопряжении каналов различного назначения перепады дна рекомендуется принимать в пределах, приведенных в табл. 4.

Для стока воды с поверхности осушаемого участка в канал устраивают водосточные воронки — канавки, пересекающие слой разровненного грунта кавальеров. Эти воронки имеют

обычно треугольное сечение, наибольшую глубину до 0,8 м у бровки канала и длину 5—10 м; заложение откосов воронок составляет 0,5—1.

Прокладку воронок желательно производить по понижениям местности, которые пересекаются каналом, при среднем расстоянии между воронками 50 м.

§ 4. МЕТОДЫ СТРОИТЕЛЬСТВА

Методы строительства открытой осушительной сети в зависимости от состояния осушаемых площадей следует классифицировать на узкотраншейный (повторный) и полнопрофильный, а в зависимости от применяемых машин — на циклический (экскаваторный) и непрерывный.

Узкотраншейная прокладка осушительных каналов применяется при осушении болот, у которых относительная влажность торфозалежи превышает 88—89% и уровень грунтовых вод очень высокий. В этом случае сначала прокладывают первичную узкую траншею для сброса избыточных вод и предварительной подсушки и осадки торфа на трассе будущего канала.

Прокладывать канал полного проектного профиля в таких болотах нецелесообразно, так как он сразу оплывает под воздействием напора грунтовых вод. Через 5—6 дней после прокладки первичной траншеи, когда произойдет сброс воды и торф получит некоторую осадку, производится повторная прокладка траншей по следу первой и вновь в течение 5—7 дней происходит сброс воды и дальнейшая осадка торфяного поверхностного слоя. После этого поверхность трассы канала становится подсушенной и вполне проходимой для более тяжелых машин, предназначенных для прокладки канала полного проектного профиля.

Прокладка первичных траншей может производиться легкими машинами с рабочими органами непрерывного действия активного типа, отрывающими канал с заложением откосов 0,5, плужными канавокопателями с якорными устройствами и канатно-лебедочной тягой или экскаваторами на специальных высокопроходимых ходовых устройствах или на сланях.

Слани собираются из бревен диаметром до 30 см, скрепленных скобами в пакеты. В комплект сланей для одного экскаватора входят 12 пакетов из бревен длиной до 6 м (длина должна быть больше ширины колес экскаватора). По мере перемещения экскаватора слани периодически перекадываются на новые места рабочим органом того же экскаватора. Применение сланей значительно увеличивает проходимость, но снижает производительность экскаватора при отрывке каналов. Помимо этого, на изготовление сланей расходуется большое количество деловой древесины.

Полнопрофильная прокладка каналов применяется при осушении болот, относительная влажность которых обычно ниже 88%. В этом случае поверхность трассы канала проходима для более тяжелых машин, поэтому целесообразно применение машин непрерывного действия, прокладывающих каналы глубиной до 2,5 м полного профиля за один проход.

Циклический метод

В настоящее время основным методом прокладки осушительных каналов является циклический (экскаваторный), осуществляемый с помощью одноковшовых экскаваторов в комплексе с бульдозерами. В зависимости от расположения одноковшового экскаватора по отношению к оси прокладываемого канала различают два основных способа производства работ:

1) продольный (рис. 5, а) — экскаватор движется по проектной оси канала и грунт отсыпается на одну или обе стороны канала. Отрывка полного профиля производится за один проход;

2) поперечный (рис. 5, б) — строительство канала производится за два прохода. Экскаватор движется по берме строящегося канала, при первом проходе — с одной стороны канала, при втором — с противоположной. Таким способом осуществляется прокладка более крупных каналов.

Основным недостатком строительства осушительных каналов экскаваторным способом является трудность соблюдения проектных размеров поперечного сечения и уклона каналов. Ширина канала по дну получается обычно больше проектной, а по верху — меньше, что приводит к потере устойчивости откосов. Неполная или чрезмерная выемка грунта по глубине канала нарушает уклон дна, и следовательно, сток воды. Откосы каналов, открытых одноковшовыми экскаваторами, получаются «рваными» — неровными и неустойчивыми. Эти неровности экскаваторщик частично исправляет с помощью обычной лопаты. Вместо лопаты на некоторых машино-мелиоративных станциях применяют ложки-скребки различной конструкции. Но так как такие рабочие органы подвешиваются обычно на тросах и не управляются, то откосы получают выпуклыми, особенно на легких грунтах, и в первый же год эксплуатации обрушиваются.

Планировка откосов каналов глубиной до 1,5 м производится экскаваторами ЭМ-152 М и каналочистителями Д-490 М со скребковыми рабочими органами. При отрывке каналов экскаваторами вынутый грунт укладывается в кавальеры вдоль канала. При работе на переувлажненных грунтах сначала снимают верхний задернованный слой, который укладывают в валики (см. рис. 5, а и б), препятствующие стеканию жидкого грунта в канал.

Для нормальной работы осушительных систем предусматривается разравнивание кавальеров бульдозерами с доведением толщины слоя грунта до 10—15 см (рис. 5, в). Разравнивание кавальеров производят сразу после отрывки канала. Мокрый грунт разравнивают после некоторой просушки.

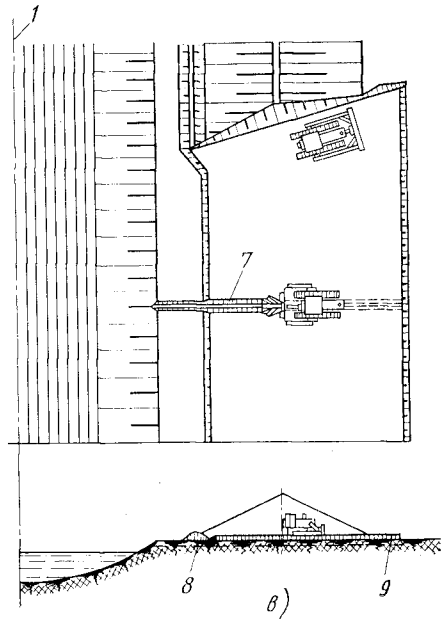
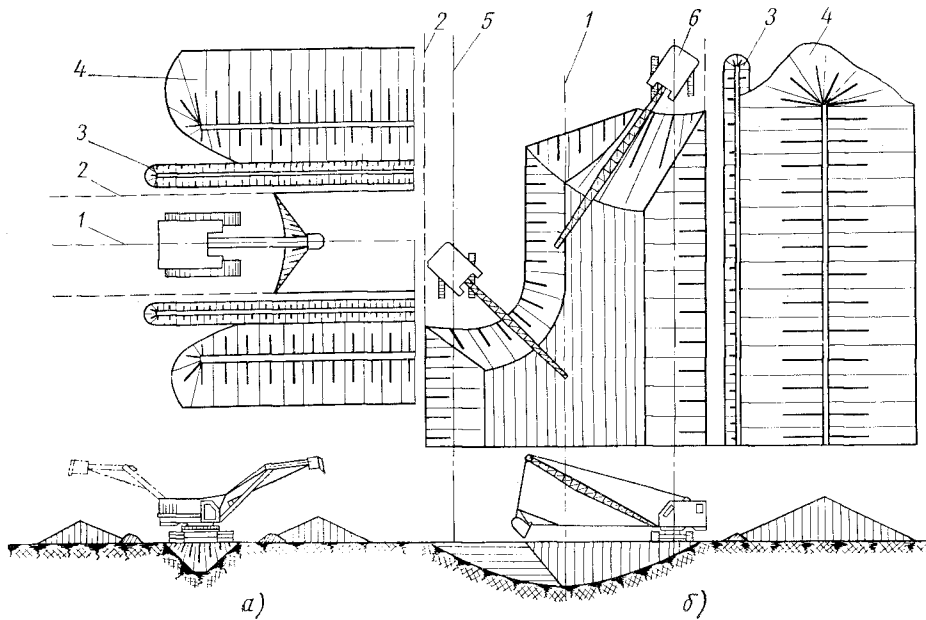
После отрывки канала и планировки его откосов производится крепление откосов и дна канала (рис. 5, е, ж). Такое крепление предупреждает деформацию канала и гарантирует его устойчивость.

Типы и конструкции крепления откосов зависят от характера грунта, размеров канала, расхода воды, уклона дна и ряда других факторов.

При прокладке каналов в торфяниках, заторфованных супесях и песках наиболее целесообразно залужение откосов. На суглинистых почвах лучше всего применять одерновку откосов, на супесях и пылеватых песках — плетневые клетки с залужением межклеточного пространства. Откосы магистральных каналов укрепляют бетонными плитами, камнем, асфальтом. В отдельных случаях применяют отсыпку камня в плетневые клетки, предохраняющие камни от сползания в канал. Применяют также и различные комбинации указанных способов крепления.

Большого внимания требует нижняя часть канала — подошва откоса. Чаще всего для крепления ее применяют небольшие плетневые стенки из хвороста, жердей, досок и других материалов (см. рис. 5, е, ж). Между плетневой стенкой и подошвой откоса подбивают дерн. Крепление подошвы откоса осуществляется вручную. Имеются попытки механизировать наиболее трудоемкую часть операции: забивку кольев производить с помощью пневматических молотков, приводимых в действие специальной установкой.

Пологие откосы с коэффициентом заложения 1,5 и более рекомендуется закреплять посевом многолетних трав, дающих прочную дернину. Поверхность откоса в условиях Прибалтийских республик и Белоруссии чаще всего закрепляют дерном — сплошь или в клетку, с посевом трав внутри клеток. При сплошной одерновке на откосы укладывают дерн в виде плит — карт прямоугольной формы шириной 0,2—0,5 м и различной длиной. Толщина карт 60—100 мм. В отдельных случаях на откосы укладывают полосы дерна, свернутые при нарезке в рулон. В этом случае процесс укладки легче поддается механизации. Правда, в рулоны может сворачиваться только нетолстый влажный дерн с хорошо развитой корневой частью. Толстый сухой дерн при сворачивании рвется и распадается. Для устойчивости карты дерна после укладки крепят к откосу деревянными колышками или спицами длиной 25—30 см и поперечным сечением 2×2 см. При укладке карт дерна размером $0,5 \times 0,5$ м и более спицы не применяют.



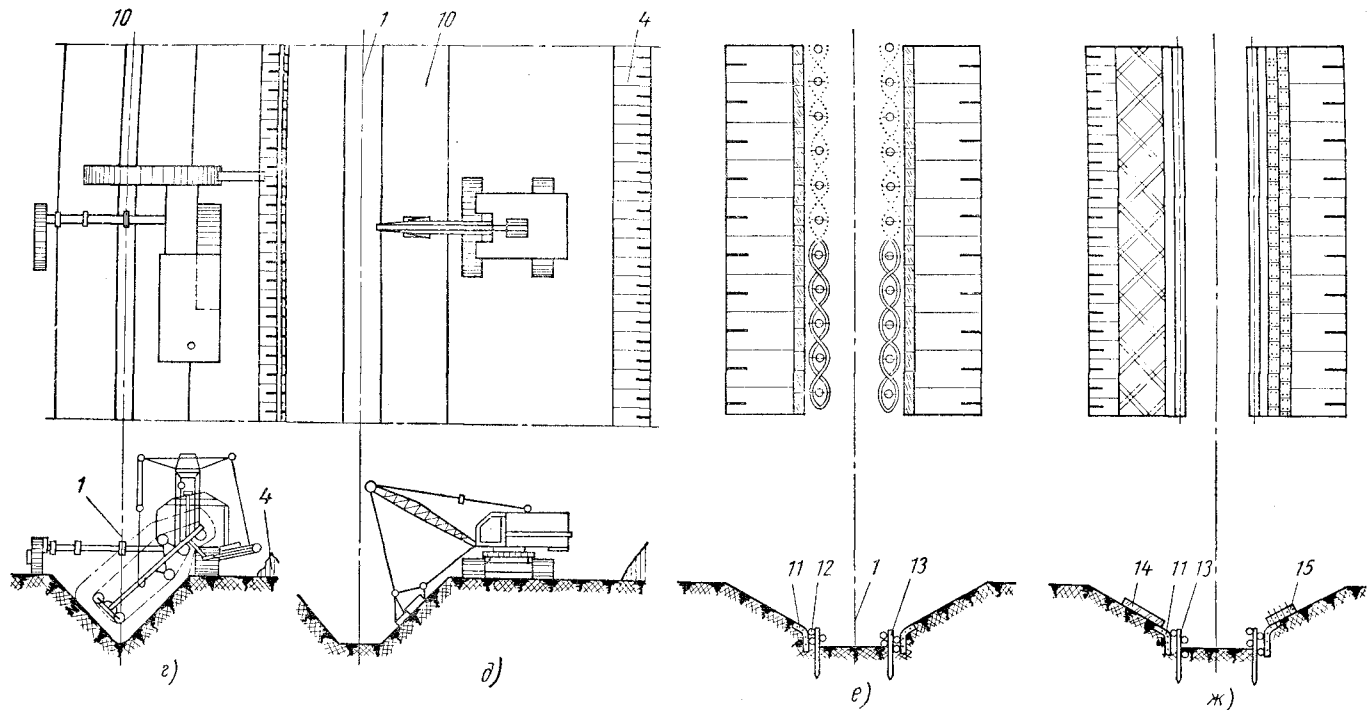


Рис. 5. Циклический метод строительства осушительных каналов:

а — выемка грунта продольным способом; б — выемка грунта поперечным способом; в — разравнивание грунта бермы и устройство кавальеров; г — планировка откосов многоковшовым экскаватором; д — планировка откосов драглайном; е — укрепление дна; ж — укрепление откосов; 1 — проектная ось канала; 2 — бровка канала; 3 — валик задерживающего слоя грунта; 4 — кавальеры; 5, 6 — продольные оси движения экскаватора при поперечном способе строительства канала; 7 — водосточная воронка-канавка; 8 — сопряжение воронки-канавки с каналом; 9 — слой грунта после разравнивания кавальеров; 10 — откосы канала; 11 — дыры для крепления нижней части канала; 12 — плетневая стенка из хвороста; 13 — удерживающие опоры; 14 — укрепление откосов дерном в клетку; 15 — сплошная одерновка плитами-картами прямоугольной формы

Одерновку откоса каналов рекомендуется производить на нижней части откоса, равной $\frac{1}{3}$ — $\frac{1}{4}$ части ширины откоса. При меньшей ширине одерновки могут иметь место значительные деформации откосов. При комбинированном креплении откосов одерновкой с засевом трав ширина одерновки может быть уменьшена до 0,5 м.

Дно каналов, проложенных на минеральных грунтах, может быть укреплено камнем, гравием или хворостяной выстилкой. Дно каналов, проложенных на торфяных грунтах, при необходимости можно укреплять фашинами.

Все работы по укреплению откосов до последнего времени не были механизированы. Стоимость таких работ очень велика: в Европейской части СССР, например, стоимость работ по одерновке откосов достигает 0,6 руб/м². Однако выполнять их необходимо, так как они намного увеличивают срок службы каналов. Так, срок службы укрепленных каналов в Прибалтийских республиках СССР составляет 50 лет и более. В настоящее время ведутся работы по созданию машин для механизации работ по укреплению откосов и дна каналов. Уже созданы экспериментальные агрегаты для ускоренного залужения откосов, машина для дернозаготовки и дерноукладки, агрегат для механизации забивки кольев.

После завершения работ по укреплению откосов и дна каналов строятся проезды, мосты, шлюзы и другие гидротехнические сооружения.

Таким образом, отрывка осушительных каналов циклическим методом производится в следующей последовательности:

- 1) разметка трассы канала с помощью нивелиров, реек и вешек;
- 2) прокладка канала предварительной узкой траншеей или окончательно полным профилем;
- 3) разравнивание кавальеров и устройство воронок;
- 4) планировка откосов;
- 5) укрепление дна;
- 6) укрепление откосов;
- 7) строительство гидротехнических сооружений.

Непрерывный метод

Непрерывный метод прокладки применяют при осушении болот, когда имеются специальные землеройные машины непрерывного действия. Такие машины дают возможность значительно увеличить скорость прокладки каналов, улучшить качество откосов и, в отдельных случаях, исключить операции по планировке откосов и разравниванию кавальеров.

При использовании землеройных машин непрерывного действия пассивного типа (плужных каналокопателей) и машин с

гравитационной разгрузкой применяется следующая технология прокладки каналов:

- 1) разметка трассы;
- 2) прокладка канала;
- 3) разравнивание кавальеров;
- 4) укрепление дна и откосов канала;
- 5) строительство гидротехнических сооружений.

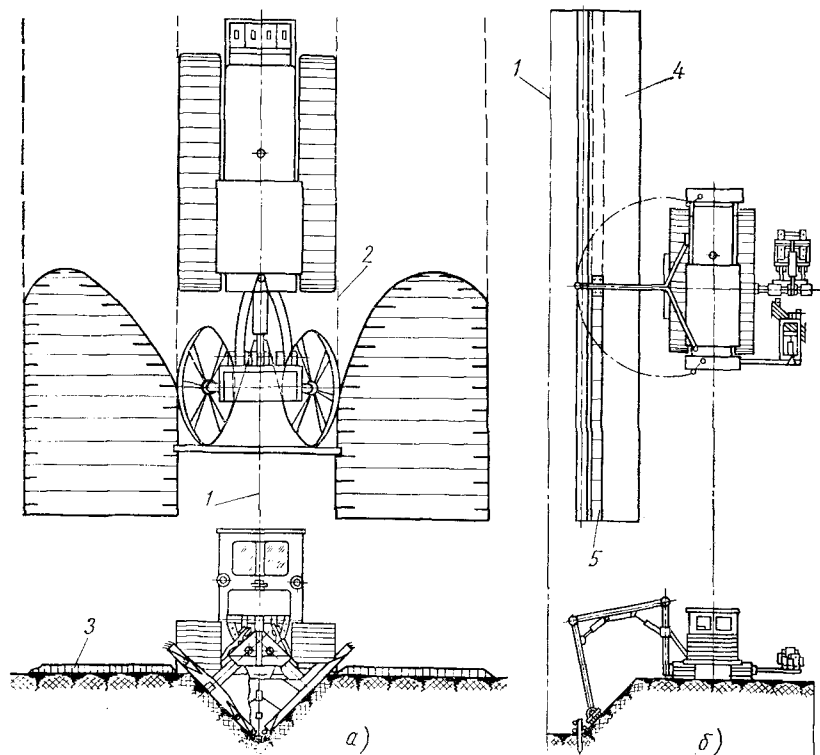


Рис. 6. Выемка грунта (а) и укрепление откосов (б) при непрерывном методе строительства осушительных каналов:

1 — проектная ось канала; 2 — бровка канала; 3 — слой грунта, разбрасываемый за пределы канала фрезами каналокопателя; 4 — откос канала; 5 — уложенные на откос плиты-карты дёрна для укрепления откосов

При использовании землеройных машин непрерывного действия (рис. 6, а, б) активной типа с инерционной разгрузкой планировки откосов и разравнивания кавальеров не требуется, поэтому технология прокладки каналов будет следующей:

- 1) разметка трассы;
- 2) прокладка канала;
- 3) укрепление дна и откосов;
- 4) строительство гидротехнических сооружений.

Таким образом, при непрерывном методе в отличие от циклического прокладка каналов осуществляется принципиально разными машинами. Остальные технологические операции обоих методов одинаковы. Непрерывный метод прокладки осушительных каналов дает большой экономический эффект.

Рассмотрим определение экономического эффекта для каналокопателя Д-583. По производительности эта машина заменяет 12 экскаваторов марки Э-352, отрывающих канал, и 4 бульдозера БУ-55, разравнивающих кавальеры. Экономический эффект от внедрения машины Д-583 обеспечивается благодаря ее высокой производительности, высвобождению машин для планировки откосов и разравнивания кавальеров, а также значительной экономии затрат труда.

Общий годовой народнохозяйственный эффект по машине Д-583 составляет более 54 тыс. руб. (табл. 5).

Таблица 5

Расчет экономической эффективности внедрения в народное хозяйство каналокопателя Д-583

Показатели	Машина—эталон (комплект): 12 шт. Э-352 и 4 шт. БУ-55	Новая машина
Инвентарно-расчетная стоимость машины в руб.	73 500	57 500
Годовой объем земляных работ (проектный объем канала) в м ³	500 000	500 000
Годовые затраты для выполнения годового объема работ в руб.	73 300	21 900
Удельные капиталовложения на 1000 м ³ проектного объема в руб.	147	115
Себестоимость разработки 1000 м ³ грунта проектного объема в руб.	146,6	43,8
Трудоемкость разработки 1000 м ³ грунта проектного объема в чел.-час.	91,0	8,8
Годовая экономия затрат труда в чел.-час.	—	22
Металлоемкость на разработку 1000 м ³ проектного объема в кг	361	71,2
Годовая экономия металла в т	—	145
Годовой экономический эффект в производстве в руб.	—	2 660
Годовой экономический эффект в эксплуатации в руб.	—	51 400
Годовой народнохозяйственный эффект в руб.	—	54 060

Сравнительно недавно как в СССР, так и за рубежом начал применяться взрывной способ строительства каналов лесосушительных систем. Институт леса и древесины разработал технологию чисто взрывного способа работ и технологию производства работ при строительстве систем, у которых проводящая сеть выполняется взрывным способом, а мелкая регулирующая — каналокопателями.

Технология производства работ заключается в следующем. После подготовки трассы вдоль ее средней части прорезают траншею шириной 10—12 см на глубину, равную половине проектной глубины канала. На слабых грунтах траншею прорезают бензомоторной пилой, а грунт вынимают вручную. На более плотных грунтах траншею роют механизированным способом.

Для взрыва готовят шнуровой заряд, монтируемый на рейках или жердях длиной по 5 м, из 200-граммовых патронов водостойкого аммонита. Затем шнуровой заряд погружают на дно траншеи и засыпают грунтом, чтобы он не всплывал и лучше использовалась энергия взрыва. Шнуровой заряд взрывают с одного конца при помощи капсюля-детонатора. Вся серия зарядов взрывается одновременно, образуя канал.

При расходе 1—1,2 кг аммонита на 1 пог. м получают в торфе канал глубиной 1—1,2 м и шириной по верху 2—2,5 м. Прямые затраты на выемку 1 м³ грунта взрывным способом составляют 24—25 коп.

При прокладке каналов взрывным способом может применяться также метод шпуровых зарядов. Бурят шпуры диаметром 75—95 мм и глубиной 0,9—1,0 м через 1 м вдоль трассы канала. В каждый шпур закладывают 1,0—1,5 кг аммонита с электродетонатором. Провода от электродетонатора выводят наружу и соединяют с магистральным проводом. Взрыв производят подрывными машинками. Стоимость выемки 1 м³ грунта составляет 61—72 коп.

Недостатками взрывного способа прокладки каналов является высокая стоимость работ, образование рваного профиля и необходимость в значительном объеме работ по доделке. Однако взрывной способ имеет и ряд преимуществ: возможность производства работ зимой, в скальных грунтах, простота оборудования, что позволяет производить осушение в самых отдаленных и труднодоступных местах.

При планировании работ по строительству каналов открытой осушительной сети исходят из следующих нормативов: на каждые 100 га интенсивного осушения приходится магистральных, ловчих и нагорных каналов 0,72 км; открытых коллекторов 1,03 км; открытых осушителей 4,13 км.

§ 5. РЕМОНТ И СОДЕРЖАНИЕ

При содержании каналов осушительной сети различают уход и ремонтные работы на каналах с закрепленными откосами и ремонтно-восстановительные работы на каналах с незакрепленными откосами.

По периодичности выполнения ремонтных работ различают текущий, средний и капитальный ремонты каналов.

Ремонт и содержание укрепленных каналов

Каналы, у которых русловая часть укреплена фашинами, камнями и другими сооружениями типа подпорной стенки, а откосы укреплены бетонными плитами, одерновкой или залужением, отличаются простотой ухода и ремонтных работ, а также определенностью этих работ. Это объясняется тем, что и гибкая одежда канала (одерновка, залужение), и одежда, работающая по принципу дренажной пригрузки (бетонные плиты, каменная кладка), обеспечивают значительную устойчивость и долговечность канала.

В этом случае разрушающее действие фильтрационного потока грунтовых вод нейтрализуется действием пригрузки от веса плит или действием дернового покрова, не только работающего на растяжение, но также играющего роль дренажной пригрузки.

При правильно выбранном способе прокладки осушительного канала (тип землеройной машины, заложение откосов и т. д.) местные разрушения одежды откосов случаются редко и в основном вызываются такими явлениями, как размывы во время летних дождей и весенних паводков, при ледоходе, а также всякого рода механическими повреждениями и износом. Поэтому на укрепленных каналах текущие ремонты, как правило, сводятся к периодическому окашиванию откосов, замене небольших участков разрушившейся одежды откосов и подошвы, а также к периодической очистке дна каналов от наносов и растительности.

Наносы в каналах образуются вследствие оседания на дно частиц грунта, выносимых фильтрационным потоком через откосы и дно каналов, а также из-за местных разрушений откосов и попадания в канал грунта с поверхностными водами.

Благодаря тому, что укрепленные каналы длительное время сохраняют свою проектную форму, все ремонтные операции (окашивание откосов, очистка дна, местный ремонт одежды) легко выполняются механизированным путем.

Технологический процесс работ по содержанию каналов с укрепленными откосами показан на рис. 7, периодичность выполнения этих работ и их примерное содержание — в табл. 6.

При текущем ремонте осушительных каналов с укрепленными откосами объем работ сравнительно невелик.

Так, в Литовской ССР на 1 км проводящих каналов за год удаляется в среднем около 60 м³ наносов, или 0,06 м³ на 1 пог. м канала.

На мелкой осушительной сети, каналы которой обычно не имеют укрепленных откосов, объем работ по ежегодной очистке составляет около 0,1 м³ на 1 пог. м канала. На неукрепленных

каналах проводящей сети глубиной до 2,5 м объем работ составляет 0,1—0,5 м³ на 1 пог. м, на крупных магистральных каналах и водоприемниках — еще больше. Для очистки крупных

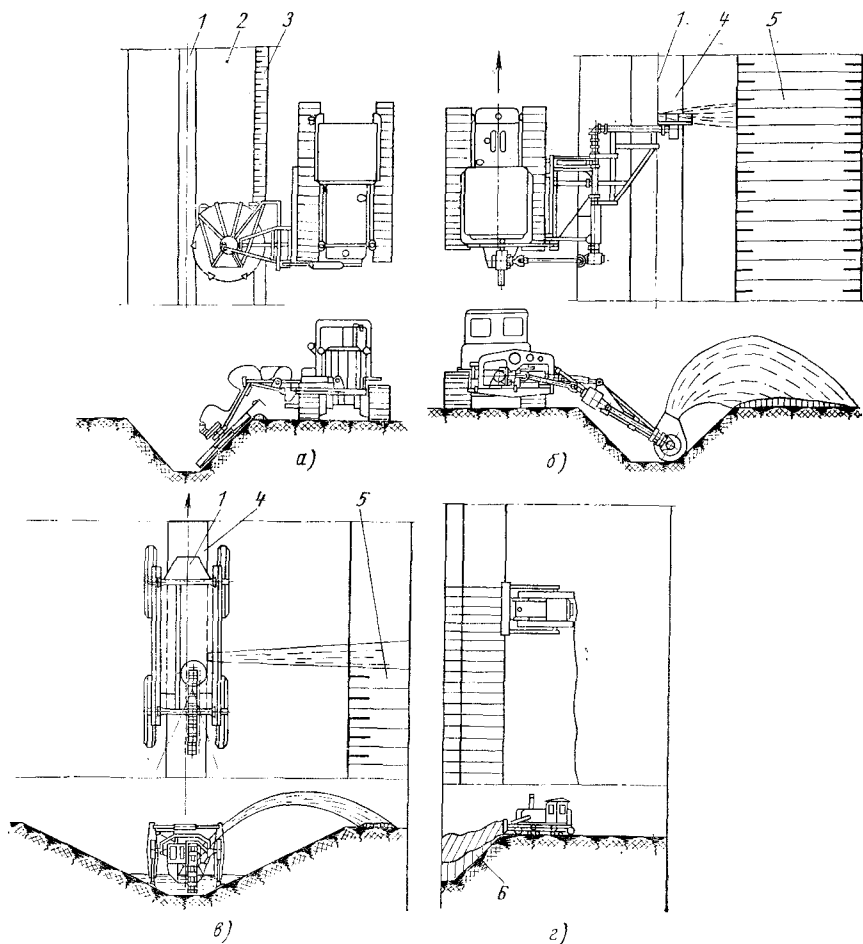


Рис. 7. Работы по содержанию каналов с укрепленными откосами:

а — окашивание растительности с откосов; *б* — очистка дна канала глубиной до 1,5 м от наносов и растительности; *в* — очистка дна канала глубиной до 3 м от наносов и растительности; *г* — ремонт одежды откосов; 1 — проектная ось канала; 2 — откос канала; 3 — валик срезанной растительности; 4 — дно канала; 5 — грунт, разброшенный рабочим органом вдоль канала; 6 — подсыпка грунта на откос

магистральных каналов и водоприемников от наносов и растительности применяются одноковшовые экскаваторы со специальными ковшом (см. рис. 5, *д*) и другими приспособлениями: уширенные ковши, ковши Горбунова и другие.

Ориентировочная периодичность и характер работ по содержанию каналов с укрепленными откосами

Операция	Периодичность	Применяемые машины, механизмы
Удаление растительности с откосов	2 раза в год	Вручную, косой (обычной или цепной); машина МСР-1,2; косилки Д-310, КЗН-2,1
Очистка дна от наносов и растительности	1—2 раза в год	Одноковшовый экскаватор-драглайн; многоковшовые экскаваторы ЭМ-152А; ложки-совки; вручную — лопатой; каналоочиститель Д-490М; каналоочиститель КОБ-1,5
Ремонт одежды канала	По мере разрушения	Вручную — лопатой; машина типа ДЗУ-15; машина для забивки кольев

В Калининградской области для указанной цели применяются решетчатые уширенные ковши КРДУ-1,5 и КРДУ-3 к экскаваторам Э-352 и Э-505, оборудованным драглайном. Очистка каналов такими ковшами осуществляется следующим образом. Экскаватор устанавливают на берегу канала параллельно его оси. Ковш забрасывают в канал поворотом стрелы экскаватора. Под действием собственного веса ковш погружается в канал. Забор наносов и водной растительности производится протягиванием ковша поперек или под углом к оси канала.

При подходе ковша к откосу приводится в действие трос подъема. Ковш подтягивается и поднимается, скользя на лыжах по откосу, что исключает разрушение последнего. Далее ковш с приподнятой передней частью выводится из канала, поворотом стрелы экскаватора отводится в сторону и опрокидывается. Вода из ковша стекает через решетчатое дно и заднюю стенку.

Каналы шириной по верху до 10 м очищают проходом экскаватора с одной стороны, более 10 м — с двух сторон.

При текущем ремонте проводящих каналов иногда применяют боковой драглайн.

В настоящее время проходит испытания специальная каналоочистительная машина, которая очищает глубокие осушительные каналы, шагая по откосам (рис. 7, в).

Травяную растительность на осушительных каналах выкашивают обычной косой, цепной косой или механическими косилками 2 раза в год: в июне — до обсеменения трав, и в сентябре — перед наступлением заморозков, что обеспечивает лучший сброс воды во время весеннего паводка.

Скошенную траву необходимо сразу же удалять граблями для просушки на бермах и дальнейшего использования на корм скоту.

Прокашивание откосов и берм обычной косой производится в направлении, перпендикулярном к оси канала.

Для механизации работ по окашиванию каналов с укрепленными откосами можно применять косилки типа Д-310 или КЗН-2,1. В последнем случае рабочий орган должен «плавать» по откосу. При окашивании мелкой осушительной сети режущий аппарат косилки заменяется аппаратом конной косилки длиной 1,4 м.

При использовании косилок МСР-1,2 с роторным рабочим органом (рис. 7, а) вся срезанная с откосов растительность выносится в размельченном виде на берму и укладывается валиком вдоль бровки.

При очистке дна от наносов и растительности вручную или машинами с рабочими органами периодического действия вынутый из канала грунт вместе с растительностью укладывается вдоль бровки канала, затем разравнивается вручную (при малых объемах) или бульдозером. В случае применения для очистки дна машин с рабочими органами непрерывного действия, например каналоочистителя марки Д-490М с роторным рабочим органом (рис. 7, б), грунт разбрасывается вместе с растительностью.

Ремонт одежды канала (см. рис. 6, б) производится по мере ее разрушения. К таким работам относится подсыпка грунта на откос (рис. 7, г) и ремонт крепления откоса и дна канала. В отдельных случаях грунт подсыпают на откос со стороны (чего не следует бояться, так как при соответствующем креплении подошвы откоса и его нижней части участки канала с насыпными откосами бывают всегда устойчивы).

Работы по восстановлению небольших участков одежды каналов в большинстве случаев выполняются вручную. При больших объемах восстановительных работ целесообразно использовать машины типа ДЗУ-15 и др.

Когда при ремонтных работах каналы не крепятся, для придания им устойчивого поперечного профиля следует только углублять дно, не затрагивая при этом устоявшихся задернованных откосов.

Рассмотрим содержание текущих, средних и капитальных ремонтов. Текущий ремонт является профилактическим и должен проводиться систематически не менее 1—2 раза в год. При выполнении текущего ремонта удаляется растительность с откосов и дна каналов (обильно зарастающие откосы окашивают 3 раза в год), регулирующая сеть очищается от ила и других препятствий, мешающих течению воды в каналах, исправляются устья закрытых дрен и коллекторов, при необходимости ремонтируется одежда канала.

Средний ремонт проводится для частичной ликвидации износа каналов осушительной сети с периодичностью свыше одного

года. При среднем ремонте выполняют работы по очистке каналов от наносов при толщине слоя более 10 см и общем объеме заиливания по системе до 30% от проектного объема выемки, а также работы по восстановлению откосов каналов, исправлению повреждений одежды каналов и т. д.

К капитальному ремонту относятся комплексные работы по периодическому восстановлению проектных размеров каналов (глубины, ширины по верху и по дну, заложений откосов). Для каждой мелиоративной системы капитальный ремонт имеет свои особенности, поэтому он должен производиться по заранее разработанным и утвержденным проектам и сметам. Сроки выполнения капитального ремонта каналов осушительной сети приведены в табл. 7.

Таблица 7

Ориентировочные сроки капитального ремонта каналов осушительной сети в годах*

Основные элементы осушительной сети	Поливные земли		Сенокосные луга		Пастбища	
	Торф	Минеральные грунты	Торф	Минеральные грунты	Торф	Минеральные грунты
Водоприемники и крупные магистральные каналы	10—12	8—10	12—15	10—12	10—12	8—10
Проводящая сеть каналов	6—8	5—7	7—10	7—8	6—8	5—7
Нагорные и ловчие каналы	6—7	4—6	6—7	4—7	5—7	4—6
Регулирующая сеть	4—6	3—6	5—6	4—6	4—6	3—5

* Сроки исчисляются с года выполнения строительства или последнего капитального ремонта.

Ремонт и содержание каналов с неукрепленными откосами

Каналы с неукрепленными откосами имеют очень малую долговечность. Содержание таких каналов требует выполнения частых и дорогостоящих восстановительных работ. К сожалению, в настоящее время количество каналов с незакрепленными откосами очень велико. Механизация работ по восстановлению профиля таких каналов затруднена. Поэтому при необходимости ремонта каналов мелкой осушительной сети часто вместо восстановления их профиля прибегают к засыпке таких каналов бульдозерами, затем вновь прокладывают новые каналы с помощью, например, каналокопателей типа КФН-1200.

Трудности механизации ремонтно-восстановительных работ на каналах с незакрепленными откосами объясняются прежде

всего неопределенностью объема и характера этих работ в каждом конкретном случае.

Под действием гидродинамического напора фильтрационного потока через откосы последние оплывают, сдвигаются и происходит их естественное уполоаживание. При этом верхняя часть откоса зачастую обрушивается в канал, который быстро теряет свою проектную форму и глубину и перестает действовать. Это особенно относится к каналам, проложенным в песчаных и суглинистых грунтах. Кроме этого, каналы зарастают травой,

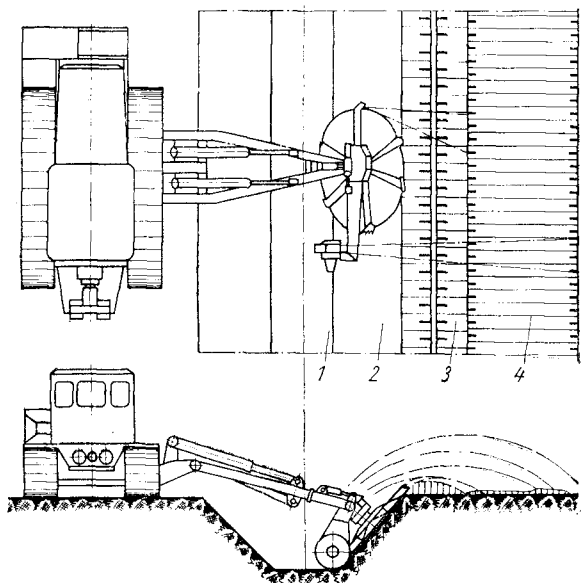


Рис. 8. Очистка дна и откосов канала глубиной до 1,5 м:

1 — проектная ось канала; 2 — откос канала; 3, 4 — грунт, выброшенный фрезой и ротором

окашивать которую вследствие неопределенности формы откоса возможно только вручную.

Очистка таких каналов требует выполнения значительных объемов работ по восстановлению проектного профиля и глубины канала. Разработке подвергаются не только дно, но и откосы. При разрушении откосов изменяется не только глубина, но и ширина канала по верху. Это в значительной степени затрудняет создание и эксплуатацию специальных очистительных машин, так как необходима высокая маневренность машины в условиях постоянно изменяющейся формы канала, а также высокая квалификация оператора в таких условиях работы. Способы производства работ по содержанию каналов с незакрепленными откосами показаны на рис. 7, а, б, в и рис. 8.

Хотя строительство каналов с укрепленными откосами обходится значительно дороже, чем с неукрепленными, срок службы укрепленных каналов значительно больше (50 лет и более).

Значительный экономический эффект обеспечивается благодаря применению специальных высокопроизводительных машин. Рассмотрим для примера расчет экономического эффекта для каналоочистителя Д-490М и многоковшового экскаватора марки ЭМ-152. Экономический эффект от внедрения специализированной машины Д-490М обеспечивается благодаря повышению производительности, снижению трудоемкости и другим факторам.

Общий годовой народнохозяйственный эффект по машине Д-490М превышает 29 тыс. руб. (табл. 8).

Таблица 8

Расчет экономической эффективности внедрения в народное хозяйство каналоочистителя Д-490М

Показатели	Экскаватор ЭМ-152	Машина Д-490М
Инвентарно-расчетная стоимость машины в руб.	11 770	6634
Эксплуатационная производительность:		
сменная в пог. м канала	231,5	767,25
годовая в пог. м »	46 300	153 450
Стоимость машино-смены в руб.	25,49	19,84
Удельные капиталовложения на очистку 1000 пог.м каналов в руб.	254,21	43,23
Себестоимость очистки 1000 пог. м каналов в руб.	110,10	25,86
Трудоемкость очистки 1000 пог. м каналов в чел.-час.	38,06	11,48
Металлоемкость на 1000 пог. м каналов в кг . . .	177,1	48,9
Годовая экономия по затратам труда в чел.-час.	—	4 079
Годовая экономия металла в кг	—	19 672
Годовой экономический эффект в эксплуатации в руб.	—	21 020
Годовой экономический эффект в производстве в руб.	—	8 092
Годовой народнохозяйственный эффект в руб. . . .	—	29 112

Глава II

МАШИНЫ ДЛЯ СТРОИТЕЛЬСТВА КАНАЛОВ

Опыт мелиоративного строительства последних лет показывает, что система машин для комплексного строительства осушительных каналов должна состоять из следующих групп механизмов:

1) машин для прокладки каналов (каналокопателей) и выравнивания кавальеров;

2) машин для устройства оджды каналов (укрепления дна и откосов каналов);

3) комплекса машин для устройства на каналах гидротехнических сооружений, призванных двусторонне регулировать водный режим осушаемых массивов.

В настоящей работе рассматриваются первые две группы специализированных машин, так как третья группа относится к общестроительным машинам и описана в литературе.

§ 6. КЛАССИФИКАЦИЯ КАНАЛОКОПАТЕЛЕЙ И ТРЕБОВАНИЯ К НИМ

Каналокопателем называется гусеничная самоходная машина (экскаватор-каналокопатель) или прицепной (навесной) тракторный агрегат, предназначенный для рытья непрерывным методом осушительных каналов трапециевидных или других сечений.

В связи с тем, что осушительные каналы имеют широкий диапазон сечений (от 1 до 60 м²) и строятся в грунтах различных видов и состояний, для их нарезки необходимы различные типы каналокопателей.

Современные каналокопатели классифицируются:

1. По типу рабочего органа в зависимости от способа реализации мощности двигателя;

а) пассивные или плужные, предназначенные для рытья каналов с поперечным сечением менее 2,0 м² и глубиной до 1,5 м.

Эти каналокопатели реализуют главным образом тяговую мощность трактора;

б) активные (фрезерные с инерционной разгрузкой, роторные с гравитационной разгрузкой и т. п.), предназначенные для рытья каналов с сечением более $1,5 \text{ м}^2$. Эти каналокопатели реализуют мощность двигателя для привода вращающихся рабочих органов.

2. По способу агрегатирования: самоходные, навесные (монтируемые) и прицепные.

Независимо от классификации ко всем каналокопателям предъявляется ряд специфических требований.

Машины, прокладывающие открытые осушительные каналы, должны не только вынуть грунт и подготовить канал к тому, чтобы его можно было укрепить той или иной одеждой сразу после прокладки без каких-либо земляных доделочных работ. Большой объем земляных работ при мелиоративном строительстве требует, чтобы машины были высокопроизводительными. В связи с этим каналокопатели должны отвечать следующим условиям и требованиям:

1) заданный поперечный профиль канала и его продольный уклон должны выполняться за один проход одной машиной;

2) поверхность откосов и дна канала должна быть ровной;

3) на откосах и дне канала не должен оставаться разрыхленный грунт;

4) грунт, вынутый из канала, должен быть уложен ровным слоем, толщиной не более $0,15\text{--}0,2 \text{ м}$ вдоль канала;

5) машина должна иметь проходимость по болотам с относительной влажностью торфа $86\text{--}88\%$;

6) наличие в грунте мелких камней (до 100 мм), пней и плотной древесины не должно влиять на форму и качество откосов и дна канала, т. е. рабочие органы должны перерезать пни, работать в грунтах с каменными включениями и не забиваться дерниной;

7) стоимость указанных работ, отнесенная к 1 м^3 вынутого грунта, при выполнении всех названных требований не должна превышать 9 коп. средней стоимости работ при строительстве каналов одноковшовыми экскаваторами. Это означает, что машины должны быть высокопроизводительными, надежными и долговечными.

До последнего времени выполнялись лишь некоторые из перечисленных требований, так как прокладка каналов велась одноковшовыми экскаваторами в комплексе с бульдозерами, либо эти требования частично удовлетворялись благодаря применению планировщиков откосов индивидуального производства и при использовании ручного труда на земляных работах.

Отечественный и зарубежный опыт последних лет показал, что возможно создание специальных землеройных машин непре-

рывного действия, выполняющих все названные требования автономно, либо в комплексе с бульдозером — кавальероразравнивателем. Этими машинами являются каналокопатели.

Появление каналокопателей было подготовлено исторически еще 20—30 лет назад. В сельскохозяйственном производстве, в дорожном строительстве и торфяной промышленности мелкие каналы и траншеи начали прокладываться плужными каналокопателями, а также фрезерными щелерезами и траншейными экскаваторами непрерывного действия (ковшовыми и роторными), копающие органы которых оснащались так называемыми откосниками в виде фрез, шнеков, цепей и отвалов.

Такие активные копающие органы, потребляя для своего вращения мощность двигателя, не требовали больших тяговых усилий от базовых машин, контур канала получался чистым и ровным. Появилась возможность автоматизации работ.

На базе этого опыта родилась идея создания специальных активных каналокопателей непрерывного действия для прокладки осушительных каналов.

Начиная с 1958 г., стали создаваться опытные образцы главных образом навесных роторных, фрезерных и роторно-шнековых каналокопателей, отрывающих за один проход канал трапециевидального или параболического профиля. Эти каналокопатели агрегатировались с одной базовой машиной и, в частности, с трактором класса 3; 6 или 9 т.

Указанное направление мелиоративного машиностроения следует считать основным и перспективным.

§ 7. ТИПАЖ КАНАЛОКОПАТЕЛЕЙ

За последние годы в развитии конструкций каналокопателей как зарубежных, так и отечественных наметились следующие тенденции:

- 1) применение специальных высокопроходимых гусеничных шасси как базовых машин для каналокопателей;
- 2) применение активных рабочих органов непрерывного действия, обеспечивающих высокую чистоту профиля канала;
- 3) автоматизация управления рабочим органом, в том числе обеспечение заданного продольного уклона дна канала;
- 4) использование дизель-электрических и гидравлических приводов и трансмиссий;
- 5) использование канатной тяги для протягивания плужных органов.

В настоящее время в СССР эксплуатируются высокопроизводительные каналокопатели непрерывного действия, отрывающие каналы за один проход. Это позволило Министерству строительного, дорожного и коммунального машиностроения в 1965 г.

разработать типаж мелиоративных каналокопателей на 1966—1970 гг., который предусматривает создание экономически оправданного минимального ряда типоразмеров высокопроизводительных каналокопателей в основном активного действия. Типоразмеры каналокопателей представлены в табл. 9.

Из табл. 9 следует, что в типаж вошли 5 типоразмеров каналокопателей, способных отрывать осушительные, коллекторные и магистральные каналы в торфяных и минерально-торфяных грунтах.

Ряд каналокопателей разработан в соответствии с типоразмерами осушительных каналов, рекомендованных Госземводхозом СССР.

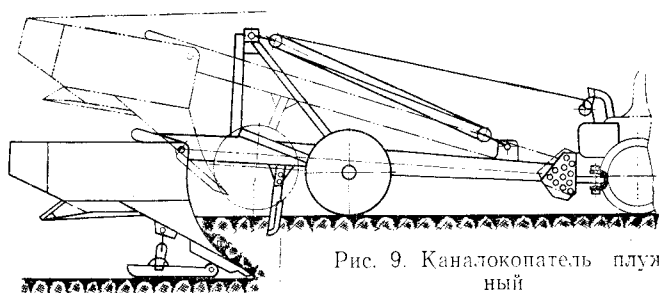


Рис. 9. Каналокопатель плужный

В качестве базовых машин для каналокопателей предусматриваются болотоходные и мелиоративные тракторы, шасси высокой проходимости, в конструкции которых, в частности, будут использованы технические достижения, обеспечивающие выравнивание и снижение максимальных давлений на грунт, бесступенчатое и автоматическое регулирование скоростей движения и вращения, электро- и гидропривод.

Каналокопатель первого типоразмера (рис. 9) предназначен для прокладки осушителей в минерально-торфяных грунтах с пнями диаметром до 600 мм. Каналокопатели 2-го и 4-го типоразмеров (рис. 10) предназначены для прокладки осушителей и коллекторов в торфяных и торфо-минеральных грунтах при отсутствии значительных (диаметром до 100 мм) каменистых включений. Каналокопатели имеют фрезерный рабочий орган с инерционной разгрузкой грунта. На их гусеничной базе будут в дальнейшем созданы каналокопатели 3-го и 5-го типоразмеров.

Каналокопатели 3-го и 5-го типоразмеров предназначены для прокладки осушителей и коллекторов в минерально-торфяных грунтах с камнями диаметром до 300 мм.

Как следует из табл. 9, в типаж каналокопателей на 1966—1970 гг. вошли четыре типоразмера машин с активным рабочим органом и один с пассивным рабочим органом. Ряд каналокопателей построен по главному параметру — глубине отрывае-

Мелиоративные каналокопатели для осушения земель

Каналокопатель	Максимальная глубина канала в выемке в мм	Основные параметры					
		Заложение откосов	Базовая машина	Вид разрабатываемого грунта	Производительность эксплуатационная в м ³ /ч, не менее	Максимальное удельное давление в кг/см ² , не более	Примечание
Плужный для прокладки осушителей	1200	1:1	Трактор болотный мощностью 100—130 л. с.	Минерально-торфяные грунты с камнями	300	0,3	Два трактора Т-100МБГП (Т-130Б) с тяговыми лебедками и якорными устройствами
С активным рабочим органом для строительства осушителей	1500	1:1*	Трактор болотный мощностью 130—180 л. с.	Торфяник и торфо-минеральный грунт без камней	195	0,3	Серийно выпускается КФН-1200А
С активным рабочим органом для строительства осушителей	1700	1:1*; 1:1,5	Специальная мощностью 220—330 л. с.	Минерально-торфяные грунты с камнями	350	0,3	Создается ЭТР-171 и сменный рабочий орган
С активным рабочим органом для строительства коллекторов	2000	1:1; 1:1,5	Специальная мощностью 300 л. с.	Торфяник и торфо-минеральный грунт без камней	390	0,3	Выпускается Д-583
С активным рабочим органом для строительства коллекторов	2500	1:1;1:2	Специальная мощностью 600 л. с.	Минерально-торфяные грунты с камнями	500	0,3	Создается сменный рабочий орган к Д-583

* Для устройства каналов с заложением откосов 1:0,5 каналокопатели изготавливаются по требованию заказчика.

Примечание. Все каналокопатели должны снабжаться устройством, поддерживающим заданный продольный уклон для отрываемого канала

мого канала. Предусмотрена широкая унификация узлов каналокопателей.

Внедрение в производство в необходимом объеме рекомендуемого ряда типоразмеров каналокопателей в пятилетку 1966—1970 гг. обеспечит:

1) высокую степень механизации прокладки мелиоративных каналов и ликвидацию ручного труда, в результате чего высвободится около 10 тыс. человек;

2) снижение себестоимости земляных работ в 1,5 раза, что сэкономит государству более 40 млн. руб.;

3) высвобождение около 5000 одноковшовых экскаваторов для нужд других отраслей народного хозяйства;

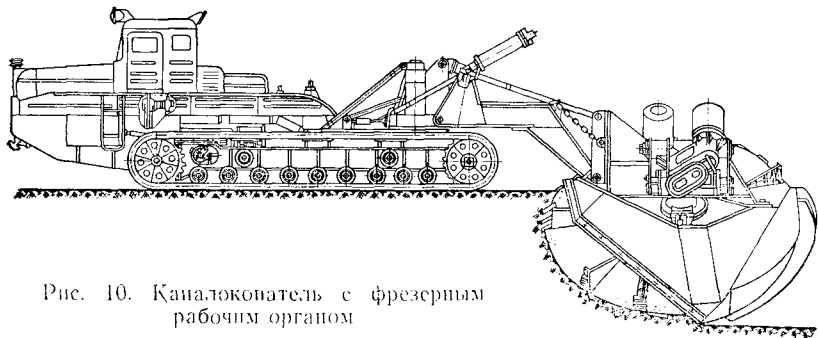


Рис. 10. Каналокопатель с фрезерным рабочим органом

4) сокращение парка землеройных машин для нужд мелиорации благодаря внедрению высокопроизводительных каналокопателей, что позволит сэкономить около 65 тыс. т металла;

5) резкое повышение производительности и качества работ по устройству каналов.

Мероприятия по внедрению новых образцов мелиоративных каналокопателей согласно настоящему типуажу предусмотрены заданиями по проектированию и освоению производства машин на 1966—1970 гг. Министерством строительного, дорожного и коммунального машиностроения.

Некоторые из типоразмеров каналокопателей, указанных в табл. 9, в настоящее время созданы и эксплуатируются. Это 1-й, 2-й, 4-й типоразмеры (КМ-1400М; КФН-1200А; Д-583). Для создания и внедрения в производство остальных типоразмеров в настоящее время проводятся испытания и исследования нескольких образцов каналокопателей различных типов. Результаты этих поисковых работ будут основой корректировки типажа.

§ 8. КАНАЛОКОПАТЕЛИ С ПАССИВНЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ

Некоторое применение на строительстве каналов мелкой осушительной сети получили прицепные каналокопатели с пассивными рабочими органами плужного типа производства Мозыр-

ского завода мелиоративных машин. Эти орудия имеют один рабочий орган, который при протаскивании в грунте вырезает канал трапециевидальной формы путем подъема, перемещения и переворачивания пластов грунта на обе стороны канала. Плужные каналокопатели являются простыми по устройству и дешевыми машинами. Производительность их очень высокая.

Плужные каналокопатели имеют мощные отвалы и лемехи, рассчитанные на значительные усилия. У них отсутствуют быстровращающиеся детали, конструкция их надежна в работе.

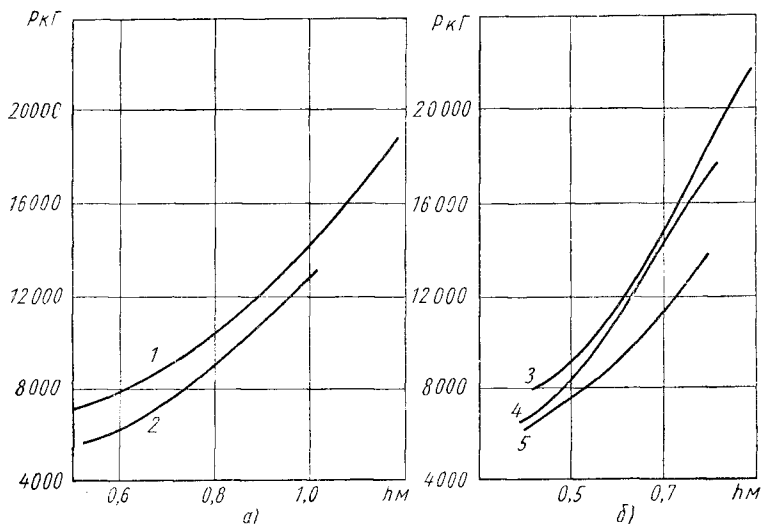


Рис. 11. Зависимость усилия копания каналокопателей от глубины канала:

а — торфяной грунт; *б* — минеральный грунт; 1 — КМ-1200М; 2 — КМ-1400М; 3 — песок КМ-1400М; 4 — глина КМ-1200М; 5 — супесь КМ-1200М

Однако чтобы отрыть канал глубиной 0,8—1 м с заложением откосов 1:1 в минеральных грунтах, требуется 2—3 трактора Т-100, сцепленных цугом, так как сопротивление грунта копанию плугом достигает в этом случае более 20 т. На рис. 11, *а*, *б* показаны графики зависимости усилия копания от глубины канала по данным ЦИИМЭСХа [5].

На болотных грунтах также требуется полное тяговое усилие одного-двух тракторов типа Т-100Б, что резко ухудшает проходимость агрегата. Кроме того, наладить слаженную работу двух и более тракторов на тяге одного каналокопателя очень сложно и практически невозможно.

Все эти причины объясняют, почему плужные каналокопатели на прямой тяге тракторов не применяются для рытья каналов с площадью поперечного сечения более 1 м².

В последнее время с целью обеспечения проходимости каналокопателя по болотам с влажностью торфозалежи свыше 86% и с целью сокращения числа тяговых тракторов применяется не прямая тяга каналокопателя тракторами, а канатная тяга с помощью тяговой лебедки и якорного устройства, устанавливаемых на одном или двух тракторах типа Т-100МБ. Этот способ позволяет более рационально использовать мощность двигателей базовых тракторов. В этом случае появляется возможность отрывать каналы с сечением до 2 м² при глубине до 1,5 м. В любом случае плужные рабочие органы оставляют после себя ровные откосы и кавальеры. И то и другое требует дополнительных работ.

Таблица 10

Техническая характеристика прицепных плужных каналокопателей к трактору

Показатель	Марка каналокопателя			
	КМ-1200М	КМ-1400М	ЛКА-2М	Д-636
Марка трактора	Т-100	Т-100	Т-100	Т-100МБ
Количество тракторов	2—5	2—3	2	2—3
Размеры отрываемых каналов в м:				
глубина	1000—1200	800—1000	400—800	800—1000
ширина по дну	400	200	300	200
ширина бERM	600	500	500	500
Заложение откосов	1:1	1:1	1:1	1:1
Управление рабочим органом		Канатное		Гидравлическое
Габаритные размеры в транспортном положении без трактора в м:				
длина	8100	6140	6200	8200
ширина	3160	3160	3000	2800
высота	3700	3290	2700	3000
Габаритные размеры в рабочем положении без трактора в м:				
длина	8100	6140	6200	8200
ширина	5660	4200	4200	4200
высота	3700	3290	2700	3000
Подъемный механизм рабочего органа		Лебедка Д-269		Гидроцилиндры
Количество	1	1	1	2
Вес (без трактора) в кг	5840	4490	3250	4520
Производительность теоретическая в м ³ /ч	850—1000	1600—1800	1200	1600—1800
Количество обслуживающего персонала	2—5	2—3	2	2—3

Кроме того, плужные каналокопатели имеют увеличенную зону деформации грунта от поверхностей отрываемого канала, что приводит к быстрому оплыванию канала особенно при оттаивании грунта.

Указанные недостатки определяют область применения плужных каналокопателей: прокладка временной сети при осушении лесов, сооружение придорожных кюветов, рытье предварительных траншей под укладку гончарного дренажа (при этом применяются доделочные ручные работы) и редко временной сети при сельскохозяйственном осушении.

В настоящее время Мозырским заводом мелиоративных машин выпускаются следующие каналокопатели для осушения: КМ-1400М и ЛКА-2М. В эксплуатации находится также каналокопатель КМ-1200М, выпущенный единичными образцами в прошлые годы. Краткая техническая характеристика некоторых плужных каналокопателей приведена в табл. 10. Якорные устройства и тяговые лебедки для плужных каналокопателей были выпущены в прошлые годы опытной партией.

Каналокопатель КМ-1400М

Каналокопатель КМ-1400М (рис. 12) предназначен для рытья каналов открытой осушительной сети в торфяных и минеральных грунтах, свободных от крупной растительности и каменных включений.

Основным рабочим органом каналокопателя является копающий плуг *I*, который состоит из лемеха и отвала, образующих

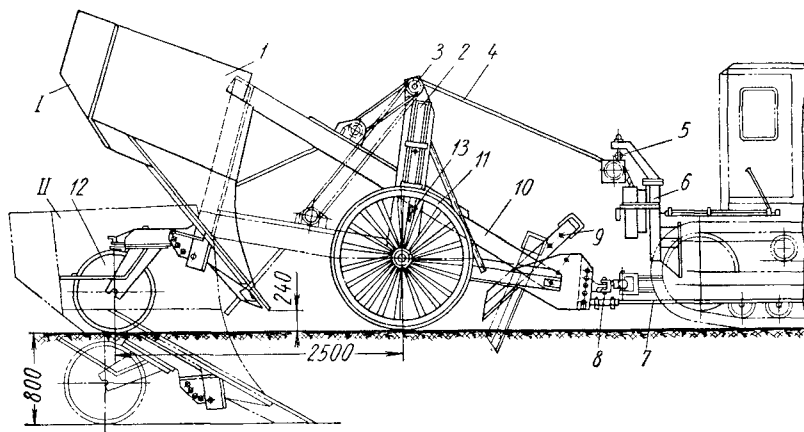


Рис. 12. Каналокопатель КМ-1400М:

1 — копающий орган; *2* — ходовая рама; *3* — блок полиуретана; *4* — трос выглубления; *5* — флюгерная колонка; *6* — лебедка; *7* — тяговый трос; *8* — серьга; *9* — средний нож; *10* — тяговая рама; *11* — передние колеса; *12* — заднее колесо; *13* — штырь; *I, II* — положения плуга

симметричную двустороннюю рабочую поверхность. Копающий орган передней гранью отвалов идет по следу среднего ножа 9, назначение которого резать дернину, что облегчает отваливание грунта на обе стороны копающего органа и устраняет опасность скапливания грунта перед отвалом. Внизу копающий орган заканчивается лемехом шириной 200 мм, подрезающим грунт по дну канала. Форма поверхности нижней части рабочего органа такова, что при движении каналокопателя грунт поднимается и разваливается равномерно по обе стороны отвала. На краях отвалов со стороны откосов поставлены опорные плоскости скольжения небольшой ширины, с заостренным передним краем. Они улучшают качество откосов, способствуют более устойчивому ходу каналокопателя, уменьшают давление на ходовые колеса.

В дальнейшем грунт попадает на верхнюю часть копающего органа, которая раздвигает грунт на обе стороны канала и образует бермы.

Копающий орган приваривается к тяговой раме 10 в задней ее части и составляет с ней единое целое. К этой же раме приварен кронштейн с укрепленным на нем средним ножом 9.

В передней части тяговая рама шарнирно связана с ходовой рамой 2.

Благодаря шарнирному соединению тяговой рамы с ходовой первая может поворачиваться вокруг шарнира, что позволяет переводить рабочий орган из транспортного положения в рабочее и обратно, а также изменять угол резания грунта рабочим органом путем перестановки конца рамы в одно из трех отверстий, которые имеются в прицепном устройстве ходовой рамы.

Подъем и опускание рабочего органа из рабочего положения в транспортное и обратно осуществляется с помощью каната, тракторной лебедки 6 и полиспаста 3, образуемого между ходовой и тяговой рамами.

В транспортном положении тяговая рама лежит на штырях 13, которые вставляются в одно из трех отверстий стойки ходовой рамы. При этом заднее колесо 12 должно опираться на грунт, т. е. каналокопатель при транспортировании должен опираться на три колеса.

Впереди ходовой рамы имеется регулируемая по высоте серьга 8, которой каналокопатель соединяется с трактором. Изменяя положение серьги в рабочем положении, можно регулировать величину заглубления копающего органа.

Сцепка впереди идущих тракторов с каналокопателем осуществляется с помощью тягового троса 7. Один конец троса крепится на нижнем штыре прицепного устройства каналокопателя (трос проходит под сзади идущим трактором между его гусеницами), другой — к впереди идущему трактору.

При работе на слабых грунтах для уменьшения удельного давления на грунт следует установить на колесах специальные уширители, прикладываемые к каждой машине.

Каналокопатель ЛКА-2М

Каналокопатель ЛКА-2М (рис. 13) предназначен для устройства новых, а также для очистки и восстановления старых осушительных каналов лесных районов.

Копающий орган 1 каналокопателя (рис. 13) состоит из остова и двух отвалов плужного типа. Для получения чистых откосов канала и облегчения резания грунта, древесных остатков и корней нижние боковые кромки отвалов снабжены съемными ножами-откосниками 16, которые крепятся к отвалу болтами с потайными головками. Передняя часть рабочего органа (носок) заканчивается съемным лемехом, являющимся его основной режущей частью. Впереди отвала размещен нож 13, наклоненный назад под углом 35° к горизонту. Нож разрезает грунт по оси канала.

Лыжа 14, воспринимая вертикальную реакцию грунта, обеспечивает устойчивость хода рабочего органа в процессе работы.

Бермоочистители 2 при помощи механизма подъема 3 могут опускаться или подниматься в соответствии с требуемой глубиной прокладываемого канала.

Сцепное устройство состоит из сектора 7, укрепленного на грядиле 10, и прицепной серьги 8. Сектор имеет установочные отверстия. Если вынуть фиксирующий штырь 11, сектор может поворачиваться относительно грядила вокруг оси пальца 9. Высота грядила над грунтом и глубина прокладываемого канала зависят от положения сектора 7 относительно грядила 10.

Лебедка 6 приводит в действие полиспаст механизма выглубления каналокопателя. На корпусе лебедки сверху установлена направляющая флюгерная колонка 5.

Выемка грунта и укладывание его в кавальеры осуществляется так же, как и каналокопателем КМ-1400М.

§ 9. КАНАЛОКОПАТЕЛИ С АКТИВНЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ

К каналокопателям с активными рабочими органами принято относить фрезерные каналокопатели, в которых используется принцип разработки грунта с частичным его обрушением (принудительным и под действием сил гравитации).

Фрезерные каналокопатели по типу базовой машины разделяются на самоходные и навесные, по числу фрез — на одно- и двухфрезерные, по виду разгрузки грунта — с гравитационной разгрузкой и с инерционной (выброс грунта из отрываемого канала происходит под действием центробежных сил инерции).

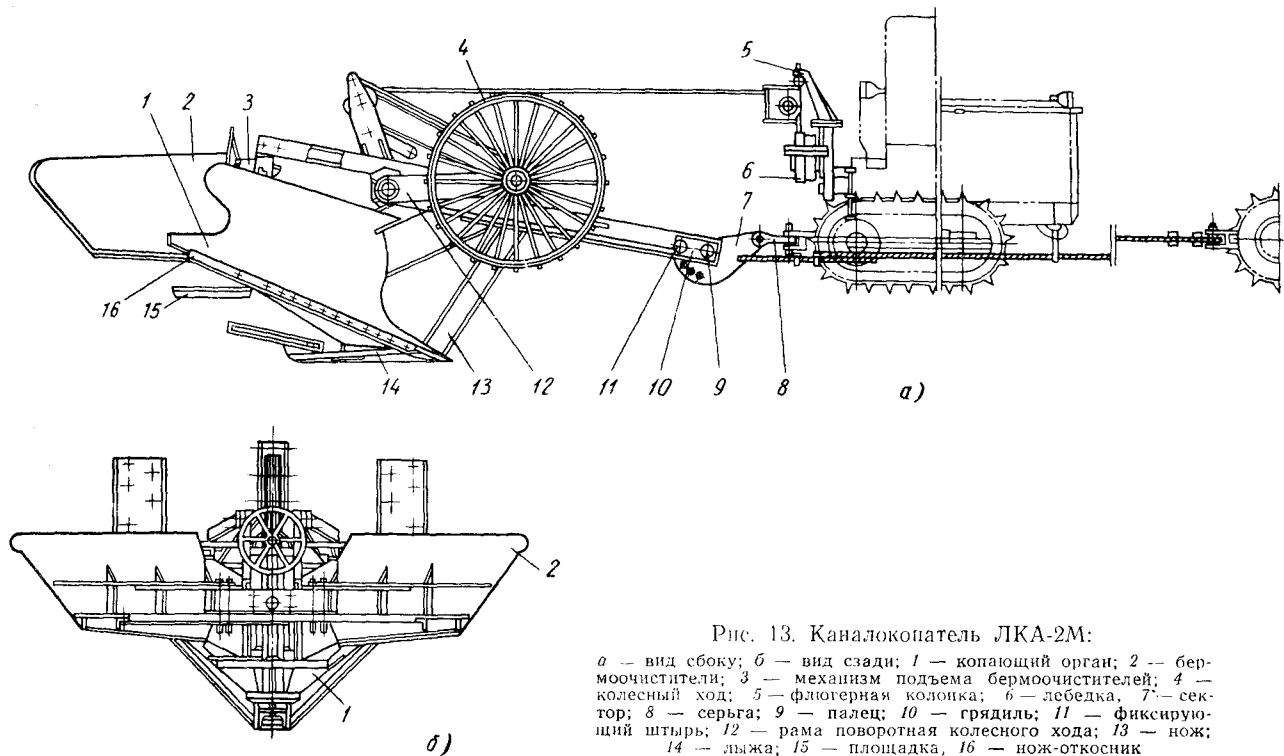


Рис. 13. Каналокопатель ЛКА-2М:

a — вид сбоку; *б* — вид сзади; 1 — копающий орган; 2 — бермоочистители; 3 — механизм подъема бермоочистителей; 4 — колесный ход; 5 — флюгерная колонка; 6 — лебедка; 7 — сектор; 8 — серьга; 9 — палец; 10 — грядиль; 11 — фиксирующий штырь; 12 — рама поворотная колесного хода; 13 — нож; 14 — лыжа; 15 — площадка, 16 — нож-откосник

В СССР в настоящее время для целей осушения выпускаются и создаются в основном двухфрезерные каналокопатели с инерционной разгрузкой. Характеристики этих машин приведены в табл. 11.

В зависимости от расположения фрез относительно оси канала (перпендикулярно, под углом к оси, наклонено под углом 45° к горизонту) можно отрывать каналы круглого, эллиптического или трапецидального профиля.

Принципиальное отличие фрезерных каналокопателей от плужных заключается в том, что грунт вырезается не сплошным пластом, а путем отрезания стружки грунта небольшой толщины вращающимся рабочим органом (фрезой) без деформации естественного грунта на откосах каналов.

Каналокопатели с активными рабочими органами имеют следующие преимущества перед плужными:

1) удельное сопротивление срезасмой стружки зависит только от ее толщины и свойств грунта, но не от размеров сечения канала;

2) после отрывки канала не возникает необходимости производить планировку откосов и дна канала;

3) не требуется больших тяговых усилий, что создаст лучшие условия для проходимости базовой машины;

4) обеспечивается хорошее качество каналов с чистыми откосами и дном;

5) при отрывке каналов вынутый грунт разбрасывается фрезами. Кавальеры не создаются. Отпадает необходимость в доделочных работах и разравнивании кавальеров.

В двухфрезерных каналокопателях (табл. 11) оси фрез располагаются в плоскости, перпендикулярной к продольной плоскости машины, и наклонены к горизонту под углами от 65° до 20° в зависимости от заложения откосов.

Для обрушения грунта, расположенного между фрезами, применяются клиновые отвалы (двухотвальные клинья). Клиновый отвал I (рис. 14), поставленный между фрезами, раздавливает грунтовую призму, вырезанную фрезами. Характер подрезания грунта фрезами и характер внедрения клина в грунт показаны сечениями I—I; II—II; III—III и IV—IV. Объем обрушающихся комьев грунта зависит от заложения откосов, степени задернелости болота и других факторов, поэтому иногда впереди фрез устанавливают дополнительные обрушители ножевого типа. Последние разрезают полосу грунта по трассе канала на несколько частей и таким образом определяют объем обрушающихся комков и равномерность их обрушения.

Каналокопатель КФН-1200 (рис. 15) предназначен для устройства за один проход осушительных каналов глубиной до 1,2 м с заложением откосов 1:1 на торфяных грунтах с наличием погребенной разложившейся древесины при переустройстве

Техническая характеристика каналокопателей с фрезерным рабочим органом

Показатели	Марка каналокопателя			
	МК-1,8П	КФН-1000	КФН-1200	Д-583
Тип	Прицепной	Навесной		
Профиль отрываемых траншей		Трапецеидальный		
Размеры отрываемых каналов в мм:				
глубина	1800	1000	1200	2000
ширина	—	1250	2650	6400
Заложение откосов	—	0,5:1	1:1	1,5:1; 1:1
Диаметр фрез по ножам в мм	3857	1700	2500	3900
Количество фрез	1	2	2	2
Число оборотов фрез в минуту	151	163	71,5	46 и 61
Окружная скорость фрез в м/сек	—	14,5	9,37	8,4 и 12,4
Дальность разбрасывания грунта в м	—	5—10	8,5	8—12
Мощность двигателя в л. с.	108	75	108	300
Рабочие скорости движения в м/ч:				
I	0,104—0,755	103	39	45
II	—	133	53	60
III	—	156	63	90
IV	—	306	91	—
V	—	397	100	—
VI	—	464	160	—
VII	—	536	190	—
VIII	—	—	270	—
Транспортные скорости в км/ч:				
I	2,36—5,4	По трактору	По трактору	0,450
II	—	—	—	0,600
III	—	—	—	0,900
Габаритные размеры в мм				
в рабочем положении:				
длина	—	8000	10 000	16 000
ширина	—	2240	4 230	6 500
высота	—	2640	3 385	4 000
в транспортном положении:				
длина	—	7720	9 278	13 715
ширина	—	2240	4 230	6 500
высота	—	2640	3 385	4 000
Клиренс в мм	—	По трактору	По трактору	415

Показатели	Марка каналокопателя			
	МК-1, 8П	КФН-1000	КФН-1200	Д-583
Среднее удельное давление на грунт в $кг/см^2$:				
в рабочем положении	—	0,253	0,35	0,185
в транспортном положении	—	0,264	0,45	0,188
под катками	0,23	—	—	—
Полный вес машины в $кг$	21 730	9000	19 135	35 000
Вес навесного оборудования без противовеса в $кг$	7 730	1100	3 200	12 000
Вес противовеса	—	—	1 970	—
Подъем рабочего органа	—	—	Гидравлический	
Количество насосов	—	1	2	2 и 2
Тип насоса	—	НШ-46	НШ-46	НШ-46 и НШ-10
Рабочее давление в $кг/см^2$	—	До 100		
Управление навесным оборудованием	—	Рычажное		Рычажно-кнопочное
Ширина гусеницы в $мм$	—	530	930	1500
База гусеничного хода	—	По трактору	По трактору	6300
Привод рабочего органа	—	Механический	Механический	Электро-механический
Генератор:				
марка	—	—	—	МС 128-4
мощность в $квт$	—	—	—	250
количество в шт.	—	—	—	1
Электродвигатель хода:				
марка	—	—	—	АО-83-8/6/4
количество	—	—	—	2
мощность в $квт$	—	—	—	14/18/20
степень регулирования оборотов в минуту	—	—	—	720/970/1450
Электродвигатель рабочего органа:				
марка	—	—	—	АО-2-92-6
количество	—	—	—	2
мощность в $квт$	—	—	—	75
Производительность максимальная в $м^3/ч$	240	80	415	500
Количество обслуживающего персонала	1	1	1	2

осушительных систем. На вновь осушаемых торфяных грунтах каналокопатель может применяться при условии предварительной подсушки и в зимних условиях при промерзании грунта до 10 см. В минеральных грунтах первой категории каналокопатель может работать при наличии камней диаметром не более 80 мм.

Каналокопатель навешивается на трактор Т-100 МБГС-2, оборудованный гидросистемой и механизмом задней навески, в котором верхняя тяга заменена гидроцилиндром. Навесное оборудование каналокопателя включает рабочий орган, силовую пере-

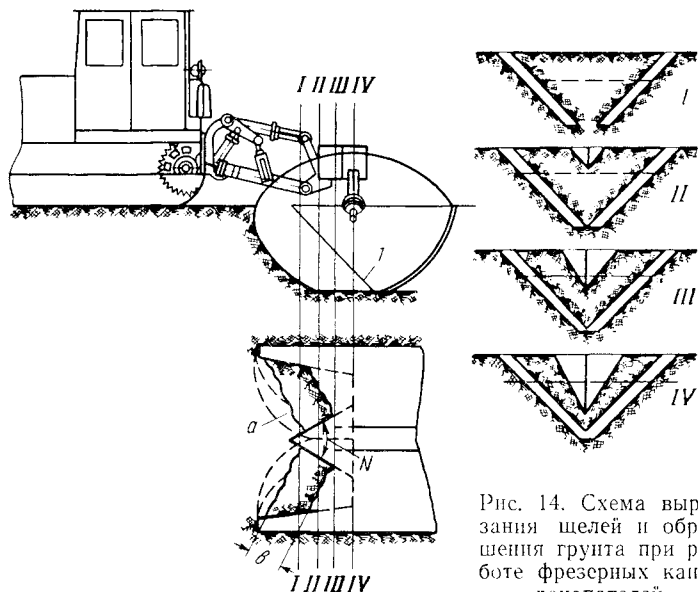


Рис. 14. Схема вырезания шелей и обрушения грунта при работе фрезерных каналокопателей

дачу (привод), раму, ходоуменьшитель, гидросистему, фиксирующее устройство, механизмы управления и уширитель гусениц.

Рабочий орган состоит из двухотвального клина 14 и симметрично расположенных по его бокам под углом 45° к горизонту двух дисковых фрез 12 и 19. Фрезы получают вращение от вала отбора мощности трактора через силовую передачу, состоящую из промежуточного вала ходоуменьшителя 16, карданной передачи 15, раздаточной коробки 6, муфт 7, конических редукторов 8 и 20 и планетарных редукторов 11.

Все основные узлы рабочего органа в силовой передаче крепятся к раме 13, являющейся главным несущим узлом. Рама присоединяется к нижним тягам тракторной навески и к гидроцилиндру 4 с помощью трех пальцев — шарниров 22.

При переезде на значительное расстояние рабочий орган каналокопателя фиксируется в транспортном положении устрой-

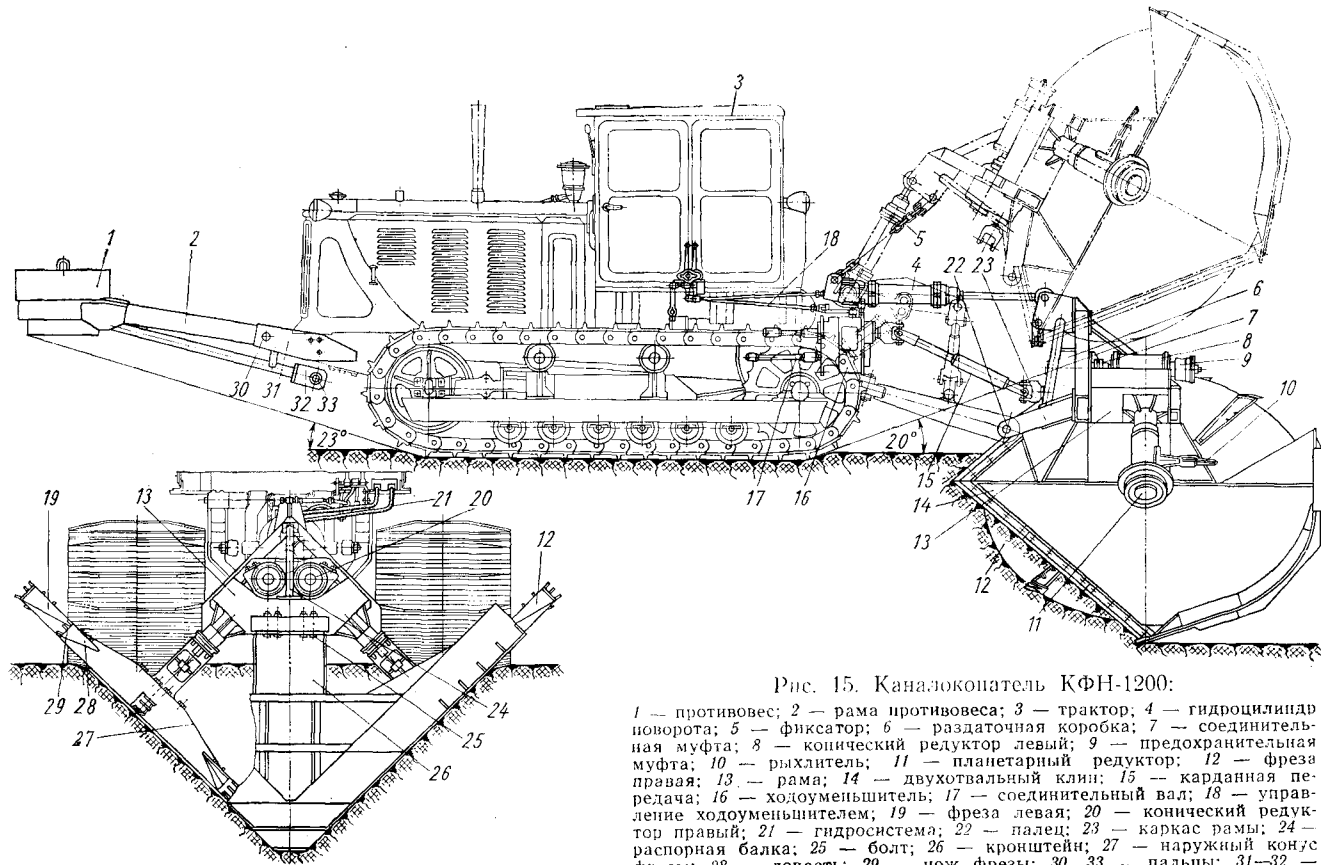


Рис. 15. Канавкопатель КФН-1200:

1 — противовес; 2 — рама противовеса; 3 — трактор; 4 — гидроцилиндр поворота; 5 — фиксатор; 6 — раздаточная коробка; 7 — соединительная муфта; 8 — конический редуктор левый; 9 — предохранительная муфта; 10 — рыхлитель; 11 — планетарный редуктор; 12 — фреза правая; 13 — рама; 14 — двухотвальный клин; 15 — карданная передача; 16 — ходоуменьшитель; 17 — соединительный вал; 18 — управление ходоуменьшителем; 19 — фреза левая; 20 — конический редуктор правый; 21 — гидросистема; 22 — палец; 23 — каркас рамы; 24 — распорная балка; 25 — болт; 26 — кронштейн; 27 — наружный конус фрезы; 28 — лопасть; 29 — нож фрезы; 30, 33 — пальцы; 31—32 —

кронштейны

ством 5. Соединение промежуточного вала с валом отбора мощности, подъем и опускание рабочего органа производится механизмами управления, расположенными в кабине трактора.

Кинематическая схема силовых передач трактора и каналокопателя показана на рис. 16, характеристика шестерен — в табл. 12.

Таблица 12

Характеристика силовой передачи каналокопателя КФН-1200

Коробка передач			Задний мост			Ходоуменьшитель			Редуктор привода фрез			Привод гидронасосов		
Обозначение шестерен или звездочек	z	m	Обозначение шестерен или звездочек	z	m	Обозначение шестерен или звездочек	z	m	Обозначение шестерен или звездочек	z	m	Обозначение шестерен или звездочек	z	m
A ₂	26	7	A ₉	12	9	A ₁₃	15	5	A ₁₉	16	7	L ₂	30	5
A ₃	26	7	A ₁₀	12	10,5	A ₁₄	25	5	A ₂₀	22	8	L ₃	20	5
A ₄	22	7	A ₁₁	26	101,6*	A ₁₅	17	5	A ₂₁	20	4,5	—	—	—
A ₅	20	7	B ₈	39	9	A ₁₆	25	5	B ₁₈	30	7	—	—	—
A ₆	15	7	B ₉	27	9	A ₁₇	17	5	B ₁₉	27	7	—	—	—
A ₇	27	7	B ₁₀	53	10,5	B ₁₁	44	5	B ₂₀	33	8	—	—	—
B ₁	19	7	—	—	—	B ₁₂	43	5	B ₂₁	19	4,5	—	—	—
B ₂	28	7	—	—	—	B ₁₃	33	5	B ₂₂	58	4,5	—	—	—
B ₃	19	7	—	—	—	B ₁₄	47	5	—	—	—	—	—	—
B ₄	23	7	—	—	—	B ₁₅	53	5	—	—	—	—	—	—
B ₅	25	7	—	—	—	B ₁₆	41	5	—	—	—	—	—	—
B ₆	16	7	—	—	—	B ₁₇	41	5	—	—	—	—	—	—
B ₇	30	7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

* Шаг ведущей звездочки.

Рама 13 каналокопателя (см. рис. 15) воспринимает тяговое сопротивление, вес рабочего органа и реактивный момент вращения фрез. Она служит местом крепления основных узлов привода, поэтому, помимо прочности и жесткости, рама обеспечивает точность сопряжения крепящихся узлов. Рама (рис. 17) состоит из трех основных частей, соединенных болтами: каркаса 2, задней рамы 5 и распорной балки 6. Наиболее напряженными частями рамы являются соединительные узлы, распорная балка и каркас. К остью рамы 5 снизу крепится болтами двухотвальный клин (рис. 18), а с боков к V-образным привалочным плоскостям — планетарные редукторы, центрирующиеся в специальных отверстиях остова. Сверху остова к его верхним V-образным плоскостям, параллельным нижним, присоединяются конические редукторы. К передней стенке рамы также на болтах и штифтах крепится корпус раздаточного редуктора.

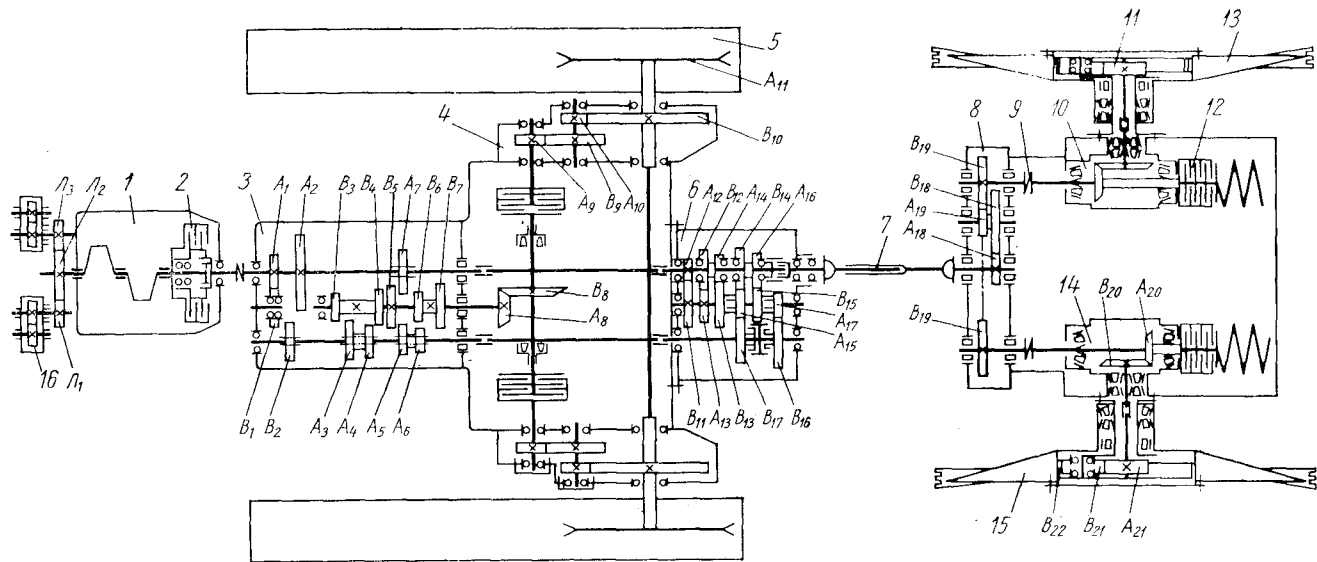


Рис. 16. Кинематическая схема силовой передачи трактора и каналоконателя КФН-1200:

1 — двигатель ($N = 100$ л. с.; $n = 1050$ об/мин); 2 — муфта сцепления; 3 — коробка передач трактора Т-100 МБГС; 4 — задний мост; 5 — гусеница трактора; 6 — ходоуменьшитель; 7 — карданная передача; 8 — раздаточный редуктор; 9 — соединительная муфта; 10, 14 — конические редукторы; 11 — планетарный редуктор; 12 — предохранительная муфта; 13, 15 — фрезы; 16 — редукторы привода гидронасосов

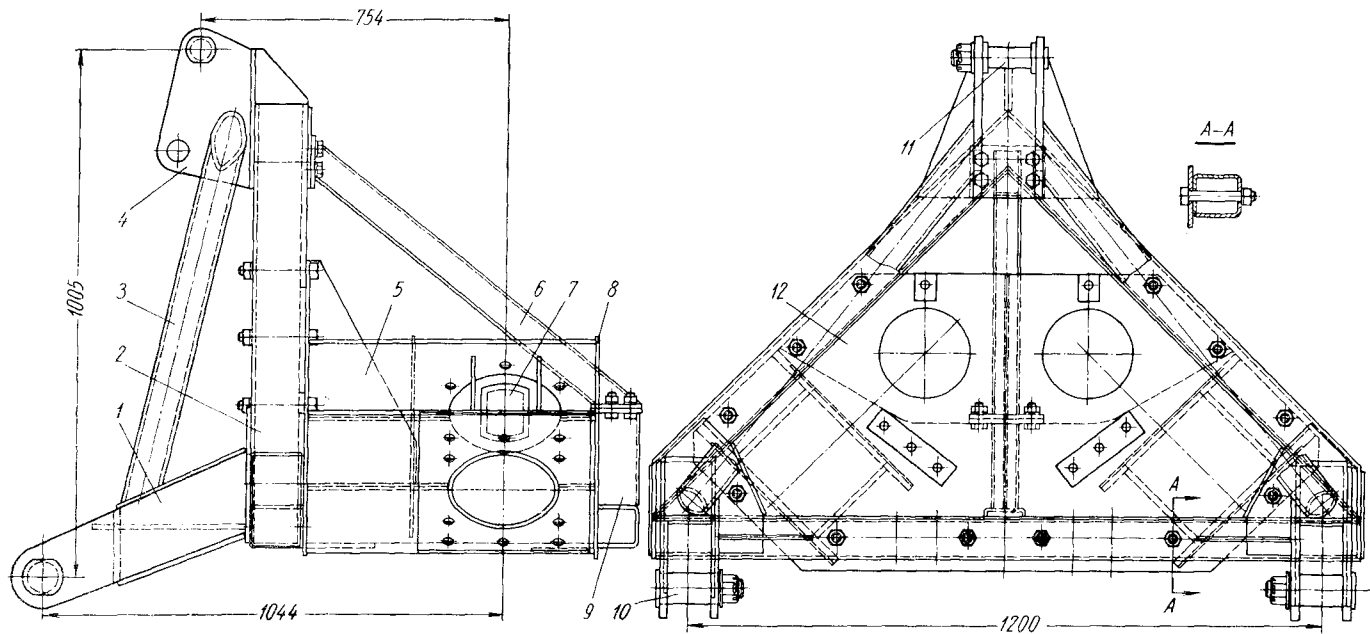


Рис. 17. Рама каналокопателя КФН-1200:

1 — проушина; 2 — каркас; 3 — подкос; 4 — верхняя проушина; 5 — задняя рама; 6 — балка; 7 — крышка; 8 — задняя стенка;
 9 — коробка; 10, 11 — пальцы; 12 — передняя стенка

Рама сварена из толстых листов и корытного проката, нижние и верхние V-образные плоскости, кроме того, соединены между собой трубами.

Двухотвальный клин (рис. 18) сварной конструкции из листовой стали предназначен для разделения на две равные части сечения грунта, вырезаемого фрезами, и для обрушения этого грунта на фрезы. Кроме этого, клин своим нижним носком разрабатывает грунт на глубину 150 мм ниже фрез и служит зачистным кожухом, предохраняющим открытый канал от попадания в него грунта. Клин подвержен сжатию со стороны грунта и изгибу от горизонтальных составляющих реакций грунта, действующих на носок клина, на его нож и клиновые поверхности.

Для придания клину жесткости внутренняя часть его оснащена ребрами и переборками, соединяющими клиновые поверхности между собой. Изгибающий момент через два кронштейна 4 клина и болты передается на раму.

Основными частями двухотвального клина служат носок 12, нож 2, отвалы 1, защитные щитки 8, кронштейн 4, верхняя стенка 10; угол клина равен 55° . Нож клина снизу вверх наклонен вперед по ходу движения на 40° . Наружные кромки щитков 8 клина при рабочем положении параллельны откосам канала.

Фрезы 12 и 19 (см. рис. 15) предназначены для вырезания щелей в грунте и для разбрасывания обрушенного и вырезанного грунта за пределы канала, а также для перерезания пней и древесины, находящихся в грунте. Фрезы представляют собой диски диаметром 2500 мм, имеющие по шесть лопаток с наружной и внутренней стороны. Наружные лопатки оснащены режущими ножами.

Фрезы подвергаются действию ударных нагрузок, периодически возникающих при встрече лопаток с обрушающимся грунтом и при встрече ножей с камнями и погребенной древесиной; истиранию при вращении в грунте и от трения грунта при движении его вдоль лопаток, а также освому и радиальному давлению со стороны грунта при колебаниях рабочего органа в вертикальной плоскости. Основными частями фрезы являются диск конический передний, диск конический внутренний, ступица, лопатки, ножи. Все детали фрез, кроме ступицы и ножей, выполнены из листовой стали Ст.3.

Карданная передача 15 (см. рис. 15), выполненная двойной с телескопическим валом, служит для передачи крутящего момента от вала ходоуменьшителя к раздаточной коробке, расположенных один относительно другого в рабочем положении под углом $12-22^\circ$, а в транспортном — под углом $30-40^\circ$. При этом расстоянии между ходоуменьшителем и коробкой изменяется от 835 до 1155 мм.

Основные части карданной передачи: два простых карданных шарнира, вал с паружными шлицами, вал с внутренними

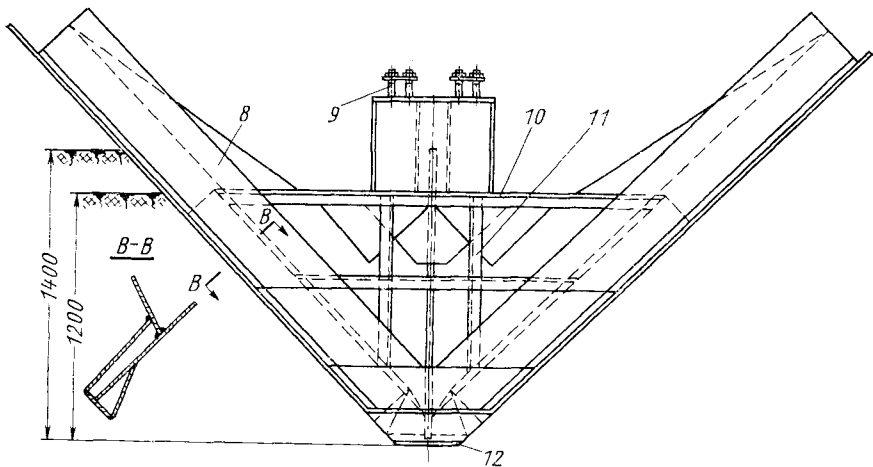


Рис. 18. Двухотвальный клин

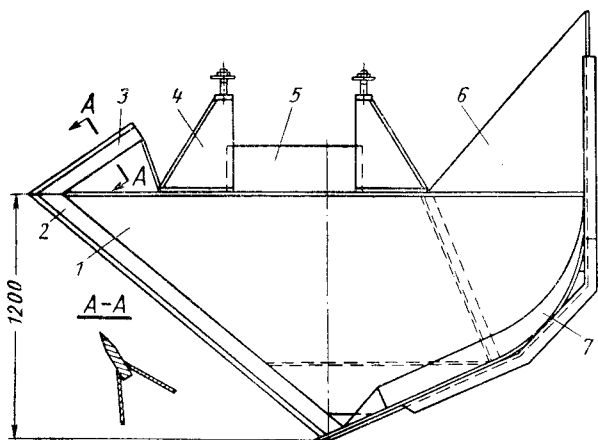
1 — отвал; 2, 3 — ножи; 4 — кронштейн; 5 — лист; 6 — ребро; 7 — обечайка; 8 — защитный

шлицами, уплотнение шлицевого соединения валов. Вилки карданных шарниров усиленные, специальные, изготавливаются на Мозырском заводе мелиоративных машин; крестовины в сборе с игольчатыми подшипниками заимствованы от карданных шарниров автомобиля МАЗ. Вал с наружными шлицами входит в полый вал с внутренними шлицами, который приварен к передней вилке карданного шарнира, соединенного с раздаточной коробкой. Шлицевое соединение валов уплотнено войлочным кольцом, герметичность которого регулируется обечайкой.

Карданная передача сбалансирована, на скользящей вилке, шлицевом и полом валах выбиты стрелки. При демонтаже и монтаже положения стрелок должны совпадать.

Максимальный допустимый угол перегиба кардана от горизонта, при котором допускается включение вала отбора мощности и кратковременная работа при заглублении рабочего органа, равен 25° . Рабочий угол перегиба кардана составляет $12-15^\circ$.

Карданная передача подвержена скручиванию, осевому сжатию — растяжению (при изменении глубины копания), а шлицевое соединение телескопического вала — истиранию. Ввиду того, что рабочий орган может изменять свое положение относительно трактора, меняются и углы карданных шарниров. Эти углы могут быть не равны один другому, поэтому вал раздаточной коробки может вращаться неравномерно. Для устранения такого явления следует соблюдать правильность установки (горизонтальность) рабочего органа. При наличии механизма заданного уклона это условие обеспечивается автоматически.



каналокопателя КФН-1200:

щиток; 9 — болт, 10 — верхняя стенка, 11 — уголок; 12 — носок

Раздаточная коробка (рис. 19) предназначена для передачи и увеличения крутящего момента, воспринимаемого от карданной передачи и распределяемого на два конических редуктора. Коробка имеет четыре вала: первичный 1, промежуточный 5, вал привода левого конического редуктора 13 и вал привода правого конического редуктора 15. Вал 1 через карданную передачу соединен с валом ходоуменьшителя, вал 13 соединен с муфтой 7 (см. рис. 15) левого конического редуктора, а вал 15 (рис. 19) — с муфтой правого редуктора. На шлицевом выходном конце вала 1 имеется выточка для пальца, стопорящего вилку кардана. Выходные концы валов 13 и 15 оснащены только шлицами. Все выходные концы валов имеют одинарные манжетные уплотнения.

На валу 1 укреплен шестерня 9, находящаяся в постоянном зацеплении с большим колесом блок-шестерни 8 промежуточного вала. Малое колесо этой блок-шестерни находится в постоянном зацеплении с шестернями 11 и 14 валов 13 и 15.

Все валы посажены на роликовые подшипники. Шестерни унифицированы с шестернями коробки передач трактора Т-100.

Корпус коробки отлит из стали и крепится к раме болтами и центрируется штифтами. На корпусе имеется заливная горловина, закрытая пробкой, сапун, контрольная пробка уровня масла и сливная пробка 10.

Для осмотра и регулировочных работ в корпусе коробки предусмотрен сверху люк, закрываемый крышкой.

Соединительная муфта 7 (см. рис. 15) является промежуточным соединением между раздаточной коробкой и коническим редуктором и предназначена для передачи крутящего момента

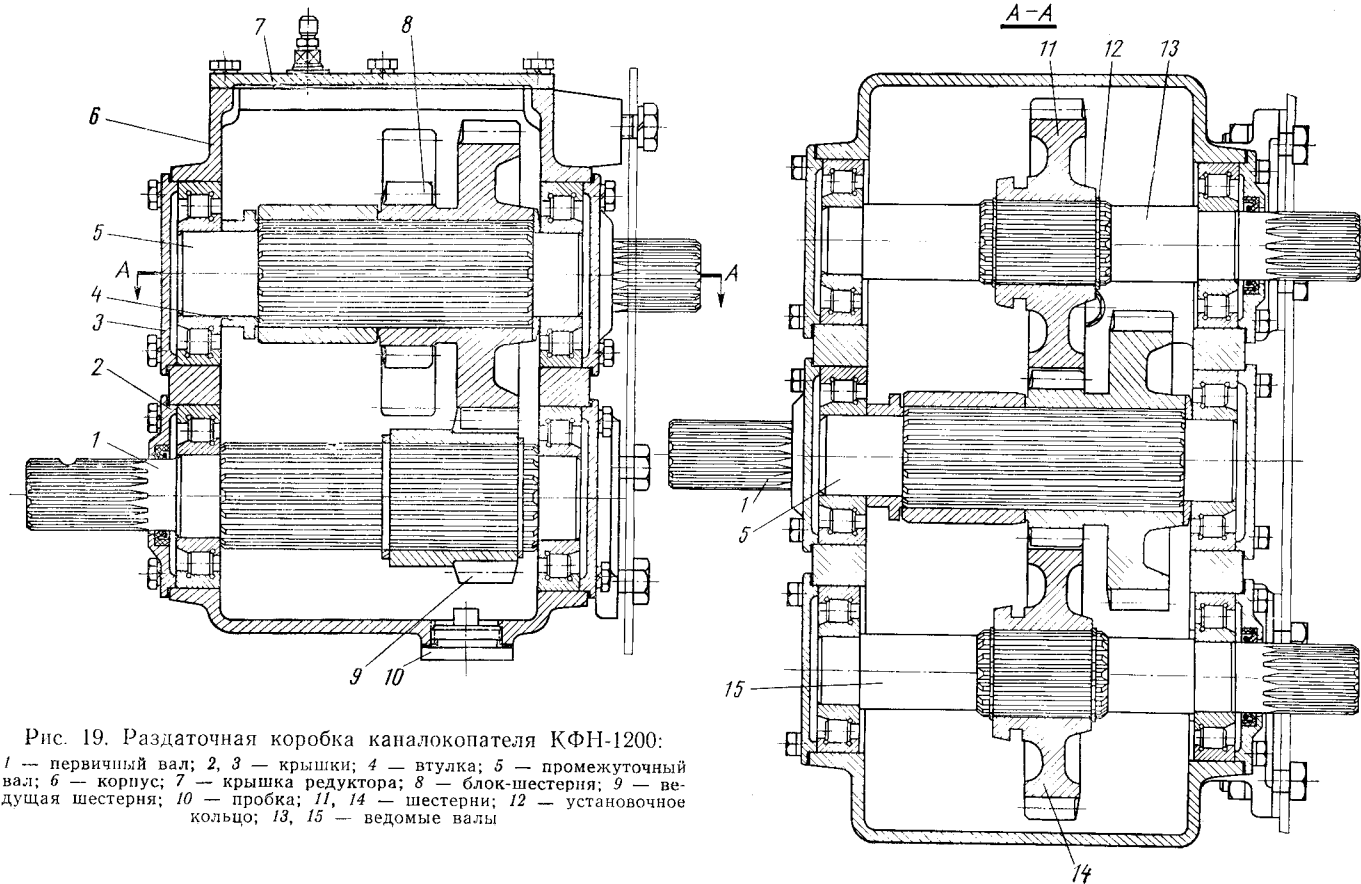


Рис. 19. Раздаточная коробка каналокопателя КФН-1200:

1 — первичный вал; 2, 3 — крышки; 4 — втулка; 5 — промежуточный вал; 6 — корпус; 7 — крышка редуктора; 8 — блок-шестерня; 9 — ведущая шестерня; 10 — пробка; 11, 14 — шестерни; 12 — установочное кольцо; 13, 15 — ведомые валы

между валами указанных узлов, геометрические оси которых смещены на незначительные углы. Муфта эластичная одинарная, втулочно-пальцевая. Основными частями ее являются диск с пальцами, обойма и резиновые элементы.

Конический редуктор (рис. 20) служит для увеличения и передачи крутящего момента к фрезам через планетарный редуктор. Крепится он к раме болтами. Шлицевой втулкой 22 редуктор соединяется с торсионом планетарного редуктора, а шлицевым концом вала 5 — с муфтами 7 (см. рис. 15) и через них с раздаточной коробкой.

Конический редуктор состоит из корпуса 1 (рис. 20), пары конических шестерен 2 и 19 и предохранительной муфты, состоящей из корпуса 8, диска 17, втулки 10, внутренних 9 и наружных 18 дисков.

На корпусе редуктора имеется заливная пробка с сапуном, сливная и контрольная пробки уровня масла, а также люк для осмотра и регулировки зацепления шестерен редуктора, закрываемый крышкой.

Предохраняет трансмиссию от поломок при встрече фрезы с препятствиями предохранительная многодисковая муфта.

Верхний вал 5 редуктора через шлицевую втулку 10 связан с внутренними дисками 9. В свою очередь, последние за счет трения скольжения, обеспечиваемого усилием пружины 15, передают вращение наружным дискам 18, связанным шлицами с корпусом муфты 8. Вращение корпуса муфты передается валу 20 через полый вал 4, конические шестерни 2 и 19 и далее посредством шлицевой муфты через планетарный редуктор на фрезы.

При встрече фрез с препятствием, создающим сопротивление, превышающее максимально допустимое, диски 9 и 18 проскальзывают. Корпус муфты 8 прекращает вращение. Для предупреждения перегрева муфта снабжена трещеткой, подающей звуковой сигнал оператору, который останавливает машину. Необходимый крутящий момент муфты обеспечивается регулировкой пружины 15 с помощью гайки 13.

Левый конический редуктор отличается от правого расположением конической шестерни 2 и втулки 6.

Планетарный редуктор (рис. 21) предназначен для увеличения крутящего момента и передачи его к фрезе, для передачи реактивного момента от вращения фрез на раму, для восприятия вертикальных, горизонтальных и осевых сил, действующих на фрезу, и для передачи их на раму 13 (см. рис. 15). Кроме этого, корпус планетарного редуктора несет на себе рыхлители, которые участвуют в разработке грунта, и является опорой фрезы.

Основные части планетарного редуктора: труба 4, ступица 5 в сборе с коронной шестерней 20 и крышкой 12, водило 10 в сборе с сателлитами 17, торсион 1 в сборе с солнечной шестерней 14, подшипники и уплотнения. Основным несущим элементом

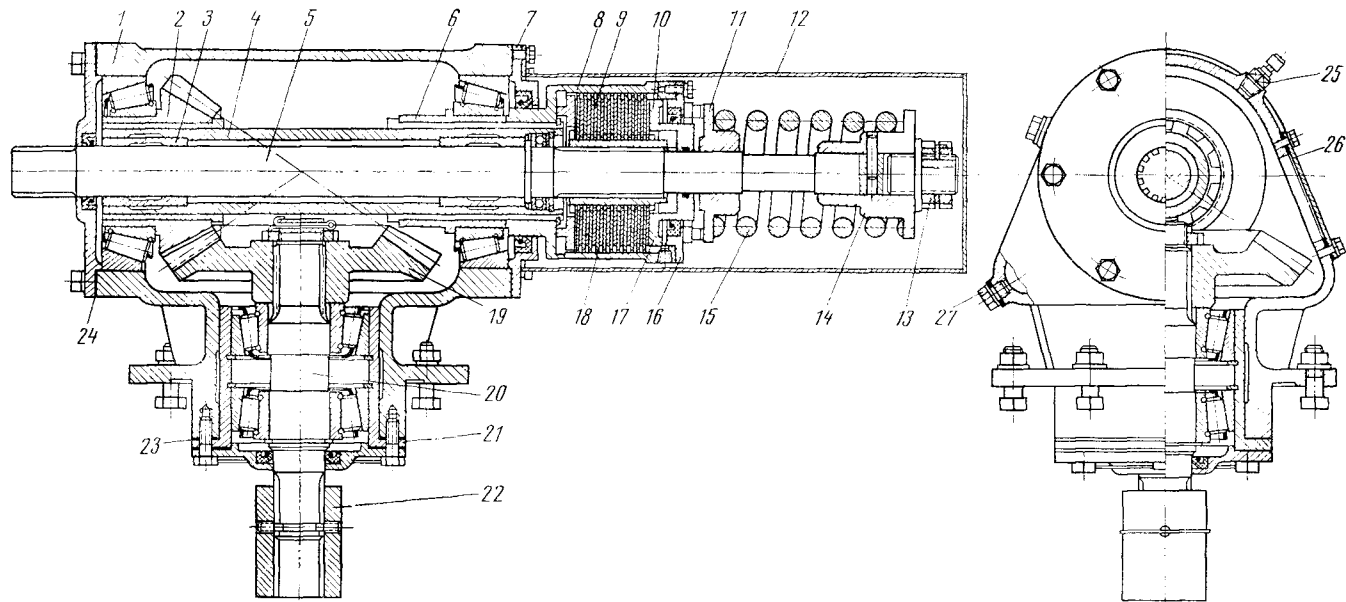


Рис. 20. Конический редуктор каналокопателя КФН-1200:

1 — корпус; 2, 19 — шестерни; 3, 6, 10, 22 — втулки; 4 — полый вал; 5, 20 — валы; 7, 16 — крышки; 8 — корпус муфты; 9 — внутренний диск; 11 — диск трещетки; 12 — кожух; 13 — регулировочная гайка; 14 — фланец; 15 — пружина; 17 — прижимной диск; 18 — наружный диск; 21 — стакан; 23, 24 — прокладки

является труба 4. К ступице 5 болтами крепятся фрезы. К раме планетарный редуктор присоединяется фланцем трубы 4 с помощью центрального бурта и шести болтов.

В нагрузочном отношении планетарный редуктор представляет собой консольную балку, жестко заделанную в раму и нагруженную реактивным моментом, изгибающими моментами и осевой силой, величина и направление которых могут изменяться.

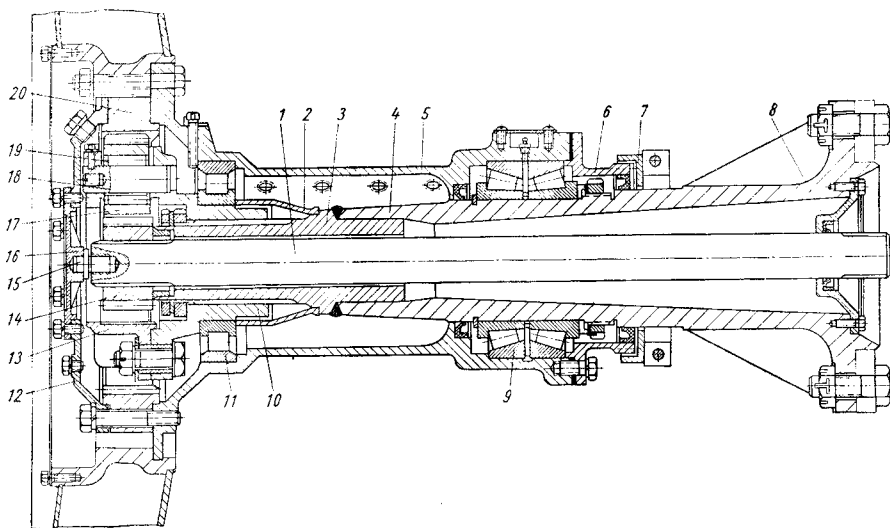


Рис. 21. Планетарный редуктор каналокопателя КФН-1200:

1 — торсион; 2 — распорная втулка; 3 — наконечник трубы; 4 — труба; 5 — ступица. 6, 8 — крышки; 7 — защитный кожух; 9 — подшипник; 10 — водило; 11 — роликовый подшипник; 12 — крышка большая; 13 — чашка наружная; 14 — солнечная шестерня; 15 — сухарь упорный торсона; 16 — крышка малая; 17 — сателлит; 18 — ось сателлита; 19 — игольчатый подшипник; 20 — шестерня коронная ведомая

Крутящий момент от редуктора конического через шлицевую втулку передается на торсион 1 и солнечную шестерню 14. Последняя находится в постоянном зацеплении с тремя сателлитами 17, вращающимися на неподвижных осях 18, которые посредством чашек 13 и водила 10 соединены с трубой 4. Вокруг сателлитов обкатывается коронная шестерня 20, жестко связанная со ступицей 5 двенадцатью болтами. Ступица 5 вращается на подшипниках 9 и 11, на ней предусмотрено место для крепления рыхлителей 10 (см. рис. 15). Для защиты сдвоенного конического подшипника 9 от попадания влаги и грязи установлены манжетные уплотнения и защитный кожух 7. Смазка подшипника 9 производится через масленку. Отработанная смазка удаляется через специальное резьбовое отверстие.

Зубчатая передача планетарного редуктора унифицирована с конической передачей автомобиля МАЗ-500. Смазка зубчатой

передачи осуществляется заливкой масла в корпус через горловину в крышке 12.

Рыхлители 10 (см. рис. 15) представляют собой сварную конструкцию из листовой стали с ребрами жесткости. Предназначены они для обрушения подрезанного фрезами грунта. Рыхлители крепятся шестью болтами к ступице 5 планетарного редуктора (см. рис. 21).

Установка ходоуменьшителя (рис. 22) включает ходоуменьшитель 9, механизм блокировки 4, тяги 5, 6, рычаги 7, 8, вал 13, торсион 10 с соединительными муфтами 11.

Ходоуменьшитель (рис. 23) служит для передачи крутящего момента от двигателя на фрезы и для получения «ползучих» поступательных скоростей трактора при работе каналокопателя. Он монтируется на привалочной плоскости корпуса заднего моста трактора при помощи пяти шпилек и фиксирующего штифта. Ходоуменьшитель получает вращение от первичного вала коробки передач трактора, и через вал 13 (см. рис. 22), верхний вал 2 (см. рис. 23), систему шестерен, нижний вал 17, торсион 10 (см. рис. 22) вращение передается на промежуточный вал коробки передач трактора.

Верхний вал выполнен разрезным из двух частей 2 и 8 (рис. 23) для возможности отключения вала 8, являющегося валом отбора мощности. Включение его производится муфтой 5 с помощью рукоятки механизма блокировки 2 (см. рис. 22).

Ходоуменьшитель имеет два диапазона поступательных скоростей. Включение каждого из них и отключение ходоуменьшителя осуществляется рукояткой механизма блокировки посредством муфты 14 (см. рис. 23).

Масляная ванна ходоуменьшителя сообщается с масляной ванной конической передачи заднего моста трактора.

Ходоуменьшитель оборудован смотровым люком, закрываемым крышкой.

Одновременное включение одного из диапазонов ходоуменьшителя и реверса трактора исключается блокировочным устройством 4 (см. рис. 22). Блокировочное устройство работает так. При повороте рукоятки 2 включения хода машины через ходоуменьшитель в любую сторону одновременно поворачивается валик 20 с сухарем 19, который занимает положение II и запирает ползун 17. Ползун, в свою очередь, связан с валиком рычага I реверса трактора через валик 27, тягу 25 и рычаг 26. В таком положении ползун не имеет возможности передвигаться по направляющим, в связи с чем валик и рычаг реверса трактора не могут поворачиваться. Таким образом, при включении диапазонов ходоуменьшителя реверс трактора блокируется.

При включении рычага реверса трактора в одно из положений соединенный с ними ползун 17 передвигается и занимает положения III и IV. Сухарь 19 входит в паз ползуна и блокирует

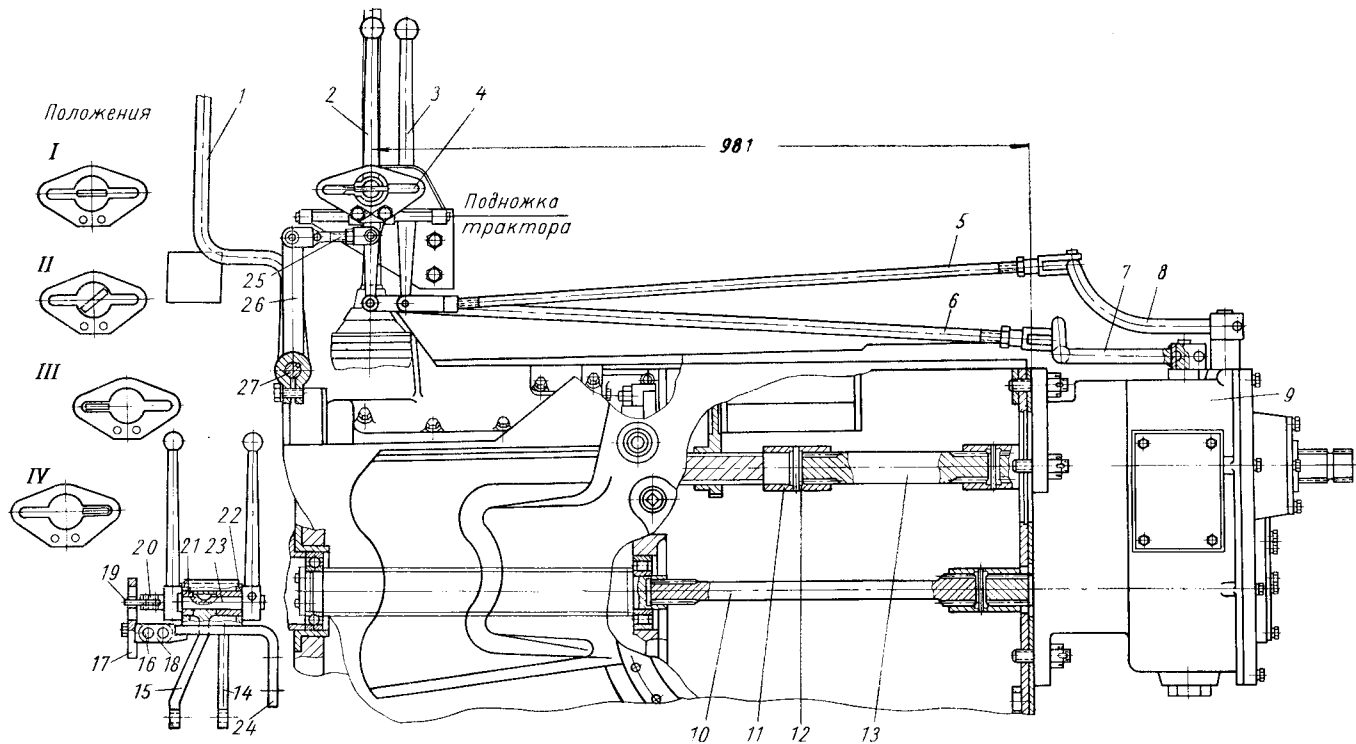


Рис. 22. Установка ходоуменьшителя к трактору Т-100 МБГС каналокопателя КФН-1200:

1 — рычаг реверса; 2 — рукоятка включения хода машины; 3 — рукоятка включения вала отбора мощности; 4 — механизм блокировки; 5, 6 — тяги; 7, 8, 14, 15 — рычаги; 9 — ходоуменьшитель; 10 — торсион; 11 — муфта; 12 — фиксатор; 13 — вал; 16 — валик; 17 — ползун; 18 — бобышка; 19 — сухарь; 20 — валик; 21, 22 — втулки; 23 — палец; 24 — кронштейн; 25 — тяга реверса; 26 — рычаг; 27 — валик реверса

связанный с ним валик 20. В таком положении рукоятка включения диапазонов ходоуменьшителя, посаженная на шпонке на валик 20, не имеет возможности поворачиваться, т. е. включение ходоуменьшителя блокируется.

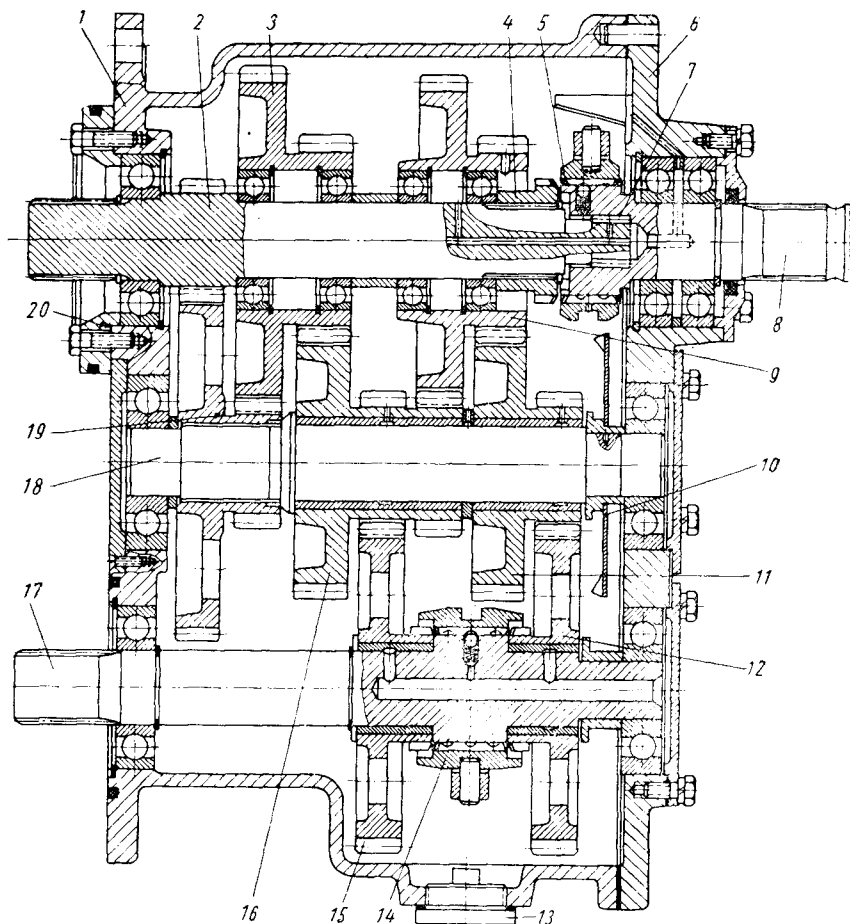


Рис. 23. Ходоуменьшитель к трактору Т-100МБГС КФН-1200:

1 — корпус; 2 — вал шестерни; 3 — блок шестерни; 4 — шлицевой стакан; 5, 14 — соединительные муфты; 6 — фланец; 7 — игольчатый подшипник; 8 — вал отбора мощности; 9, 11 — блок-шестерни; 10 — маслоразбрызгиватель; 12, 15 — шестерни; 13 — сливная пробка; 16, 19 — блок-шестерни; 17 — нижний вал; 18 — промежуточный вал; 20 — крышка

Гидросистема 21 (см. рис. 15) служит для управления рабочим органом машины (управление гидроцилиндром поворота и гидроцилиндром навески трактора). Гидросистема машины включает гидросистему трактора Т-100 МБГС и дополнительно два

шланга с переходниками и накидными гайками, соединяющими цилиндр поворота с гидросистемой трактора. Гидроцилиндр поворота 4 устанавливается вместо средней тяги механизма навески и предназначен для придания рабочему органу положения, соответствующего рабочему, а также для поворота рабочего органа при переводе в транспортное положение.

Крышкой гидроцилиндр крепится к навеске трактора. Цапфа штока крепится к верхней проушине рамы 13 посредством сферы, дающей возможность поворота в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. В процессе работы гидроцилиндр разворота изменяет свою длину от 985 до 1585 мм. Управление гидроцилиндром осуществляется из кабины трактора рукояткой гидрораспределителя.

Фиксирующее устройство 5 (см. рис. 15) предусмотрено для фиксации рабочего органа в транспортном положении с целью обеспечения безопасности движения и разгрузки гидроцилиндров навески трактора. Оно состоит из двух цепей, которые закрепляются на пальцах рамы каналокопателя и стопорятся чекой. В рабочем положении цепи освобождаются.

При переезде на незначительные расстояния, при заезде и выезде с места работы и т. п. фиксирующим устройством можно не пользоваться.

Установка противовеса (см. рис. 15) включает раму 2 сварной конструкции и четыре противовеса 1, отлитых из серого чугуна. Противовес предназначен для создания равномерного удельного давления на опорные поверхности гусениц. Кронштейны 32 закреплены в передней части к лонжеронам трактора шестью болтами, а к ним шарнирно крепится на пальцах 30 рама 2. Кронштейн 31 рамы 2 шарнирно соединяется с крюком трактора пальцем 33.

Уширитель башмаков гусеницы (рис. 24) предназначен для увеличения проходимости каналокопателя по неосушенным болотам. Основные части уширителя: соединительная вилка 1 с ребрами жесткости, опорная лыжа 3 и соединительные болты 2.

Уширители с помощью болтов присоединяются консолю к наружной кромке гусеничных башмаков трактора. Иногда уширитель приваривают к башмакам. Опорная площадь одного уширителя 650 см², вес около 7,2 кг. Опорная плоскость уширителя выполнена наклонной подобно носку лыжи. Это позволяет не перерезать дерновой покров при погружении гусениц и облегчает повороты машины.

Органы управления каналокопателем (рис. 25) расположены в кабине трактора и состоят из механизмов управления трактора и механизмов управления навесным оборудованием.

Управление гусеничным ходом трактора осуществляется в зависимости от скорости и направления хода рычагом 8 переключения передач коробки передач, рукояткой 2 включения ходоумень-

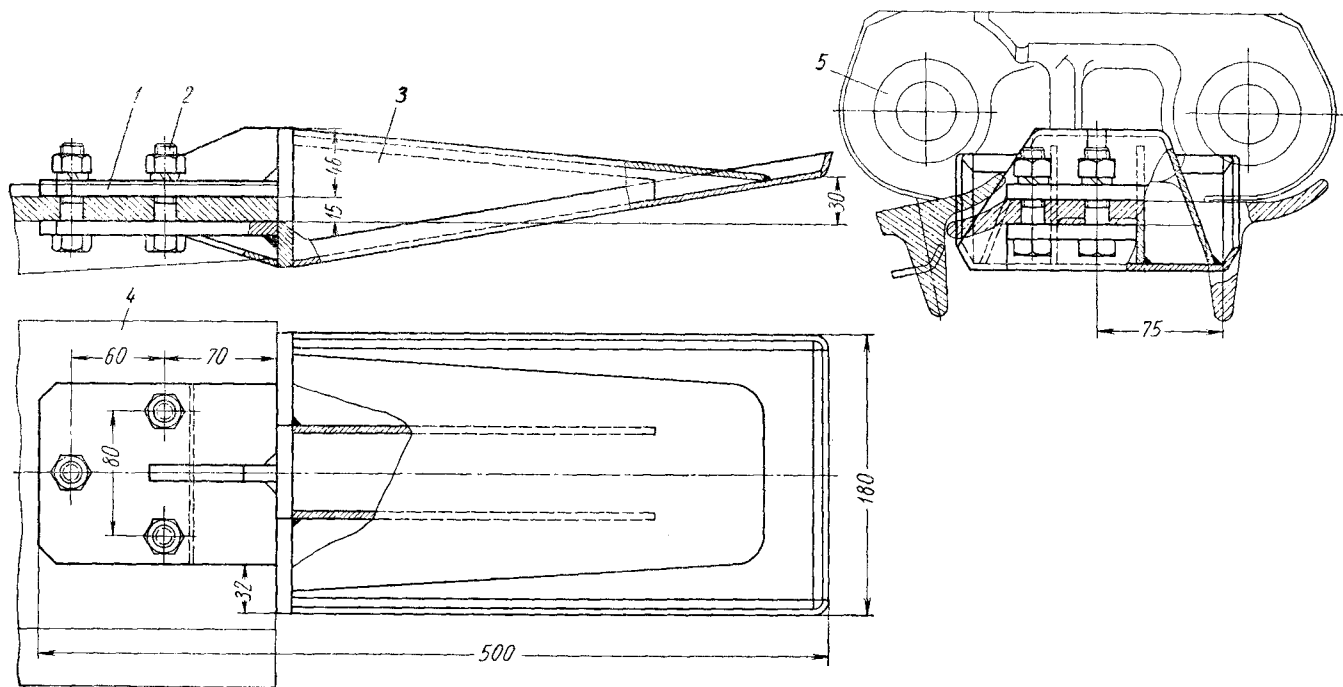


Рис. 24. Уширитель башмаков гусеницы трактора Т-100МБ:

1 -- вилка; 2 -- соединительные болты; 3 -- опорная лыжа; 4 -- башмак звена гусеницы; 5 -- звено гусеницы

шителя пониженных передач и рычагов 9 — реверса коробки передач, заблокированного с рукояткой 2 включения ходоуменьшителя.

Переключая рычаг 8 и рукоятку 2, получают восемь рабочих скоростей каналокопателя. Среднее положение рукоятки 2 нейтральное, положение вперед — включен первый диапазон скоростей, назад — второй диапазон. Переключение рычага 8, рукоятки 2 и 1 производится при выключенной муфте сцепления.

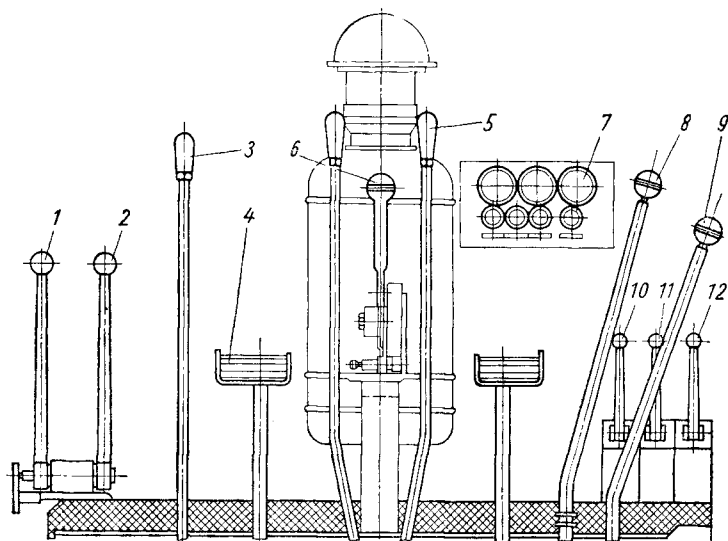


Рис. 25. Органы управления каналокопателем КФН-1200:

1 — рукоятка включения вала отбора мощности; 2 — рукоятка включения ходоуменьшителя; 3 — рычаг муфты сцепления; 4 — педаль тормоза; 5 — рычаги управления поворотом трактора; 6 — рычаг подачи топлива; 7 — щиток приборов; 8 — рычаг переключения передач; 9 — рычаг реверса; 10 — рукоятка гидрораспределителя управления цилиндром навески трактора; 11 — рукоятка гидрораспределителя (резерв); 12 — рукоятка гидрораспределителя управления гидроцилиндром разворота

Повороты трактора осуществляются рычагами 5, связанными с бортфрикционными заднего моста, и с помощью педалей 4, связанных с тормозами.

Рукоятка 1 при положении «Вперед» включает вал отбора мощности, при положении «Назад» выключает вал отбора мощности.

Торможение трактора на спусках производится нажатием на педали 4. Механизм привода гидронасосов связан с коленчатым валом двигателя и не имеет дистанционного механизма управления. Трехзолотниковый гидрораспределитель расположен в кабине трактора. Для управления каналокопателем используются два золотника распределителя, третий золотник — резервный.

Рукоятки 10 и 12 золотников имеют четыре положения: подъем, опускание, плавающее и нейтральное. Поворотом рукоятки 10 производится управление гидроцилиндров навески трактора, а поворотом рукоятки 12 — управление гидроцилиндром разворота рабочего органа каналокопателя. Регулирование оборотов двигателя трактора осуществляется рычагом 6 подачи топлива.

По результатам государственных испытаний проведена модернизация каналокопателя КФН-1200. Изменена конструкция планетарного редуктора (см. рис. 94). Частично изменено соединение раздаточного редуктора с коническими. В модернизированном виде машина имеет индекс КФН-1200 А.

Экскаватор-каналокопатель Д-583 (рис. 26) — самоходная машина, предназначенная для устройства за один проход осушительных каналов глубиной до 2 м с заложением откосов 1 : 1 и 1 : 1,5 в торфяных грунтах влажностью до 87% и в торфо-минеральных грунтах с наличием погребенной разложившейся древесины и мелких камней в поперечнике до 150 мм.

Экскаватор-каналокопатель Д-583 является машиной с дизель-электрическим приводом. Механизмы машины делятся на следующие основные группы: силовая установка, шасси гусеничное с силовой передачей, рабочее оборудование и вспомогательное оборудование. Расположение основных механизмов и их взаимосвязь показаны на рис. 26, 27. В табл. 13 приведены параметры шестерен силовой передачи.

Таблица 13

Характеристика силовой передачи экскаватора-каналокопателя Д-583

Редукторы генератора и насосов			Конический и дополнительный редукторы			Гусеничный ход			Привод рабочего органа		
Обозначение шестерни или звездочек	z	m	Обозначение шестерни или звездочек	z	m	Обозначение шестерни или звездочек	z	m	Обозначение шестерни или звездочек	z	m
A ₂	55	5	B ₂	26	6	L ₂	61	6	P ₂	38	8
A ₃	50	5	B ₃	16	6	L ₃	18	8	P ₃	25	8
A ₄	26	5	B ₄	47	6	L ₄	45	8	P ₄	34	8
A ₅	26	5	B ₅	24	5	L ₅	17	10	P ₅	19	8
A ₆	26	5	B ₆	63	5	L ₆	48	10	P ₆	40	8
—	—	—	B ₇	69	5	L ₇	15	14	P ₇	74	6,75
—	—	—	B ₈	18	5	L ₈	42	14	P ₈	16	6,75
—	—	—	—	—	—	L ₉	9	300*	P ₉	29	6,75

* Шаг ведущей звездочки.

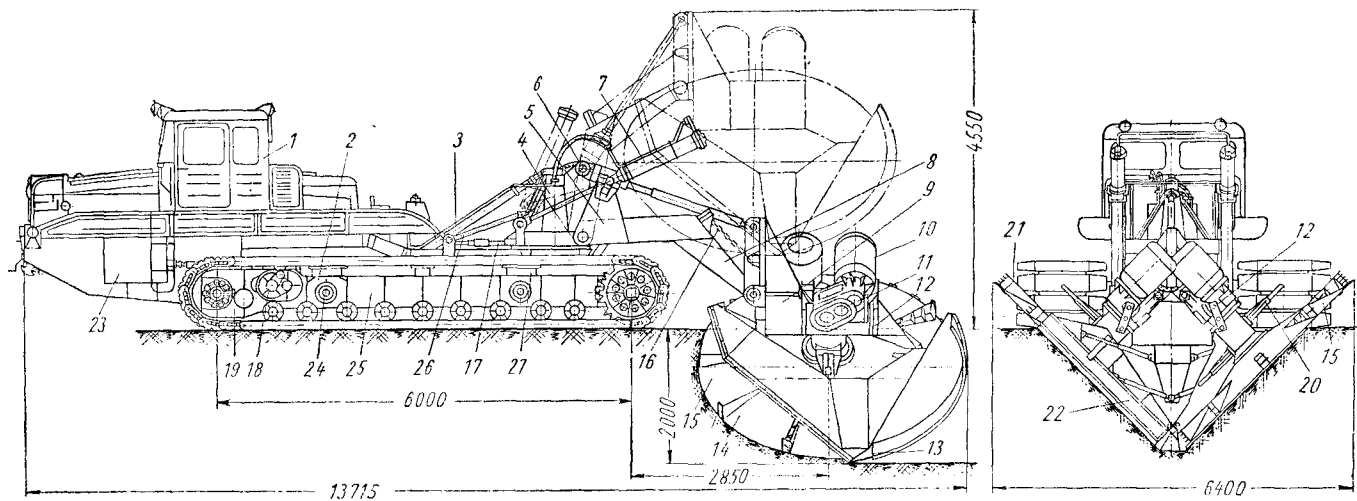


Рис. 26. Экскаватор-каналоукладчик Д-583:

1 — кабина; 2 — гусеничное шасси; 3 — поддерживающие растяжки; 4 — поворотная рама навески; 5 — механизм навески; 6 — гидроцилиндр поворота рабочего органа; 7 — гидроцилиндр подъема рабочего органа; 8 — балка навески; 9 — рама рабочего органа; 10 — электродвигатель; 11 — редуктор; 12 — рама установки фрез; 13 — лемех; 14 — отвал; 15 — фреза правая; 16 — подвеска; 17 — гидроцилиндр упора; 18 — ходоуменьшитель; 19 — редуктор бортовой; 20 — рыхлитель; 21 — фреза левая; 22 — уширитель отвала; 23 — защитный кожух; 24 — упоры (болты); 25 — рама тележки; 26 — транспортные тэги; 27 — площадки, поддерживающие гусеницу

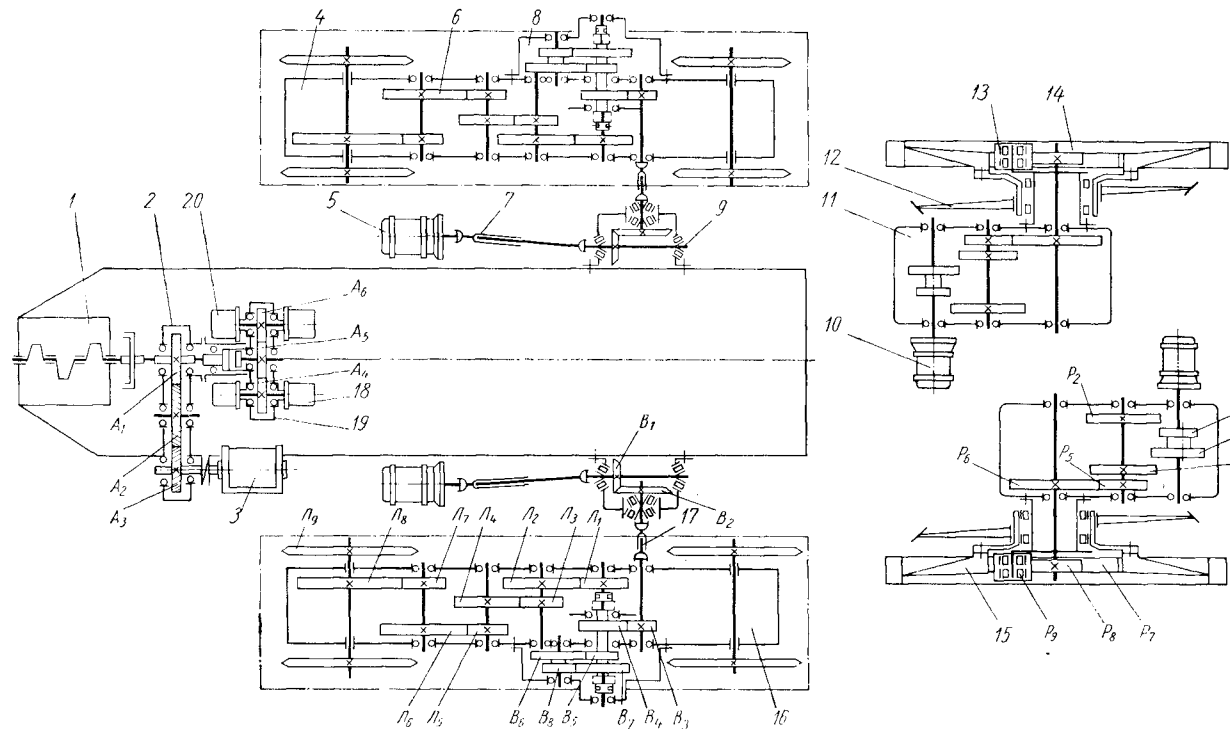


Рис. 27. Кинематическая схема силовой передачи экскаватора-каналокопателя Д-583:

1 — двигатель; 2 — редуктор; 3 — генератор; 4 — гусеничный ход левый; 5 — электродвигатель А0-83-8/6/4; 6 — бортовой редуктор гусеничного хода; 7 — карданная передача; 8 — ходоуменьшитель; 9 — конический редуктор; 10 — электродвигатель А02-92-6; 11 — коробка передач; 12 — рычаг; 13 — планетарный редуктор; 14 — левая фреза; 15 — правая фреза; 16 — правый гусеничный ход; 17 — карданный вал; 18 — насос НШ-10; 19 — редуктор насосов; 20 — насос НШ-46

Силовая установка состоит из дизельного поршневого двигателя 1 марки В-30Б с системой обогрева, охлаждения, смазки, пуска и другими системами, а также центробежной фрикционной муфты, раздаточного редуктора 2 (рис. 27), редуктора привода насосов 18 и синхронного генератора 3 типа МС 128-4 мощностью 200 квт. Силовая установка является электростанцией и предназначена для обеспечения электроэнергией двигателей привода хода и рабочих органов каналокопателя. Кроме этого, силовая установка используется как источник механической энергии для привода гидронасосов и других вспомогательных агрегатов.

Двигатель 1 (см. рис. 30) мощностью 300 л. с. со всеми своими системами установлен в передней части машины. Сверху и сбоку двигатель закрыт капотом 2 и кабиной 3, заимствованными от трактора ДЭТ-250. Топливные баки 6 размещены за кабиной, как и на тракторе ДЭТ-250. Запуск двигателя производится электронерционным стартером типа ИС-9, расположенным на картере двигателя в передней части. Для зарядки аккумуляторных батарей системы электрооборудования имеется генератор Т-74. Напряжение генератора $27 \pm 1,5$ в поддерживается постоянным с помощью реле-регулятора.

Аккумуляторная батарея состоит из двух аккумуляторов типа 6СТМ-128, соединенных последовательно и установленных в ящике под левым сиденьем в кабине. Аккумуляторная батарея питает инерционный стартер (при запуске двигателя — дизеля), схему управления и все контрольно-измерительные приборы и осветительное оборудование.

Запуск двигателя осуществляется нажатием пусковой кнопки. При этом включается питание электродвигателя стартера, вращающего маховик. Вместе с маховиком через редуктор получает вращение пусковой храповик. Когда число оборотов маховика становится равным 1200—1400 в минуту, он соединяется через пусковой храповик с храповиком коленчатого вала. При этом кинетическая энергия маховика расходуется на разгон коленчатого вала двигателя до требуемого числа оборотов. После запуска двигателя храповик стартера отключается от храповика коленчатого вала.

Предусмотрен также ручной аварийный запуск двигателя: маховик с пусковым храповиком может быть раскручен до нужных оборотов вручную; вручную же включается пусковой храповик.

Центробежная фрикционная муфта (рис. 28) расположена за двигателем и предназначена для автоматического отключения привода силового генератора 3 (см. рис. 27) при запуске двигателя и при работе его на малых оборотах. Муфта автоматически соединяет коленчатый вал двигателя с валом раздаточного редуктора (а через него с генератором) при числе оборотов коленчатого вала, равном 300—400 в минуту. При меньших оборотах и

при остановленном двигателе центробежная муфта разъединяет коленчатый вал с валом раздаточного редуктора, а значит, и с генератором. При возрастании числа оборотов коленчатого вала двигателя момент центробежных сил грузов 11 (рис. 28) становится больше момента сил пружин 13, вследствие чего плечо

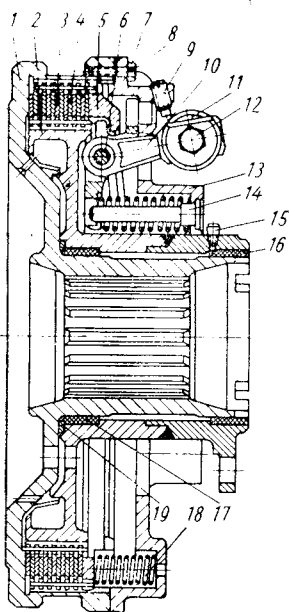


Рис. 28. Центробежная фрикционная муфта экскаватора-каналокопателя Д-583:

1 — ведущий барабан; 2 — ведомый барабан; 3 — ведущий диск трения; 4 — ведомый диск трения; 5 — нажимной диск; 6 — ось рычага; 7 — крышка; 8 — болт; 9 — винт упора; 10 — трехплечий рычаг; 11 — груз; 12 — болт; 13 — выключающая пружина; 14 — палец; 15 — масленка; 16, 17 — текстолитовые втулки; 18 — включающая пружина; 19 — кольцо

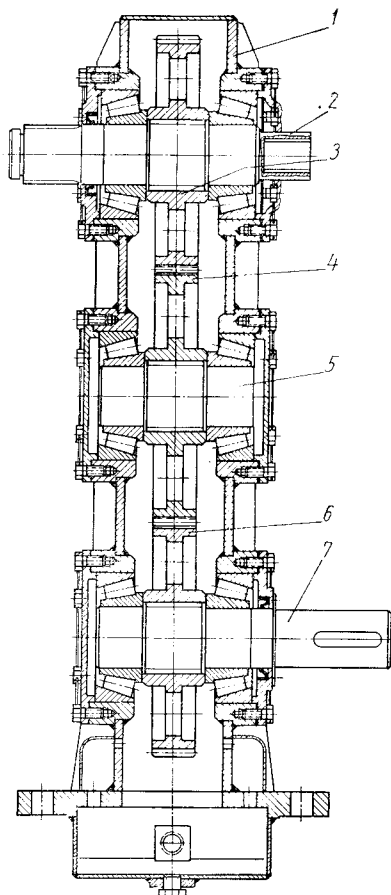


Рис. 29. Редуктор привода генератора экскаватора-каналокопателя Д-583:

1 — корпус; 2 — первичный вал; 3, 4, 6 — шестерни; 5 — промежуточный вал; 7 — ведомый вал

рычага 10 отходит от диска 5 и центробежная муфта начинает работать как фрикционная муфта, на диски которой действует только пружина 18.

С раздаточным редуктором центробежная муфта соединена коротким валом, оснащенным цепной муфтой 19 (см. рис. 30).

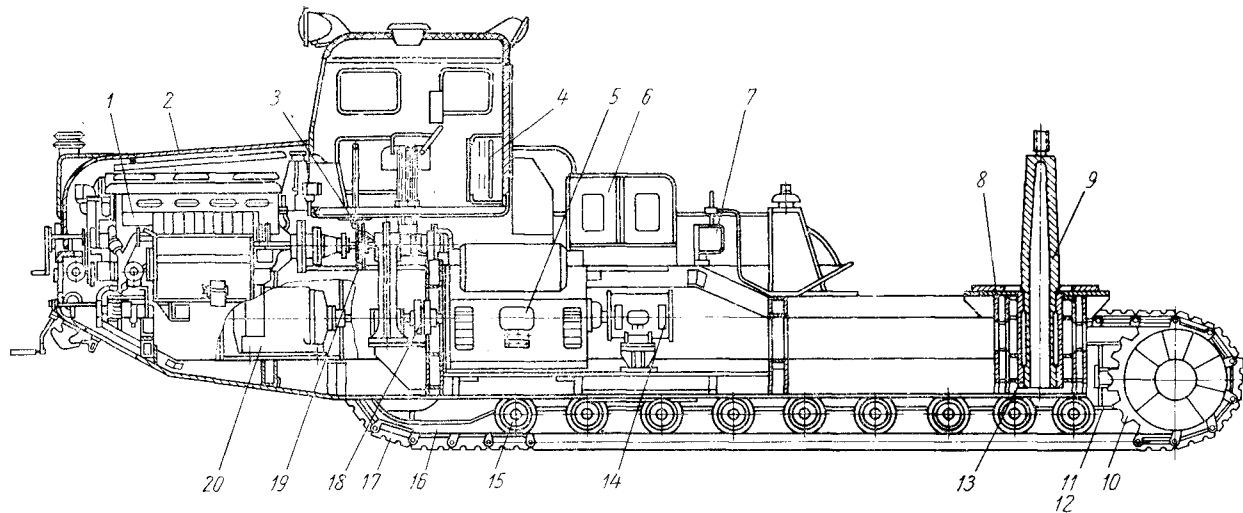


Рис. 30. Шасси экскаватора-каналоукладчика Д-583:

1 — установка дизеля; 2 — капот; 3 — кабина; 4 — электрооборудование; 5 — установка генератора; 6 — топливные баки; 7 — гидросистема; 8 — основная рама шасси; 9 — шкворень; 10 — направляющая звездочка; 11, 12 — левая и правая ходовые тележки; 13 — гнездо шкворня; 14 — возбуждатель генератора; 15 — опорный каток; 16 — ведущая звездочка; 17 — гусеница; 18 — втулочно-пальцевая муфта; 19 — цепная муфта; 20 — электродвигатель привода хода

Раздаточный редуктор (рис. 29) предназначен для передачи крутящего момента к силовому генератору, ось которого расположена на 545,4 мм ниже оси двигателя В-30Б, и для передачи крутящего момента редуктору гидронасосов. Редуктор имеет три вала: первичный 2 (он же вал привода редуктора гидронасосов), промежуточный 5 и вторичный вал 7 привода силового генератора МС 128-4.

Первичный вал смонтирован на подшипниках, размещенных в гнездах корпуса. Передний шлицевой конец первичного вала предназначен для крепления цепной полумуфты. Задний конец имеет внутренние эвольвентные шлицы для соединения с валом привода редуктора гидронасосов. Уплотнение первичного вала осуществляется манжетами. На промежуточный вал 5 посажена на шлицах шестерня 4. Вал 7 имеет выходной задний конец со шпоночным пазом для установки втулочно-пальцевой муфты 18 (см. рис. 30), вторая часть которой сидит на валу генератора. В средней части вторичного вала имеются шлицы для посадки шестерни 6 (см. рис. 29). Уплотнение выходного конца вала манжетное. Смазочное масло заливается в корпус редуктора через заливную пробку, размещенную сверху на корпусе редуктора. Шестерни редуктора цилиндрические с косым зубом.

Редуктор вытянут во вертикали примерно на 1000 мм. Размещен он в закрытом отсеке. Смазка его быстроходных шестерен принудительная циркуляционная с использованием специального масляного насоса и радиатора. В нижней части корпуса имеется сливная пробка, сбоку — контрольная.

Синхронный силовой генератор 3 (см. рис. 27 и позицию 5 на рис. 30) влагозащитного исполнения марки МС-128-4 предназначен для преобразования механической энергии, получаемой от двигателя, в электрическую. Мощность генератора 200 кВт при напряжении 220—380 в. Вход в отсек для обслуживания генератора находится со стороны топливных баков позади кабины. Закрывается вход откидным щитом.

Гусеничное шасси (рис. 30) с силовой передачей предназначено для крепления всех механизмов и частей каналокопателя. силовая передача шасси предназначена для привода гусеничных движителей. Гусеничное шасси включает ходовые тележки 11, 12; основную раму 8, являющуюся остовом машины; силовые передачи правого и левого борта; механизмы и аппаратуру управления каналокопателем.

Каждая из двух ходовых тележек 11 и 12 состоит из рамы 25 (см. рис. 26) с корпусом бортового редуктора 19 привода ведущих звездочек и из гусеничного движителя. Рама ходовой тележки представляет собой массивную сварную балку с поперечными ребрами жесткости. К передней части рамы приваривается корпус бортового редуктора. К заднему концу рамы присоединяется сдвоенная направляющая звездочка гусеницы и ее регулировоч-

но-натяжные винты. Сверху на раме предусмотрены площадки 27, играющие роль поддерживающих катков.

Рама тележки имеет два отверстия диаметром 200 мм, в которые входят цапфы основной рамы — остова. Цапфы закрепляются в отверстиях упорными шайбами и специальными болтами 24.

Гусеничный движитель состоит из гусеницы 17 (рис. 30), звенья которой заимствованы от экскаватора ТЭМП-2М (ширина трака 1500 мм, шаг 300 мм), девяти жестких опорных катков 15 сдвоенного типа с ребордами, а также сдвоенных ведущих и направляющих звездочек. Длина опорной поверхности гусениц 6000 мм.

Силовая передача правого и левого гусеничного движителя включает электродвигатель, карданную передачу от вала электродвигателя к коническому редуктору, конический редуктор, карданный вал от конического редуктора к бортовому редуктору привода ведущих звездочек и бортовой редуктор с ходоуменьшителем.

Тяговые электродвигатели 5 установлены в передней части основной рамы на специальных площадках. Один двигатель расположен с правой стороны рамы, другой — с левой. Двигатели защищены сверху и сбоку специальными кожухами 23 (см. рис. 26). Электродвигатели трехскоростные, асинхронные типа АО-83-8/6/4 ($n = 720/970/1450$ об/мин, $N = 14/18/20$ квт). От электродвигателя вращение передается через карданную передачу к коническому редуктору.

Карданная передача 7 (см. рис. 27) от вала электродвигателя к коническому редуктору расположена вдоль основной рамы и заимствована без изменений от автомобиля ГАЗ-51. Карданный вал 17, передающий вращение от конического редуктора к бортовому, состоит из деталей кардана автомобиля ГАЗ-51. Его длина 390 мм.

Конический редуктор 9 смонтирован в сварном корпусе и состоит из одной пары конических шестерен с единичным передаточным отношением. Для понижения величины рабочих скоростей предусмотрена установка сменных шестерен с передаточным отношением 1,36.

Бортовой редуктор (рис. 31) предназначен для увеличения крутящего момента двигателя и передачи его на ведущие звездочки гусениц. Редуктор имеет пять пар шестерен, передаточное отношение $i = 196,75$. Корпус бортового редуктора приваривается к переднему концу рамы тележки 25 (см. рис. 26).

Редуктор имеет семь валов: первичный вал 3, четыре промежуточных вала 9, 11, 14 и 27, вал 7 ходоуменьшителя и вторичный вал 15. Первичный вал 3 имеет один конец, выходящий за пределы корпуса редуктора. Этот конец несет на себе фланец для соединения с карданной передачей и уплотняется манжетой. Про-

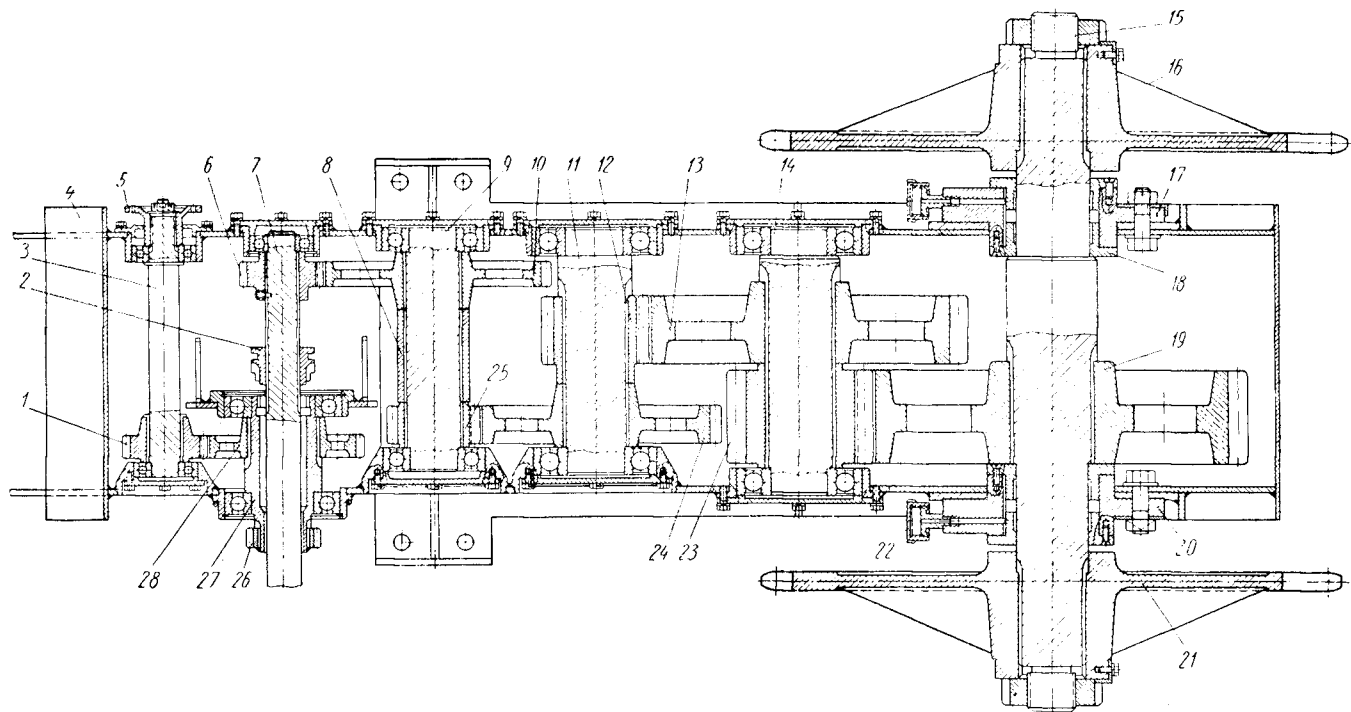


Рис. 31. Бортовой редуктор экскаватора-каналокопателя Д-583:

1, 12, 23, 25 — ведущие шестерни; 2 — муфта; 3 — первичный вал; 4 — корпус правого редуктора; 5 — фланец; 6, 28 — шестерни; 7 — вал ходоуменьшителя; 8 — втулка; 9, 11, 14, 27 — валы; 10, 13, 24, 28 — ведомые шестерни; 15 — вторичный вал; 16, 21 — звездочки; 17 — корпус; 18 — втулка; 19 — большая шестерня; 20 — правый фланец; 22 — маслянка; 26 — шестерня ходоуменьшителя

межвальный вал 27 полый. Внутри него проходит вал ходоуменьшителя. Вал 27 также имеет один конец, выходящий за пределы корпуса редуктора, но этот конец не уплотняется, так как он входит внутрь корпуса ходоуменьшителя. На выходном конце вала 27 посажена шестерня 26 привода ходоуменьшителя. На другом конце его имеются внутренние шлицы, предназначенные для соединения с муфтой 2, которая включается, если надо обеспечить движение машины на транспортных скоростях. На валу 27 посажена шестерня 28, находящаяся в постоянном зацеплении с шестерней 1 первичного вала. Все валы бортового редуктора, кроме вала 15, сидят на шарикоподшипниках. Промежуточные валы 9, 11 и 14 несут на себе по две шестерни.

Вторичный вал 15 посажен на подшипники скольжения и имеет два шлицевых конца, выходящих из корпуса редуктора. На них посажены ведущие звездочки 16 гусениц. От осевого смещения звездочки стопорятся на валу гайками и шайбами. Подшипники скольжения крепятся к корпусу редуктора болтами и состоят из корпуса 17 и втулок 18. Смазка опорных поверхностей вала 15 осуществляется с помощью масленок 22 через сверления в корпусе 17.

Корпус бортового редуктора сварной, поперечное сечение его представляет собой четырехугольник. Сверху корпуса предусмотрено отверстие, размеры которого соответствуют периметру поперечного сечения. Отверстие закрыто съемной крышкой. В боковую наружную стенку корпуса смонтирована спускная пробка. Детали редуктора смазывают разбрызгиванием масла, залитого в корпус.

На наружных стенках бортовых редукторов, вверху, смонтированы ходоуменьшители с передаточным отношением $i = 10$, предназначенные для получения рабочих скоростей движения каналокопателя.

Ходоуменьшитель (рис. 32) является составной частью бортового редуктора, так как вал 7 (см. рис. 31) у них общий: одна опора этого вала находится в корпусе бортового редуктора, другая — в корпусе ходоуменьшителя. Помимо общего вала, который в ходоуменьшителе является вторичным, имеется первичный вал 8 (рис. 32). На этом валу сидит шестерня 6, постоянно соединенная с ведущей шестерней бортового редуктора, и шестерня 7, находящаяся в постоянном зацеплении с колесом 3. Последнее свободно сидит на двух шарикоподшипниках, укрепленных на вторичном валу ходоуменьшителя. Ступица колеса 3 оснащена шлицами для соединения с полумуфтой 2, имеющей внутренние и наружные шлицы. Полумуфта может передвигаться по шлицам вторичного вала с помощью вилки 9. При этом она либо входит в зацепление с колесом 3, включая рабочий диапазон скоростей машины, либо выходит из зацепления с ним, отключая ходоуменьшитель.

Корпус ходоуменьшителя литой разъемный. Разъем выполнен в плоскости, перпендикулярной к осям валов ходоуменьшителя. Отверстия под подшипники первичного вала закрыты глухими крышками.

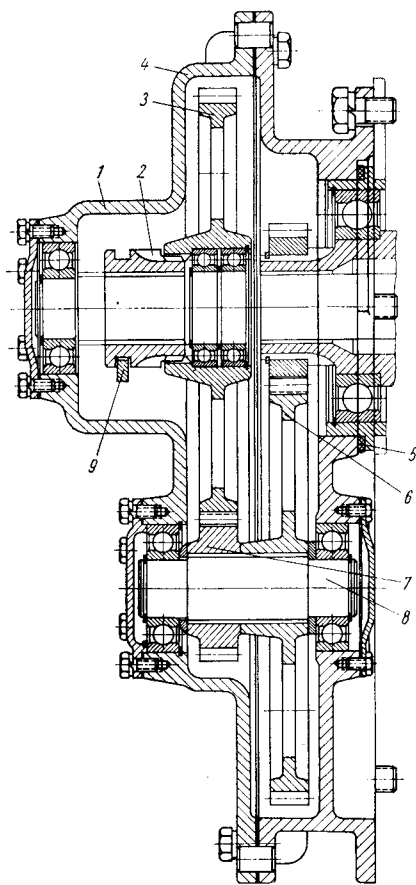


Рис. 32. Ходоуменьшитель экскаватора-каналокопателя Д-583:

- 1 — крышка корпуса; 2 — полумуфта; 3 — зубчатое колесо; 4 — корпус; 5 — резиновое кольцо; 6 — ведомая шестерня; 7 — шестерня; 8 — вал; 9 — вилка

Между корпусом и крышками поставлены уплотнительные прокладки. Такую же конструкцию имеет наружное посадочное место вторичного вала. Место сопряжения корпусов ходоуменьшителя и бортового редуктора уплотнено резиновым кольцом 5. Смазка осуществляется разбрызгиванием. Управление бортовыми редукторами и ходоуменьшителем заблокировано (при включении муфты ходоуменьшителя выключается муфта бортового редуктора) и осуществляется из кабины водителя через систему рычагов и тяг.

Остовом каналокопателя служит основная рама 8 (см. рис. 30). К ней крепятся все основные узлы и механизмы машины. Рама сварной конструкции, в плане имеет П-образную форму: продольные коробчатые балки рамы (лонжероны) в задней части машины сварены с жесткой поперечной балкой, которая оборудована прочным и жестким вертикальным шкворнем 9. Последний служит осью — опорой для поворотной рамы навесного устройства. Гнездо 13 шкворня расположено посередине поперечной балки и связано с ней и с продольными балками рамы жесткости. С целью раз-

грузки шкворня верхняя резьбовая часть шкворня соединяется двумя растяжками с продольными балками рамы. В передней части продольные балки основной рамы дополнительно связаны в четырех местах более легкими поперечными связями — балками. Первые две такие связи — балки используются для крепления опор дизельного двигателя. Третья несет на себе кронштейн

раздаточного редуктора. Между третьей и четвертой балками имеются две продольные связи, к которым крепится своими лапами силовой генератор 5. Эта часть основной рамы образует каркас генераторного отсека. В передней части, с боков и снизу, а в задней части сверху рама закрыта листами. Впереди на наклонной части и в днище под возбуждателем генератора имеются люки для обслуживания агрегатов.

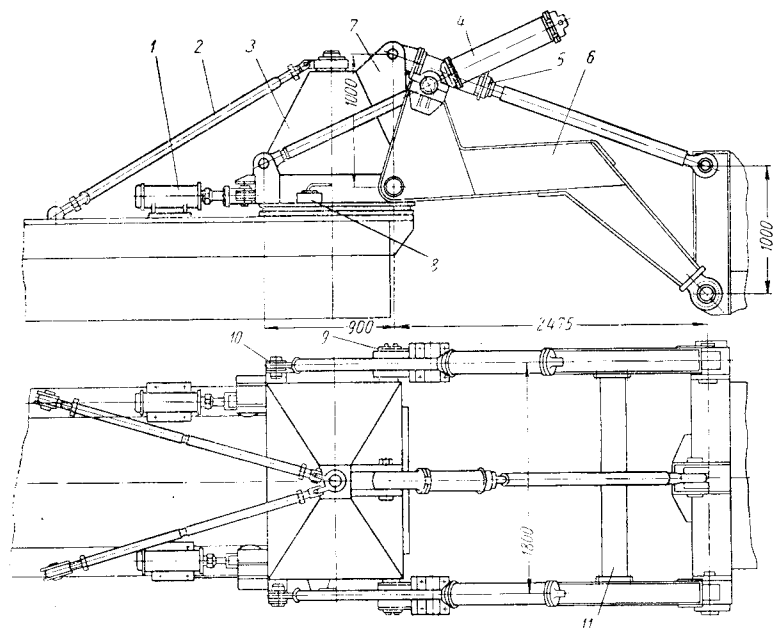


Рис. 33. Механизм навески рабочих органов экскаватора-каналокопателя Д-583:

- 1 — гидропор; 2 — растяжка; 3 — поворотная рама; 4 — гидроцилиндр подъема;
 5 — гидроцилиндр поворота; 6 — подъемная рама; 7 — кронштейн-проушина;
 8 — кронштейн для фиксации поворотной рамы; 9 — цапфа; 10 — проушина;
 11 — поперечина

Для соединения с рамами ходовых тележек основная рама оснащена консольно расположенными цапфами по две с каждой стороны.

Рабочее оборудование каналокопателя состоит из механизма навесной гидравлической системы и рабочего органа.

Навесная гидравлическая система (рис. 33) предназначена для установки рабочего органа в транспортное или рабочее положение и для регулирования глубины отрываемого канала. Навеска задняя. Основными частями навесной гидравлической системы являются навесная система (поворотная рама 3, подъемная рама 6) и гидравлический механизм [гидроцилиндр поворота 5,

гидроцилиндры подъема 4, гидропоры 1, насосы 1 (см. рис. 34), распределитель 2, масляный бак 13, трубопроводы 3].

Навесная система состоит из двух рам, шарнирно соединенных одна с другой. Рама 3 (рис. 33) сидит на шкворне остова шасси и может поворачиваться в плане вокруг его оси в пределах $\pm 10^\circ$ от продольной оси машины. Поворот ограничен гидропорами 1. Рама сварная, имеет форму усеченной пирамиды, основанием которой служит массивный параллелепипед. Правая и левая стороны основания оборудованы проушинами 10 и кон-

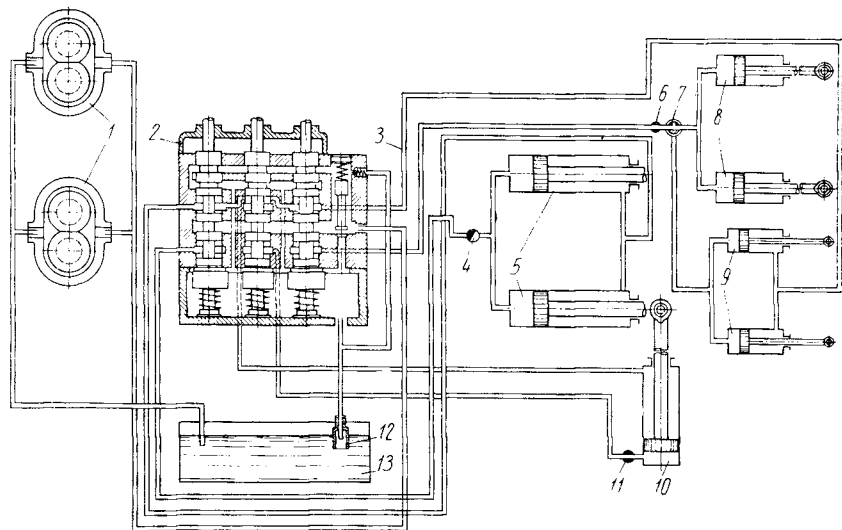


Рис. 34. Схема гидравлического механизма экскаватора-каналокопателя Д-583:

1 - насосы; 2 - трехзолотниковый распределитель; 3 - трубопровод; 4 - замедлительный клапан; 5 - левый и правый цилиндры подъема; 6, 7 - дроссели; 8 - левый и правый цилиндры гидроупоров; 9 - левый и правый цилиндры изменения заложения откосов; 10 - цилиндр поворота рабочего органа; 12 - фильтр масляного бака; 13 - масляный бак

сольно расположенными цапфами 9. Цапфы 9, вваренные в основание, служат для присоединения подъемной рамы 6. Проушины 10, расположенные на расстоянии 900 мм впереди цапф, предназначены для крепления штоков гидроцилиндров 4 подъема и опускания подъемной рамы. Передняя грань пирамиды поворотной рамы оборудована кронштейном — проушиной 7 для крепления гидроцилиндра поворота 5, соединенного штоком с рамой рабочего органа. На нижнем основании поворотной рамы имеются также кронштейны 8 для фиксации рамы в основном (среднем) положении (угол поворота равен нулю).

Подъемная рама 6 сварной коробчатой конструкции состоит из четырех основных частей: продольных левой и правой балок,

поперечины *11* и верхних крышек опор гидроцилиндров. Продольные балки соединяются с поперечной болтами. Поперечина придает жесткость подъемной раме.

Гидравлический механизм (рис. 34) осуществляет привод и управление силовыми гидроцилиндрами подъема и опускания подъемной рамы, гидроцилиндром поворота рабочего органа, гидроупорами и гидроцилиндрами изменения заложения откосов. Работа гидравлического механизма основана на использовании давления масла, нагнетаемого двумя шестеренчатыми насосами типа НШ-46 в силовые гидроцилиндры. Насосы НШ-10 (левого и правого вращения) — резервные на случай установки механизма уклона. Распределение и подача масла к силовым гидроцилиндрам осуществляется трехзолотниковым распределителем 2 типа Р-75, который установлен под кабиной на правом лонжероне основной рамы, а его рукоятки выведены в кабину. Насосы прифланцованы непосредственно к корпусу редуктора привода насосов. Привод насосов включается при помощи рычага из кабины водителя.

Гидроцилиндры 4 (см. рис. 33) служат для изменения положения подъемной рамы в вертикальной плоскости и используются для перевода рабочих органов из транспортного положения в рабочее и обратно, а также для регулирования величины заложения рабочего органа. Гидроцилиндры двухстороннего действия. Диаметр поршня 200 мм, ход 1115 мм. Крышки штоковых полостей гидроцилиндров оснащены цапфами, которые входят в отверстия в продольных балках подъемной рамы 6. Штоки гидроцилиндров присоединяются к проушинам 10 поворотной рамы. В крышках гидроцилиндров имеются демпфирующие устройства для смягчения ударов поршня в его крайних положениях.

Гидроцилиндр поворота 5 служит для установки рабочего органа в горизонтальное положение и для перевода его в крайней верхней точке в транспортное положение. По конструкции поршня и уплотнений цилиндр поворота аналогичен цилиндрам подъема. Длина хода поршня равна 450 мм. Гидроцилиндр имеет удлиненный сварной шток и играет роль верхней тяги параллелограмма навесной системы. Проушина глухой крышки поворотного гидроцилиндра присоединяется к поворотной раме, а проушина штока — к верхней проушине рамы рабочего органа.

Гидроцилиндры — упоры 1 устанавливаются на кронштейны, приваренные к основной раме, и служат для поворота рабочего оборудования относительно шасси. Этот поворот необходим при выполнении канала по радиусу, а также при совмещении продольных осей шасси и рабочего органа после окончания рывья канала по радиусу. Гидроцилиндры — упоры одностороннего действия: масло подается в полость, где нет штока. На концы штоков шарнирно посажены ролики, которые упираются в специальную площадку поворотной рамы. При работе машины на криволиней-

ных участках рабочее оборудование может поворачиваться в пределах 10° в ту и другую сторону. При этом поворотная рама, нажимая площадкой на ролик цилиндра-упора, поворачивается вокруг оси шкворня и «выбирает» весь ход поршня гидроцилиндра.

Рабочий орган (рис. 35) предназначен для выполнения работ по отрывке канала заданного профиля. Рабочий орган состоит из рамы 1, двух наклонных фрез 9 и 14, силовой передачи фрез, отвала 18 и ножевых обрушителей.

Рама рабочего органа выполнена сварной из листов и гнутых профилей, в поперечном сечении имеет форму равнобедренного треугольника. В передней нижней части рамы предусмотрены две проушины 11 с пальцами для соединения с подъемной рамой навесной системы. Вверху, посередине расстояния между двумя нижними проушинами, расположен кронштейн 12 для соединения с гидроцилиндром поворота навесной системы. Низ рамы спереди и сзади оснащен кронштейнами 16 с отверстиями под болты. К этим кронштейнам крепится отвал 18.

Перпендикулярно к боковым плоскостям треугольной рамы в средней ее части приварены по два толстых листа 5, параллельных один другому. Эти листы предназначены для крепления остова силовой передачи фрез. Внутри рамы расположены проушины для крепления гидроцилиндров, осуществляющих изменение наклона фрез. Боковые плоскости рамы в промежутке между листами 5 имеют отверстия для прохода штоков названных гидроцилиндров 6 (рис. 36).

Силовая передача каждой фрезы состоит из электродвигателя 2 (рис. 35) типа АО2-92-6, коробки передач 3, планетарного редуктора 13 и рычажной системы 4. Последняя служит для соединения безрамной конструкции остова силовой передачи с рамой 1 и для осуществления необходимого положения фрез при изменении заложения откосов канала.

Коробка передач (рис. 37) каждой фрезы имеет литой стальной корпус 1 и три вала: первичный 2, промежуточный 7 и вторичный 10.

Первичный вал 2 полый и оснащен внутри шпоночным пазом для соединения с валом приводного электродвигателя. Снаружи вал имеет шлицы, на которых посажена блок-шестерня 3 с двумя зубчатыми венцами. Эта блок-шестерня может передвигаться по валу с помощью вилки и рычага 4. Последний установлен на редукторе.

На промежуточном валу 7 сидят на шлицах три шестерни: 5 — высокой скорости (12,4 м/сек), 9 — низкой скорости (9,4 м/сек) и 6 — увеличения крутящего момента. Вторичный вал 10 также полый. Один конец его выходит за пределы корпуса коробки передач. Этот конец оснащен внутренними шлицами, которыми он соединяется с полуосью планетарного редуктора. Снаружи вторичный вал (внутри корпуса) также имеет шлицы,

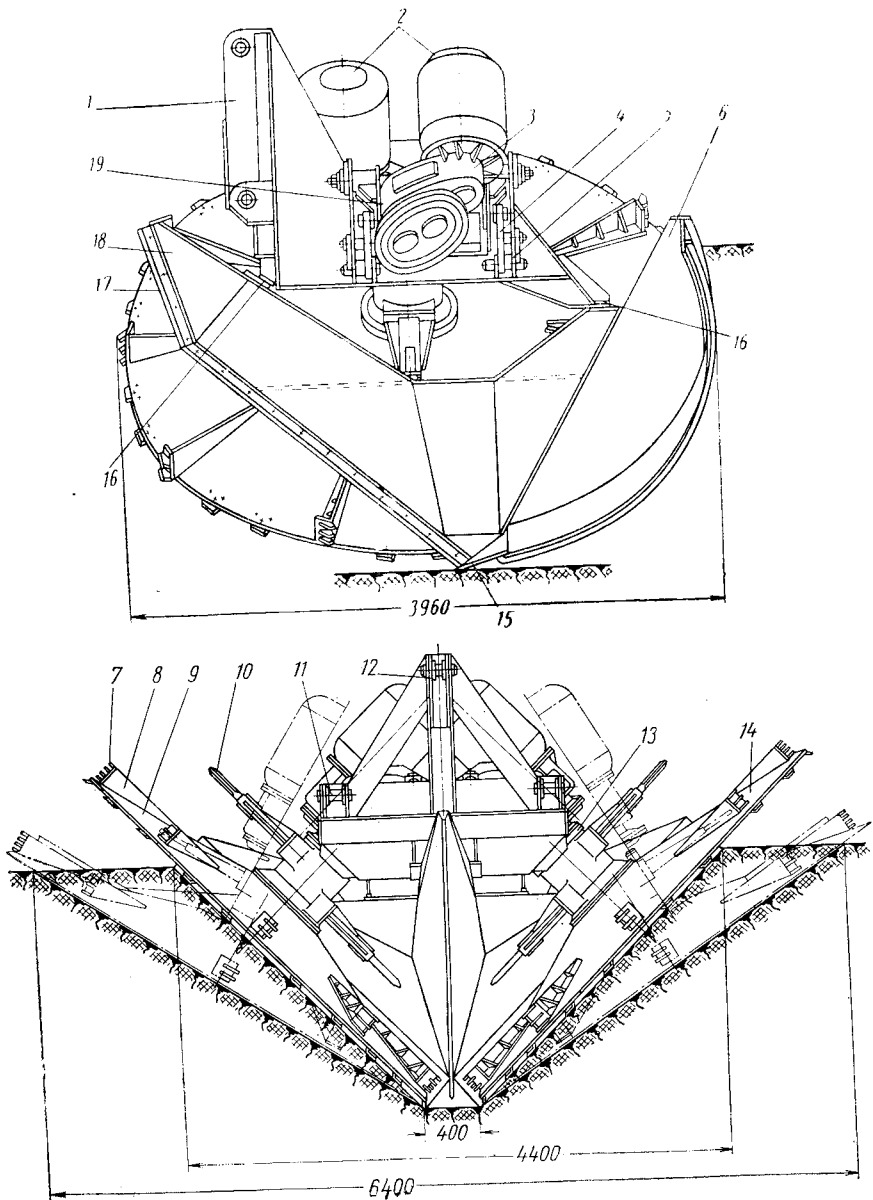


Рис. 35. Рабочий орган экскаватора-каналокопателя Д-583:

1 — рама; 2 — электродвигатели; 3 — коробка передач; 4 — рычажная система; 5 — листы; 6 — лемехи-открылки; 7 — режущий нож; 8 — транспортирующая лопатка; 9 — правая фреза; 10 — рыхлитель (обрушитель); 11 — проушина для присоединения балок механизма навески; 12 — кронштейн для крепления гидроцилиндра поворота; 13 — планетарный редуктор; 14 — левая фреза; 15 — подчистной нож; 16 — кронштейны для крепления отвала; 17 — режущий нож; 18 — отвал; 19 — установка привода фрез

на которых сидит шестерня 8. Выходные концы первичного и вторичного валов уплотнены манжетами. Электродвигатель крепится к фланцу 12 корпуса коробки передач. С противоположной стороны корпус имеет фланец 11 для крепления внутренней трубы — опоры планетарного редуктора. На боковых поверхностях корпуса коробки скоростей обработаны площадки для крепления элементов рычажной системы.

Рычажная система (см. рис. 36) состоит из кронштейнов 3 и 7 с пальцами 17 и 18, рычагов 2, 9 и 14, вращающихся вокруг осей 20, шлицевых шайб 23 с гайками 22 и фиксирующих болтов 15 и 19. Верхние пальцы 16 и 17 входят в фигурные пазы 21,

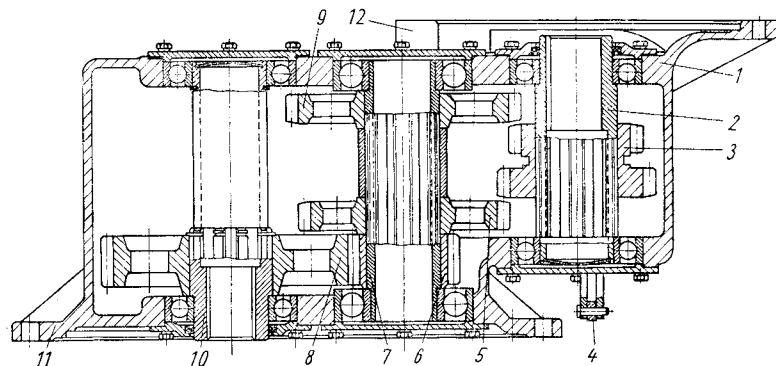


Рис. 37. Коробка передач экскаватора-каналокопателя Д-583:

1 — корпус; 2 — первичный вал; 3 — блок-шестерня; 4 — рычаг включения; 5, 6 — шестерни; 7 — промежуточный вал; 8, 9 — шестерни; 10 — вторичный вал; 11 — фланец корпуса для крепления планетарного редуктора; 12 — фланец корпуса для крепления электродвигателя

сделанные в толстых листах рамы рабочего органа. К нижним пальцам 18 крепятся шарнирно рычаги 2 (9, 14). Когда гидроцилиндры через проушины воздействуют на корпус коробки передач, пальцы 16 и 17 скользят по фигурному пазу 21, а пальцы 18 поворачивают рычаги 2 (9, 14) вокруг осей 20. При этом фрезы могут занимать любое положение, осуществляя заложение откосов от 1 : 1 до 1 : 1,5. Для фиксации и надежного стопорения фрез в заданном положении пальцы 17 оснащены шлицевыми шайбами 23. При затягивании гаек 22 шлицы шайб 23 входят в зацепление с треугольными шлицами накладок фигурного паза 21 и фиксируют фрезы в нужном положении. Кроме этого, фиксируются также рычаги 2 (9, 14) с помощью болтов 19, связывающих эти рычаги с толстыми листами рамы.

Планетарный редуктор (рис. 38) предназначен для увеличения и передачи крутящего момента фрезам и состоит из полуоси 5, солнечной шестерни 4, водила 2 с тремя сателлитами 3, коронной шестерни 6 и опоры 8, служащей также опорой для фрезы 1.

Опора 8, конструкторы называют ее внутренней трубой, составная и полая. Внутри нее запрессована посадочная втулка со шлицами для центрирования и стопорения ступицы коронной шестерни. Снаружи опора имеет посадочные места для двух шарикоподшипников 10, на которых вращается фреза.

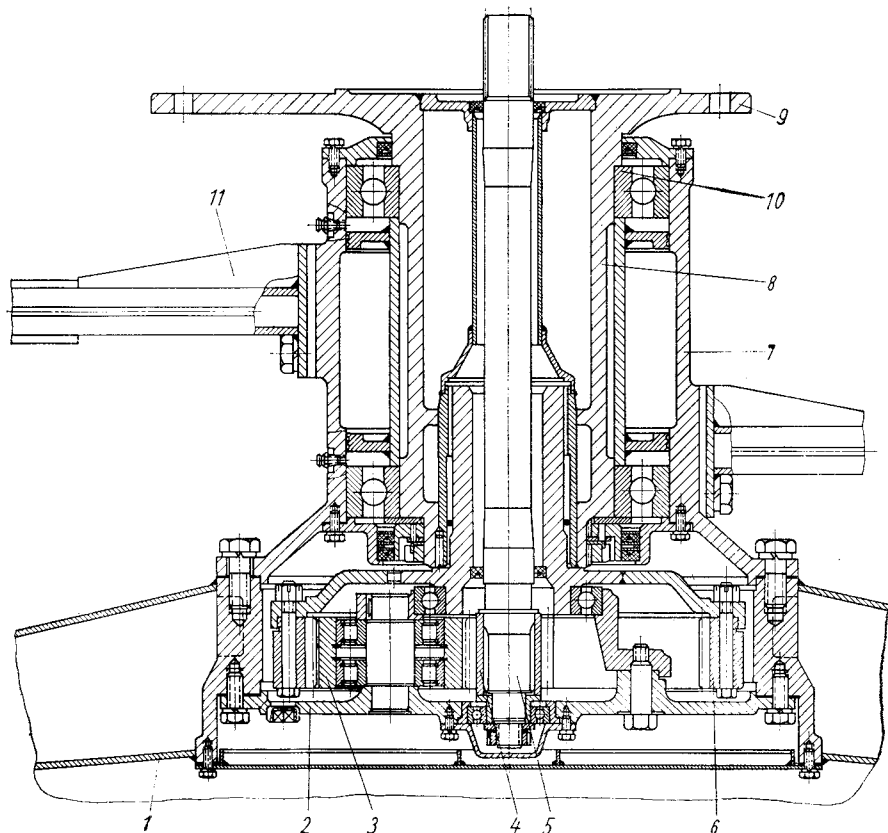


Рис. 38. Планетарный редуктор экскаватора-каналокопателя Д-583:

1 — фреза; 2 — водило; 3 — сателлиты; 4 — солнечная шестерня; 5 — полуось; 6 — коронная шестерня; 7 — наружная труба; 8 — опора; 9 — фланец опоры; 10 — опорные подшипники; 11 — ножи-рыхлители

Первичным валом планетарного редуктора служит полуось 5, вторичным — водило 2. Коронная шестерня неподвижна. Она застопорена при помощи шлицев в опоре 8, которая своим фланцем 9 крепится болтами к корпусу коробки передач. Ступица фрезы 1 в сборе с наружной трубой 7 с помощью болтов и посадочного бурта соединяется с водилом 2 планетарного редуктора. Водило 2, ступица фрезы и наружная труба 7 составляют единое

целое и играют роль вращающегося корпуса планетарного редуктора. От осевых смещений корпус удерживается с одной стороны буртом опоры 8, с другой — шайбой, которая через специальный стакан прижимается к торцу опоры 8 круглой гайкой, как показано на рис. 38. Уплотняется вращающийся корпус с помощью манжет. Таким же способом уплотняется и полуось 5 (в опоре 8 и в ступице коронной шестерни). Детали планетарного редуктора заимствованы от заднего моста автомобиля БелАЗ-525.

Смазка шестерен планетарного редуктора осуществляется разбрызгиванием масла, заливаемого во вращающийся корпус через отверстие в водиле. Это же отверстие является сливным и закрывается пробкой. Опорные подшипники 10 смазываются через масленки. К наружной трубе болтами присоединены под углом 180° один к другому два кронштейна с ножами-рыхлителями 11.

Фрезы 9 и 14 (см. рис. 35) имеют такое же назначение, что и фрезы машины КФН-1200. Каждая фреза состоит из наружных дисков с десятью лопатками 8, на которых укреплены режущие ножи 7, и внутренних дисков с лопатками без ножей. Диски — сварной конструкции из листовой стали толщиной 4 мм. Оба диска привариваются к ступице, как показано на рис. 38, и образуют в поперечном сечении два усеченных конуса, между которыми вварены ребра жесткости. В нижнем основании конусов диски сварены между собой. Диаметр дисков 3820 мм. Фрезы прорезают ножами 7 щели по профилю канала и с помощью лопаток 8 равномерно разбрасывают грунт на обе стороны канала на расстояние до 8 м.

Отвал 18 (см. рис. 35) — двухотвальный — предназначен для разделения массива грунта, расположенного между фрезами, на две части и обрушения этих частей на фрезы. Кроме этого, задние щитки 6 отвала (лемехи-открылки) защищают открытый канал от забрасывания грунтом. Они огибают фрезы сзади на дуге около 150° . В поперечной плоскости щитки могут изменять свое положение при помощи винтовых тяг в соответствии с положением фрез. В заданном положении щитки фиксируются дополнительно стяжными болтами. Передняя часть отвала выполнена в виде клина, вынесенного вперед, и снабжена режущим ножом 17. Снизу отвал имеет подчистной нож 15, который доуглубляет и формирует дно канала.

Ножевые обрушители (рис. 39) предназначены для предварительного разрезания лежащего впереди фрез грунта и обеспечения равномерного обрушения его на фрезы. Обрушители установлены на раме шасси перед фрезами и состоят из П-образной рамы 4 (в плане), пяти черенковых ножей 5, установленных в гнезда рамы и закрепленных пальцами 6, и двух гидроцилиндров 7, присоединенных к проушине 8 рамы шасси при помощи пальцев.

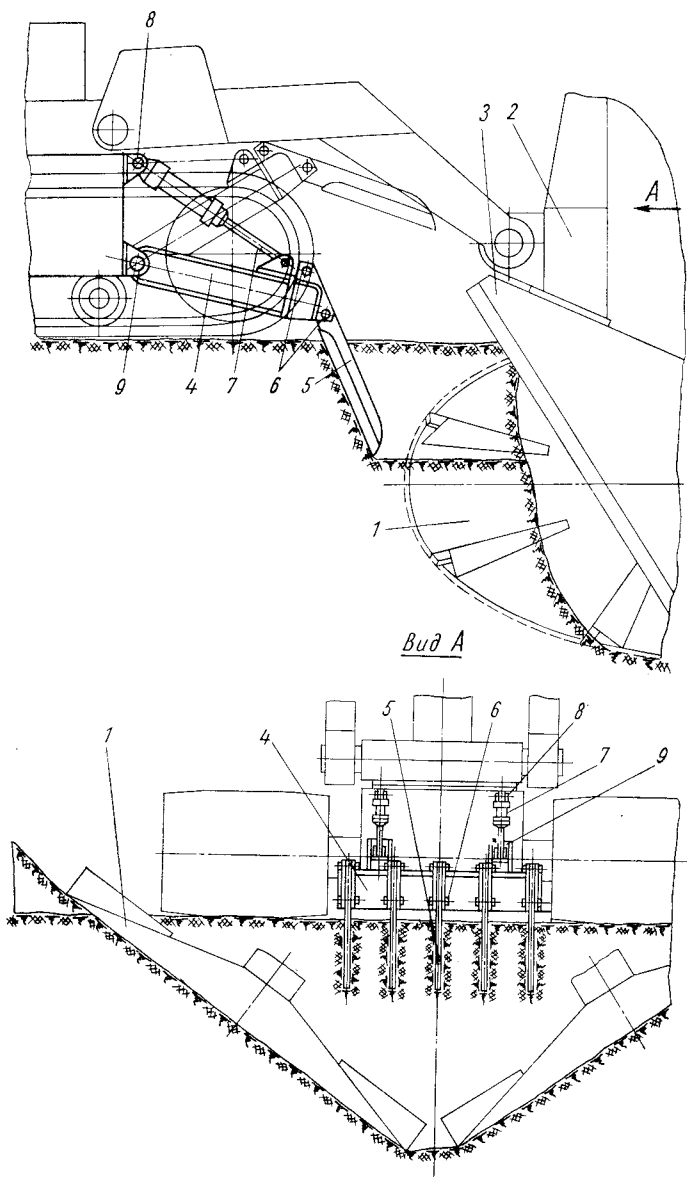


Рис. 39. Ножевые обрушители экскаватора-каналокопателя Д-583:

- 1 — фреза; 2 — рамы рабочего органа; 3 — отвал; 4 — П-образная рама обрушителей; 5 — черенковый нож; 6 — пальцы крепления ножей; 7 — гидроцилиндры управления; 8, 9 — проушины рамы шасси

Электрическая часть машины имеет две сети: переменного тока напряжением 220—380 в и постоянного тока напряжением 24 в. Аппаратура управления и контроля высоковольтным электрооборудованием состоит из приборной доски, концевого выключателя, барабанных переключателей передач, двух релейных ящиков, релейной панели, щитка предохранителей и регулятора напряжения УБК-1, поддерживающего постоянное напряжение на зажимах генератора. Приборная доска укреплена на передней стенке кабины, перед сиденьем водителя. Электропроводка осуществлена резиновыми кабелями марки КРТП, имеющими усиленную вулканизированную изоляцию и повышенную механическую прочность. В местах возможных механических повреждений кабель защищен металлическими кожухами. Контроль изоляции осуществляется специальным устройством УАКН.

В транспортном положении рабочее оборудование фиксируется относительно остова шасси штангами 26 (см. рис. 26), состоящими из двух винтовых шарнирных тяг, соединенных с одной стороны с основной рамой, с другой — с цапфами гидроцилиндров подъема. Кроме этого, рама рабочих органов фиксируется двумя цепями 16, которые разгружают гидроцилиндр поворота. Поворотная рама фиксируется на основной раме пальцами, входящими в кронштейны 8 (см. рис. 33).

Механизмы управления (рис. 40, 41) сосредоточены в основном в кабине машины. Пуск дизеля осуществляется нажатием на кнопку «Стартер» либо посредством ручной раскрутки инерционного маховика и ручного же включения пускового храповика.

После запуска дизеля следует рычагом 14 (рис. 40) включить привод редуктора гидронасосов. Рычагами 15 и 16 установить рабочий диапазон скоростей (включить ходоуменьшители) правого и левого бортовых редукторов. После этого зафиксировать транспортное положение рабочего органа с помощью рычагов распределителя 11, выйти из кабины и снять фиксирующие тяги, а также пальцы и цепи, удерживающие рабочее оборудование в транспортном положении. Затем опустить с помощью распределителя рабочий орган, переключить кран 10 на подачу масла к гидроцилиндрам упоров, а рычагами 8 и 9 на коробке передач установить необходимую для работы в данном грунте окружную скорость фрез.

Запуск синхронного генератора осуществляется при работающем двигателе включением кнопки 8 «Пуск» (рис. 41). При этом загорается контрольная лампочка 9 на приборной доске и вольтметр 6 показывает напряжение 220 в. При отклонении напряжения от указанной величины необходимо вращать рукоятку 11 реостатов на приборной доске. Аварийная остановка генератора производится тумблером «Аварийно» на щитке 1 приборной доски. Перед пуском генератора необходимо обратить внимание на положения рычагов 3 управления электродвигателями привода

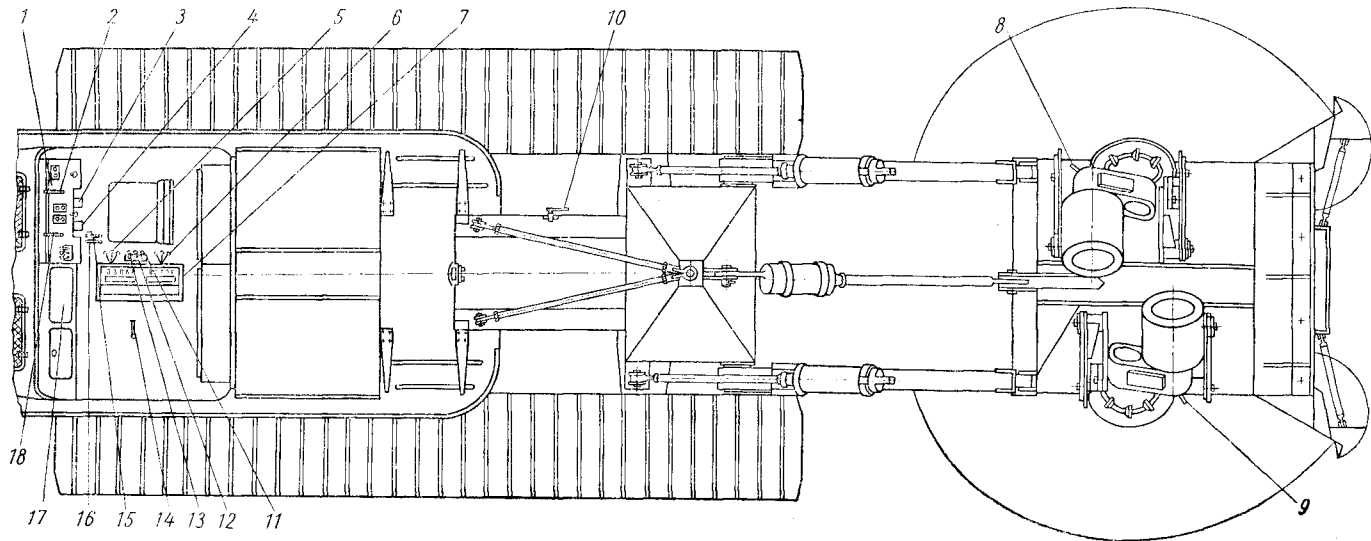


Рис. 40. Механизмы управления экскаватора-каналокопателя Д-583:

1 — правый щиток; 2 — рукоятка включения электродвигателя фрез; 3 — педаль газа; 4 — выключатель пуска; 5, 6 — рукоятки переключения передач; 7 — боковой щиток; 8, 9 — рукоятка переключения передач вращения фрез; 10 — край; 11 — рукоятка цилиндра подъема рабочего органа; 12 — рукоятка цилиндра поворота рабочего органа; 13 — рукоятка цилиндров гидроупоров и цилиндров изменения заложения откосов; 14 — рукоятка включения гидронасосов; 15 — рычаг переключения передач правого бортового редуктора; 16 — рычаг переключения передач левого бортового редуктора; 17 — левый щиток; 18 — рукоятка включения электродвигателя фрез

фрез. Рычаги должны находиться в положении «Выключено». Следует помнить, что включение электродвигателей осуществляется раздельно. Одновременное включение обоих электродвигателей запрещается. Перед запуском электродвигателей необходимо нажать на педаль концевого выключателя и удерживать

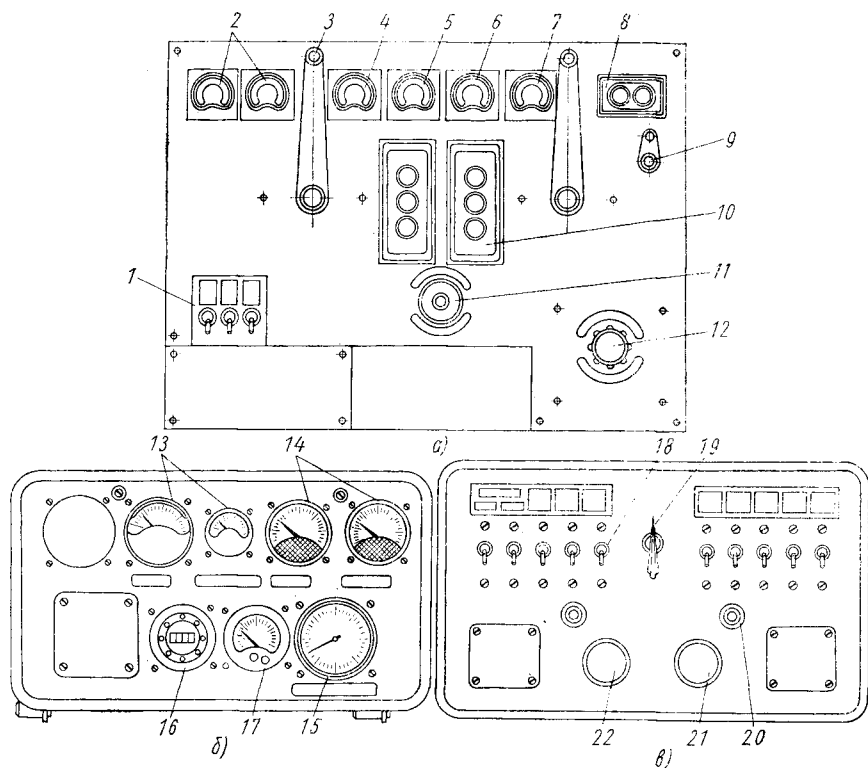


Рис. 41. Панель приборов экскаватора-каналокопателя Д-583:

a — правый щиток; *б* — левый щиток; *в* — боковой щиток; 1 — тумблер маятника. уклона, аварийный; 2 — ваттметры электродвигателей фрез; 3 — рычаг включения электродвигателей привода фрез; 4 — ваттметр общей сети; 5 — амперметр; 6 — вольтметр; 7 — фазометр; 8 — кнопочная станция включения генератора; 9 — сигнальная лампочка работы генератора; 10 — кнопочная станция электродвигателей хода; 11 — рукоятка реостатов напряжения возбuditеля; 12 — реостат напряжения УБК-1; 13 — манометры; 14 — термометры; 15 — тахометр двигателя; 16 — счетчик моточасов; 17 — вольтамперметр; 18 — выключатели; 19 — реостат насоса БЦН; 20 — сигнальная лампа; 21 — кнопка стартера; 22 — кнопка маслазакачивающего насоса

ее в таком положении, пока не установится *l* мощность, приблизительно равная 70% номинальной по показаниям ваттметров на приборной доске.

После запуска электродвигателей приступают к заглублению рабочих органов. Для этого необходимо рукояткой 11 гидрораспределителя (см. рис. 40) опустить рабочие органы в магистральный канал на требуемую глубину и поставить рукоятку 11 в 6*

положение «Заперто». Затем включить привод поступательного хода машины. Перед началом движения необходимо дать предупредительный сигнал о начале движения машины, а затем установить рукоятки барабанных переключателей 5 и 6 (см. рис. 40) в положение, соответствующее принятой скорости движения, и нажать одновременно на две кнопки «Вперед» или «Назад» кнопочной станции 10 (см. рис. 41) в зависимости от выбранного направления движения. Во время разгона ток возрастает, что регистрируется амперметром. Поворот машины осуществляется нажатием на кнопку «Стоп» кнопочной станции 10. При этом затормаживается соответствующая гусеница (левая или правая). Для полной остановки машины необходимо нажать одновременно на две кнопки «Стоп».

При переезде на большие расстояния необходимо поднять рабочие органы, воздействуя на рукоятки 11 и 12 (см. рис. 40) гидрораспределителя, затем поставить эти рукоятки в положение «Заперто». Тягу фиксирующего приспособления соединить с цапфами подъемных гидроцилиндров, а цепи соединить с рамой рабочих органов. Далее зафиксировать пальцем поворотную раму относительно остова машины. После этого рукояткой 14 выключить привод гидронасосов, а рычагами 15 и 16 отключить ходоменьшитель. Затем установить рукоятки 5 и 6 барабанных переключателей на требуемую скорость. При буксировке машины рычаги 15 и 16 должны быть поставлены в нейтральное положение.

При отработке машины Д-583 на серийное производство в машину были введены следующие изменения:

1) установлена силовая установка марки АД-200Т ($N = 200$ квт; $n = 1500$ об/мин) с дизелем 1Д 128-300 и генератором ГСФ-200;

2) изменен привод хода, обеспечивающий рабочие скорости движения от 35 до 193 м/ч (6 передач) и транспортные скорости в пределах 378—2058 м/ч;

3) установлен индивидуальный электропривод гидронасоса ИШ-46Д для питания гидросистемы;

4) введено устройство контроля глубины отрываемого канала. Устройство выполнено на сельсинах (датчиках), установленных непосредственно у рабочего органа и поворачивающихся под действием механических передач. Угол рассогласования передается на сельсин-приемник, смонтированный на пульте управления в кабине и указывающий глубину отрываемого канала.

§ 10. КАНАЛОКОПАТЕЛИ С АКТИВНЫМИ И ПАССИВНЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ

Испытания и эксплуатация фрезерных каналокопателей типа КФН-1200 показали, что для прокладки каналов в тяжелых грунтах и в грунтах с большим содержанием камней и пней требу-

ются надежные, прочные и высокопроизводительные рабочие органы типа пассивных плужных каналокопателей, но без недостатков, присущих последним. Поэтому появилась необходимость в рабочем органе, сочетающем положительные качества пассивных и активных рабочих органов.

Прототипом таких рабочих органов явились плужный каналокопатель с транспортерными лентами конструкции ВНИИСтройдормаша и пассивный каналокопатель совкового типа, оснащенный быстроходными ленточными транспортерами, конструкции СКБ «Ригасельмаш». В 1962—1965 гг. СКБ-2, а затем

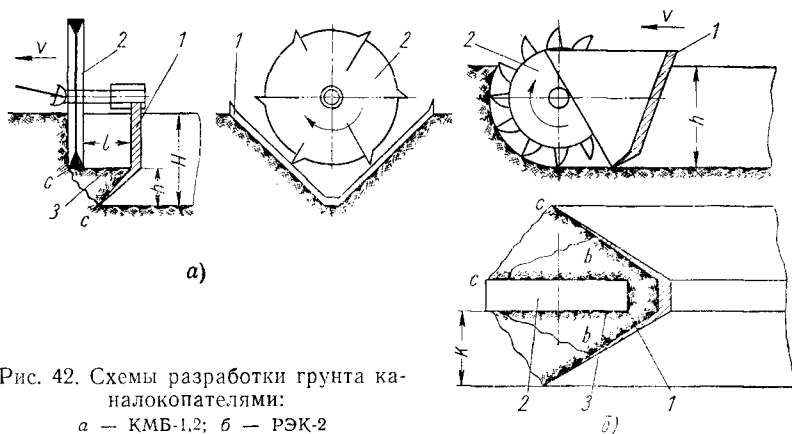


Рис. 42. Схемы разработки грунта каналокопателями:

а — КМБ-1.2; б — РЭК-2

ЦНИИМЭСХ создали опытные образцы активно-пассивных каналокопателей КМБ-1,2 и РЭК-2. В этих машинах с целью уменьшения тяговых усилий использовался принцип скола грунта пассивным органом в сторону так называемой «открытой стенки», образованной активным органом, расположенным впереди пассивного.

На рис. 42, а, б показаны схемы разработки грунта рабочими органами активно-пассивного типа.

Пассивный рабочий орган 1 скалывает грунт по линиям $c-c$ или $c-b$ в сторону открытой стенки 3. Активный рабочий орган 2 разрыхляет сколотый грунт, сообщает ему скорость и выносит за пределы канала или подает к транспортерам. Часть грунта разрабатывается непосредственно активным рабочим органом 2.

Известно, что «открытая стенка» оказывает большое влияние на величину силы резания и скола грунта. На приведенных рисунках открытые стенки 3 располагаются на расстояниях l и h или K от режущего периметра. Скол грунта пассивным рабочим органом 1 происходит по линиям $c-c$ или $c-b$. При этом расстояние l должно быть не меньше h , а расстояние K не должно быть больше определенного размера, величина которого связана

с размерами рабочего органа. При $l = 0$ пассивный рабочий орган l практически разрабатывает грунт на глубину H , и тяговое сопротивление резко возрастает.

Оптимальные величины расстояний h и K для различных типов активно-пассивных рабочих органов устанавливаются экспериментально.

Следует отметить, что в конструкции каналокопателя КМБ-1,2 было неудачно выбрано кинематическое сочетание фрезы и отвала, вследствие чего эта машина не пошла в эксплуатацию. Недостаток заключался, например, в чрезвычайно близком расположении фрезы относительно отвала в продольно-вертикальной плоскости, в результате чего тяговое сопротивление отвала было весьма большим, а также в том, что конструкция и положение фрезы не позволяли использовать принцип обрушения грунта, отчего энергоёмкость фрезерования была велика.

Опыт испытаний каналокопателя РЭК-2 показал, что сочетание совкообразного отвала со сравнительно тихоходным ковшовым ротором весьма эффективно.

Техническая характеристика каналокопателя РЭК-2 приведена ниже.

Техническая характеристика каналокопателя РЭК-2

Тип	Самоходный на гусеничном ходу	Назад	
		I	0,05
		II	0,07
Профиль траншеи	Трапецидальный	III	0,59
		IV	0,88
		V	1,37
Максимальная ширина канала в м	7,5	VI	2,55
Максимальная глубина канала в м	2,0	VII	4,55
Заложение откосов	1:1,5; 1:1	VIII	5,88
Рабочая скорость движения в м/ч:		Скорость резания в м/сек:	
I	70,8	I	2,1
II	90,6	II	2,4
III	107,6	Диаметр ротора (по зубьям ковшей в м)	4,0
IV	138,3	Количество ковшей	12
V	204,0	Ёмкость ковшей в м	175
VI	262,0	Категория разрабатываемых грунтов	До IV включительно
VII	366,0	Длина пути полного заглубления в м	10
VIII	467,0	Количество транспортеров	2
IX	472,0	Тип транспортера	Ленточный
X	596,0	Скорость движения ленты транспортера в м/сек:	
XI	684,0	I	4
XII	762,0	II	5
Скорость транспортного хода в км/ч:		Ширина ленты транспортера в мм	800
Вперед			
I	1,15		
II	2,21		
III	3,90		
IV	5,10		

Привод транспортера	Механиче-ский	в транспортном по-ложении	0,14—0,16
Марка дизеля	ЯМЗ-238А	под задней тележкой:	
Мощность двигателя в л. с.	240	в рабочем положении	0,2—0,22
Габаритные размеры в мм в рабочем положении:		в транспортном поло-жении	0,18—0,20
длина	20 650	Минимальный радиус по-ворота в м	11
ширина	7 200	Подъем рабочего органа	Гидравли-ческий
высота	3 600	Количество установлен-ных насосов	2
в транспортном поло-жении:		Тип насоса	НШ-46
длина	18 350	Рабочее давление в кг/см ²	До 100
ширина	3 200	Клиренс в м	0,450
высота	4 500	Управление	Рычажно-кнопочное
Количество гусеничных тележек	2	Полный вес машины в кг	37 000
Просвет между башма-ками в мм	1 400	Количество обслуживаю-щего персонала	1
Ширина башмаков в мм	1 300	Максимальная произво-дительность в м ³ /ч	700
Среднее удельное давле-ние на грунт в кг/см ² : под передней тележ-кой:			
в рабочем положении	0,16—0,18		

Каналокопатель РЭК-2

Каналокопатель РЭК-2 (рис. 43) представляет собой самоходную сочлененного типа четырехгусеничную машину с роторно-отвальным рабочим органом. Предназначен он для рытья каналов глубиной до 2 м с заложением откосов 1:1 и 1:1,5 во всех видах грунтов, кроме скальных и мерзлых. Основными узлами его являются силовая установка, рама, ходовая часть, силовая передача, рабочее оборудование, навесная гидравлическая система, вспомогательное оборудование и механизмы управления.

Силовая установка 2 включает дизель ЯМЗ-238А со всеми его системами и контрольно-измерительными приборами. Силовая установка смонтирована на раме машины.

Рама каналокопателя состоит из трех частей: передней рамы 1, задней рамы 12 и соединительного шарнира 11. Последний оснащен двумя радиально-упорными подшипниками. Передняя и задняя рамы могут поворачиваться одна относительно другой вокруг общей оси шарнира. Рама 12 жестко соединена с корпусом заднего моста 16 двухгусеничного шасси с помощью болтового фланцевого соединения. Передняя рама шарнирно соединяется с корпусом переднего моста 8 двухгусеничного шасси с помощью вертикального шкворня поворотной колонны 9. На передней раме имеется кронштейн для присоединения гидроцилиндров поворота 4. Задняя рама 12 снабжена проушинами для крепления тяг и гидроцилиндров навесного устройства.

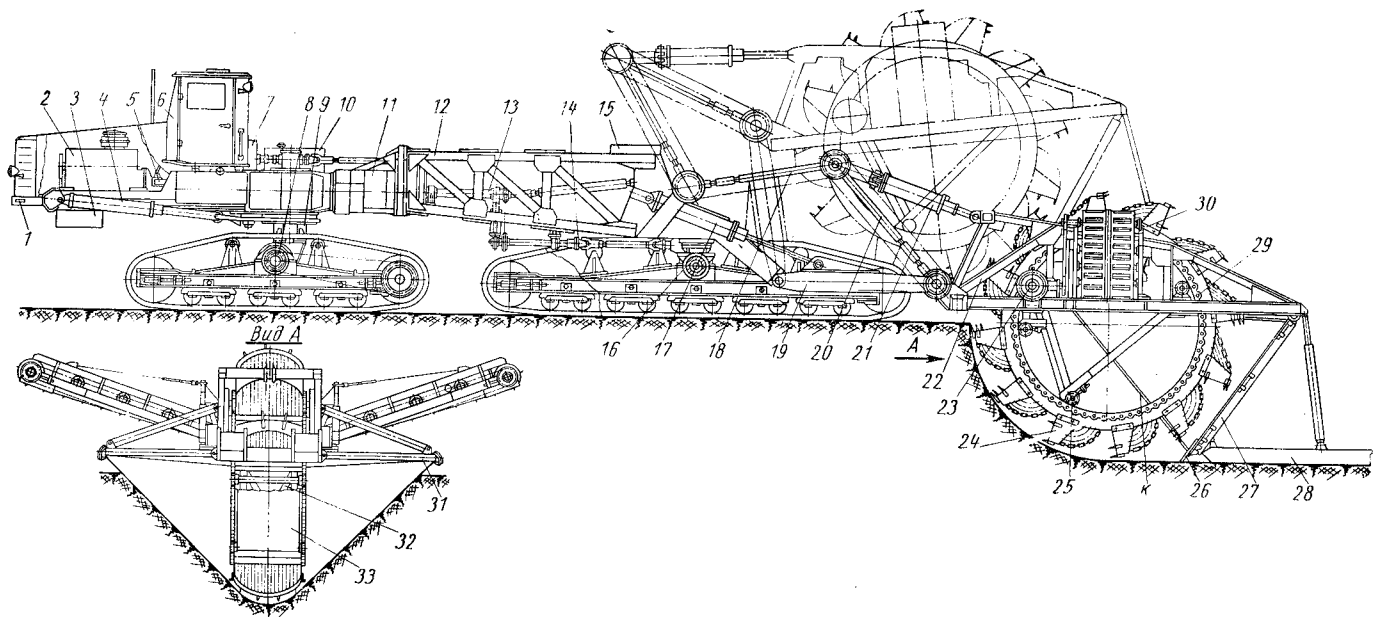


Рис. 43. Каналокопатель РЭК-2:

1 — передняя рама; 2 — силовая установка; 3 — электрооборудование; 4 — гидроцилиндр поворота; 5 — коробка передач; 6 — кабина; 7 — раздаточная коробка; 8 — передний мост; 9 — поворотная колонна; 10, 15 — гидрооборудование; 11 — шарнир; 12 — задняя тяга; 13 — промежуточный вал; 14 — передача; 16 — задний мост; 17 — гидроцилиндр подъема рабочего органа; 18 — разрывная тяга; 19 — рама; 20 — напорная тяга; 21 — гидроцилиндр поворота рабочего органа; 22 — рама рабочего органа; 23 — конический редуктор; 24 — ковш; 25 — направляющий ролик; 26 — лемех; 27 — чистик; 28 — лыжа; 29 — поддерживающий ролик; 30 — рабочий орган; 31 — рама откосников; 32 — внутренняя рама; 33 — щит

Ходовая часть состоит из переднего и заднего двухгусеничного шасси и механизма поворота. Каждое шасси имеет по два гусеничных движителя, которые соединены между собой шарнирно с помощью цапф и корпусов межосевых дифференциалов.

Длина опорной ветви гусеничных движителей переднего шасси 3500 мм, ширина гусениц 900 мм. Гусеничные звенья гладкие сплошные. Рама гусеничной тележки каждого движителя сварная, несет на себе три жестких балансира. На каждом балансире имеется по два опорных катка. Сверху рама гусеничной тележки несет два поддерживающих катка и подшипник скольжения для шарнирного соединения с цапфой корпуса межосевого дифференциала.

Гусеничные движители заднего шасси имеют такую же конструкцию, но длина опорных ветвей гусениц 5700 мм (пять балансиров). Общая опорная площадь четырех гусениц 16,56 м², ширина гусеничных шасси по наружным кромкам гусениц 3200 мм.

Силовая передача (рис. 44) состоит из муфты сцепления, коробки передач 2 и раздаточной коробки 3, соединенных промежуточными валами, раздаточного конического редуктора 7, карданных валов 6 и 8, задних мостов 4 и 10, редуктора привода насосов и вала отбора мощности с карданным валом 17. В силовую передачу каналокопателя входит задний мост 16, оборудованный многодисковыми муфтами трения 15, а также цепные передачи 14 и конические раздаточные редукторы 13. Характеристика шестерен и звездочек, показанных на рис. 44, дана в табл. 14.

Основными узлами рабочего органа 30 (см. рис. 43) являются рама 22, ротор, внутренняя рама 32, щит 33, откосник (левый и правый), лыжа 28, чистик 27, транспортеры, приводной вал 23, поддерживающие 29 и направляющие 25 ролики, а также рамы откосников 31 (левая и правая).

Рама рабочего органа 22 выполнена в виде пространственной фермы. Основание ее имеет форму прямоугольника. К раме крепятся все узлы рабочего оборудования. Сзади к раме шарнирно крепится чистик 27 и регулировочные тяги — лыжи 28. Спереди рама имеет три проушины для соединения с навесной гидравлической системой машины.

По бокам в передней части рамы с обеих сторон расположены кронштейны для крепления тяг, поддерживающих откосники. В средней части к раме присоединяются рамки транспортеров и внутренняя рама 32 ротора.

Ротор представляет собой типичный рабочий орган многоковшового роторного экскаватора. Основой ротора являются два параллельных один другому кольцеобразных диска, выполненных из листовой стали, которые соединены между собой двенадцатью ковшами 24 (см. рис. 43). На наружной стороне каждого диска

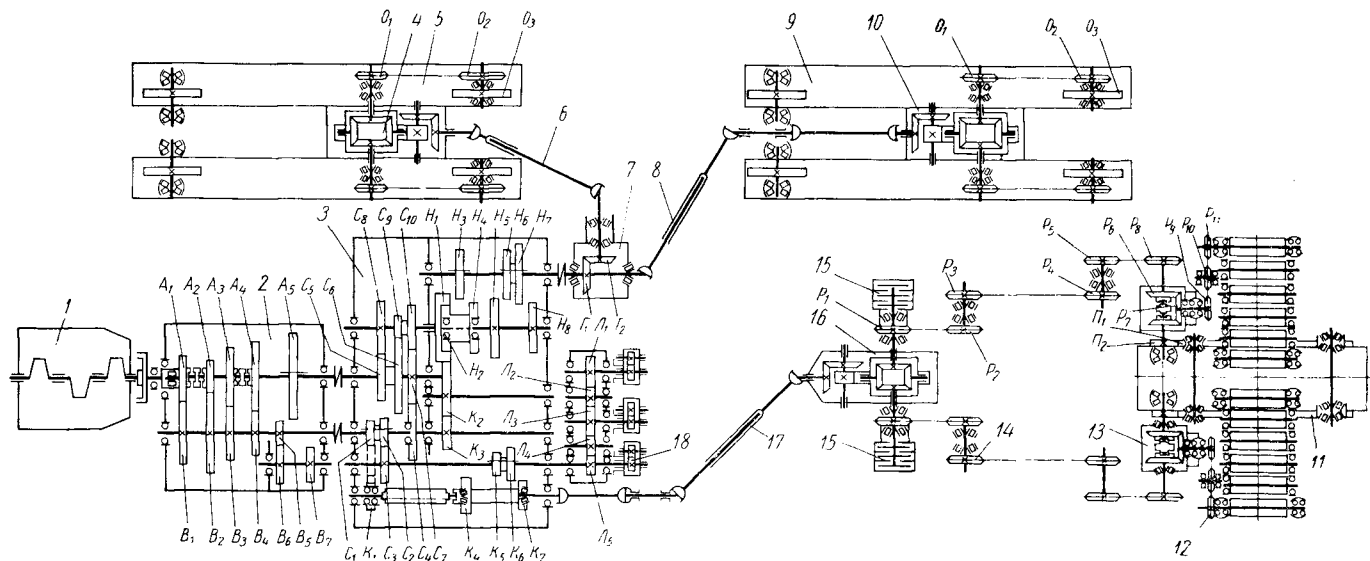


Рис. 44. Кинематическая схема силовой передачи каналоконателя РЖК-2:

1 — двигатель ЯМЗ-238А; 2 — коробка передач; 3 — раздаточная коробка; 4, 10 — задние мосты автомобиля МАЗ-501; 5, 9 — гусеничный ход; 6, 8, 17 — карданные валы; 7, 13 — конические редукторы; 11 — привод ротора; 12 — ленточный транспортер; 14 — цепная передача; 15 — многодисковая предохранительная муфта; 16 — задний мост автомобиля ЗИЛ-157; 18 — гидронасосы

на заклепках укреплены зубчатые венцы. Емкость каждого ковша 175 л. Дно ковшей сделано из цепей.

Таблица 14

Характеристика силовой передачи каналокопателя РЭК-2

Коробка передач			Раздаточная коробка			Гусеничный ход			Привод рабочей части			Редуктор		
Обозначение шестерен или звездочек	z	m или t	Обозначение шестерен или звездочек	z	m или t	Обозначение шестерен или звездочек	z	m или t	Обозначение шестерен или звездочек	z	m или t	Обозначение шестерен или звездочек	z	m или t
A ₁	27	4,25	C ₁	44	4	Г ₁	24	5	P ₁	24	50	Л ₁	23	2,5
A ₂	23	4,25	C ₂	44	4	Г ₂	24	5	P ₂	24	50	Л ₂	37	2,5
A ₃	37	4,25	C ₃	44	4	О ₁	13	65	P ₃	24	50	Л ₃	23	2,5
A ₄	47	4,25	C ₄	57	4	О ₂	26	65	P ₄	24	50	Л ₄	37	2,5
A ₅	62	4,25	C ₅	24	4	О ₃	—	720*	P ₅	14	65	Л ₅	23	2,5
B ₁	43	4,25	C ₆	24	4	—	—	—	P ₆	42	6	—	—	—
B ₂	47	4,25	C ₇	57	4	—	—	—	P ₇	21	6	—	—	—
B ₃	33	4,25	C ₈	57	4	—	—	—	P ₈	25	65	—	—	—
B ₄	22	4,25	C ₉	24	4	—	—	—	P ₉	19	38,1	—	—	—
B ₅	16	4,25	C ₁₀	57	4	—	—	—	P ₁₀	9	38,1	—	—	—
B ₆	26	4,25	K ₁	44	4	—	—	—	P ₁₁	17	38,1	—	—	—
B ₇	24	4,25	K ₂	68	5	—	—	—	П ₁	12	25	—	—	—
—	—	—	K ₃	40	5	—	—	—	П ₂	120	25	—	—	—
—	—	—	K ₄	45	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	K ₆	45	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	K ₆	50	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	K ₇	40	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	H ₁	54	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	H ₂	52	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	H ₃	60	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	H ₄	60	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	H ₆	31	6	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	H ₆	69	6	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	H ₇	74	6	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	H ₈	26	6	—	—	—	—	—	—	—	—	—

* D = 720 мм.

Рама 32 ротора оборудована поддерживающими роликами 29 и направляющими роликами 25 с ребордами, которые удерживают ротор от осевых смещений и фиксируют его на раме 32 в заданном положении.

Ротор приводится во вращение специальной шестерней, сидящей на валу 23 и входящей в зацепление с зубчатыми венцами ротора. Чтобы грунт, поднимаемый ковшами, не попадал внутрь ротора, концентрично окружности ковшей на уровне наружного диаметра дисков ротора установлен неподвижный щит 33.

Для профилирования канала и обрушения грунта в сторону траншеи, образованной ротором, предназначены обрушители-откосники. Откосники выполнены в виде плоских ножей треугольной формы. Сзади по ходу машины каждый обрушитель-откосник крепится одной стороной к шарнирам чистика 27, а спереди сверху в одной точке также шарнирно — к раме 31 при помощи шаровых соединений. Передняя режущая кромка к откосников-обрушителей наклонена к горизонту под тупым углом.

Чистик 27 представляет собой раму прямоугольной формы, одна сторона которой, обращенная к ковшам, зашита листом. На всех боковых гранях чистика имеются шарниры для крепления к раме 22 и присоединения откосников и лыжи. На нижней части чистика прикреплен лемех 26.

По бокам ротора расположены транспортеры, на которые грунт выгружается из ковшей ротора. Транспортеры состоят из рам, на которых смонтированы ведущие, ведомые и поддерживающие барабаны; на барабаны надеты прорезиненные ленты шириной 800 мм с поперечными ребордами.

Стыки лент скреплены между собой замками. По бокам транспортеров к стойкам прикреплены борты из листовой стали. Привод транспортера состоит из звездочки, установленной на валу ведущего барабана, и цепной передачи.

Конический редуктор 23 имеет на одном выходном конце первичного вала звездочку привода, а на другом конце шестерню, находящуюся в зацеплении с зубчатым венцом ротора. Конический редуктор имеет муфту переключения. На конце вторичного вала конического редуктора посажена звездочка цепного привода транспортера.

На раме рабочего органа установлены два таких конических редуктора: левый и правый. Поддерживающие ролики 29 с ребордами закреплены на валу, установленном в двух корпусах подшипников в задней части рамы 22. Направляющие ролики 25 установлены на валах, которые вращаются в корпусах подшипников, прикрепленных скобками к выступам внутренней рамы 32. Рама 31 для крепления откосников имеет треугольную форму и состоит из труб, прикрепленных к боковым проушинам рамы 22. К другой стороне к раме 31 за шаровую головку крепится откосник-обрушитель. На рабочем органе установлены две рамы (по одной с каждой стороны).

Задней опорой рабочего органа служит лыжа 28. В нижней опорной части она имеет желобообразную форму. Сверху и спереди лыжа оснащена проушинами для крепления к чистику и к тегам, которые соединяются с рамой 22.

Для перевода рабочего органа в рабочее и транспортное положение служит навесная система. Она состоит из рамы 19, напорных тег 20, разрывных тег 18, двух подъемных гидроцилиндров 17 и гидроцилиндра поворота рабочего органа 21. Гидроцилиндры

приводятся в действие от гидросистемы. Рама, напорные и разрывные тяги образуют параллелограмм.

Гидросистема состоит из двух насосов НШ-46, масляного бака емкостью 200 л, золотниковых распределителей, двух гидроцилиндров управления тормозами гусениц и двух гидроцилиндров переключения реверса транспортеров. Управление гидроцилиндрами производится электромагнитными золотниковыми распределителями.

Гидравлическое оборудование 10 расположено в основном на первой тележке. На второй тележке расположено управление 15 гидроцилиндрами навесной системы и реверса транспортеров.

Электрическое оборудование состоит из генератора переменного тока напряжением 220 в и цепи постоянного тока напряжением 24 в. От генератора производится питание электромагнитов золотников. Электрическая цепь постоянного тока предназначена для освещения и обслуживания двигателя.

Благодаря шарнирному сочленению передней и задней частей рамы-остова и шарнирному соединению гусеничных тележек с рамой-остовом каналокопатель РЭЖ-2 обладает хорошей маневренностью и транспортабельностью. При перевозке на большие расстояния машина легко разбирается на крупные части. Благодаря применению четырех гусениц машина имеет высокую проходимость. Использование серийно выпускаемых узлов ротора и простых, но прочных пассивных обрушителей-откосников, позволяет получить высокую производительность и надежность рабочего органа. К недостаткам каналокопателя следует отнести сложность механической трансмиссии, а также образование кавальеров, которые необходимо разравнивать. Не решен и вопрос стабилизации прямолинейного хода.

§ 11. МАШИНЫ ДЛЯ УКРЕПЛЕНИЯ ДНА И ОТКОСОВ КАНАЛОВ И КАВАЛЬЕРОРАЗРАВНИВАТЕЛИ

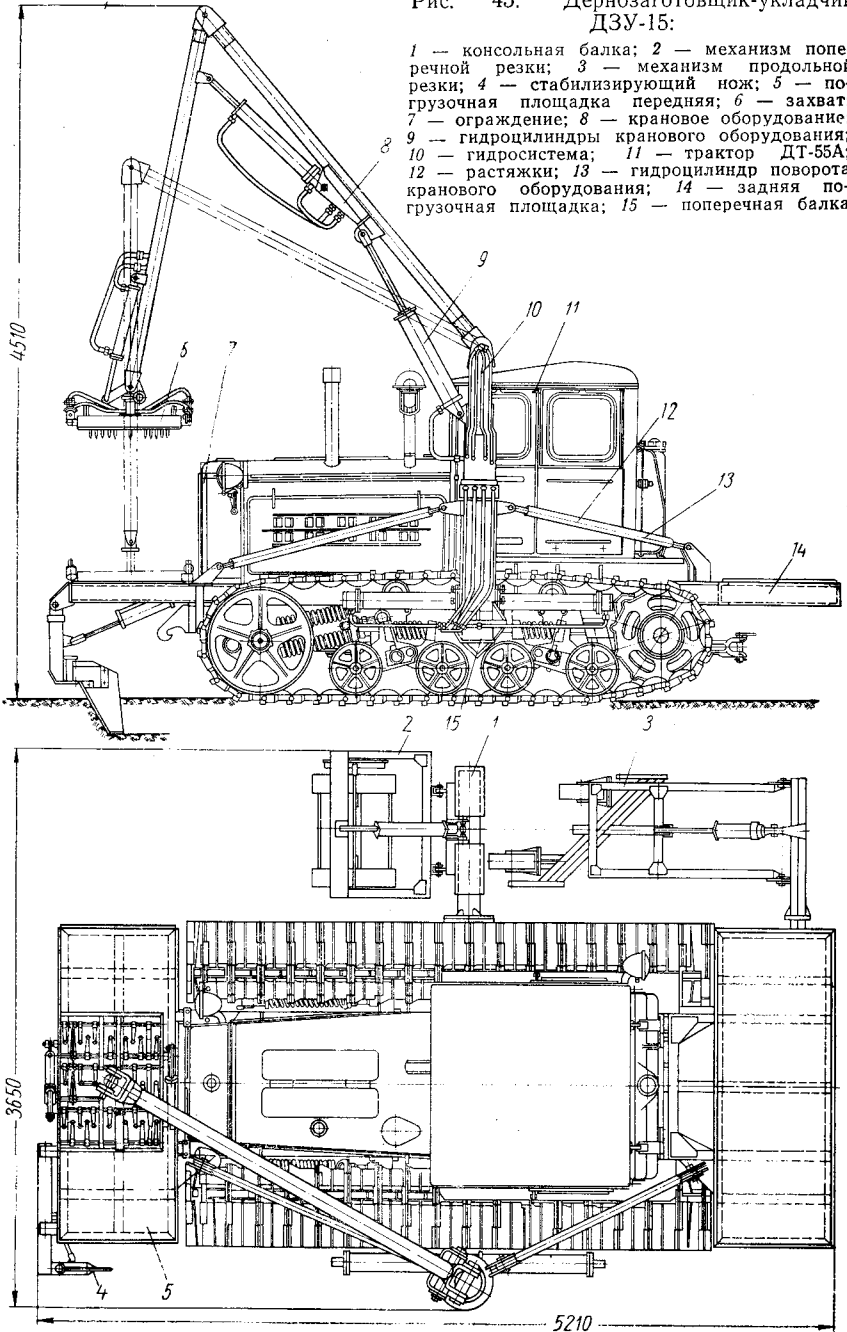
Машины для укрепления дна и откосов каналов разделяются на машины для: 1) укрепления откосов покрытием слоем дерна; 2) травосеяния и укатки откосов; 3) укрепления русла канала плетнем и фашиной.

Покрытие откосов дерном является трудоемкой операцией и осуществляется различными способами: заготовкой дернин небольших размеров квадратного сечения или рулонами, ручным способом лопатами или нарезкой лент дерна механизмом нарезки, навешенным на колесный трактор с последующей разрезкой вручную на карты.

Доставка дерна к месту укладки производится на санях, а также конной или тракторной тягой; погрузка, разгрузка и укладка на откосы осуществляется вручную. Вследствие малых размеров карты дернин укрепляют на откосах колышками.

Рис. 45. Держаготовщик-укладчик
ДЗУ-15:

1 — консольная балка; 2 — механизм поперечной резки; 3 — механизм продольной резки; 4 — стабилизирующий нож; 5 — погрузочная площадка передняя; 6 — захват; 7 — ограждение; 8 — крановое оборудование; 9 — гидроцилиндры кранового оборудования; 10 — гидросистема; 11 — трактор ДТ-55А; 12 — растяжки; 13 — гидроцилиндр поворота кранового оборудования; 14 — задняя погрузочная площадка; 15 — поперечная балка



Конструкция опытного образца дернозаготовщика-укладчика ДЗУ-15 (рис. 45) позволяет механизировать все операции по укреплению откосов дерном. Карты дернин имеют размеры 1000 × 700 мм, поэтому укреплять их колышками нет необходимости.

Другой механизированный способ укрепления откосов — посев трав. Для этой цели на экскаватор вместо драглайна навешивают агрегат, оборудованный рыхлителями, сеялками, бункером для внесения удобрений и катками.

Укрепление русла канала плетнем и фашиной производится вручную.

Дернозаготовщик-укладчик ДЗУ-15

Дернозаготовщик-укладчик (см. рис. 45) смонтирован на тракторе ДТ-55А и предназначен для нарезки, погрузки и транспортирования карт дерна на расстояние до 1,2 км, а также для укладки их на откосы каналов и дамб. Он может быть также использован на работах, связанных с нарезкой дерна и одерновкой различных площадок и придорожных участков. Техническая характеристика машины приведена ниже.

Механизм продольной резки (рис. 46) состоит из консольной балки 1, прифланцованной болтами к раме задней погрузочной площадки, рамки 3, гидроцилиндра 2, управляющего положением рамки 3, и ножевого механизма. Остовом последнего служит балка 6, имеющая жесткую ось 9, два кронштейна для опорных колес 8 и два фланца, к которым болтами крепятся горизонтальный нож 5 и два вертикальных ножа 7. Нож 5, как и балка 6, установлен под углом 45° к направлению движения машины. Режущая кромка ножа 5 наклонена к горизонту под углом 10°. Балка 6 соединена с рамкой 3 через ось 9, которая сидит шарнирно в подшипниках скольжения. Последние установлены в кронштейнах 4 рамки 3. Таким образом, ножевой механизм может качаться вокруг оси 9 в пределах до 10°.

Механизм поперечной резки (рис. 46) состоит из рамы 13, гидроцилиндра 12 и барабана 17 с грунтозацепами 19 и двумя диаметрально расположенными ножами 15. Барабан сидит на оси, вращающейся в подшипниках, закрепленных на раме 13. Последняя шарнирно соединена с балкой 21 и может поворачиваться вокруг шарниров с помощью гидроцилиндра 12.

Балка 21 шарнирно соединена с консольной балкой 11 через ось, расположенную в продольной плоскости, что дает возможность механизму покачиваться в плоскости, поперечной к направлению движения.

Консольная балка прикреплена торцовым фланцем к поперечной балке 15 (см. рис. 45).

Поперечная балка 15 (см. рис. 45) проходит под рамой трактора между третьим и четвертым катками. Она закреплена на раме трактора стремлянками и ограничена от сдвига упорами. С правой стороны балки к ее фланцу прикреплена колонна кранового оборудования. Для обеспечения жесткости и устойчивости колонна закреплена растяжками 12.

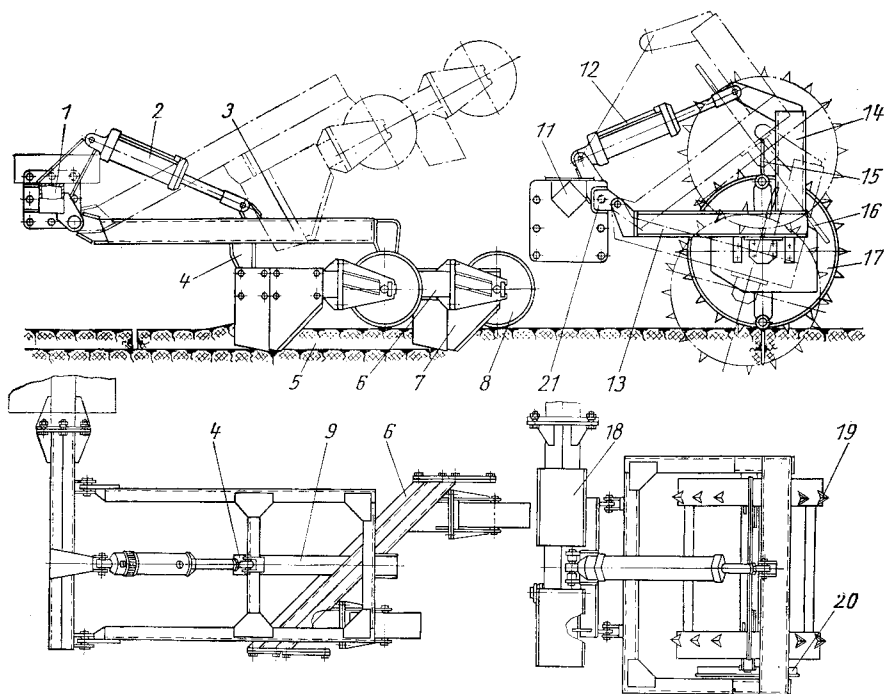


Рис. 46. Нарезающее устройство ДЗУ-15:

1 — консольная балка; 2 — гидроцилиндр; 3 — рама; 4, 14 — кронштейны; 5 — горизонтальный нож; 6, 21 — балки; 7 — вертикальный нож; 8 — опорное колесо; 9 — ось; 11 — консольная балка; 12 — гидроцилиндр; 13 — рама; 15 — нож; 16 — пружина; 17 — барабан; 18 — подножка; 19 — грунтозацеп; 20 — копир

Крановое оборудование (рис. 47) состоит из колонны, гидроцилиндра стрелы 17, стрелы 18, гидроцилиндра рукояти 19, рукояти 20, гидроцилиндра захвата 21 и захвата (рис. 48).

Неподвижной частью колонны является корпус 1, внутри которого на конических роликоподшипниках посажена поворотная ось 9. Верхний конец оси 9 выполнен в виде приварной вилки для соединения со стрелой 18, а на нижнем конце насажена шестерня 13, сцепленная с рейкой 15. Последняя с двух сторон соединена со штоками гидроцилиндров 16, прифланцованных к нижней части корпуса 1 колонны.

Техническая характеристика машины ДЗУ-15

Тип	Навесная на тракторе ДТ-55А	Угол поворота захвата дерна в град	± 90
Габаритные размеры ма- шины в мм:		Диаметр двух гидроци- линдров сбрасывателей в мм	50
длина	5210	Ход поршня в мм	290
ширина	3650	Диаметр гидроцилиндра наклона захвата в мм	50
высота	4510	Ход поршня в мм	120
Вес машины в кг	7900	Скорость нарезки дерна в км/ч	3,59
Вес навесного оборудова- ния в кг	1858	Размеры дерновых карт в мм:	
Рабочие органы	Нарезающее устройство, крановое оборудование с захватом	длина	1000
		ширина	700
		толщина	60—100
Управление рабочим орга- ном	Гидравличе- ское	Количество дернин, пере- возимых за один рейс	40—80
Цилиндр механизма про- дольной резки:		Расстояние при транспор- тировании дерна в км	До 1,2
диаметр в мм	70	Скорость движения ма- шины в км/ч:	
ход поршня в мм	230	в грузе	5,43
Цилиндр механизма по- перечной резки:		в порожнем »	7,9
диаметр в мм	70	Размеры каналов, обслу- живаемых машиной:	
ход поршня в мм	300	глубина в м	До 2
Диаметр гидромеханизма поворота кранового обо- рудования в мм	100	заложение откосов	Стандартное
Ход поршня в мм	470	Среднее удельное давле- ние на грунт в транс- портном положении в кг/см ² :	
Угол поворота кранового оборудования в град	270	с нагрузкой	0,355
Диаметр гидроцилиндра подъема стрелы в мм	100	без нагрузки	0,267
Ход поршня в мм	600	Дорожный просвет в мм	274
Диаметр гидроцилиндра подъема рукояти в мм	70	Средняя производитель- ность (при перевозке на расстояние от места за- готовки до места уклад- ки дерна до 0,5 км) в м ² /ч	15—25
Ход поршня в мм	600	Количество обслуживаю- щего персонала	2
Диаметр гидроцилиндра поворота захвата в мм	50		
Ход поршня в мм	160		

Бесшланговое соединение гидросистемы нижней части корпуса колонны с верхней, вращающейся частью, представляет собой муфту 4, надетую на среднюю часть оси 9. Муфта 4 соединена с трубками, подводящими масло. На наружной цилиндрической поверхности ее имеются кольцевые канавки, соединенные отверстиями с подводящими трубопроводами. Между канавками поставлены уплотнительные кольца 5. На муфту надет кожух 6 с приваренными резьбовыми бобышками штуцеров отводящих трубопроводов. Бобышки размещены по окружности кожуха и совпадают с соответствующими канавками в муфте 4. Кожух 6

муфты поворачивается вместе с осью 9 посредством упора 7, приваренного к оси и соединенного с кожухом 6 специальным пазом.

Стрела 18 и рукоять 20 трубчатого сечения. Концы стрелы снабжены проушинами для шарнирного соединения с осью 9 и рукоятью 20. Гидроцилиндры 17 и 19 шарнирно связывают стрелу с поворотной осью колонны и с рукоятью.

Захват (см. рис. 48) удерживает отрезанную карту дерна при подъеме и опускании и отделяет ее во время погрузки на площадку и при укладке на откос.

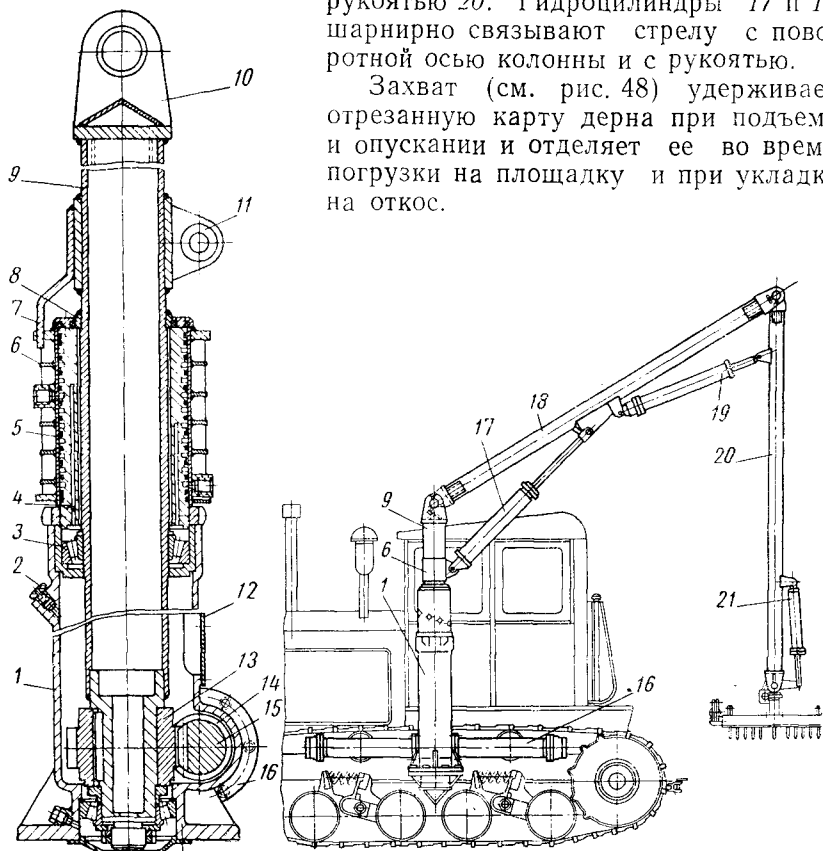


Рис. 47. Крановое оборудование машин ДЗУ-15:

1 — корпус колонны; 2 — сапун; 3 — стакан; 4 — муфта; 5 — уплотнительное кольцо; 6 — кожух; 7 — кронштейн; 8 — кольцо; 9 — поворотная ось; 10, 11 — проушины; 12 — крышка; 13 — шестерня; 14 — направляющая втулка; 15 — рейка; 16 — гидроцилиндр; 17 — гидроцилиндр стрелы; 18 — стрела; 19 — гидроцилиндр рукояти; 20 — рукоять; 21 — гидроцилиндр захвата

Захват состоит из рамки 1, шести валиков 4, 19, 21 и 22, на которых жестко укреплены рычаги 18 с зубцами 12, а также из гидроцилиндров 2 и 11 поворотной оси 14.

Рамка 1 является остовом захвата. Она имеет форму четырехугольника и оснащена двумя внутренними перегородками, к которым приварена втулка 16. Последняя оборудована зубчатым

колесом 15, двумя парами проушин и одним фланцем. Проушины 5 предназначены для соединения с гидроцилиндром поворота захвата относительно оси рукоятки. Центральные проушины соединяют захват с рукоятью. К фланцу 6 присоединяется через втулку гидроцилиндр 7, поворачивающий захват вокруг оси 14.

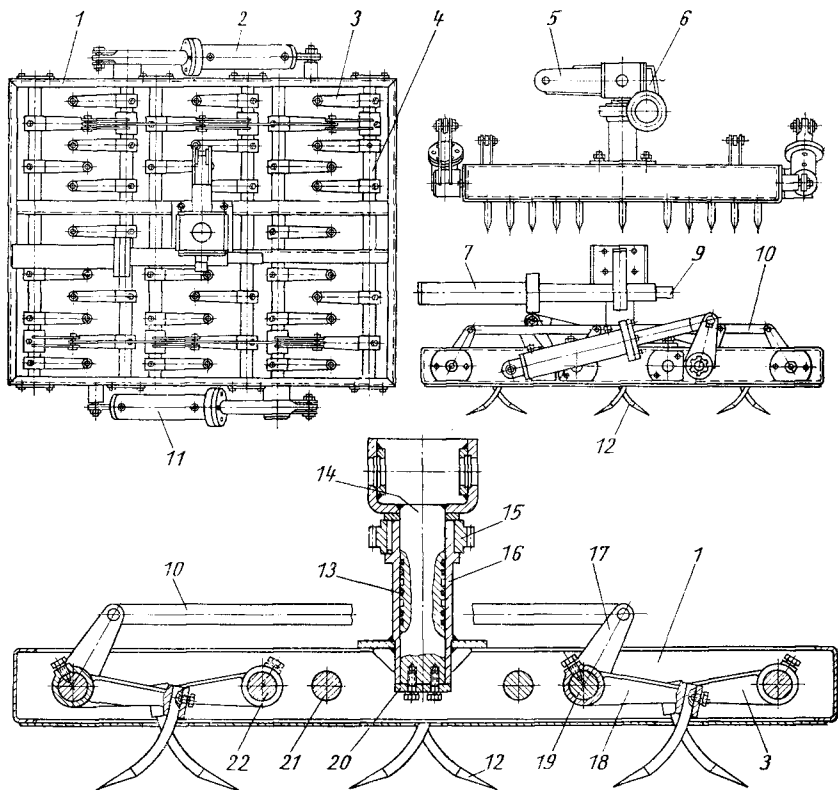


Рис. 48. Захват машины ДЗУ-15:

1 — рамка; 2 и 11 — гидроцилиндры; 3 и 18 — рычаги; 4, 19, 21 и 22 — валики; 5 — проушина; 6 — фланец; 7 — гидроцилиндр поворота; 9 — рейка; 10 — тяга; 12 — зубец; 13 — кольцо уплотнительное; 14 — ось; 15 — зубчатое колесо; 16 — втулка; 17 — рычаг тяги; 20 — крышка

Поворот осуществляется рейкой 9, которая служит штоком гидроцилиндра 7 и соединена с зубчатым колесом 15.

Шесть валиков, оснащенных острыми зубцами 12, установлены в рамке 1 параллельно один другому и соединены в две группы по три валика. Соединение осуществлено с помощью тяг 10. Одной группой валиков управляет гидроцилиндр 2, другой — гидроцилиндр 11. На рис. 48 показано рабочее положение валиков, соответствующее внедрению зубцов 12 в дерн карты.

При выгрузке карты гидроцилиндры 2 и 11 поворачивают валики на 90° так, что зубцы 12 убираются за пределы нижней плоскости рамки 1, и тогда карта отделяется от захвата.

Подвод масла к гидроцилиндрам 2, 7 и 11 выполнен с помощью бесшлангового соединения, смонтированного в ось 14 и втулку 16. На рис. 48 видны кольца 13, уплотняющие маслоподводящие и отводящие каналы на оси 14. Конструкция этого соединения аналогична конструкции муфты 4 на рис. 47.

Стабилизирующий нож (см. рис. 45) предназначен для обеспечения прямолинейного движения машины. Чтобы нейтрализовать разворачивающий момент сил резания, возникающих от механизмов продольной и поперечной резки, на левом борту трактора установлен нож 4. Величина его сопротивления регулируется глубиной резания, устанавливаемой гидроцилиндром, который поднимает также нож в транспортное положение. Нож 4 имеет возможность поворачиваться вокруг вертикальной оси.

Погрузочные площадки 5 и 14 (рис. 45) состоят из рам прямоугольного сечения, зашитых сверху стальным листом. Рамы закреплены кронштейнами к лонжеронам трактора с помощью болтов. С левой стороны передней погрузочной площадки 5 смонтированы рамка стабилизирующего ножа 4 и гидроцилиндр управления ножом.

Все рабочие органы приводятся в движение от гидравлической системы, управляемой трехзолотниковыми распределителями (рис. 49).

Работа и взаимодействие узлов. При движении трактора нарезка лент дерна на глубину 60—100 мм шириной 700 мм производится сначала горизонтальным ножом 5 (см. рис. 46), расположенным под углом 45° к направлению резания, а с боков дерн подрезается двумя вертикальными ножами 7. Установка режущего органа на заданную глубину фиксируется опорными катками 8.

Переднее расположение механизма продольной резки подсказано опытом исследований: при этом не происходит сдвига и выглубления дерновой ленты, как это имело место при расположении этого органа сзади механизма поперечной резки. Конструкция механизма продольной резки позволяет покачиваться ножам 5 и 7 в продольной и поперечных плоскостях. Это позволяет каткам 8 копировать рельеф местности, чем обеспечивается одинаковая толщина дернин по ширине и высоте карты.

Подъем и опускание ножей осуществляется гидроцилиндром 2. В транспортном положении гидроцилиндр имеет фиксирующее устройство.

Механизм поперечной резки (см. рис. 46) располагается сзади механизма продольной резки и предназначен для перерезания дерна в поперечном направлении через каждые 1000 мм хода машины.

Ножи 15 совершают сложное движение, обкатываясь роликами по копиру. Форма копира сделана такой, что они входят в дерн вертикально и также выходят из дерна. Это необходимо потому, что в противном случае карты будут в месте реза разрушаться ножами.

Подвеска механизма к поперечной балке трактора обеспечивает две степени свободы, что позволяет ножам 15 приспосабливаться к неровностям рельефа.

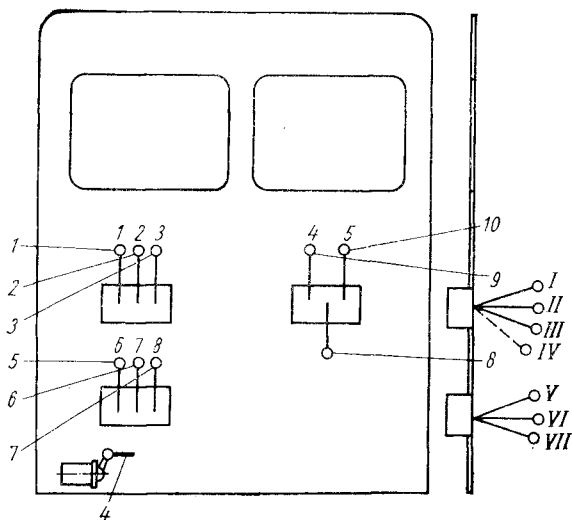


Рис. 49. Схема расположения рукоятей гидрораспределителей управления механизмами машины ДЗУ-15:

1 — поворот рукояти; 2 — наклон захвата; 3 — захват; 4 — педаль дросселя; 5 — поворот колонны; 6 — поворот захвата; 7 — поворот стрелы; 8 — стабилизирующий нож; 9 — продольная нарезка; 10 — поперечная нарезка; I — подъем; II — нейтральное положение; III — опускание; IV — плавающее для рукоятей 2, 9, 10; V — подъем; VI — нейтральное положение; VII — опускание

Необходимое усилие перекатывания барабана без буксования создают два обода с грунтозацепами. Для увеличения сцепления с грунтом барабан нагружается усилием гидроцилиндра 12, запертого через предохранительный клапан, отрегулированный на 60 атм.

Гидроцилиндр обеспечивает также подъем механизма в транспортное положение.

Крановым оборудованием и захватом производится подъем на площадки нарезанных дернин, съем и укладка их на откосы каналов.

Оперируя рукоятками гидрораспределителей, машинист накладывает захват на контур карты дернин, после чего включением гидроцилиндров 2 и 11 (см. рис. 48) производит поворот валиков 19, 22 и 4.

При этом зубцы 12 вонзаются в карту, двигаясь по радиусу, и тем самым прижимают карту дернин к рамке. Затем машинист, управляя рукоятью, стрелой и осью колонны поднимает карту и опускает ее на площадку или откос канала.

В транспортном положении механизм захвата с рукоятью крана располагается на задней площадке.

Результаты работы партии дернозаготовщиков-укладчиков показали хорошее качество и высокую производительность нарезки дернин. Производительность же кранового оборудования невысокая. Использование машины для транспортировки дерна на расстояние свыше 1—2 км еще более снижает производительность машины. Это следует учитывать при использовании машины ДЗУ-15 на работах по укреплению каналов.

Агрегат для посева трав

Агрегат (рис. 50) предназначен для укрепления откосов способом механизированного посева многолетних трав. Агрегат

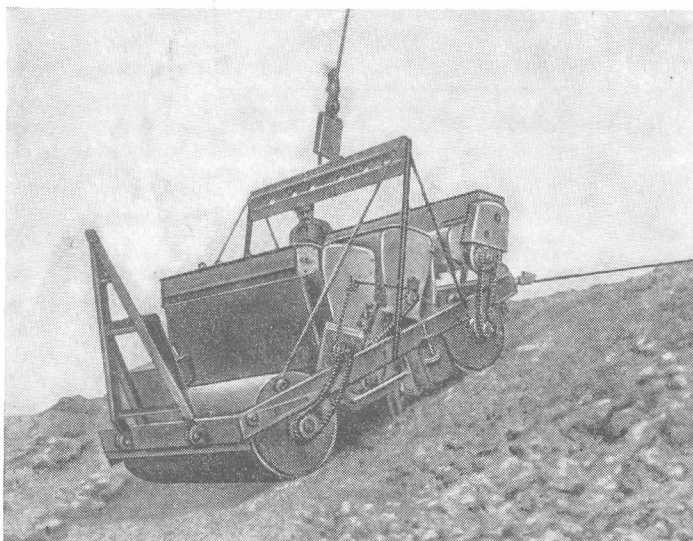


Рис. 50. Агрегат для посева трав

смонтирован на экскаваторе вместо ковша драглайна и выполняет следующие операции: равномерно наносит минеральные

удобрения на поверхность откоса и перемешивает их с растительным грунтом; равномерно высевает семена травосмесей и заделывает их на необходимую глубину; прикатывает засеянную поверхность. Для последовательного выполнения этих операций на сварной раме агрегата смонтированы передний и задний катки, а между ними туковая сеялка, сеялки для мелких и крупных семян, фрезерный рыхлитель для перемещения и заделки туков, а также борона для заделки семян. Рама агрегата оснащена упряжным устройством для подвески к экскаватору (через тросы).

Привод сеялок и рыхлителя осуществлен цепными передачами от вращающихся осей катков. Таким образом, синхронизирована скорость передвижения катков и скорость высева удобрений и семян. Транспортирование агрегата как прицепа может производиться трактором или автомобилем.

**Техническая характеристика агрегата для посева трав
(экспериментальный образец)**

Тип агрегата	Навесной
Ширина захвата в м	1,8
Скорость рабочего хода в м/сек	1,0
Габаритные размеры в мм:	
длина	3350
ширина	2220
высота с подвеской	2120
Вес в т	2,0
Производительность в м ² /смену	9000

Машины для разравнивания кавальеров

При строительстве осушительных каналов одноковшовыми экскаваторами вдоль открытых каналов образуются кавальеры из вынутого грунта, которые необходимо разравнивать. В настоящее время разравнивание кавальеров осуществляется универсальными бульдозерами БУ-55 и Д-694, смонтированными на тракторах болотоходных модификаций.

Техническая характеристика универсальных бульдозеров БУ-55 и Д-694 показана в табл. 15.

Бульдозер с поворотным отвалом Д-694 (рис. 51) предназначен для разравнивания кавальеров открытых осушительных каналов, засыпки траншей и других бульдозерных мелиоративных работ. Навесное оборудование бульдозера состоит из толкающей рамы, отвала с механизмом поперечного перекоса, механизма поворота отвала, гидросистемы и противовеса.

Характерным для данного бульдозера является наличие механизма поворота отвала, предназначенного для разворота отвала в плане на угол 45° в обе стороны с помощью гидроцилиндра. Механизм состоит из двух шарнирно складывающихся рамок и гидроцилиндра поворота отвала. Из кабины тракторист может

развернуть отвал в плане, открыв защелку механической блокировки шарнирных рамок специальным рычагом, затем включить гидроцилиндр и раздвинуть одну из шарнирных рамок.

Таблица 15

Техническая характеристика универсальных бульдозеров

Параметр	Марка	
	БУ-55	Д-694
Тип машины	Навесной на трактор ДТ-55А	Навесной на трактор Т-100 МБГП
Ширина захвата в мм	3500 (с уширителем)	4000
Высота отвала в мм	800	1200
Высота подъема отвала в мм	600	800
Угол установки отвала в плане (в обе стороны) в град	90; 60; 50 и 45	90 и 45
Угол установки отвала в вертикальной плоскости в град	0,4 и 7	±6
Наибольшее заглубление отвала в мм	340	500
Угол резания в град	45; 50; 55 и 70	55
Производительность на разравнивании в м ³ /ч	250	578
Габаритные размеры машины в мм:		
длина	4860	6450
ширина	3525 с уширителями	4000
высота	2325	2750
Вес навесного оборудования в кг	730	4750 с противовесом

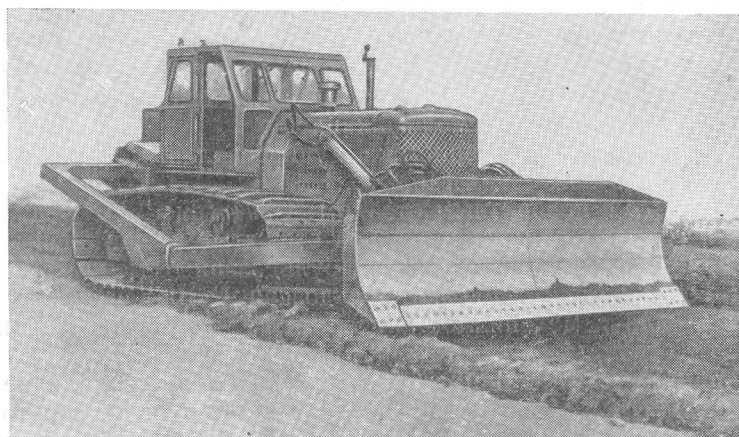


Рис. 51. Кавальероразравниватель и бульдозер Д-694

На отвале смонтирован механизм перекося, состоящий из переходных опорных брусьев и двух гидроцилиндров. При необходимости поворота отвала в вертикальной плоскости гидроцилиндрами передвигают опорные брусья по вертикальным направляющим (один — вверх, другой — вниз), поворачивая отвал на угол до 6° в обе стороны. Управление бульдозером полностью гидрофицировано и производится из кабины трактора.

§ 12. МАШИНЫ ИНОСТРАННОГО ПРОИЗВОДСТВА ДЛЯ СТРОИТЕЛЬСТВА ОСУШИТЕЛЬНЫХ КАНАЛОВ

За рубежом строительство осушительных каналов осуществляется главным образом одноковшовыми экскаваторами в комплексе с пассивными планировщиками типа «Грейдол» и грейдер. Укрепление откосов производится в основном посевом трав.

Из специальных мелиоративных машин известны в основном каналокопатели для строительства каналов небольших размеров. Техническая характеристика каналокопателей приведена в табл. 16.

Таблица 16

Техническая характеристика каналокопателей

Параметр	Фирма	
	«Симеза»	«Демаг»
Производительность в $m^3/ч$	80	35—90
Мощность двигателя в л. с.	120	60
Тип базовой машины	Самоходная гусеничная	Гусеничный трактор
Скорость машины в км/ч:		
рабочая	0,05—0,18	0,03—1,2
транспортная	1,8—2,5	2,5—7,0
Тип рабочего органа	Ковшовая цепь с коническими шнеками	Фреза
Размеры отрываемых каналов в мм:		
глубина	1150	700—1000
ширина по дну	300	—
ширина по верху	2108	1100—1650
Вес машины в кг	—	11 000
Удельные показатели:		
отношение веса к производительности в $кг/m^3/ч$	—	312—122
отношение мощности к производительности в л. с./ $m^3/ч$	0,334	1,71—0,667

Каналокопатель фирмы «Симеза» (рис. 52) предназначен для рытья каналов трапецидального профиля глубиной до 1,15 м.

Это машина с комбинированным рабочим органом: ковшовый ротор со шнеками, зачистным щитом и метателем.

Выемка грунта производится ковшами, закрепленными на цепи, огибающей верхние ведущие звездочки и нижний ротор

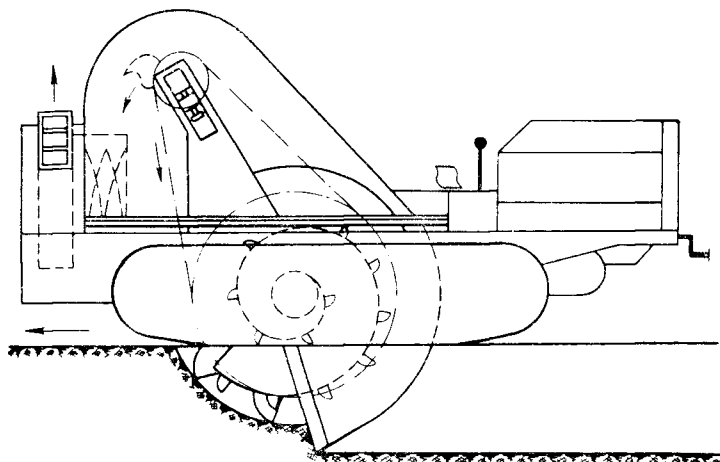


Рис. 52. Каналокопатель фирмы «Спмеза»

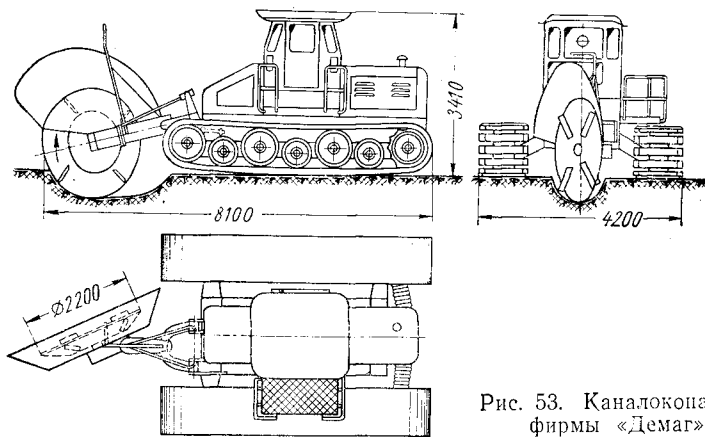


Рис. 53. Каналокопатель фирмы «Дегаг»

большого диаметра. На валу ротора с обеих сторон установлены конические шнеки со сменными режущими лезвиями, которые расширяют траншею, образованную ротором, и придают ей трапециевидный профиль. Вынутый грунт разгружается из ковшей на шнек, подается им к метательному устройству, отбрасывающему грунт на расстояние до 18 м.

При отсутствии метателя грунт может быть перемещен по лоткам на берму, где он разравнивается специальным отвалом и горизонтальными шнеками, установленными на машине.

Каналокопатель фирмы «Демаг» (ФРГ) предназначен для рытья каналов параболической формы с шириной по верху 1100—1650, глубиной 700—1000 мм (рис. 53). Рабочий орган каналокопателя представляет собой фрезу с ножами. Диск фрезы установлен под углом к продольной оси канала. При вращении фреза роет канал, отбрасывает грунт в сторону на расстояние 5—20 м. Рабочий орган навешивается на специальный болотоходный гусеничный трактор с гидropодъемником. Трактор оборудован пятиступенчатой коробкой передач, бесступенчатым ходоуменьшителем и независимым приводом фрезы.



Глава III

МАШИНЫ ДЛЯ РЕМОНТА И СОДЕРЖАНИЯ КАНАЛОВ

Значительное место в мелиорации занимают работы, связанные с ремонтом, содержанием и эксплуатацией осушительных систем. Основными из них являются очистка дна каналов от растительности и наносов, затрудняющих движение воды; окашивание растительности с откосов каналов; восстановление первоначального проектного профиля каналов и их доуглубление.

Перечисленные работы выполняются с помощью одноковшовых и многоковшовых мелиоративных экскаваторов, каналоочистителей и частично вручную.

В настоящем разделе рассматриваются специализированные машины для профилировки, очистки и окашивания растительности каналов.

§ 13. МЕЛИОРАТИВНЫЕ ЭКСКАВАТОРЫ И КАНАЛООЧИСТИТЕЛИ

Классификация и требования

Мелиоративный экскаватор представляет собой гусеничную самоходную машину, каналоочиститель, монтируемый на тракторе агрегата, предназначенный для очистки и поддержания в исправном состоянии дна и откосов каналов, а также для восстановления проектного профиля последних.

Специальные каналоочистители в СССР до 1956 г. не выпускались. За последнее время создан ряд каналоочистителей, которые можно классифицировать по типу рабочего органа на:

1) машины периодического действия с пассивными рабочими органами, в основном одноковшовые экскаваторы, оборудованные различными приспособлениями типа ковшей драглайнов, грейдеров, профильных ковшей, решетчатых ковшей, лопат-сов-

ков, а также навесное оборудование в виде лотков-скребков на тракторах Т-100, Т-100Б, ДТ-55А;

2) машины непрерывного действия с активными рабочими органами (многоковшовые, роторные, фрезерные, шнековые). Эти каналочистители отличаются высокой производительностью.

По характеру очистных работ различают машины для очистки только дна каналов (в каналах с укрепленными или со стабилизовавшимися откосами); машины для профилировки и очистки дна и откосов; каналочистители для окашивания растительности с откосов каналов.

В зависимости от назначения мелиоративные экскаваторы и каналочистители должны отвечать следующим основным требованиям:

1) очищать дно (или дно и откосы) в условиях значительной и разнообразной засоренности канала, русло которого заросло травой, а иногда и кустарником;

2) обеспечивать сохранность или воспроизводство проектного профиля канала с учетом его продольного уклона;

3) очищать дно или дно и откосы канала при наличии в нем воды и без нее;

4) после очистки откосы каналов должны находиться в устойчивом состоянии; на откосах и дне канала не должно оставаться разрыхленного грунта или ила;

5) рабочие органы каналочистителей не должны забиваться травой и не ломаться при встрече с препятствиями;

6) наносный материал, а также трава должны выбрасываться за бровку канала. Рекомендуемая дальность отброса 3—10 м. Меньшая дальность требуется при очистке каналов в период до уборки урожая сельскохозяйственных культур. После уборки урожая дальность отброса практически не ограничивается;

7) конструкция машины должна обеспечивать проходимость по слабоосушенным грунтам;

8) машина должна быть удобной в управлении и при обслуживании.

Машины, выполненные как простейшие приспособления к одноковшовым экскаваторам и к тракторам, могли выполнять лишь отдельные из перечисленных требований.

С 1956 г. ряд проектных организаций начал заниматься разработкой специальных каналочистителей, которые должны были полностью или частично выполнять требования, предъявляемые к очистительным машинам. Следует отметить, что большие затруднения в проектировании каналочистителей оказывают значительное разнообразие сечений каналов, способов крепления их откосов и дна, а также наличие древесных насаждений и гидротехнических сооружений, не увязанных с методами и видами механизированных очистных работ.

При очистке каналов и рек-водоприемников небольшой ширины в качестве основных машин обычно применяют одноковшовые гусеничные экскаваторы, оборудованные специальными приспособлениями типа ковшей, драглайнов, грейферов, профильных ковшей, решетчатых ковшей или лопат-совков (рис. 54), навешенных на болотные тракторы.



Рис. 54. Лопата-совок

Использование ковшей драглайна и грейдера не обеспечивает требуемого качества очистных работ. В результате такой очистки сечение каналов сильно деформируется, откосы получаются рваными, дно в виде воронок и ям, что приводит к быстрому зарастанию и заилению его и деформации откосов вследствие снижения скорости течения воды и эрозии откосов. Последующий ремонт таких каналов затруднителен.

Для очистки каналов в последнее время стали применяться решетчатые ковши КРДУ-3 к экскаватору Э-653 и КРДУ-1,5 к экскаватору Э-352. По конструкции эти ковши напоминают ковши драглайна (рис. 55, а, б); дно и задняя стенка их сварены из металлических стержней. Оборудование такими ковшами не требует переделки экскаваторов.

Решетчатые ковши значительно меньше деформируют канал, захватывая растительность и частично илистые отложения.

Техническая характеристика ковшей КРДУ-3 и КРДУ-1,5

	КРДУ-3	КРДУ-1,5
Объем ковша в м ³	0,87	0,4
Габаритные размеры в мм:		
длина	1360	1185
ширина	2846	1826
высота	1300	1176

Конструктивная ширина захвата в м	2,5	1,5
Вес ковша в кг	1000	670
Производительность в м ³ /ч	97,7	49,7

На малой и средней осушительной сети для очистных работ применяется боковой драглайн к экскаватору Э-505 или Э-352. Он представляет собой стрелу, присоединенную к экскаватору в месте крепления блока навески и вынесенную перпендикулярно его продольной оси. Длина стрелы 4 м. Она оборудована

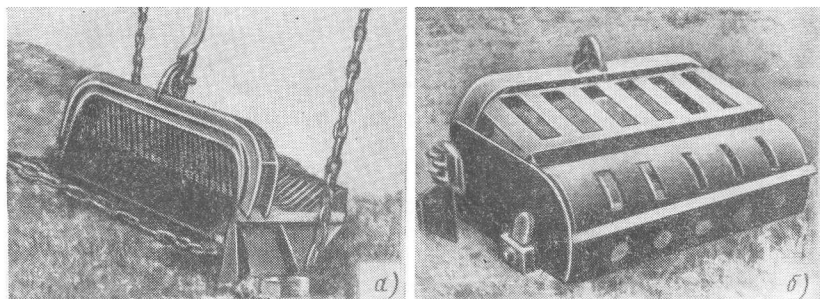


Рис. 55. Ковши:
а — КРДУ-1,5; б — КРДУ-3

направляющим устройством для тягового каната и тремя сменными ковшами:

- 1) продольным емкостью 0,35 м³ для очистки каналов шириной по дну 0,2—0,4 м;
- 2) с полукруглым дном емкостью 0,35 м³ для каналов шириной по дну 0,5—0,6 м;
- 3) с полукруглым дном емкостью 0,5 м³ для каналов шириной по дну 0,6 м и более.

Максимальная глубина очищаемых каналов до 1,8 м. При необходимости боковая стрела может быть удлинена до 6 м. Боковым драглайном грунт разрабатывается ковшом торцовым способом. Ковш протаскивается по дну параллельно оси канала.

Экскаваторы и болотные тракторы, снабженные пассивными рабочими органами, имеют низкую производительность и высокую стоимость выполненных работ. При использовании экскаваторов на очистке крепленых и стабилизированных каналов разрушаются откосы и крепления. Указанные недостатки ограничивают область применения пассивных каналоочистителей. Это каналы с неукрепленными откосами и дном, сильно деформированные каналы, а также крупные и средние водоприемники.

§ 15. КАНАЛООЧИСТИТЕЛИ С АКТИВНЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ

Каналоочистители с активными рабочими органами (рис. 56) предназначены для очистки осушительной сети от наносов, растительности, а также для восстановления проектного профиля канала. К таким каналоочистителям относятся машины

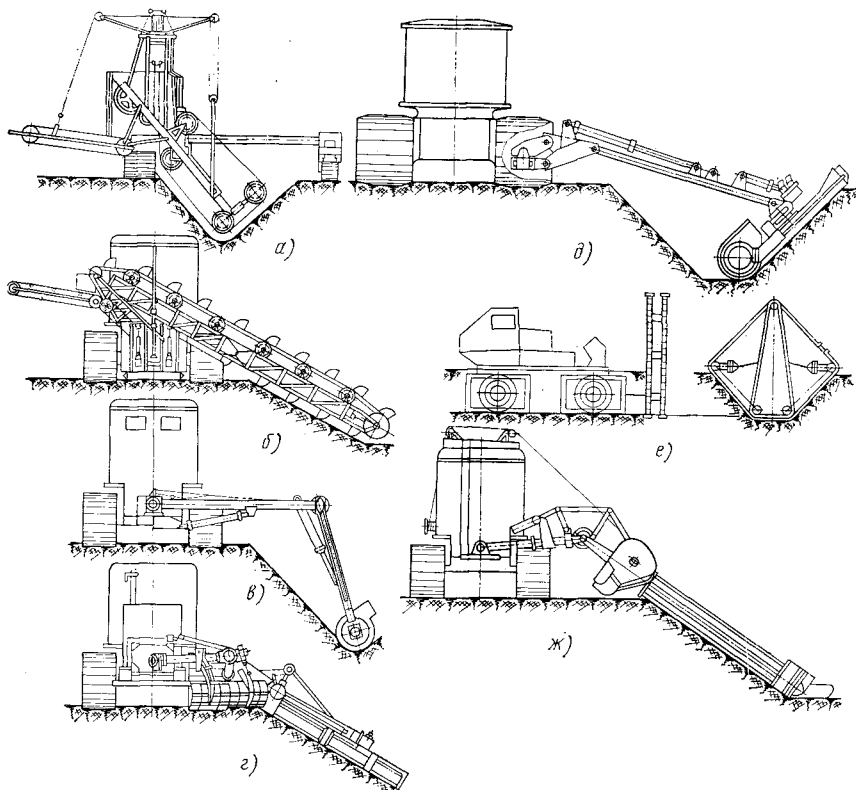


Рис. 56. Схема машины с активными рабочими органами:

а — многоковшовый с раздвижными гусеницами; б — многоковшовый; в — роторный; г — фрезерный; д — фрезерно-роторный; е — скребковый; ж — шнековый

последнего резания, рабочими органами которых служат ковши, скребки, роторы, фрезы, шнеки.

По типу базовой машины каналоочистители разделяются на самоходные и навесные; по виду рабочего органа — на многоковшовые, роторные, фрезерные, фрезерно-роторные, шнековые и скребковые; по типу привода — с механическим и объемным гидравлическим приводом.

Многоковшовый рабочий орган применяется как на отрывке, так и на очистке каналов.

Он представляет собой бесконечную цепь с укрепленными на ней ковшами. Резание грунта производится передней и частично боковой частью ковша. Опорожняется ковш чаще всего принудительно. Многоковшовый рабочий орган очищает откосы и дно канала при наличии воды в канале до 0,5 м и без воды. Скорость резания 0,6—1 м/сек.

Многоковшовый рабочий орган может работать в сыпучих и разжиженных грунтах. Основной недостаток его — большая металлоемкость и низкое качество очистки.

Роторный рабочий орган очищает только дно канала. Он может работать при наличии в канале растительности и воды до 150—250 мм и без воды. При движении трактора ротор, вращаясь, врезывается в грунт, и последний под действием центробежной силы выбрасывается на противоположную сторону канала на расстоянии 8—12 м при скорости резания 14—16 м/сек.

В сухих песчаных грунтах применять роторный рабочий орган не рекомендуется, так как песок попадает между корпусом улитки и ротора и происходит торможение ротора, а иногда и забивание его.

Фрезерный рабочий орган очищает откосы и дно канала и не требует наличия воды в канале, а также может очищать каналы с уровнем воды 150—300 мм. Отличается фрезерный рабочий орган большой производительностью и возможностью очистки сильно заросших растительностью каналов без значительного нарушения дернового слоя.

Фрезерные рабочие органы бывают двух видов: с осью фрезы, расположенной в горизонтальной плоскости (параллельно или под некоторым углом к направлению движения машины), и с осью фрезы, расположенной перпендикулярно откосу.

Окружная скорость фрезы лежит в пределах 6—12 м/сек. Фреза выбрасывает грунт равномерным слоем от бровки канала на расстоянии до 12 м. Преимущество фрезерных рабочих органов: высокое качество очистки без деформации откосов, равномерный выброс грунта вдоль очищаемого канала, хорошая видимость фронта работ (рабочего органа), возможность очистки только откоса или дна канала в зависимости от требования, высокая производительность и возможность работы при сильно заросших растительностью каналах. Недостатки: значительное размельчение грунта, при работе с ветром со стороны рабочего органа выбрасываемый грунт попадает на трактор и на откос канала, забрасывает посевы, расположенные вдоль канала, кроме этого, фреза не обеспечивает очистку каналов с шириной по дну более 400 мм.

Фрезерно-роторный рабочий орган представляет собой комбинацию фрезы и ротора и является дальнейшим усовершенствованием фрезерного рабочего органа. Он обеспечивает

очистку откосов и дна канала с шириной по дну до 1 м с наличием воды до 400 мм и сильно заросших растительностью.

Совместная работа фрезы и ротора исключает забивание ротора растительностью, обеспечивает выброс из канала пней, корней и других древесных включений, собираемых ротором, позволяет значительно увеличить производительность очистки канала при хорошем качестве работ без деформации грунта откосов.

Скребковый рабочий орган производит очистку откосов и дна канала и представляет собой бесконечную тяговую цепь с укрепленными на ней скребками. Скребок не только режет грунт, но и транспортирует его. Скорость резания 2,5—2,8 м/сек.

Грунт подрезается в основном передней частью скребков. На производительность и качество очистки скребкового рабочего органа влияют степень заполнения скребков и условия врезания их в грунт. Скребки врезаются в грунт, захватывают часть его, поднимают по откосу и выбрасывают около бровки. Объем вынесенного из канала грунта зависит от состояния грунта. Сильно разжиженный или сыпучий грунт при движении скребков течет в сторону очищенного откоса и частично остается на откосе, что снижает производительность машины и качество очистки.

Наиболее благоприятными условиями работы каналоочистителя со скребковым рабочим органом являются отсутствие воды в канале и увлажненность очищаемого слоя.

Шнековый рабочий орган представляет собой сочетание шнека и метателя для выброса грунта. Он очищает низ откоса и дно канала. Может работать в каналах с наличием воды уровнем не менее 150 мм. При меньшем количестве воды или при ее отсутствии шнековый рабочий орган работает неудовлетворительно. Сухой грунт плохо подается шнеком к метателю, возможно забивание шнека. Метатель при выбрасывании сухого грунта сильно нагревается и забивается. При наличии в канале пней, камней и других включений шнековый рабочий орган применять нельзя, так как твердые включения шнек не может пререзать и подать к метателю. При очистке каналов с наличием плотных минеральных наносов, даже в каналах с водой, шнек не может подрезать наносы и заглубляться в них и поэтому скользит по поверхности, подавая к метателю только воду. Если шнек не успевает перерабатывать массу, собравшуюся перед ним, то машину останавливают и перерабатывают массу на месте. При попадании густой растительности шнек забивается, приходится включать обратный ход шнека и останавливать машину для его очистки.

Кроме этого, с целью снижения износа режущей кромки шнека требуется снижать скорость резания до 3—4 м/сек, а для получения необходимой осевой подачи грунта по шнеку надо повышать скорость вращения шнека. Из-за этих недостатков

Техническая характеристика каналоочистителей

Параметр	Марка			
	Д-490М	КОБ-1,5	ЭМ-152А, ЭМ-152Б	НМП-55
Тип машины	Навесная на тракторе ДТ-55А	Навесная на тракторе Т-100БГС	Самоходная на гусеничном ходу	Навесная на тракторе ДТ-55А
Установленная мощность в л. с.	55	100	$\frac{40}{40^{**}}$	55
Размер очищаемых каналов в м: ширина по дну	0,2—1,0	0,2—0,4	—	—
глубина	1,5	1,5	$\frac{1,8; 1,3}{2,1; 1,4^{**}}$	1,7; 1,2
Заложение откосов	1:1; 1:1,5	1:1	$\frac{1:1; 1:2}{1:1; 1:0,55}$ 1:1,5; 1:1,25**	1:0,75 и 1:1,5
Привод рабочего органа	Механический	Гидравлический	Гидравлический	Механический
Тип рабочего органа	Скребок-ротаторный	Фрезерно-ротаторный	Многоковшовый	Многоковшовый
Скорость рабочего органа в м/сек: скребковой цепи	2,82	—	—	—
ротора	14	16,3	—	—
фрезы	—	13,1	—	—
ковшовой цепи	—	—	0,92	0,6—0,9
Рабочая скорость в км/ч	0,53—0,93	0,114—0,8	$\frac{0,258—0,383}{0,256—0,390^{**}}$	0,53—0,93
Производительность в м ³ /ч	170/53*	90	$\frac{29 \text{ с ковшом } 8 \text{ литров}}{40 \text{ с ковшом } 8 \text{ литров}^{**}}$	—
Габаритные размеры в транспортном положении в мм:				
длина	4490	5850	6200	5225
ширина	3192	4000	3050—10 350	4000
высота	3700	3960	3950	3525
Вес навесного оборудования в кг	2330/2148	3623	—	2460
Вес машины в кг	8920/8738*	17623	$\frac{8663}{8900^{**}}$ без контргрузов	8520

Параметр	Марка			
	Д-490М	КОБ-1.5	ЭМ-152А. ЭМ-152Б	НМП-55
Диаметр фрезы в мм	—	2500	—	—
Диаметр ротора по но- жам в мм	700	700	—	—
Габаритные размеры ма- шин в рабочем поло- жении в мм:				
длина	—	5850	6200	—
ширина	—	8220	3050/10 350	—
высота	—	2750	3950	—
Удельное давление на грунт в кг/см ²	—	0,36	0,25** среднее	—
Транспортные скорости в км/ч:				
вперед	3,59—7,92	2,36—10,13	$\frac{2,16}{2,16^{**}}$	—
назад	2,43	2,79—6,37	—	—
Обслуживающий персо- нал	1	1	$\frac{1}{1^{**}}$	1
Емкость ковшей в л	—	—	$\frac{13 \text{ и } 8}{15 \text{ и } 8^{**}}$	—
Скорость движения лент транспортёра в м/сек	—	—	10,6	—
Размеры гусеницы в мм:				
основной	—	—	800×3105/800×3175**	
вспомогательной	—	—	440×1550/440×1550**	
Управление рабочими органами	Гидравли- ческое	Гидравли- ческое	Канатно-гидрав- лическое	Гидрав- лическое

* Числитель — скребковый рабочий орган, знаменатель — роторный рабочий орган.

** В числителе приведены данные для каналоочистителя ЭМ-152А; в знаменателе — для каналоочистителя ЭМ-152Б.

и противоречий шнековые рабочие органы применяются только на торфяных грунтах, которые допускают скорость резания до 20—25 м/сек.

Привод рабочих органов бывает механический (от вала отбора мощности) или гидравлический; управление рабочими органами — гидравлическое или канатно-блочное. Рабочие органы имеют боковую навеску на базовые машины, что обеспечивает хорошую обзорность фронта работ. Однако такие машины на небольшом участке не обеспечивают очистки устья канала.

Для очистки обсаженных с двух сторон деревьями каналов от наносов и растительности применяются машины внутриканальные, передвигающиеся по дну канала и опирающиеся на откосы.

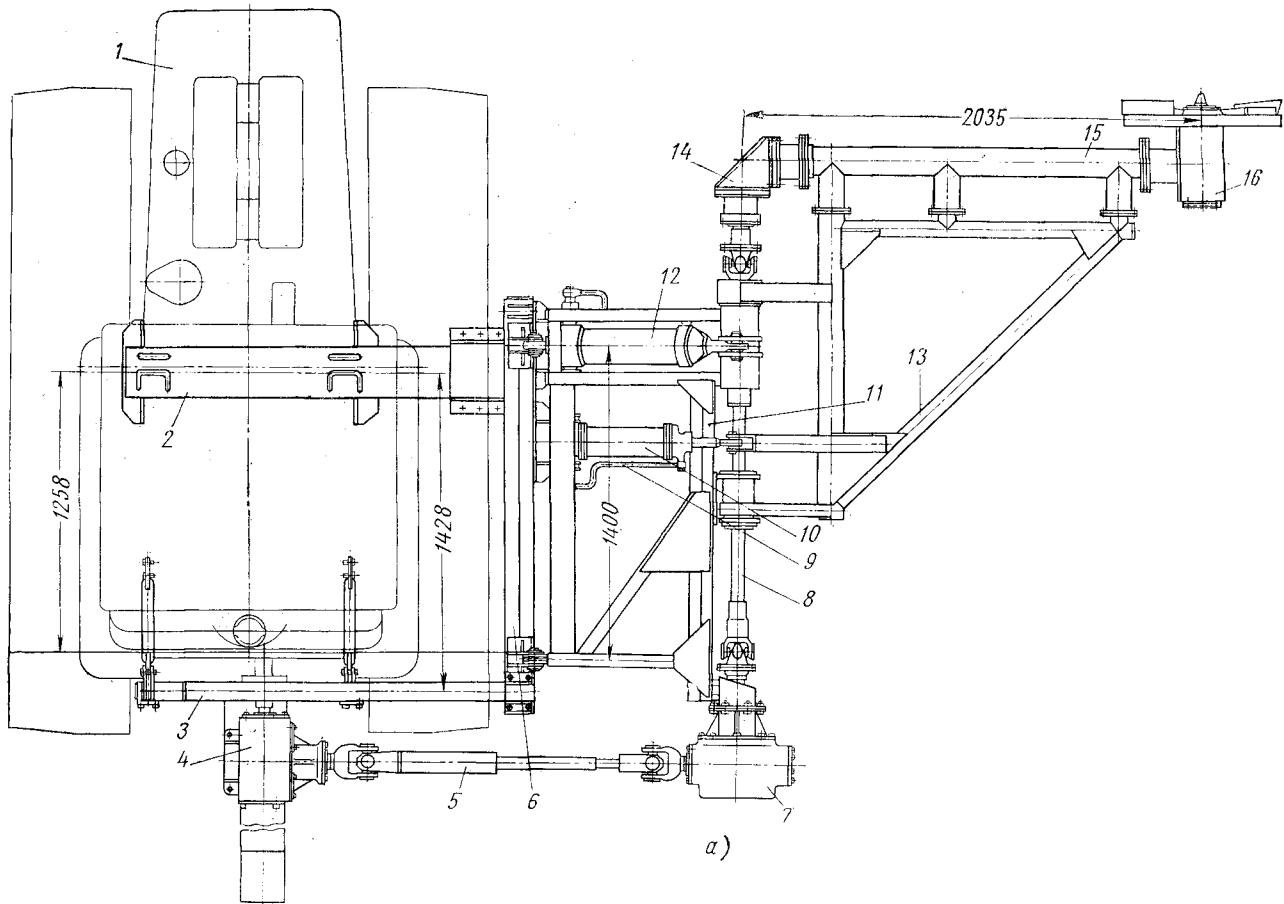
Техническая характеристика отечественных каналоочистителей с активными рабочими органами показана в табл. 17.

Каналоочиститель Д-490М

Каналоочиститель Д-490М (рис. 57) применяется для работы в грунтах различной категории и имеет два сменных рабочих органа: роторный и скребковый. Первый предназначен для очистки и восстановления дна каналов мелкой осушительной сети от наносов и ила. Вторым производится очистка и восстановление откоса и частично дна, планировка откосов каналов, мелкой осушительной сети сухих каналов и каналов, имеющих зеркало воды на уровне до 15 см от дна.

Навесное оборудование каналоочистителя Д-490М имеет боковую подвеску к трактору ДТ-55А. Подвеска осуществлена с помощью шарнирного устройства, предложенного В. А. Скотниковым и В. Г. Колошей. На рис. 58 изображена схема этого устройства, выполненного в виде четырехзвенного антипараллелограмма *АВСО*. Плечо *ОС* является поворотной рамой каналоочистителя, плечо *АВ* — поворотным гидроцилиндром, который управляет положением рамы *1* рабочих органов. Последняя на длине *ВС* служит шатуном антипараллелограмма. В точках *О* и *А* антипараллелограмм крепится к основной раме машины. Рассмотренное устройство позволяет уменьшить поперечный габарит каналоочистителя при транспортном положении навесных рабочих органов, повысить маневренность машины. Рабочие и транспортная установки рамы *1* показаны тремя положениями *I*, *II* и *III*.

Конструкция шарнирного соединения плеч *ОС* и *ОВ*, а также компоновка привода рабочих органов выполнены по предложению В. А. Скотникова, Я. А. Волчек и В. Т. Радкевича. Схема этой конструкции показана на рис. 59. К поворотной раме *1* шарнирно, посредством полых втулок *3*, присоединен шатун — рама *2*, на котором с помощью фланцев *8* укреплен рабочий орган *5*. Работает устройство следующим образом. От заднего вала отбора мощности трактора через конический редуктор *9* и карданную передачу *7* вращение передается коническому редуктору *6*, укрепленному на поворотной раме *1*. От редуктора *6* при помощи карданной передачи *4*, пропущенной через отверстия втулок *3*, вращение передается рабочему органу. Кинематическая схема привода роторного и скребкового рабочего органа показана на рис. 60, характеристика шестерен и звездочек приведена в табл. 18.



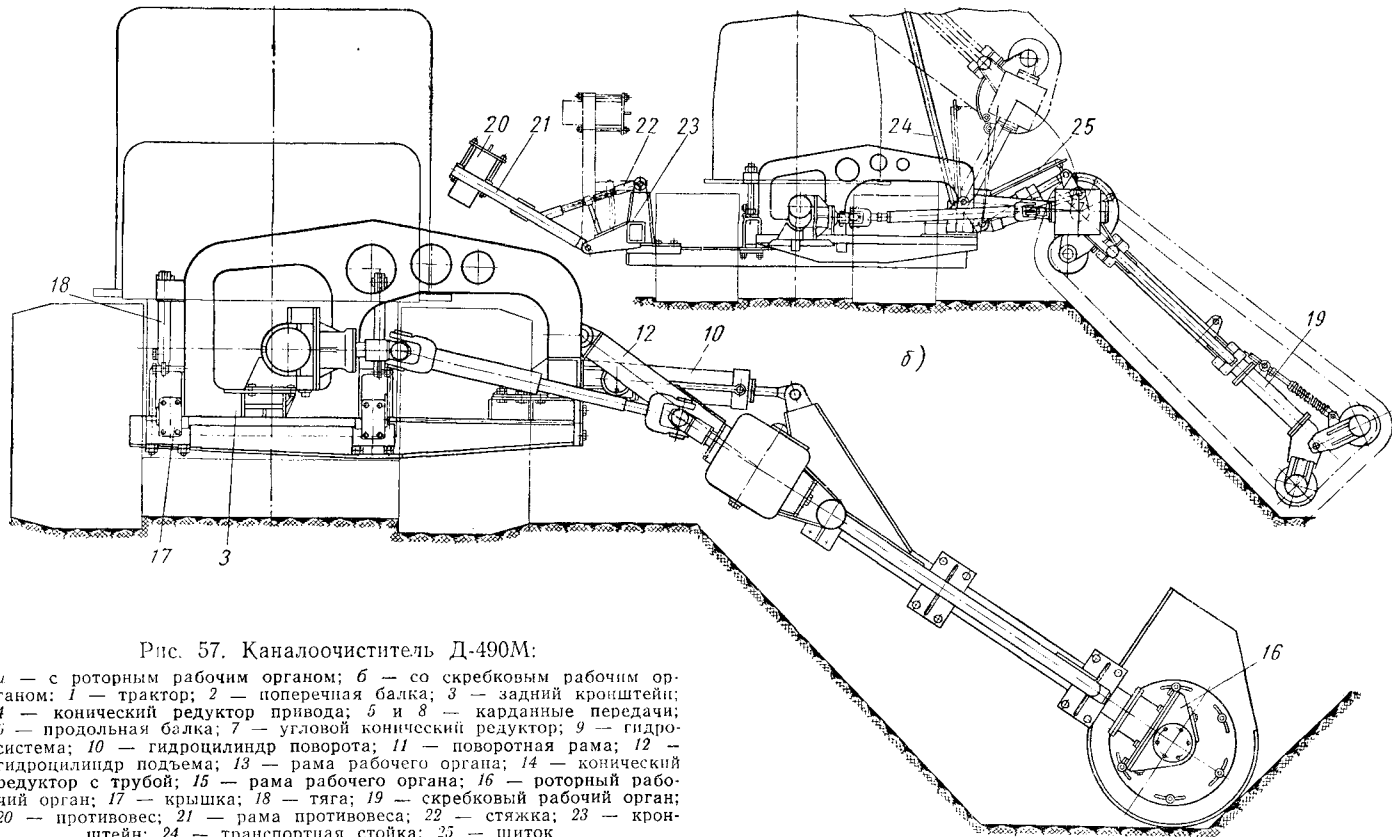


Рис. 57. Каналоочиститель Д-490М:

a — с роторным рабочим органом; *б* — со скребковым рабочим органом; 1 — трактор; 2 — поперечная балка; 3 — задний кронштейн; 4 — конический редуктор привода; 5 и 8 — карданные передачи; 6 — продольная балка; 7 — угловой конический редуктор; 9 — гидросистема; 10 — гидроцилиндр поворота; 11 — поворотная рама; 12 — гидроцилиндр подъема; 13 — рама рабочего органа; 14 — конический редуктор с трубой; 15 — рама рабочего органа; 16 — роторный рабочий орган; 17 — крышка; 18 — тяга; 19 — скребковый рабочий орган; 20 — противовес; 21 — рама противовеса; 22 — стяжка; 23 — кронштейн; 24 — транспортная стойка; 25 — щиток

Характеристика силовой передачи каналоочистителя Д-490М

Рабочий орган					
роторный			скребковый		
Обозначение шестерни или звездочек	z	m или t	Обозначение шестерни или звездочек	z	m или t
C_1	20	8	C_1	20	8
C_2	36	8	C_2	36	8
C_3	22	8	C_3	22	8
C_4	32	8	C_4	32	8
C_5	22	8	P_1	—	323*
C_6	22	8	P_2	—	—
C_7	36	8	P_3	—	—
C_8	17	8	P_4	—	—

* $D = 323$ мм.

Каналоочиститель Д-490М состоит из болотоходного трактора ДТ-55А с ходоуменьшителем, силовой передачи, остова навесного оборудования, рабочих органов, гидросистемы и вспомогательных устройств.

Силовая передача (см. рис. 57) предназначена для увеличения и передачи крутящего момента от вала отбора мощности трактора к ведущей звездочке скребкового органа или к ротору и включает конический редуктор 4 с предохранительной муфтой, карданную передачу, связывающую этот редуктор с валом отбора мощности трактора, телескопическую карданную передачу 5, угловой конический редуктор 7, карданную передачу 8.

Конструкция конического редуктора с предохранительной муфтой показана на рис. 61. В сварном корпусе 1 расположен ведущий вал 17, оснащенный предохранительной муфтой и сигнальной трещоткой, который опирается на втулки полого вала 10. Последний сидит на шарикоподшипниках в корпусе и несет на себе корпус 7 предохранительной муфты и шестерню 16, постоянно сцепленную с шестерней 18 ведомого вала 19. Ведомый вал 19 в сборе с шестерней 18, коническими подшипниками и стаканом 20 представляет собой сборочный узел, присоединяемый к корпусу болтами. Выходной шлицевой конец вала 19 соединяется с телескопической карданной передачей. Карданные шарниры этой передачи и телескоп заимствованы от карданной передачи машины КФН-1200.

Угловой конический редуктор (рис. 62) имеет два вала: первичный 6 и вторичный 2. Первичный вал сидит в литом корпусе 4 на двух конических подшипниках и несет на себе шестерню 5 и получает вращение от телескопической карданной

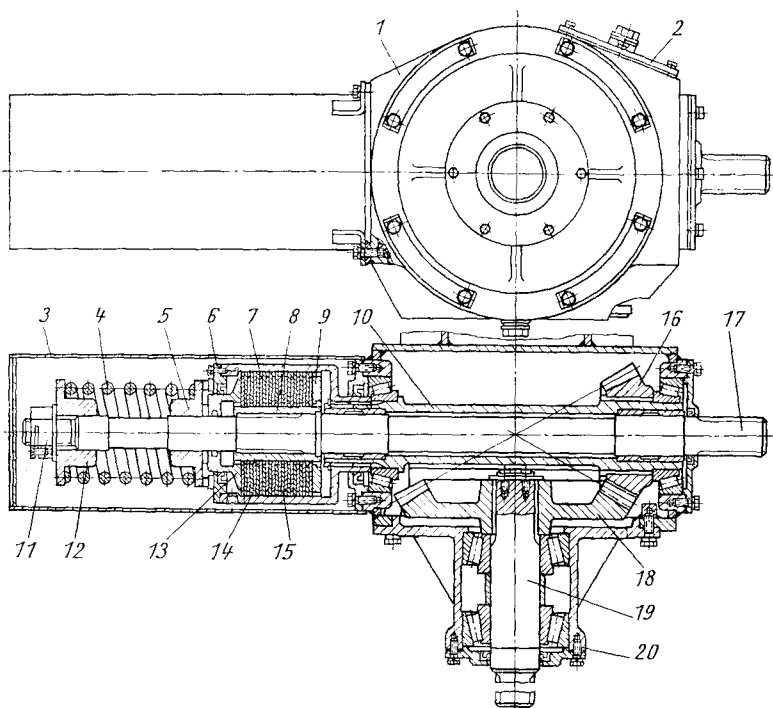


Рис. 61. Конический редуктор:

1 — корпус; 2 — крышка; 3 — кожух; 4 — пружина; 5 — диск пружины; 6 — диск греточки; 7 — корпус муфты; 8 — втулка; 9 — шайба упорная; 10 — полый вал шестерни; 11 — гайка; 12 — втулка пружины; 13 — прижимной диск; 14 — наружный диск; 15 — внутренний диск; 16 и 18 — конические шестерни; 17 — ведущий вал; 19 — ведомый вал; 20 — стакан

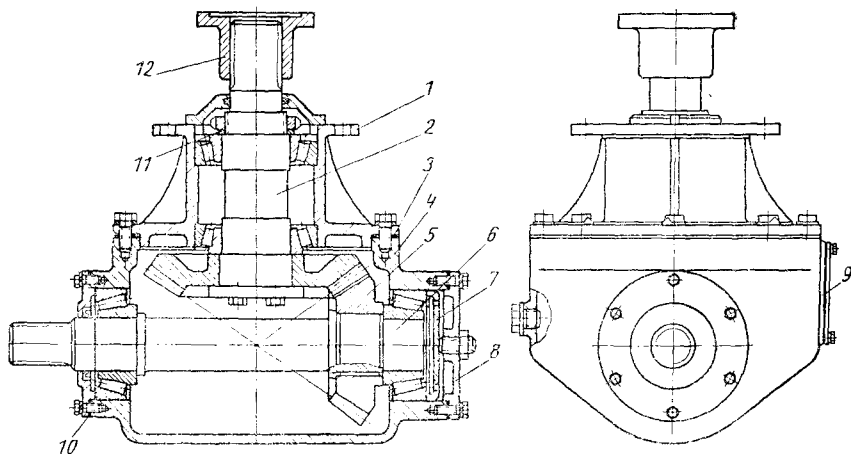


Рис. 62. Угловой редуктор конический:

1 — стакан; 2 — вторичный вал; 3 и 10 — прокладки; 4 — корпус; 5 — коническая шестерня; 6 — первичный вал; 7 — упорный фланец; 8 — крышка; 9 — крышка корпуса; 11 — круглая гайка; 12 — муфта

передачи. Вторичный вал сидит на конических подшипниках в стакане 1, присоединяемом к корпусу редуктора болтами, и несет на себе шестерню, находящуюся в постоянном зацеплении с шестерней 5. Регулировка зазоров в зацеплении конических шестерен производится с помощью прокладок 3, подкладываемых под фланец стакана 1. Регулировка осевых зазоров в конических подшипниках выполняется с помощью круглой гайки, сидящей на валу 2, и упорного фланца 7, а также регулировочного винта, предусмотренного на валу 6. Выходной конец вала 2 оснащен муфтой 12 для соединения с карданной передачей. Редуктор имеет также отверстие для заливки смазочного масла и сливную пробку. Шарниры карданной передачи, соединяющей угловой редуктор с рабочим органом, заимствованы от карданной передачи автомобиля МАЗ-500.

В силовую передачу при роторном рабочем органе входит также конический редуктор (рис. 63). Этот редуктор с помощью фланца стакана 6 и болтов присоединяется к раме 7 роторного органа. От первичного вала-шестерни 2 вращение передается валу-шестерне 5, с которой шлицами зацепляется вал 8. Другой шлицевой конец его соединяется с валом конического редуктора ротора.

Остов навесного оборудования (см. рис. 57, а) состоит из универсальной рамы 13, к которой присоединяются рамы 15 рабочих органов; из поворотной рамы 11, шарнирно соединенной с балкой 6; заднего кронштейна 3 и поперечной балки 2, крепящейся стяжками к лонжеронам трактора 1.

Все рамы и балки сварной конструкции. Задний кронштейн 3, поперечная балка 2 и продольная балка 6 составляют основную (неподвижную) раму каналоочистителя. К ней крепятся с одной стороны противовес 20, с другой — поворотная рама 11, гидроцилиндры 10 и 12 и другое вспомогательное оборудование. К остову крепятся все узлы силовой передачи машины.

Рабочие органы каналоочистителя сменные.

Роторный рабочий орган (рис. 64) состоит из конического редуктора 1, ротора 4 и улитки 3. Конический редуктор роторного органа имеет два вала: первичный 5 с шестерней 6 и вторичный 8 с шестерней 7. Первичный вал сидит на конических подшипниках в стакане 2. Вторичный вал имеет выходящий из корпуса шлицевой конец, на котором насажен ротор 4. От осевого смещения ротор удерживается гайкой 9. Улитка крепится болтами 13 к фланцу 12 корпуса конического редуктора. Фланец имеет прорези, вдоль которых могут перемещаться болты 13, вваренные в улитку, при регулировке положения этой улитки.

Ротор состоит из круглого диска, к которому в центре приварена и дополнительно укреплена заклепками шлицевая ступица (такой метод укрепления ступицы вызван тем, что ротор подвер-

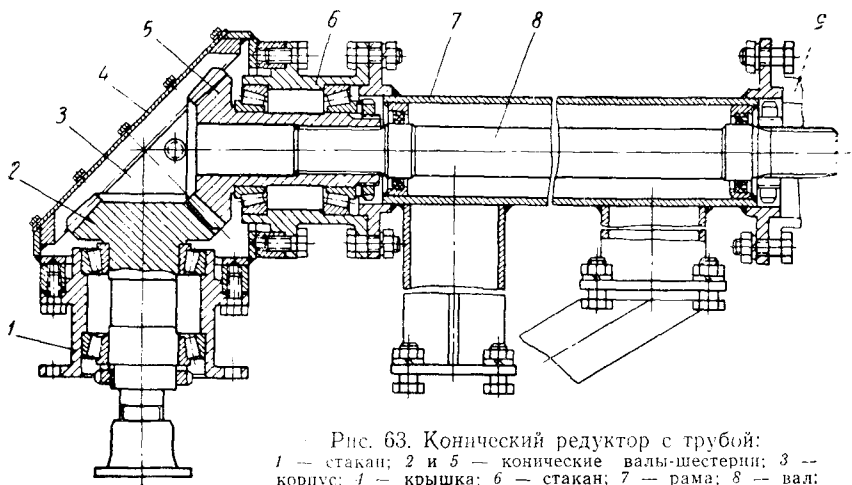


Рис. 63. Конический редуктор с трубой:
 1 — стакан; 2 и 5 — конические валы-шестерни; 3 — корпус; 4 — крышка; 6 — стакан; 7 — рама; 8 — вал;
 9 — удлинитель

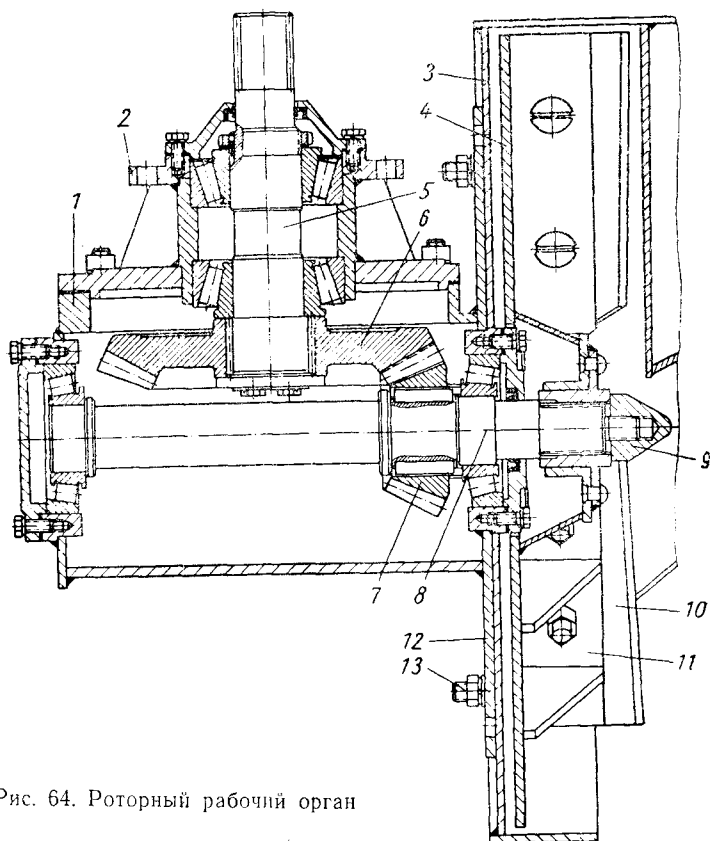


Рис. 64. Роторный рабочий орган

жен вибрациям, разрушающим заклпочные соединения. не усиленные сваркой), лопаток 11, приваренных к диску, и ножей 10, крепящихся к лопаткам болтами с потайными головками. Кромки ножей наплавлены твердым сплавом. Нижняя кромка улитки в секторе 90° заточена и также наплавлена твердым сплавом. Конструкция ротора и улитки выполнена по предложению В. А. Скотникова, В. А. Гвардиана и М. П. Шевченко. Отличительной особенностью работы этой конструкции является хорошая способность роторного органа срезать траву и одновременно грунтовые наносы без засорения улитки и без частых остановок.

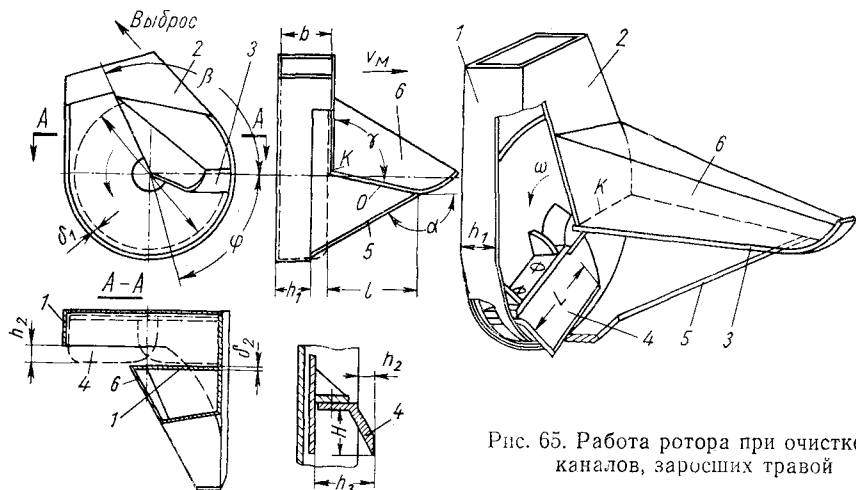


Рис. 65. Работа ротора при очистке каналов, заросших травой

Принцип работы роторного органа и конструктивные особенности его показаны на рис. 65. Улитка 1 имеет впереди стенку 2, закрывающую ротор в секторе β . К стенке 2 по линии K приварена лыжа 3 под углом γ к плоскости стенки 2. Под лыжей улитка оснащена пассивным ножом 5 в секторе угла ϕ . Пассивный нож длиной l наклонен к горизонту (в плоскости движения машины) под углом α . В левой части улитки открыта на величину $b - h_1$ так, что ножи 4 ротора выступают впереди кромки улитки на величину h_2 . Ширина улитки b равна 180—200 мм. Режущие ножи 4 ротора выполнены Г-образной формы с размерами H , h_3 и L . При вращении ротора по направлению ω ножи 4 срезают траву, наносы и подают их к пассивному ножу 5 и далее к кромке K . Здесь между ножами 4, пассивным ножом 5 и затем кромкой K образуются ножницы, которыми перерезается трава. Наносы и трава, скопившиеся под лыжей 3 в результате действия напорного движения ротора со скоростью v_m , скользят по опорной плоскости O лыжи к ротору.

Лыжа и нож 5 предотвращают образование призмы волочения перед ротором, одновременно ограничивают предельное заглубление ротора в дно канала и ограждают трактор от забрызгивания водой и наносами. Сверху лыжа имеет ребра жесткости 6. Зазоры δ_1 и δ_2 между ножами ротора и стенками улитки равны 2—3 мм.

Скребок рабочий орган (рис. 66) состоит из рамы 2, скребковой цепи 4, натяжного устройства и звездочек 1 и 13. Рама 2 с фланцами, кронштейнами и направляющей планкой 3 — сварной конструкции. Ведущая звездочка 1 посажена на

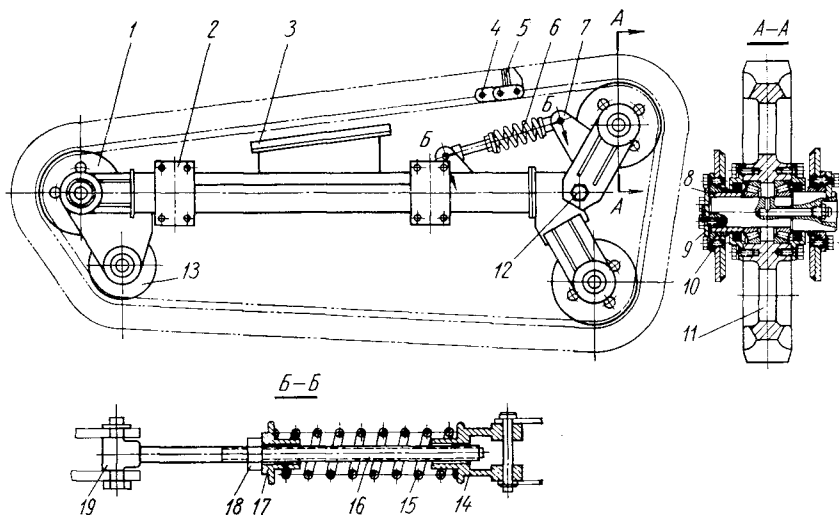


Рис. 66. Скребок рабочий орган:

1 — ведущая звездочка; 2 — рама; 3 — направляющая планка; 4 — цепь; 5 — скребок; 6 — натяжное устройство; 7 — кронштейн; 8 — втулка; 9 — ось; 10 — фланец; 11 — звездочка; 12 — палец; 13 — направляющая звездочка; 14 — вилка; 15 — пружина; 16 — натяжной болт; 17 — шайба; 18 — гайка; 19 — упор

шлицы вала и вращается вместе с ним на двух конических роликоподшипниках, расположенных в кронштейне рамы. Выходной конец вала соединен муфтой с карданным валом 8 (см. рис. 57, а). Все остальные звездочки смонтированы на осях, закрепленных в кронштейнах рамы, и опираются на конические роликоподшипники.

Натяжное приспособление состоит из поворотного кронштейна 7 (см. рис. 66), прикрепленного к раме пальцем 12, натяжного болта 16, пружины 15, вилки 14, регулировочной гайки 18 и упора 19, закрепленного пальцем в проушине рамы.

Гидросистема 9 (см. рис. 57, а) состоит из масляного насоса, распределителя, масляного бака, поставляемых вместе с трактором, силовых гидроцилиндров 10 и 12, трубопроводов,

двух замедлительных клапанов, шлангов, штуцеров и угольников. Трубопроводы состоят из шлангов и труб, к концам которых приварены ниппели и штуцера с соединительными гайками.

Гидроцилиндр подъема рамы (рис. 67) состоит из сварного корпуса цилиндра 2, штока 3, поршня 13 с уплотнительными манжетами 12 и манжетодержателями 11, а также крышки 4 с круглыми резиновыми уплотнительными кольцами и грязе-съемником 6.

Крышка 4 крепится к корпусу цилиндра болтами. С другой стороны к торцу цилиндра приварена проушина для соединения

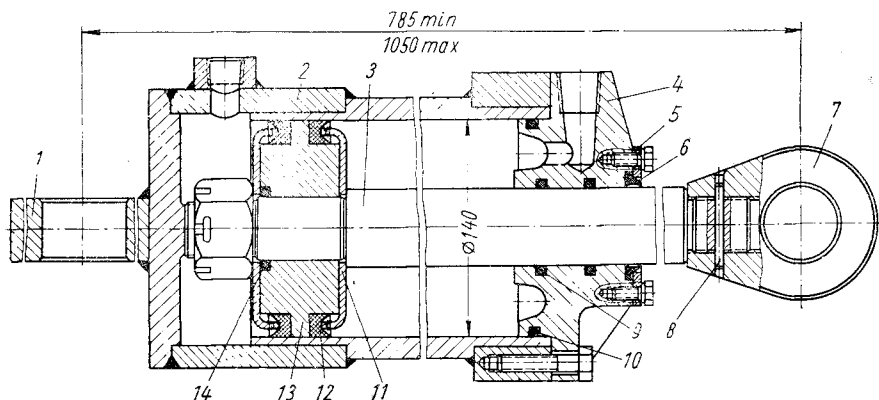


Рис. 67. Гидроцилиндр подъема рамы:

1 — крышка; 2 — корпус; 3 — шток; 4 и 5 — крышки; 6 — манжет грязесъемный; 7 — ухо штока; 8 — штифт; 9, 10 и 14 — кольца уплотнительные; 11 — манжетодержатель; 12 — манжета; 13 — поршень

с продольной балкой. Второй точкой крепления цилиндра является ухо 7, накрученное на шток 3. На другом конце штока надет поршень 13, уплотненный по диаметру круглым резиновым кольцом 14. Гайка держит поршень на штоке.

Гидроцилиндр 10 (см. рис. 57, а) поворота рамы рабочих органов аналогичен по конструкции гидроцилиндру подъема и отличается лишь размером внутреннего диаметра.

Управление положением рабочего органа производится двумя названными гидроцилиндрами от золотникового распределителя, расположенного в кабине трактора.

Для обеспечения пониженной скорости опускания и предохранения рабочего органа от резкого удара о грунт предусмотрен замедлительный клапан. Клапан состоит из корпуса, шайбы и штифта и ввернут в корпус распределителя. Масло, подаваемое в цилиндр при подъеме рабочего органа, отодвигает шайбу до упора в штифт и проходит по достаточно большому сечению. При опускании рабочего органа поток масла прижимает шайбу

к корпусу. В этом случае все масло дросселируется через калиброванное отверстие в шайбе.

Вспомогательное оборудование состоит из транспортной стойки, противовеса и грязезащитного листа (при скребковом рабочем органе).

Транспортная стойка 24 (см. рис. 57, б) сделана из трубы, в которую ввернуты винты правого и левого вращения для изменения длины стойки. Одним концом стойка шарнирно прикреплена к продольной балке 6 (см. рис. 57, а), другим — к раме 13.

Противовес 20 (см. рис. 57, б) состоит из кронштейна 23, стяжки 22, рамы 21 и грузов. Кронштейн 23 закреплен на поперечной балке. Стяжка 22 состоит из винта правого и левого вращения, рукоятки и двух гаек, закрепленных шарнирно в кронштейне 23 и раме 21. В транспортном положении противовес стоит вертикально.

Чтобы предотвратить забрасывание грунтом кабины и облицовки трактора при работе скребкового рабочего органа к подвижной раме крепится щиток 25. При запуске двигателя щиток необходимо повернуть на 90°. После запуска щиток устанавливается на место.

Ходоуменьшитель располагается на передней стенке корпуса коробки передач и представляет собой двухступенчатый редуктор, понижающий число оборотов первичного вала коробки передач, а следовательно, и скорости движения трактора. Привод от муфты сцепления к ходоуменьшителю осуществляется через укороченный главный кардан.

Каналоочиститель КОБ-1,5

Каналоочиститель КОБ-1,5 (рис. 68) является навесным на трактор Т-100 МБГС и предназначен для очистки от наносов и растительности и восстановления профиля каналов мелкой осушительной сети глубиной до 1,5 м при заложении откосов 1 : 1.

Навесное оборудование каналоочистителя включает рабочий орган редуктора привода гидронасосов 17, основную раму 3, поворотную раму 5, ходоуменьшитель 14, гидросистему 21, транспортную стойку 2, механизмы управления, противовес 16, стяжку 15 тележек гусениц. Навеска рабочего органа выполнена боковой. Управление рабочим органом гидравлическое, осуществляется из кабины трактора. Конструкция рабочих органов обеспечивает выброс грунта на противоположную машине сторону канавы. Кинематическая схема машины показана на рис. 69, характеристика шестерен силовой передачи — в табл. 19.

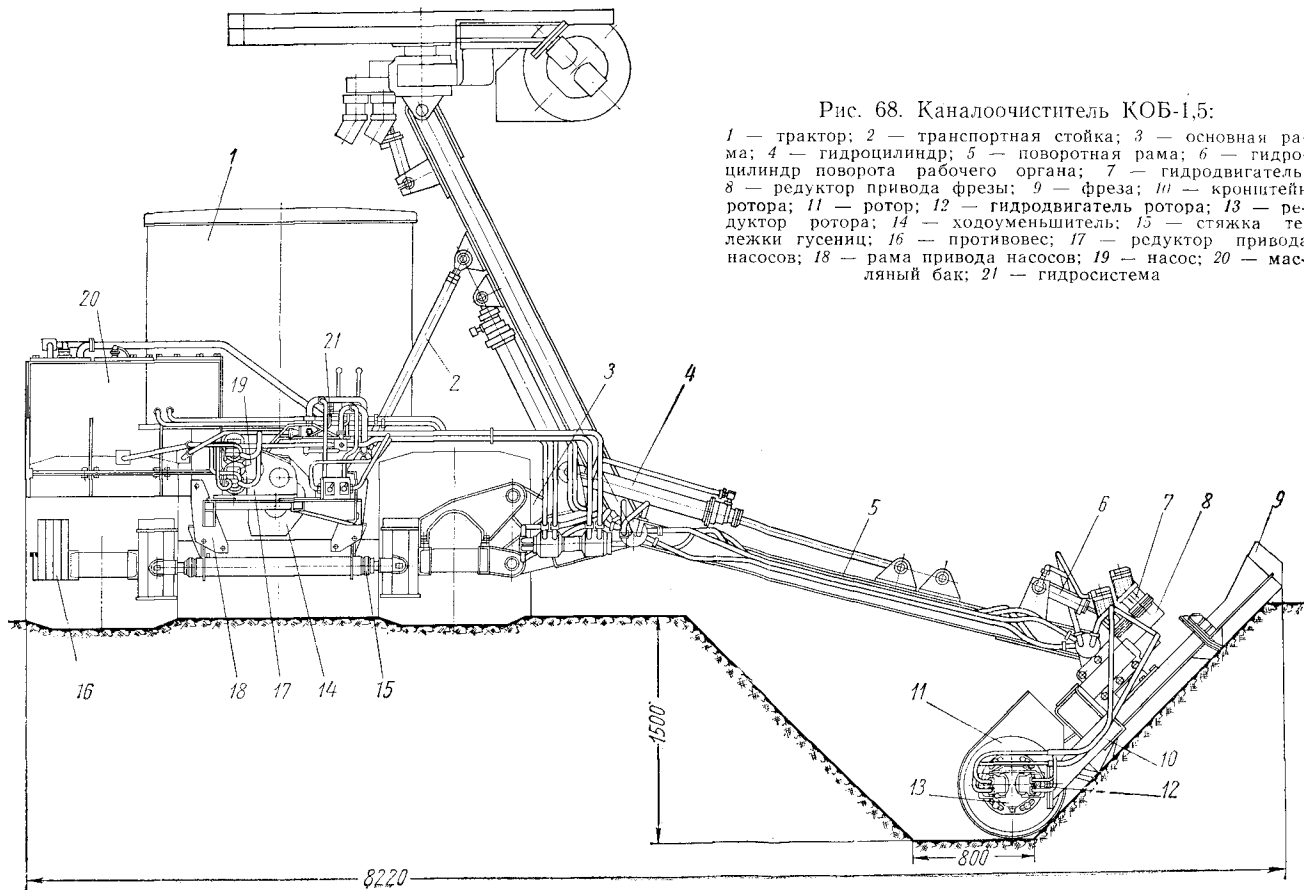


Рис. 68. Каналоочиститель КОБ-1,5:

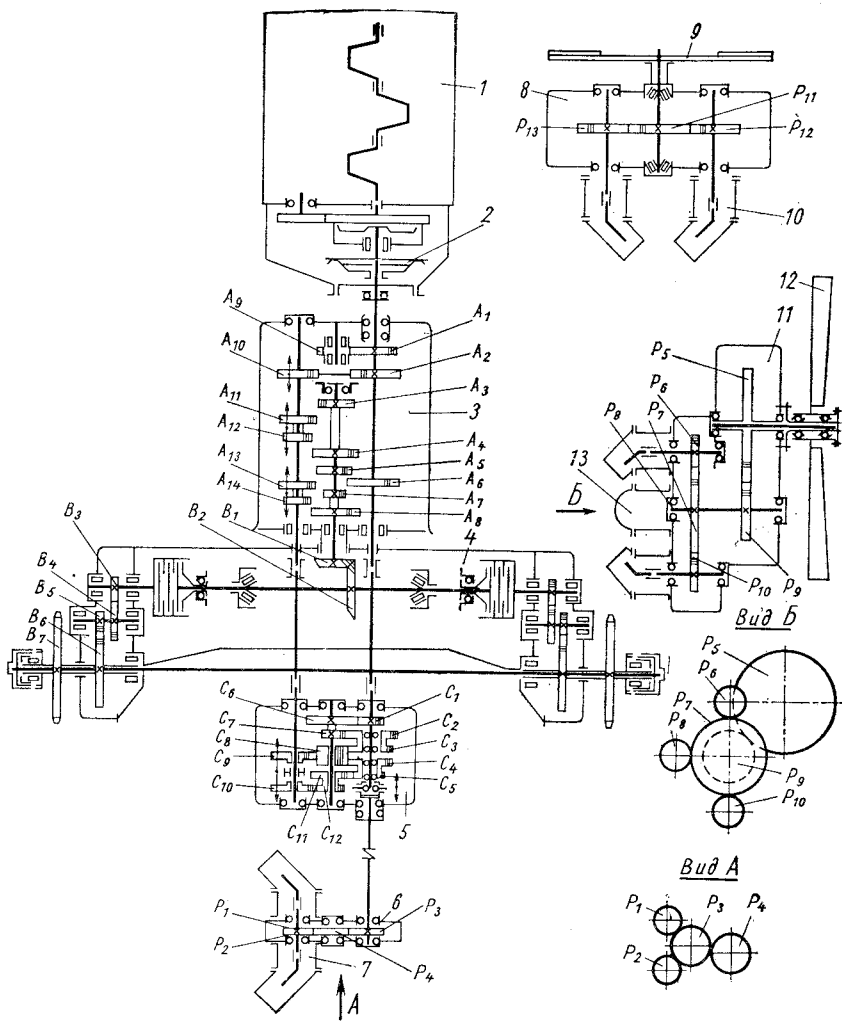


Рис. 69. Кинематическая схема силовой передачи каналочистителя КОБ-1,5:
 1 — двигатель КДМ-100Б ($N = 100$ л. с., $n = 1050$ об/мин); 2 — коробка передач; 4 — гусеничный ход; 5 — ходоуменьшитель; 6 — редуктор привода насосов; 7 — насос КПА-64, $n = 1500$ об/мин; 8 — редуктор ротора; 9 — ротор; 10, 13 — гидродвигатели; 11 — редуктор фрезы; 12 — фреза

Характеристика силовой передачи каналоочистителя КОБ-1,5

Коробка передач			Гусеничный ход			Ходоуменьшитель			Редукторы насосов, фрезы, ротора		
Обозначение шестерни или звездочек	z	m	Обозначение шестерни или звездочек	z	m	Обозначение шестерни или звездочек	z	m	Обозначение шестерни или звездочек	z	m
A ₂	26	7	B ₂	39	9,0	C ₂	43	5	P ₂	32	4
A ₃	21	7	B ₃	12	9,0	C ₃	41	5	P ₃	45	4
A ₄	27	7	B ₄	27	9,0	C ₄	41	5	P ₄	45	4
A ₅	23	7	B ₅	12	10,5*	C ₅	25	5	P ₅	44	8
A ₆	27	7	B ₆	53	10,5*	C ₆	44	5	P ₆	16	4
A ₇	16	7	B ₇	26	101,5*	C ₇	15	5	P ₇	80	4
A ₈	30	7	—	—	—	C ₈	17	5	P ₈	16	4
A ₉	19	7	—	—	—	C ₉	38	5	P ₉	16	8
A ₁₀	28	7	—	—	—	C ₁₀	33	5	P ₁₀	16	4
A ₁₁	24	7	—	—	—	C ₁₁	33	5	P ₁₁	53	4
A ₁₂	18	7	—	—	—	C ₁₂	17	5	P ₁₂	16	4
A ₁₃	22	7	—	—	—	—	—	—	P ₁₃	16	4
A ₁₄	15	7	—	—	—	—	—	—	—	—	—

* — f.

Рабочий орган (рис. 70) предназначен для резания и выноса грунта на внешнюю сторону канала. Он состоит из фрезы 1 для разработки откоса и частично дна канала, ротора 8 для очистки дна канала, редуктора привода фрезы 2 с гидродвигателями, балки 6 для крепления ротора, кожуха 3 и удлинителя 7. Рабочий орган шарнирно прикреплен к поворотной раме с помощью пальца 9 и к штоку гидроцилиндра посредством кронштейна.

Фреза 1 (рис. 70) предназначена для резания наносов, растительности, а также транспортирования их за пределы канала. Она представляет собой диск диаметром 2500 мм (по ножам), имеющий шесть лопаток с наружной и внутренней стороны.

В центре диска вварена ступица для присоединения фрезы к редуктору привода. Роль наружных лопаток играют треугольные коробки, приваренные для жесткости к диску и ступице. Эти коробки имеют гнезда для крепления съемных режущих ножей 5. Кожух 3 сварной конструкции предназначен для предохранения очищенного канала от попадания грунта, выбрасываемого лопатками фрезы в секторе кожуха.

Редуктор привода фрезы (рис. 71) увеличивает крутящий момент и передает его от гидродвигателя к фрезе. Редуктор цилиндрический имеет пять валов: три ведущих вала-шестерни 2, соединенных с гидродвигателями, промежуточный вал 7 и вал привода фрезы 9.

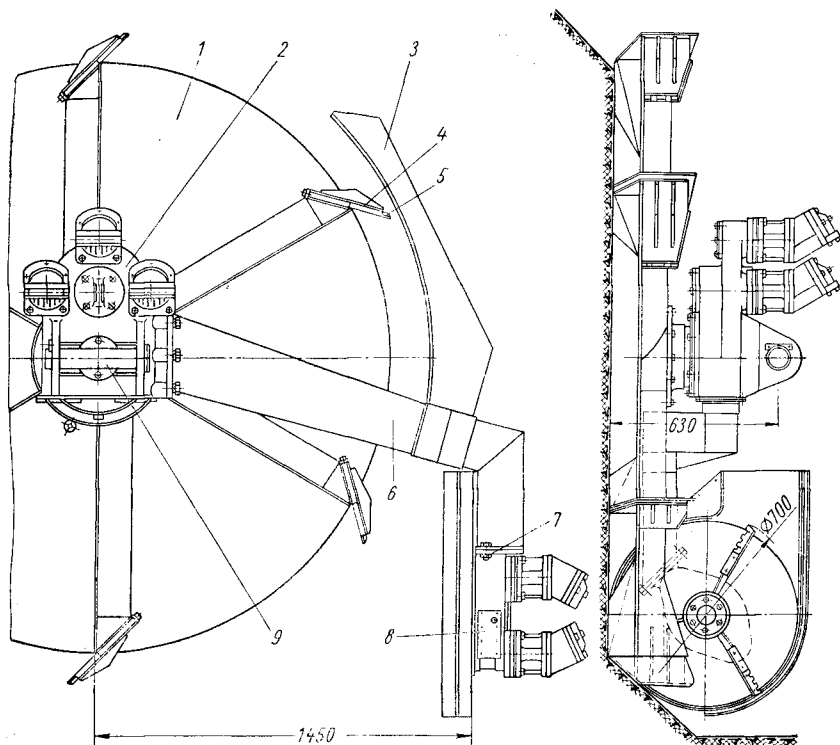


Рис. 70. Рабочий орган каналоочистителя КОБ-1.5:

1 — фреза; 2 — редуктор привода фрезы; 3 — кожух; 4 — лопатки фрезы; 5 — нож;
6 — балка; 7 — удлинитель; 8 — ротор в сборе; 9 — палец

Вал-шестерня 2 смонтирован на подшипниках, которые размещены в гнездах корпуса. Каждый вал-шестерня имеет внутренние эвольвентные шлицы для соединения с валом гидродвигателя. При работе фрезы в комплекте с ротором на редуктор привода фрезы устанавливаются два гидродвигателя, при работе без ротора — три гидродвигателя. Гидродвигатели работают синхронно на один вал 9. На промежуточный вал 7 на шлицах посажена шестерня 5 постоянного зацепления с валом-шестерней 2 и шестерня 6, зацепляющаяся с шестерней 8. Вал 9 выполнен полым и смонтирован на шарикоподшипниках. Он имеет наружные шлицы, на которых посажена шестерня 8, и внутрен-

ние шлицы для соединения с валом 13, передающим крутящий момент ведущему фланцу 12. Последний соединен болтами со ступицей 11, которая установлена на конических подшипниках опоры 10 корпуса редуктора. Ступица 11 имеет фланец, к которому крепится болтами фреза. На корпусе редуктора предусмотрены две проушины, которыми он с помощью пальца 16 крепится к поворотной раме, и кронштейн 3, через который редуктор соединяется с цилиндром поворота рабочего органа. Редуктор

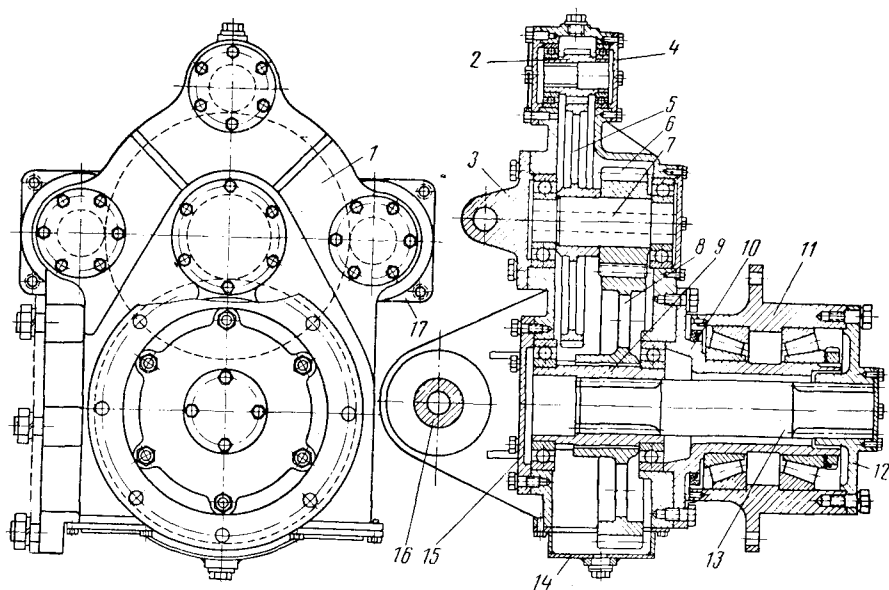


Рис. 71. Редуктор привода фрезы:

1 — корпус; 2 — вал-шестерня; 3 — цапфа; 4 — крышка; 5 — промежуточная шестерня; 6 — шестерня; 7 — промежуточный вал; 8 — ведомая шестерня; 9 — вал привода фрезы; 10 — ось опоры; 11 — ступица фрезы; 12 — ведущий фланец; 13 — вал; 14 — картер корпуса; 15 — крышка; 16 — ось; 17 — гидродвигатель

имеет заливную, спускную и контрольную пробки, а также крышки для монтажа и осмотра шестерен и подшипников.

Ротор (рис. 72) предназначен для очистки дна канала и состоит из редуктора 1, крыльчатки 8, улитки 7 и двух аксиально-плунжерных гидродвигателей 5. Конструкция ротора аналогична ротору, описанному в машине Д-490М (см. рис. 64).

Редуктор 1 (рис. 72) служит для увеличения и передачи крутящего момента от гидродвигателей в крыльчатке ротора и представляет собой одноступенчатый понижающий цилиндрический редуктор с двумя малыми ведущими вал-шестернями 2, которые соединены шлицами с гидродвигателями 5 и находятся в постоянном зацеплении с большой ведомой шестерней 3. По-

следняя на шлицах укреплена на валу 4 ротора. Выходной конец вала 4 ротора имеет шлицевой конец, на котором закрепляется крыльчатка 8 ротора с помощью специальной гайки 10. Опорами валов являются подшипники качения. Уплотнение выходного конца вала манжетное.

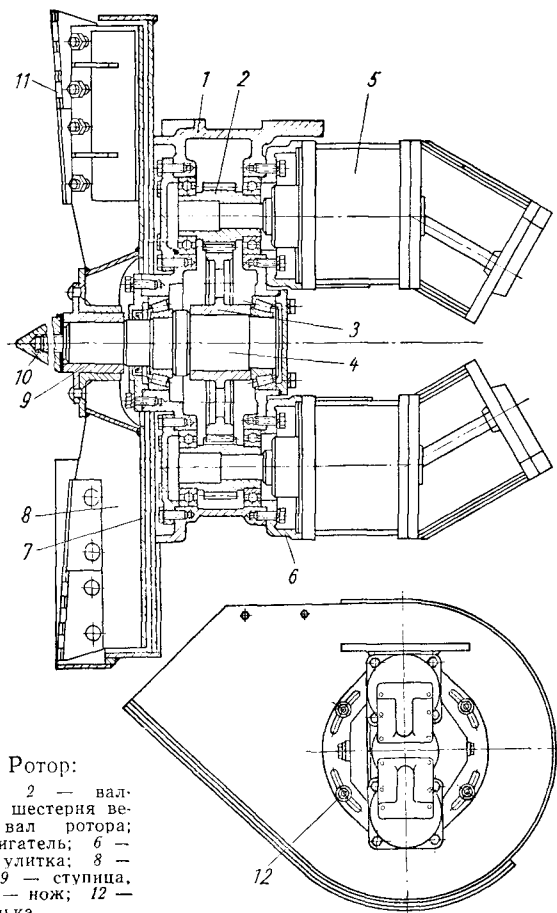


Рис. 72. Ротор:

- 1 — редуктор; 2 — вал-шестерня; 3 — шестерня ведомая; 4 — вал ротора; 5 — гидродвигатель; 6 — фланец; 7 — удлинка; 8 — крыльчатка; 9 — ступица; 10 — гайка; 11 — подшипник; 12 — шпилька

Редуктор имеет заливную, сливную и контрольную пробки и крышки для монтажа и осмотра шестерен. Ротор в сборе присоединен к балке 6 (см. рис. 70) через удлинитель 7. Балка 6 сварной конструкции крепится к редуктору фрезой фланцем.

Удлинитель 7 предназначен для перемещения ротора на 200 мм, что необходимо при очистке каналов с шириной по дну более 400 мм. Удлинитель устанавливается между балкой 6 и ротором 8.

Редуктор привода гидронасосов (рис. 73) передает крутящий момент от вала отбора мощности к гидронасосам, которые подают масло под давлением к гидродвигателям рабочего органа, и устанавливается на раму сзади трактора. Редуктор цилиндрический, быстроходный состоит из четырех валов: ведущего вала 6, промежуточного вала 8 и двух ведомых полых валов 11.

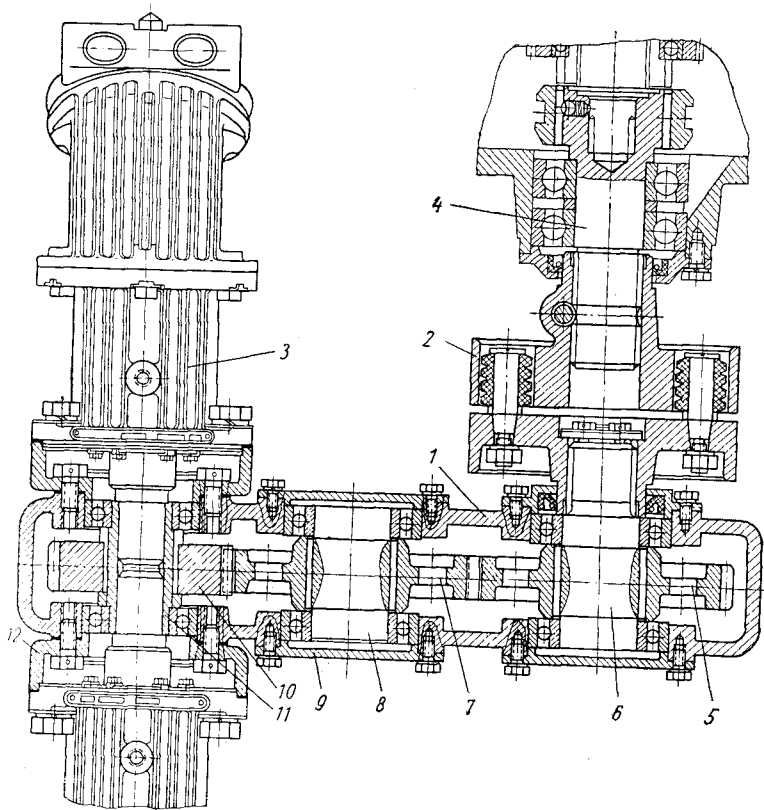


Рис. 73. Редуктор привода гидронасосов:

1 — корпус; 2 — муфта; 3 — насос плунжерный НПА-64; 4 — вал ходоуменьшителя; 5 — ведущая шестерня; 6 — ведущий вал; 7 — шестерня; 8 — промежуточный вал; 9 — крышка; 10 — ведомая шестерня; 11 — ведущий вал полый; 12 — фланец

Ведущий вал 6 смонтирован на подшипниках качения. Он имеет в средней части шлицы, на которые посажена шестерня 5, постоянно соединенная с шестерней 7 промежуточного вала. Шлицевой конец ведущего вала, выходящий из корпуса редуктора, соединен с шлицевым концом вала 4 отбора мощности с помощью упругой пальцево-втулочной муфты 2. Уплотнение вала манжетное. Ведомые валы выполнены полыми. Они имеют

шлицы снаружи и внутри вала. На наружные шлицы посажены шестерни 10, которые находятся в постоянном зацеплении с шестерней 7 промежуточного вала. Внутренние шлицы служат для соединения с валами гидронасосов 3. Каждый вал приводит во вращение два гидронасоса. Таким образом, редуктор приводит четыре насоса, которые под давлением подают масло к гидродвигателям. Корпус редуктора имеет крышку для удобства монтажа шестерен и для осмотра редуктора.

Основная рама (см. рис. 68) служит для восприятия веса навесного оборудования, усилий, возникающих в цилиндрах, сил сопротивления движению рабочих органов и для передачи всех этих сил на трактор. Рама крепится пальцами к кронштейнам, приваренным к правой гусеничной тележке трактора, и представляет собой H-образную сварную конструкцию. Она имеет проушины для шарнирного соединения с поворотной рамой 5 при помощи пальцев. Последние имеют резьбу для ввертывания в нее муфт бесшлангового соединения маслопроводов. Сверху рамы приварены два кронштейна, к которым крепятся гидроцилиндры для подъема поворотной рамы.

Поворотная рама 5 (см. рис. 68) предназначена для восприятия веса рабочего органа, гидроцилиндров и трубопроводов а также реакции грунта, действующих на рабочий орган, и для передачи этих сил на основную раму. Кроме того, она обеспечивает необходимый вылет рабочего органа. Подъем и опускание рамы осуществляется двумя гидроцилиндрами диаметром 120 мм. Рама выполнена в форме равнобедренного треугольника, две стороны которого представляют собой продольные коробчатые балки, связанные поперечными связями. Последние в местах крепления к продольным балкам усилены ребрами жесткости. Сходящиеся концы продольных балок связаны листами, между которыми вварена труба, служащая проушиной шарнирного соединения с рабочим органом. Сверху на раме приварены кронштейны для крепления штоков гидроцилиндров и транспортной стойки 2, а также кронштейны для крепления гидроцилиндра поворота рабочего органа.

Ходоуменьшитель 5 (см. рис. 69) предназначен для получения более низких скоростей движения трактора при работе каналоочистителя. Прикреплен он на задней стенке корпуса заднего моста трактора. Конструкция ходоуменьшителя мало отличается от конструкции ходоуменьшителя каналокопателя КФН-1200 (см. рис. 23).

Гидросистема (рис. 74) обеспечивает привод рабочего органа — фрезы и ротора, перемещение поворотной рамы и поворот рабочего органа. Гидросистема отдельная, независимая для привода рабочего органа — фрезы и ротора и для питания гидроцилиндров поворотной рамы и поворота рабочего органа.

Гидросистема привода рабочих органов состоит из привода, маслобака и трубопроводов.

Привод включает в себя четыре аксиально-плунжерных гидронасоса 9 (см. рис. 74), работающих от вала отбора мощности базовой машины через редуктор и четырех гидродвигателей 5 и 6 аксиально-плунжерного типа. Два гидродвигателя, включенные параллельно, вращают фрезу, а два других — ротор. Каждую пару гидродвигателей питают два гидронасоса марки

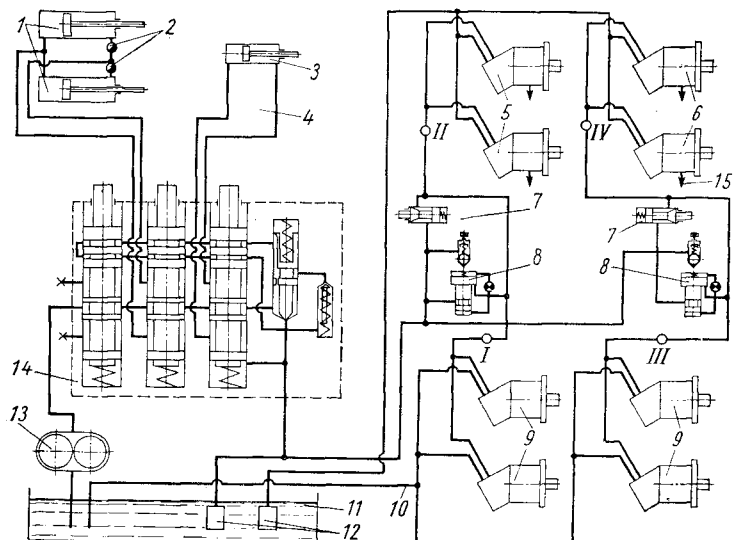


Рис. 74. Гидравлическая схема каналочистителя КОБ-1,5:

- 1 — гидроцилиндр подъема рабочего органа; 2 — замедлительный клапан; 3 — гидроцилиндр поворота рабочего органа; 4 — трубопровод к гидроцилиндр; 5 — гидродвигатель ротора НПА-64; 6 — гидродвигатель фрезы НПА-64; 7 — осевой дроссель Г77-25; 8 — предохранительный клапан БГ-52-15; 9 — гидронасос НПА-64; 10 — трубопровод к ротору и фрезе; 11 — масляный бак; 12 — бак фильтров; 13 — гидронасос НШ-46; 14 — распределитель Р-75-В3; 15 — дренажные трубки; I—IV — точки для замера давления

НПА-64. Привод гидродвигателей фрезы и ротора осуществлен отдельными потоками рабочей жидкости, которые соединены только в масляном баке.

Управление насосами НПА-64, а тем самым рабочим органом, производится из кабины включением или отключением вала отбора мощности.

Для отвода утечек из насосов в маслобак выведены автономные дренажные трубки 15. На каждую пару насосов в нагнетательной магистрали установлены предохранительные клапаны типа БГ-52-15, защищающие гидросистему от перегрузок. Клапаны отрегулированы на давление 70 кг/см^2 .

Надежность работы гидронасосов и гидродвигателей зависит в основном от соблюдения чистоты во всей гидросистеме и в первую очередь — чистоты рабочей жидкости. Насосы и двигатели необходимо ежедневно очищать от пыли и грязи. Ремонт их производят только в специально оборудованных для этого мастерских.

В последнее время на машине КОБ-1,5 клапаны БГ 52-15 не ставят, а устанавливают гидродвигатели типа 5-ИИМ с предохранительными клапанами на давление 100 кг/см^2 .

Масляный бак 11 емкостью 550 л сварной конструкции, расположен впереди трактора с левой стороны. Он укреплен на раме к лонжеронам трактора. Конструкция бака предусматривает очистку масла, заливаемого в бак и поступающего из гидросистемы. Масляный бак имеет специальные перегородки и дырчатый пеногаситель, «успокаивающие» рабочую жидкость и уменьшающие пенообразование. Указатель уровня (смотровое окно), расположенный на передней стенке бака, позволяет наблюдать за уровнем масла и состоянием его во время работы. Уровень масла в баке должен быть в пределах, ограниченных верхней и нижней рисками на стекле маслоуказателя.

Бак оборудован воздушным фильтром (сапуном), предназначенным для соединения внутренней полости бака с атмосферой во избежание повышения давления в баке и предупреждения попадания пыли в него. С левой стороны верхней стенки бака в прямоугольное отверстие смонтирован бак фильтров 12, предназначенный для очистки рабочей жидкости гидросистемы. Бак фильтров сварной конструкции, в верхней стенке его смонтированы фланцы для присоединения сливных трубопроводов. Фланцы заканчиваются трубой, нижний конец которой всегда находится ниже уровня жидкости, что уменьшает пенообразование. В верхней стенке расположена заливная горловина с сетчатым фильтром, на которую накинута крышка. Рядом с ней смонтирован предохранительный клапан бака. В корпусе бака фильтров расположены шесть фильтров, состоящих из фильтрующих элементов (20 сетчатых рамок и 21 диска специальной формы), зажатых стяжным болтом между фланцем и прижимной шайбой. Фильтры вставлены в отверстия в стенке бака фильтров и закреплены болтами.

Фильтр работает следующим образом. Масло попадает на наружную поверхность фильтрующих элементов, проходит в зазоры между диском и сеткой через пазы в диске и попадает во внутреннюю полость фильтра, откуда вытекает в маслобак через отверстия в стенке фланца. Работа гидросистемы в значительной степени зависит от чистоты фильтров. Фильтры должны периодически очищаться от грязи. Кроме того, должна производиться внеочередная очистка фильтров, если предохранительный клапан бака пропускает рабочую жидкость — признак, что

фильтры засорены. Для очистки фильтры демонтируют, предварительно сняв бак фильтров.

Предохранительный клапан бака смонтирован на верхней стенке бака фильтров. В конусную выточку штуцера вставлен шарик, запираемый пружиной, которая при помощи колпачка с шестигранной головкой отрегулирована на давление $1,5 \text{ кг/см}^2$. В колпачке имеется отверстие, через которое вытекает масло при повышении давления в баке фильтров.

Трубопроводы гидросистемы привода рабочих органов оборудованы безшланговыми соединениями. В местах поворота трубопроводов установлены двойные и одинарные муфты. Двойная муфта состоит из корпуса с двумя торцовыми отверстиями — каналами и приваренными угольниками. На другом (глухом) торце корпуса нарезана резьба для ввинчивания в шарнирный палец. Сверления имеют выходы в две кольцевые проточки на поверхности корпуса. На корпус надет барабан, внутренние кольцевые проточки которого совпадают с проточками на корпусе. К барабану приварены два фланцевых штуцера, соединенные с кольцевыми проточками. Барабан может поворачиваться вокруг оси корпуса, чем достигается изменение направления потока рабочей жидкости в соответствии с изменением угла наклона элементов конструкции машины. Зазоры между корпусом и барабаном уплотнены резиновыми кольцами. В корпусе имеется поперечное сверление для рычага, которыми пользуются при установке муфты на машину. В присоединительных фланцах предусмотрены канавки для уплотнительных колец.

Одинарная муфта представляет собой коллектор, имеющий осевое глухое сверление с резьбой под болт и пересекающееся с ним поперечное сверление. На коллектор надета муфта со штуцером. Зазоры между муфтой и коллектором уплотнены резиновыми кольцами. С торца пустотелым болтом с поперечным отверстием к коллектору крепится поворотный штуцер, уплотненный по стыкам резиновыми пальцами. Со стороны глухого торца на коллекторе муфта имеет резьбовой конец для присоединения к шарнирному пальцу гидроцилиндра или рамы машины.

Для привода подъема поворотной рамы и поворота рабочего органа использована гидросистема трактора Т-100 МБГС с таким изменением, что в схему в качестве силового элемента включен только один гидронасос НШ-46 из двух, установленных на тракторе.

Подъем и опускание поворотной рамы осуществляется двумя гидроцилиндрами диаметром 120 мм, соединенными параллельно. В штоковые полости гидроцилиндров включены замедлительные клапаны для плавного опускания рамы под действием собственного веса. Поворот рабочего органа осуществляется

гидроцилиндром диаметром 75 мм. Управление гидроцилиндрами производится тракторным распределителем Р75-ВЗ. Трубопроводы, питающие гидроцилиндры, присоединяются к штуцерам муфт, расположенных сзади трактора.

Рабочий орган удерживает в транспортном положении стойка 2 (см. рис. 68). Она выполнена винтовой. Одним концом стойка крепится на пальце к проушинам на тракторе, другим — к поворотной раме. При работе машины транспортная тяга снимается и крепится к раме поворотной.

Для равномерного распределения веса машины предназначен противовес 16, состоящий из семи секций. В каждой секции размещено по четыре чугунных плиты. Плиты имеют пазы, которыми насаживаются на кронштейн, приваренный к раме тележки гусеницы хода. В кронштейн завернут болт, прижимающий плиты одну к другой.

Стяжка 15 тележек гусениц соединяет правую и левую гусеничные тележки между собой и предназначена для передачи усилий на них при работе и развороте трактора. Стяжка выполнена из трубы, в которую на концах ввинчены резьбовые проушины. В последние установлены ролики, связанные с опорами, приваренными к гусеницам тележек. С лонжеронами трактора стяжка соединена двумя кронштейнами. Шарнирное соединение стяжки с тележками гусениц с помощью роликов создает независимое перемещение гусениц относительно друг друга в вертикальной плоскости, при этом обеспечивая их совместную работу при восприятии усилий.

Мелиоративный экскаватор ЭМ-152А

Экскаватор ЭМ-152А (рис. 75) поперечного черпания является самоходной машиной на специальном гусеничном ходу и предназначен для очистки каналов мелкой и средней осушительной сети, не имеющих на одной из берм древонасаждений, густых камышовых и кустарниковых зарослей, пней, глубоких ям и т. д. В виде исключения экскаватор может быть применен на строительстве новых каналов на грунтах первой категории.

Экскаватор производит очистку каналов при движении передним и задним ходом с раздвинутыми гусеницами, идущими по обеим бермам канала, а также может работать при движении обеих гусениц по одному берегу канала с ковшовой рамой, опущенной сбоку главной гусеницы. Последняя схема применяется при очистке каналов, когда передвижению вспомогательной гусеницы на одном из берегов канала мешают какие-либо препятствия.

Экскаватор состоит из следующих основных узлов: рамы, двигателя, коробки передач, пилона, кабины, основной и вспомогательной гусениц, телескопической рамы и телескопического

вала, ковшового рабочего органа, транспортера, управления и электрооборудования. Кинематическая схема машины показана на рис. 76, а характеристика шестерен силовой передачи — в табл. 20.

Для крепления и установки узлов и агрегатов экскаватора служит рама (см. рис. 75). Она представляет собой сварную конструкцию из профилированной стали.

Источником энергии для передвижения экскаватора и выполнения работ является двигатель Д-37М мощностью 40 л. с. Двигатель имеет водяное охлаждение. К двигателю прифланцована муфта сцепления, управляемая нож-

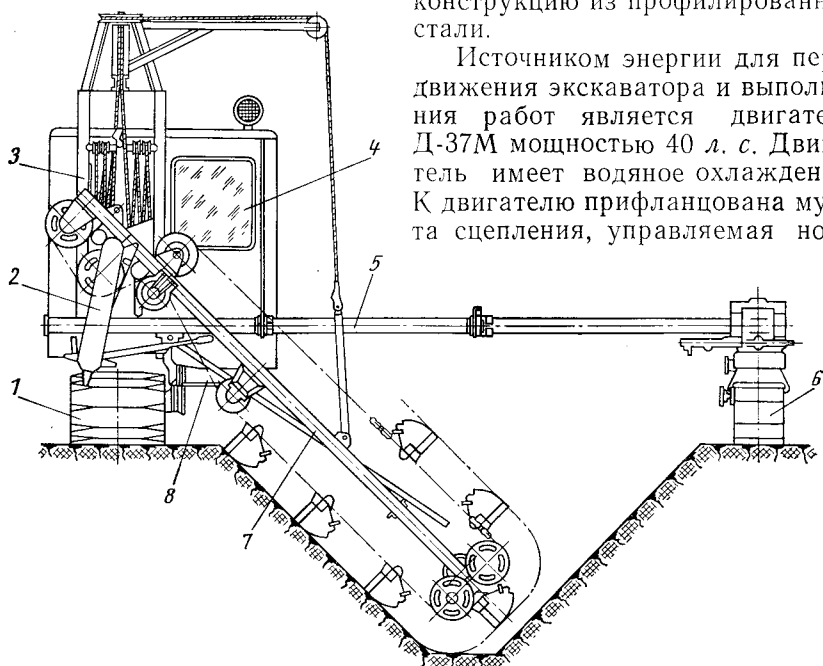


Рис. 75. Экскаватор ЭМ-152А:

1 — основная гусеница; 2 — транспортер; 3 — пилон; 4 — кабина; 5 — телескопическая рама; 6 — вспомогательная гусеница; 7 — ковшовый рабочий орган; 8 — рама

ной педалью из кабины водителя. Двигатель установлен на раме экскаватора.

Для передачи крутящего момента и изменения величины и направления скоростей движения экскаватора служит коробка передач. Она установлена на раме экскаватора, в кабине водителя, и через эластичную муфту соединена с двигателем. Коробка передач обеспечивает две рабочие и одну транспортную скорость, она имеет реверс для изменения направления движения на всех скоростях.

В задней части рамы установлен пилон 3, служащий для навешивания ковшовой рамы, которая крепится к пилону при помощи верхней и нижней подвесок через систему канатов. На пилоне смонтированы два гидроцилиндра, предназначенные для

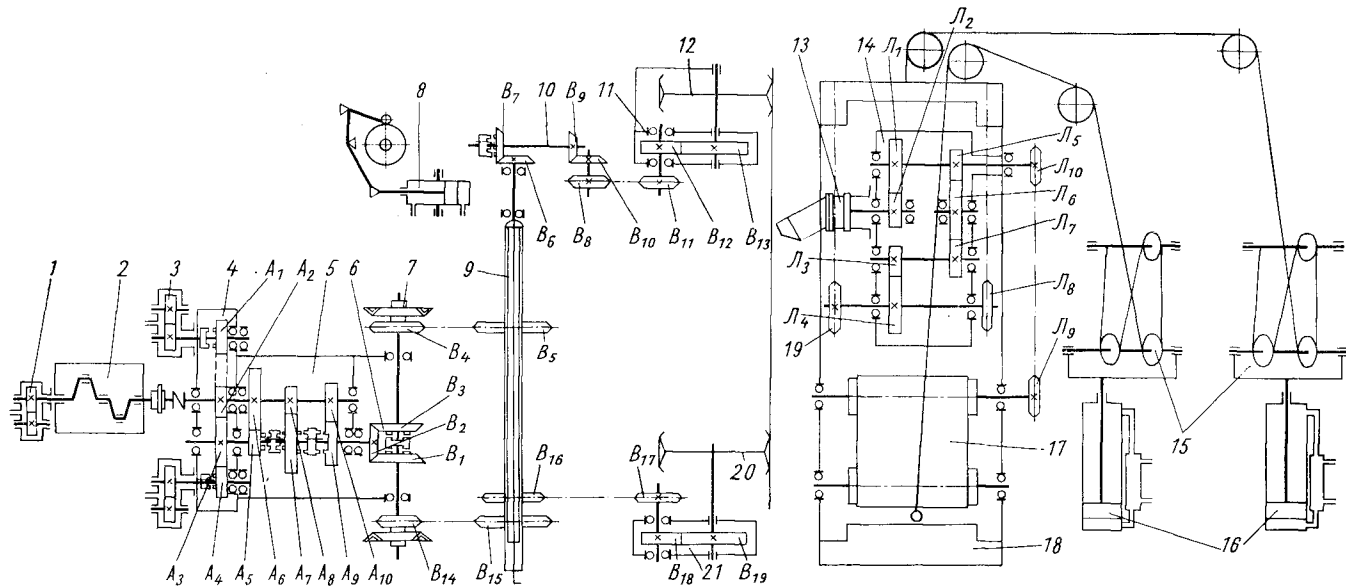


Рис. 76. Кинематическая схема силовой передачи экскаватора ЭМ-152А:

1, 3 — гидронасосы; 2 — двигатель; 4 — коробка привода гидронасосов; 5 — коробка передач; 6 — реверс; 7 — борт-фрикцион; 8 — гидроцилиндр поворота вспомогательной гусеницы; 9 — телескопический вал; 10 — привод вспомогательной гусеницы; 11 — подшипник бортового редуктора; 12 — вспомогательная гусеница; 13 — гидродвигатель привода рабочего органа; 14 — коробка привода ковшовых цепей; 15 — подъемные полиспасты; 16 — подъемные гидроцилиндры; 17 — транспортер; 18 — ковшовый элеватор; 19 — ковшовые цепи; 20 — главная гусеница; 21 — бортовой редуктор главной гусеницы

подъема и опускания верхней и нижней частей ковшовой рамы в рабочее и транспортное положение.

Таблица 20

Характеристика силовой передачи экскаватора ЭМ-152А

Редуктор гидронасоса, коробка передач			Привод ходовой части			Привод рабочего органа		
Обозначение шестерни или звездочки	<i>z</i>	<i>m</i> или <i>t</i>	Обозначение шестерни или звездочки	<i>z</i>	<i>m</i> или <i>t</i>	Обозначение шестерни или звездочки	<i>z</i>	<i>m</i> или <i>t</i>
A_1	18	3,5	B_1	41	7	L_1	48	3,5
A_2	18	3,5	B_2	20	7	L_2	16	3,5
A_3	82	3,5	B_3	41	7	L_3	14	5,0
A_4	18	3,5	B_4	12	44,45	L_4	41	5,0
A_5	18	5,0	B_5	26	44,45	L_5	14	4,0
A_6	52	5,0	B_6	24	7	L_6	42	4,0
A_7	52	5,0	B_7	24	7	L_7	48	4,0
A_8	18	5,0	B_8	18	44,45	L_8	22	50,8
A_9	46	5,0	B_9	24	7	L_9	14	25,4
A_{10}	24	5,0	B_{10}	24	7	L_{10}	14	25,4
—	—	—	B_{11}	18	44,45	19	22	50,8
—	—	—	B_{12}	14	6	—	—	—
—	—	—	B_{13}	35	6	—	—	—
—	—	—	B_{14}	12	44,45	—	—	—
—	—	—	B_{15}	26	44,45	—	—	—
—	—	—	B_{16}	15	50,8	—	—	—
—	—	—	B_{17}	20	50,8	—	—	—
—	—	—	B_{18}	12	10	—	—	—
—	—	—	B_{19}	30	10	—	—	—

Кабина 4 размещена в средней части рамы. В ней сосредоточены основные механизмы управления. Кабина снабжена окнами, обеспечивающими круговой обзор машинисту.

Средством передвижения экскаватора является основная гусеница 1. Она состоит из рамы сварной конструкции, в задней части которой вмонтирован бортовой редуктор. В передней части расположено натяжное устройство гусеничной цепи. В середине между ними установлены опорные и поддерживающие катки. Вращающиеся элементы гусеничного хода установлены на подшипниках качения.

Средством передвижения служит также вспомогательная гусеница 6. Она состоит из рамы сварной конструкции, в задней части которой вмонтирован бортовой редуктор, в передней расположено натяжное устройство гусеничной цепи, а в середине между ними установлены опорные и поддерживающие катки. Все вращающиеся элементы установлены на подшипниках качения. На кронштейнах рамы гусеничного хода имеется приводная

головка, которая, в свою очередь, соединена с рамой машины телескопической рамой. В корпусе приводной головки размещены конические шестерни, передающие вращение от телескопического вала на выходной вал и дальше посредством цепной передачи на редуктор хода вспомогательной гусеницы. Поворот вспомогательной гусеницы относительно приводной головки осуществляется рычажно-гидравлической системой, расположенной на корпусе головки.

Расстояние между гусеницами (колея) изменяется с помощью телескопической рамы 5, выполненной из трех парных секций труб. Одним концом рама 5 закреплена на раме экскаватора, другим — на вспомогательной гусенице хомутами. Трубы телескопической рамы на концах имеют зажимные замки в виде хомутов, которые затягиваются болтами для фиксации требуемого расстояния между осями гусениц. Крутящий момент приводной головке вспомогательной гусеницы передается телескопическим валом, соединенным с входным валом карданным соединением. Телескопическая рама сдвигается и раздвигается при повороте вспомогательной гусеницы относительно вертикальной оси и последующем движении либо обеих гусениц (при повороте вспомогательной гусеницы на небольшой угол), либо одной вспомогательной гусеницы (при повороте ее на 90°).

Рабочий орган 7 состоит из рамы сварной конструкции, обводных роликов, планирующего звена, приводного редуктора и ковшовой цепи с ковшами.

Планирующее звено выполнено подвижным и поворотным. Это позволяет изменять длину ковшовой рамы в зависимости от числа ковшей, что дает возможность изменять соответствующие положения планирующего звена в зависимости от профиля очищаемого канала.

Приводные звездочки и обводные ролики, смонтированные на ковшовой раме, охватываются двумя бесконечными втулочно-роликковыми цепями, к которым шарнирно прикреплены ковши с принудительной выгрузкой грунта. Ковши оборудованы подвижными днищами, которые, наталкиваясь на ролик, при движении разгружаются от грунта.

Привод ковшовой цепи осуществляется выходными звездочками редуктора, смонтированного на раме ковшовой цепи. Вращение редуктор получает от гидродвигателя марки НПА-64.

Усилия, действующие на ковшовую раму при резании грунта по ходу экскаватора, воспринимаются укосиной, шарнирно соединенной с рамой экскаватора и ковшовой рамой. Верхняя и нижняя части ковшовой рамы поднимаются и опускаются двумя гидроцилиндрами.

Транспортер 2 (см. рис. 75) предназначен для сброса вынутого грунта. Он состоит из рамы сварной конструкции, на которой

смонтированы приводной и натяжной барабаны, а также транспортная лента и чистика для очистки ленты от грунта. Над лентой транспортера установлен приемный лоток. Транспортер приводится в действие от вала привода ковшовой цепи.

Управление экскаватором сосредоточено в кабине. Здесь имеется педаль сцепления, тормозные педали, рычаги управления бортовыми фрикционами, правый распределитель, обеспечивающий управление гидродвигателем ковшовой цепи и поворотом вспомогательной гусеницы, левый распределитель, осуществляющий подъем и опускание верхнего и нижнего концов ковшовой рамы во время работы в зависимости от профиля и глубины канала, рычаги включения гидронасосов НШ-60 и НШ-16, рукоятки реверса и коробки передач. В кабине экскаватора также установлен щиток с переключениями и электрическими контрольными приборами, позволяющими наблюдать за работой двигателя.

Каналоочиститель НМП-55

Каналоочиститель НМП-55 (рис. 77) является навесным на трактор ДТ-55А и предназначен для очистки мелкой осушительной сети от наносов и растительности глубиной до 1,5 м при заложении откосов 1:1 и глубиной до 1,2 м при заложении откосов 1:1,5.



Рис. 77. Каналоочиститель НМП-55

Навесное оборудование каналоочистителя включает многоковшовый рабочий орган, основную раму, силовую передачу, переднюю стойку, гидросистему, противовес и механизмы управления. Кинематическая схема машины показана на рис. 78, характеристика шестерен — в табл. 21.

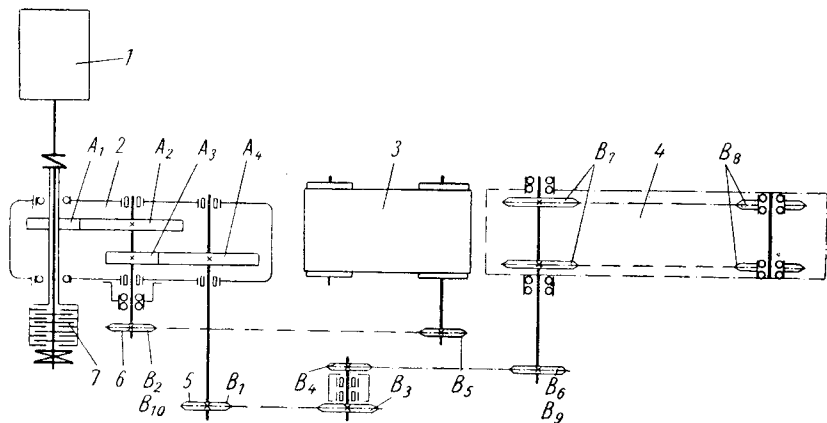


Рис. 78. Кинематическая схема силовой передачи каналоочистителя НМП-55:

1 — трактор ДТ-55А с ходоуменьшителем; 2 — редуктор; 3 — транспортер; 4 — многоковшовый рабочий орган; 5 — складывающий привод ковшовой цепи; 6 — привод транспортера; 7 — предохранительная муфта

Многоковшовый рабочий орган 4 (рис. 78) предназначен для очистки канала, а также для транспортирования очищаемого материала (ила, наносов, грунта) на транспортирующие средства (транспортер). Он представляет собой бесконечную цепь

Таблица 21

Характеристика силовой передачи каналоочистителя НМП-55

Редуктор рабочего органа			Привод транспортера и ковшовой цепи			Редуктор рабочего органа			Привод транспортера и ковшовой цепи		
Обозначение шестерни или звездочки	z	m или t	Обозначение шестерни или звездочки	z	m или t	Обозначение шестерни или звездочки	z	m или t	Обозначение шестерни или звездочки	z	m или t
A ₂	44	6	B ₂	18	20	—	—	—	B ₇	24	50
A ₃	21	6	B ₃	18	50	—	—	—	B ₈	24	50
A ₄	39	6	B ₄	11	50	—	—	—	B ₉	25	50
—	—	—	B ₅	16	20	—	—	—	B ₁₀	13	20

с укрепленными на ней ковшами, которые подрезают грунт и вытаскивают его на транспортер. Разгрузка ковшей принудительная. Транспортер отбрасывает грунт в сторону от бровки канала. Рабочий орган установлен на основной раме и имеет боковое расположение, что улучшает видимость фронта работ.

Все основные узлы машины крепятся на основной раме, представляющей собой сварную конструкцию, прикрепленную к заднему мосту трактора. В верхней части рама имеет направляющие для изменения вылета рабочего органа, по которым с помощью гидроцилиндров перемещается рабочий орган в крайнее нижнее положение с приводными звездочками (турасным валом), что позволяет увеличивать глубину очистки канала без изменения габаритных размеров рабочего органа. В транспортном положении рабочий орган возвращается в крайнее верхнее положение по направляющим основной рамы, что уменьшает транспортный габарит машины по ширине.

Для увеличения крутящего момента и передачи его от вала отбора мощности к многоковшовому рабочему органу служит силовая передача. Она состоит из цилиндрического двухступенчатого редуктора 2 (см. рис. 78), связанного с валом отбора мощности трактора эластичной муфтой, и цепного складывающего привода 5 ковшовой цепи. От промежуточного вала редуктора 2 крутящий момент передается на цепной привод 6 транспортера 3. Редуктор имеет предохранительную масляную многодисковую фрикционную муфту 7. Для удобства регулирования муфта вынесена из корпуса редуктора. Управление рабочим органом — гидравлическое.

§ 16. КАНАЛООЧИСТИТЕЛИ-КОСИЛКИ С РОТОРНЫМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ

При эксплуатации каналов и естественных водоемов обычно проводится, кроме очистных работ, борьба с сорными травами и кустарником, прорастающими в их русле и на откосах. Большая трудоемкость и малая производительность ручного труда требуют создания производительных машин для окашивания русла, откосов и бровки осушительных каналов.

Необходимость окашивания каналов вызвана потребностью освободить русло от растительности, мешающей течению воды, что особенно важно на местности с плоским рельефом. Частое окашивание откосов каналов способствует также формированию прочного дернового покрова.

Созданием средств механизации этого вида работ занимаются многие организации и фирмы как в СССР, так и за рубежом. Испытания и эксплуатация различных косилок показали, что лучшие результаты имеют косилки с ротационными режущими аппаратами.

Принципиальное отличие ротационных режущих аппаратов от аппаратов с возвратно-поступательным движением лезвий заключается в бесподпорном срезе растений, т. е. реакция на ножах возникает благодаря инерции срезаемой массы и жесткости срезаемых стеблей.

Применяемые при сенокосении ротационные косилки имеют диаметры дисков 610—2300 мм, окружную скорость 41—80 м/сек. В качестве опорно-копирных элементов используются пневматические колеса или опорные башмаки.

Каналоочиститель-косилка МСР-1,2

Для окашивания откосов каналов мелкой осушительной сети в СССР серийно производится каналоочиститель-косилка МСР-1,2 с ротационным режущим аппаратом (рис. 79). Конструкцию подвески рабочего органа и лыжи косилки предложили инженеры Я. А. Волчек, М. Г. Буслович и И. Г. Бененсон (рис. 80). На раме 1 шарнирно укреплена сфера 2, сквозь которую проходит полый вал привода ротора 3 косилки и ось опорной лыжи 4. Наличие сферы позволяет ротационному режущему диску 3 приспособляться к рельефу откоса.

Техническая характеристика каналоочистителя-косилки МСР-1,2

Типы машины	Навесная на трактор ДТ-55А
Габаритные размеры машины в транспортном положении в мм:	
длина	4050
ширина	2700
высота	3270
Тип рабочего органа	Роторный с лопатками для удаления растительности
Привод рабочего органа	Гидравлический
Управление рабочим органом	Гидравлическое
Захват рабочего органа в мм	1750
Размеры окашиваемых каналов:	
глубина в мм	До 1200
заложение откосов	1:1 и 1:1,5
Производительность в га/ч	0,2—0,4
Обслуживающий персонал	1 тракторист
Рабочая скорость в км/ч	1—3,3
Дорожный просвет в мм	280
Транспортная скорость в км/ч:	
I передача	3,59
II передача	4,05
III передача	5,43
IV передача	6,28
V передача	7,90
Задний ход	2,40

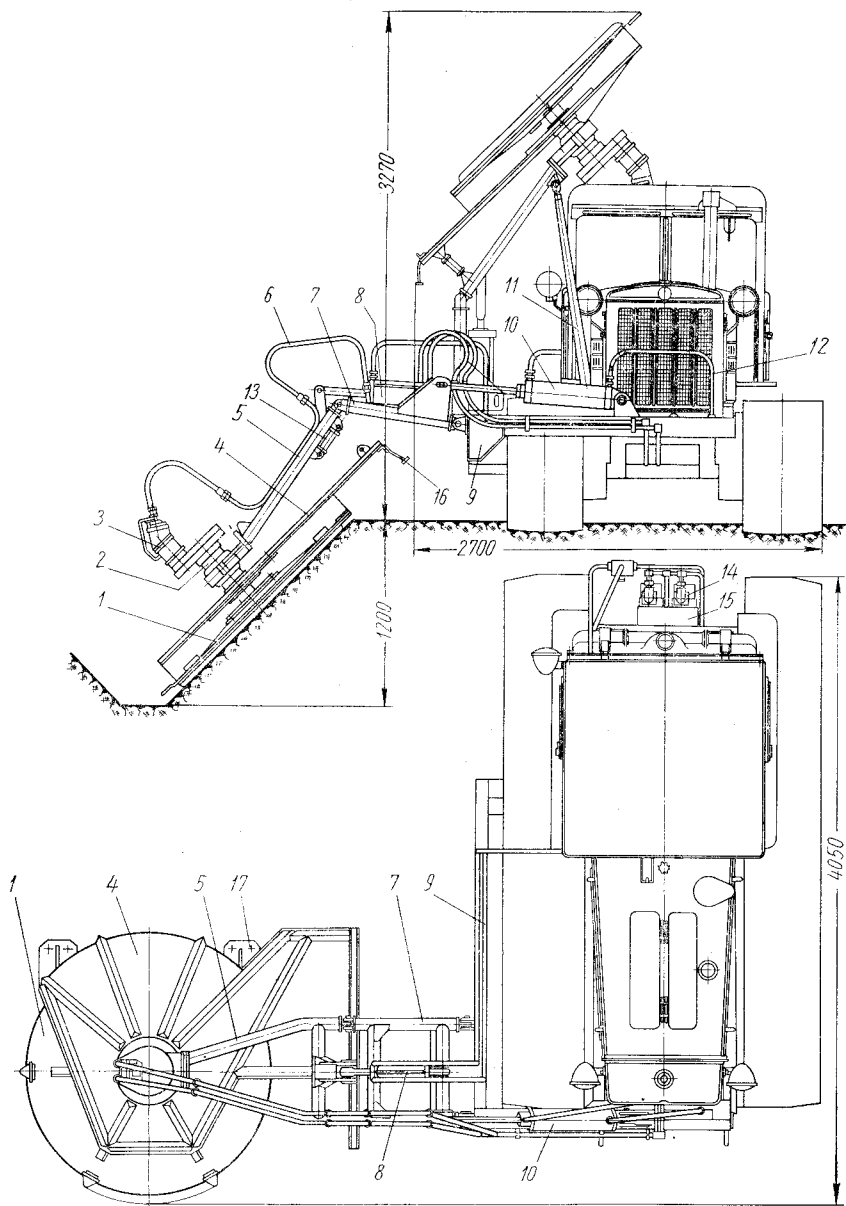


Рис. 79. Каналоочиститель-косилка МСР-1,2:

1 — рабочий орган; 2 — редуктор; 3 — гидродвигатель; 4 — кожух; 5 — рама рабочего органа; 6 — гидросистема; 7 — поворотная рама; 8 — гидроцилиндр поворота; 9 — основная рама; 10 — гидроцилиндр подъема; 11 — транспортная стойка; 12 — трактор ДТ-55А; 13 — транспортная стяжка; 14 — гидронасос; 15 — редуктор привода гидронасосов; 16 — козырек; 17 — фланцы кожуха и лыжи

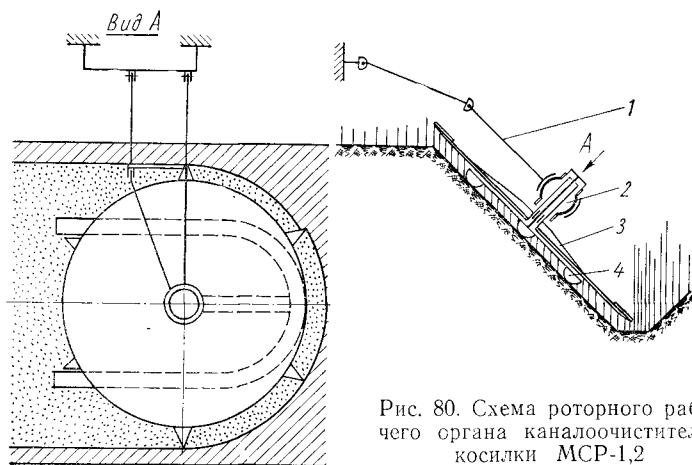


Рис. 80. Схема роторного рабочего органа каналоочистителя-косилки МСР-1,2

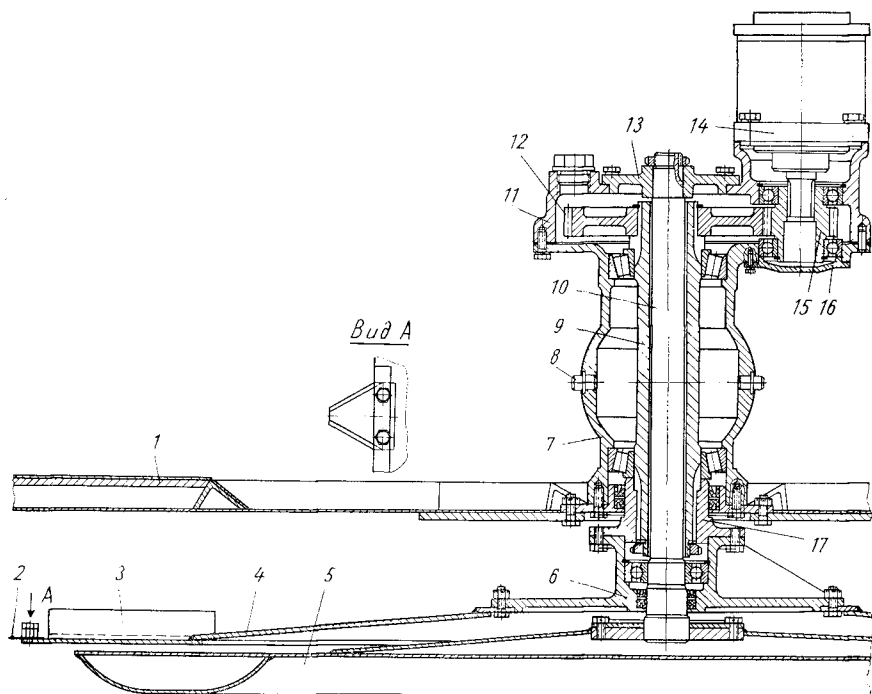


Рис. 81. Редуктор и ротор каналоочистителя-косилки МСР-1,2:
 1 — кожух; 2 — нож; 3 — угольник; 4 — ротор; 5 — ложка; 6 — ступица ротора;
 7 — корпус; 8 — сухарь; 9 — вторичный вал; 10 — ось ложки; 11 — редуктор; 12 — шестерня; 13 — фланец; 14 — гидродвигатель; 15 — вал-шестерня; 16 — крышка; 17 — фланец

Основными узлами косилки являются рабочий орган 1 (см. рис. 79), остов навесного оборудования (сюда входят основная рама 9, поворотная рама 7 и рама рабочего органа) и гидросистема 6.

Рабочий орган (рис. 81) состоит из ротора 4, лыжи 5, кожуха 1 и силовой передачи. К последней относятся гидродвигатель 14 и цилиндрический одноступенчатый редуктор 11.

Гидродвигатель аксиально-плунжерного типа марки НПА-64. Редуктор 11 имеет два вала: первичный вал-шестерню 15 и вторичный вал 9. Вторичный вал полый, расположен в приставном корпусе 7 на двух конических роликоподшипниках. На верхнем конце вторичного вала на шлицах насажена шестерня 12, находящаяся в зацеплении с вал-шестерней 15, а на нижнем конце — фланец 17. Последний от осевого смещения укреплен гайкой. Фланец 17 служит для соединения со ступицей 6 ротора 4. Приставной корпус 7 в средней части имеет сферическую поверхность, на которой в горизонтальной плоскости расположены два сухаря 8, фиксирующие редуктор в раме.

Внутри полого вала проходит ось 10. Верхний конец ее прикреплен к фланцу 13 редуктора 11, нижний конец через приварной диск присоединен болтами к лыже 5.

Горизонтальные реакции реакции грунта (сопротивление движению лыжи) передаются в основном через ось 10 на подшипник, сидящий на нижней части этой оси, а от него на конические подшипники вала 9, т. е. корпусу редуктора.

Кожух 4 (см. рис. 79) сварной конструкции состоит из верхнего щита и козырька 16. По оси ротора кожух прикреплен к фланцу редуктора, а сзади двумя фланцами 17 к лыже.

Основная рама 9 (см. рис. 79) П-образной формы, сварная, крепится болтами и стремянками к лонжеронам трактора. На раме укреплен гидроцилиндр 10, который поднимает или опускает поворотную раму 7 и тем самым осуществляет транспортное или рабочее положение рабочего органа. На раме 7 укреплен гидроцилиндр 8, который управляет положением рамы 5. При работе этот гидроцилиндр находится в плавающем положении.

Рама 5 треугольной формы. К ее вершине с помощью разъемного сферического подшипника скольжения крепится редуктор 2.

Роторная косилка имеет две раздельные гидросистемы: одну для привода рабочего органа, другую — для подъема и опускания поворотной рамы и рамы рабочего органа. Привод рабочего органа осуществляется двумя шестеренчатыми насосами 8 (рис. 82), соединенными параллельно. Вращение насосов производится от вала отбора мощности и редуктора 15 (см. рис. 79), на котором смонтированы гидронасосы 14. Редуктор прикреплен к заднему мосту трактора.

Масло из бака 7 (рис. 82) поступает во всасывающую полость насосов. От насосов масло по нагнетательному трубопроводу поступает в полость гидродвигателя 10, в качестве которого использован аксиально-плунжерный насос НПА-64. После гидродвигателя масло по сливной магистрали поступает обратно в бак. В нагнетательной линии установлен предохранительный клапан 9, отрегулированный на давление 70 кг/см².

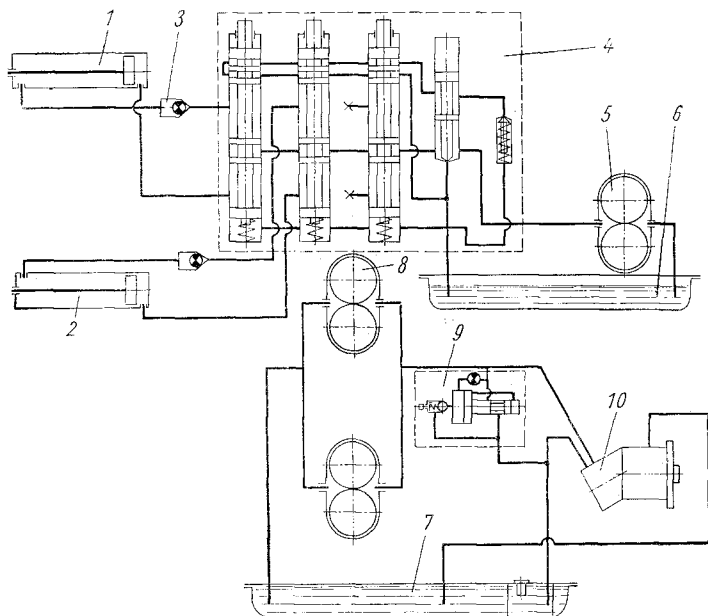


Рис. 82. Гидравлическая система каналоочистителя-косилки МСР-1,2:

1 — гидроцилиндр подъема и опускания поворотной рамы; 2 — гидроцилиндр подъема и опускания рамы рабочего органа; 3 — замедлительный клапан; 4 — распределитель Р75-В3; 5, 8 — шестеренчатые насосы НШ-46; 6 — бак; 7 — бак гидродвигателя привода рабочего органа; 9 — предохранительный клапан ВГ52-15А; 10 — гидродвигатель

Привод подъема и опускания поворотной рамы рабочего органа осуществляется насосом 5, установленным на тракторе. Масло из бака 6 поступает во всасывающую полость насоса, затем в распределитель 4, расположенный в кабине трактора. Распределитель имеет три секции. Первая соединена с гидроцилиндром 1 подъема и опускания поворотной рамы, вторая — с гидроцилиндром 2 подъема и опускания рамы рабочего органа, третья секция распределителя заглушена.

Масляный бак 7 емкостью 100 л расположен позади топливного бака трактора на специальных кронштейнах.

§ 17. КАНАЛООЧИСТИТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ ИНОСТРАННОГО ПРОИЗВОДСТВА

За рубежом создан ряд каналоочистительных машин с пассивными и активными рабочими органами, предназначенных для содержания и очистки осушительных сетей.

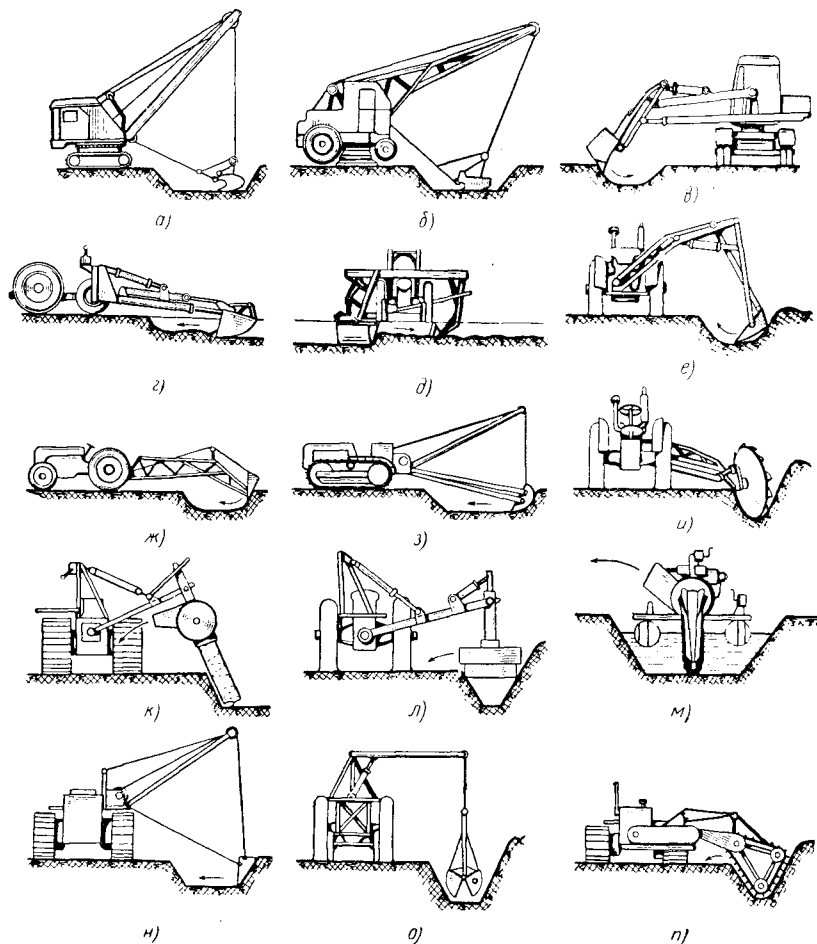


Рис. 83. Схемы каналоочистителей:

а — Пристман; *б* — Гудлэд; *в* — Поклэйн; *г* — Ландрайнер; *д* — Вайтлок; *е* — МАФ;
ж — Бекфаб; *з* — Чуброк; *и* — NIAE; *к* — Ритчер; *л* — Хирст; *м* — Норк; *н* — Кардвел;
о — Стэндхай; *п* — Линколь

На рис. 83 показаны конструктивные схемы зарубежных каналоочистительных машин с различными рабочими органами. Как видно, каналоочистительные машины навешиваются на экскаваторы, тракторы или на специальные шасси на колесном

или гусеничном ходу. Имеется также каналоочиститель (рис. 83, м) внутриканальный — плавучий, который оборудован поплавками и перемещается по каналу при помощи тросовой тяги трактора или лебедки. Управление рабочими органами осуществляется при помощи канатно-блочной системы или гидравликой. Рабочее оборудование навешивается сбоку или сзади.

Из зарубежных каналоочистительных машин наибольший интерес представляют машины с активными рабочими органами. Техническая характеристика некоторых каналоочистителей приведена в табл. 22.

Таблица 22

Техническая характеристика каналоочистителей зарубежного производства

Параметр	Марка			
	«Мообург» («Ритчер»)	«Линколь»	В-770	ПРЦ-52
Потребная мощность в л. с.	45	30	55	50
Привод рабочего органа		Механический		
Глубина очищаемых каналов в м	1,2	1,0	1,5	1,2
Заложение откосов	—	—	1:2	Любое
Рабочий орган	Шнек и метатель	Скребок- вая цепь	Фреза	Скребок- вая цепь
Скорость цепи рабочего органа в м/сек	—	1,3	—	2,8 и 5,1
Производительность в м ³ /ч	—	65	—	50
Управление рабочим органом	Тросовое от лебедки	Гидравлическое		
Удельное давление на грунт в кг/см ²	—	0,5	0,35	0,35
Габаритные размеры в мм:				
длина	4340	3200	—	3350
ширина	2970	3450	—	3600
высота	2800	2500	—	2450
Вес (с трактором) в кг	4400	5000	7500	5400
Количество обслуживающего пер- сонала	2	1	1	2

Каналоочиститель фирмы «Мообург» («Ритчер») предназначен для очистки мелкой открытой осушительной сети от заиления и травянистой растительности (рис. 84). Рабочий орган — шнек с криволинейной образующей винта и метатель роторного типа. Каналоочиститель может очищать от ила и травы как дно, так и откосы канала. Возможность поворота метателя на 180° позволяет при втором проходе выбрасывать грунт на одну сторону.

При испытании каналоочистителя «Мообург» на Западной МИС (Белорусской) отмечена его малая производительность

и проходимость. Область применения этого каналоочистителя ограничена, так как шнек может работать лишь при уровне воды в канаве 15—20 см и при небольшой плотности очищаемого насоса.

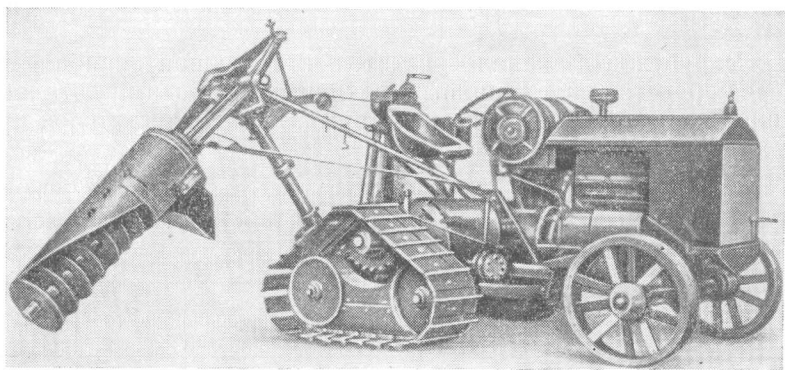


Рис. 84. Каналоочиститель фирмы «Ритчер»

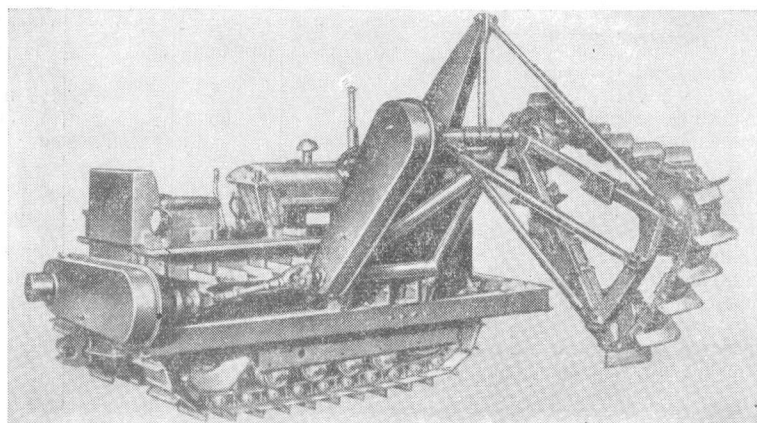


Рис. 85. Каналоочиститель фирмы «Линкольн»

Каналоочиститель фирмы «Линкольн» (рис. 85) предназначен для очистки открытой осушительной сети от наносов и травянистой растительности. Монтируется сбоку трактора «Давид-Браун 30 ИТД».

Каналоочиститель состоит из следующих узлов: рамы, навесной системы, рабочего органа (бесконечной цепи с режущими скребками), передаточного механизма и гидравлической системы.

мы. Испытаниями установлено (1957 г., Западная МИС), что он производит очистку откосов и дна канав, проложенных в минеральных грунтах глубиной до 1 м, за два прохода, а очистку канав на торфяных болотах за четыре прохода (по два с каждой стороны). Машина может работать во влажных грунтах и с наличием небольшого количества воды. Она может очищать дно и откосы канав от оплывшего грунта и наносов различной плотности, заросших травой и тростником. Каналоочиститель удобен и надежен в эксплуатации, имеет сравнительно высокую производительность при малом весе.

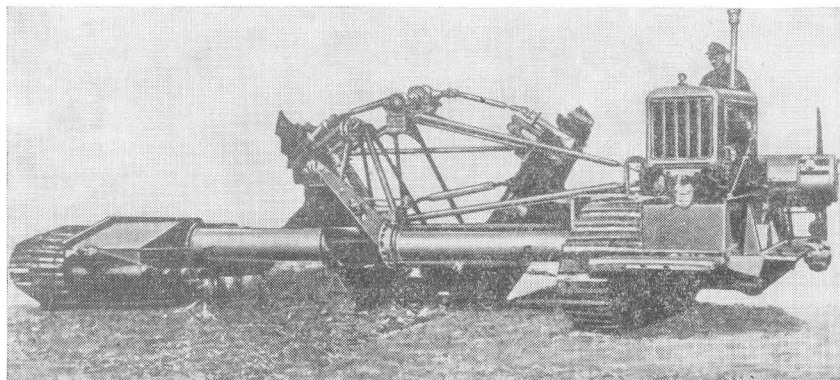


Рис. 86. Каналоочиститель фирмы «Дитрих Холмке»

Каналоочиститель фирмы «Дитрих Холмке» (рис. 86) имеет две уширенные гусеницы, движущиеся по обеим сторонам канала и соединенные трубчатым валом длиной около 8 м. В середине соединительного вала на канатном подъемном механизме подвешен рабочий орган в виде двух отвалов, по которым грунт поднимается и подается к двум наклонным роторам, получающим вращение от двигателя через систему карданных валов, зубчатых и цепных передач.

Роторы отбрасывают грунт в стороны на небольшое расстояние от бровки канала. Машина предназначена для очистки широких каналов в средних грунтах. При глубине канала 1 м и ширине по дну 0,8 м производительность машины 200 пог. м/ч; при глубине канала 1,4 м и ширине по верху 2,3 м — 100 пог. м/ч. Машина громоздка и сложна по конструкции.

Каналоочиститель В-770 (рис. 87) представляет собой самоходную машину со сменными рабочими органами в виде фрезерного и фрезерно-шнекового снарядов, с помощью которых выполняется регулярная очистка осушительных каналов.

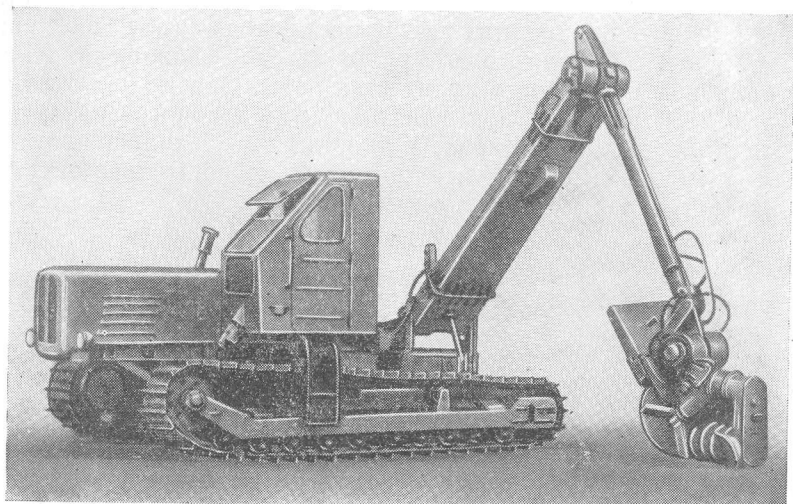


Рис. 87. Каналоочиститель В-770

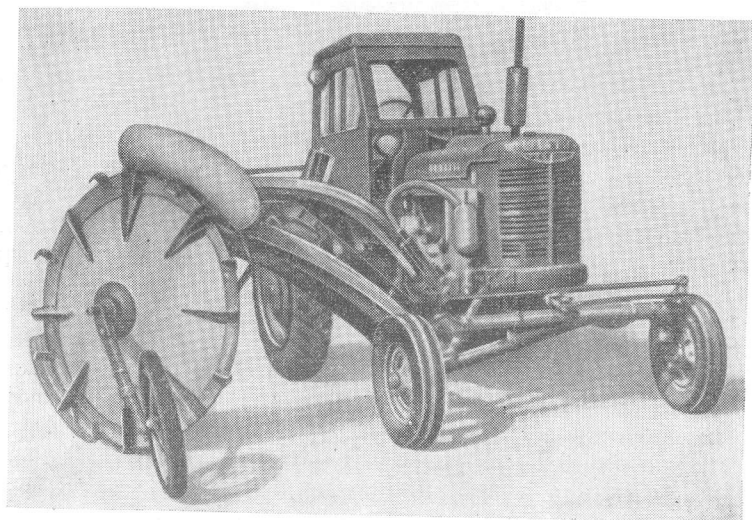


Рис. 88. Каналоочиститель «NIAE»

При работе фрезерно-шнекового снаряда подрезаются откосы; грязь и растительность со дна подаются шнеком к фрезе, которая разбрасывает их по берме, не создавая кавальеров.

Значительный вылет стрелы, возможность поворота рабочего органа в вертикальной плоскости и наличие сменного фрезерного органа позволяют обрабатывать оба откоса и дно канала при движении машины по одной стороне канала.

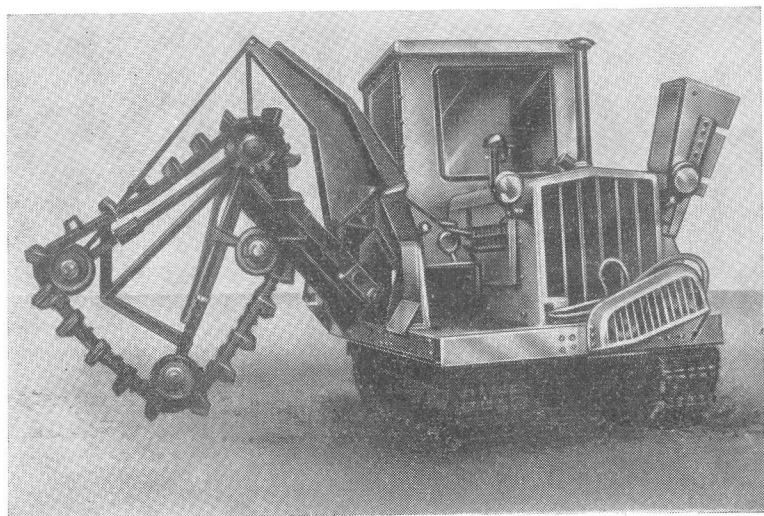


Рис. 89. Каналоочиститель ПРЦ-52

Каналоочиститель «НИАЕ» (рис. 88) фрезерного типа является простой по конструкции и достаточно производительной машиной. Оборудование навешивается на колесный трактор мощностью 30 л. с. Рабочий орган машины представляет собой диск (фрезу), установленный под углом 45° к оси канала и приводимый во вращение карданным валом.

При движении трактора вдоль канала со скоростью 2—2,5 км/ч диск, вращаясь, срезает и отбрасывает наносы на бровку. За один проход очищается канал шириной поверху 1,37 м, по дну 0,37 м и глубиной 0,9 м. Средняя производительность около 1,6 км/ч.

Каналоочиститель ПРЦ-52 (рис. 89) предназначен для ремонта, очистки и углубления осушительных каналов. Конструктивно каналоочиститель выполнен аналогично каналоочистителю фирмы «Линколь». Рабочим органом является бесконечная цепь со скребками. Машина может очищать каналы с любым заложением откосов. Максимальная глубина очистки 1,2 м.

Глава IV

ВНЕШНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ. ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА

В период 1963—1966 гг. Минским СКБ «Мелиормаш» были исследованы первые образцы двухфрезерных каналокопателей КФН-1200 и Д-583, подобных которым за рубежом не существует. В процессе исследований определялись энергоемкость машин, динамические нагрузки, возникающие в приводе фрез, и силовое воздействие рабочего оборудования на ходовую часть и двигатель базового трактора или машины.

§ 18. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ КАНАЛОКОПАТЕЛЯ КФН-1200

Исследования каналокопателя КФН-1200 проводились при строительстве каналов глубиной 1,2 м с заложением откосов 1 : 1 на ровном горизонтальном участке болота с толщиной торфа до 1500 мм и влажностью в пределах 73—84%, а также на участках минерального грунта влажностью 10—24% и с объемным весом 1,4—2,0 г/см³.

Динамические нагрузки в силовой передаче привода фрез исследовались путем замера крутящего момента $M_{кр}$, возникающего в полуосях 1 (рис. 90), и числа оборотов n этих полуосей привода фрез. Кроме этого, замерялись скорость движения каналокопателя, размеры отрываемого канала и кавальеров, образующихся при выбросе грунта. Форма и размеры канала и кавальеров показаны на рис. 91 и в табл. 23.

При работе на торфяных грунтах каналокопатель КФН-1200 показал техническую производительность, равную 460 м³/ч, на минеральных — 375 м³/ч.

Замеры момента $M_{кр}$, действующего на полуось 1 фрез 2 (см. рис. 90), проводились с помощью датчиков 3 и токосъемника 4 методом, описанным в гл. VII. В результате замеров получены осциллограммы величин $M_{кр}$ и n . На рис. 92 показана одна из осциллограмм, записанная при движении каналокопателя

КФН-1200 на торфяном грунте со скоростью 90 м/ч. Обработка осциллограмм и анализ результатов исследований с помощью оценочных измерителей ($M_{сек}$, $M_{ман}$, $M_{ср}$, k_d , k_n и др.), рассмотренных в гл. VII, показали следующее.

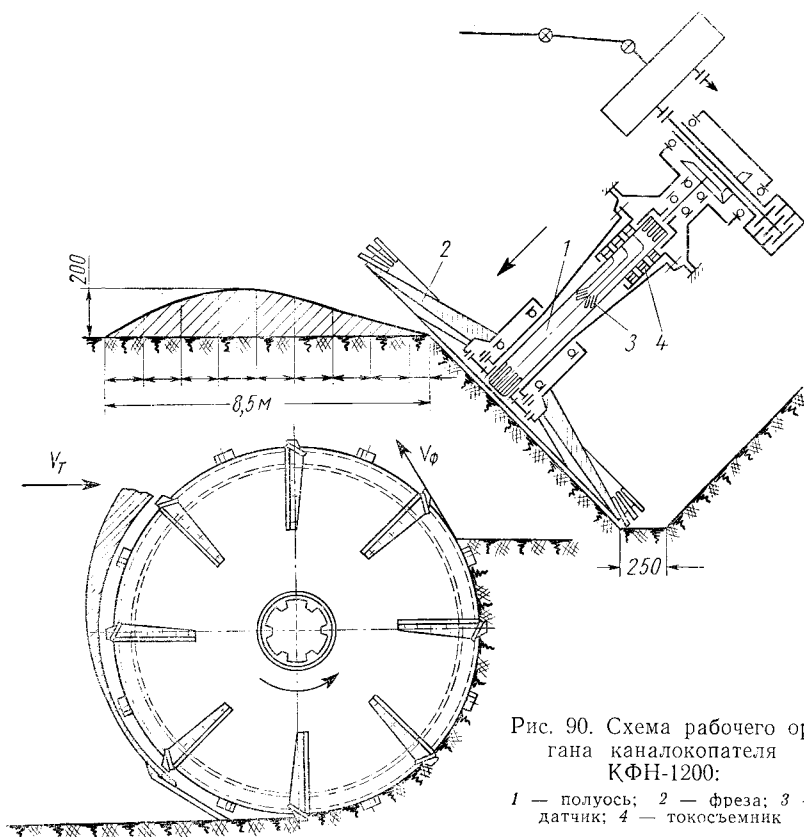


Рис. 90. Схема рабочего органа каналокопателя КФН-1200:

1 — полуось; 2 — фреза; 3 — датчик; 4 — токосъемник

Таблица 23

Форма и размеры канала и кавальеров

Марка машины	Скорость фрезы в м/сек	Откосы канала	Дальность отброса в м	Высота кавальеров по сечению в мм								Примечание
				I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	
КФН-1200	9,37	1:1	8,5	70	129	158	170	170	148	102	42	—
Д-583	9,0	1:1	7,5	200	300	390	440	480	290	100	—	—
Д-583	12,4	1:1,5	10	300	320	380	450	400	320	100	80	Левая фреза
			9	520	680	830	830	650	320	200	70	Правая фреза

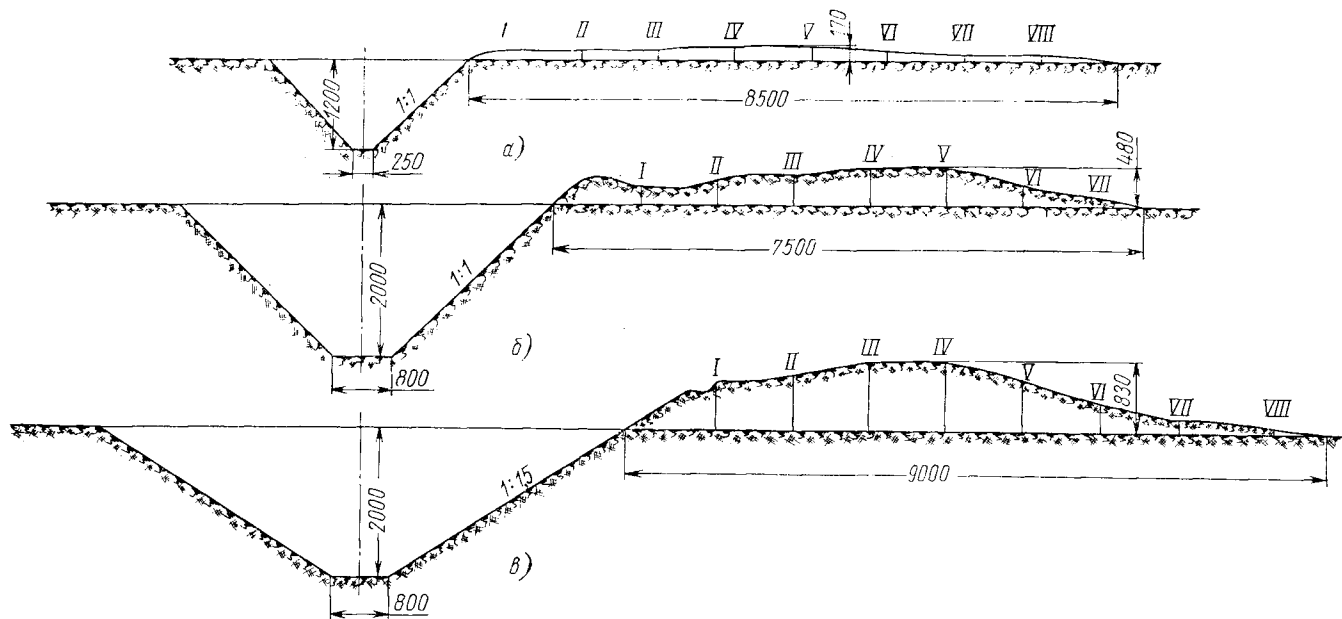


Рис. 91. Профиль каналов и кавальеров, вырытых каналокопателями:
 а — КФН-1200 ($v_{\phi} = 9,37$ м/сек); б — Д-583 ($v_{\phi} = 9$ м/сек); в — Д-583 ($v_{\phi} = 12,4$ м/сек)

Силовая передача привода фрез подвержена воздействию переменных динамических нагрузок. Коэффициент динамичности работы полуоси привода фрез $k_d = \frac{M_{\text{мен}}}{M_{\text{ср}}}$ оказался равным 2,5—3,7. Наименьшие значения коэффициента k_d соответствуют наибольшей производительности машины. Характер изменения среднесекундных значений крутящего момента сил упругости в

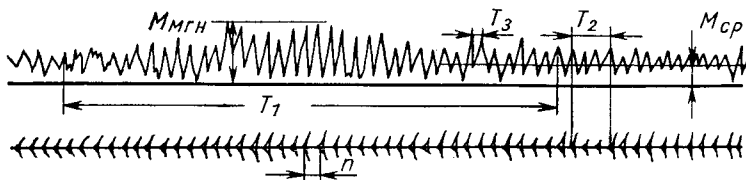


Рис. 92. Оциллограмма момента $M_{кп}$ сил упругости в полуоси и чисел оборотов n при скорости $v_{\tau} = 60$ м/ч

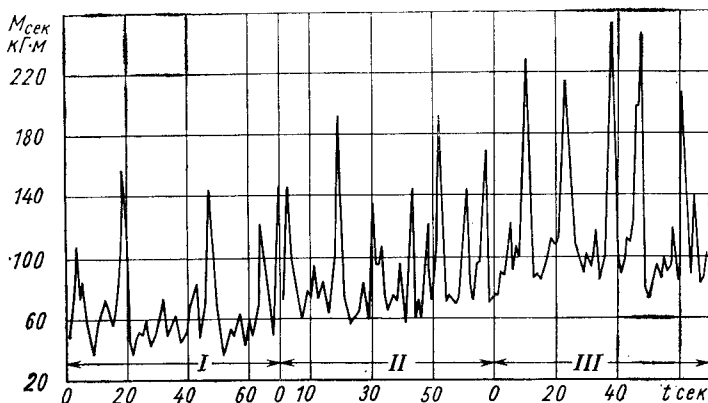


Рис. 93. График изменения величины $M_{сек}$ при:
I — $v_{\tau} = 33$ м/ч; II — $v_{\tau} = 60$ м/ч; III — $v_{\tau} = 96$ м/ч

полуосях (минеральный грунт) показан на рис. 93. Обработка данных значений $M_{сек}$ показала, что величина коэффициента неравномерности нагрузок

$$k_{нр} = \frac{M_{сек.маx} - M_{сек.мин}}{M_{сек.ср}} \cdot 100\%$$

в зависимости от скорости движения и вида грунта находится в пределах 162—168%. Основная причина такой неравномерности лежит в периодическом обрушении грунта на фрезы, поэтому коэффициент $k_{нр}$ называют коэффициентом неравномерности загрузки рабочего органа.

Обрушение грунта, как фактор резкого и периодического изменения внешнего сопротивления, вызывает колебание масс,

связанных с упругими валами силовой передачи и двигателя. Собственные колебания этих масс, суммируясь с колебаниями внешних нагрузок, создают значительные мгновенные значения крутящих моментов в деталях силовой передачи.

Найденные экспериментально величины k_d и $k_{нр}$ объясняли причину быстрого выхода из строя полуосей и шлицевых концов опор планетарных редукторов привода фрез у первых образцов каналокопателей. В последующих конструкциях были усилены детали, быстро выходящие из строя, уменьшены динамические нагрузки на привод и снижена неравномерность загрузки фрез.

В результате расчетов, проведенных по фактическим величинам $M_{мгн}$, была создана усиленная конструкция опоры (внутренней трубы), планетарного редуктора. Шлицевой конец ее сделали из термообработанной стали марки 30ХГТ. В дальнейшем этот узел модернизировали, как показано на рис. 94. Теперь опора стала состоять из двух частей: трубы 1, нагруженной в основном крутящим моментом, и внешней трубы 2, нагруженной только изгибающим моментом. В остальном конструкция планетарного редуктора осталась без изменений.

В целях поиска путей, уменьшающих динамические нагрузки в приводе при неизменной загрузке рабочего органа, была исследована математическая модель силовой передачи каналокопателя КФН-1200. Подсчет моментов инерции масс, податливость валов и расчет массы обрушаемого грунта осуществлялись в СКБ «Мелиормаш», расчет нагрузок в силовой передаче приводился в вычислительном центре АН БССР под руководством канд. техн. наук Д. И. Громова. Ставилась задача: определить влияние местоположения фрикционной муфты предельного момента на величину динамических нагрузок, возникающих в приводе фрез. Расчет показал, что при установке предохранительных муфт между фрезой и планетарным редуктором динамические нагрузки уменьшаются в 1,5 раза. Однако ввиду конструктивной сложности этот вариант не был проверен экспериментально.

Наиболее перспективным способом снижения динамических нагрузок следует считать применение гидротрансформатора крутящего момента (ГТКМ), устанавливаемого между двигателем и механической силовой передачей. Исследования, проведенные М. М. Астраханцевым, В. А. Скотниковым в Минском СКБ, показали, что при использовании ГТКМ величина коэффициента $k_{нр}$ снижается в 1,5—1,6 раза, а величина коэффициента k_d — в 1,4—1,5 раза по сравнению со значением этих же коэффициентов при чисто механической передаче на машине КФН-1200 [22]. Применение ГТКМ надежно защищает двигатель от перегрузок. Например, при заклинивании глыб грунта и

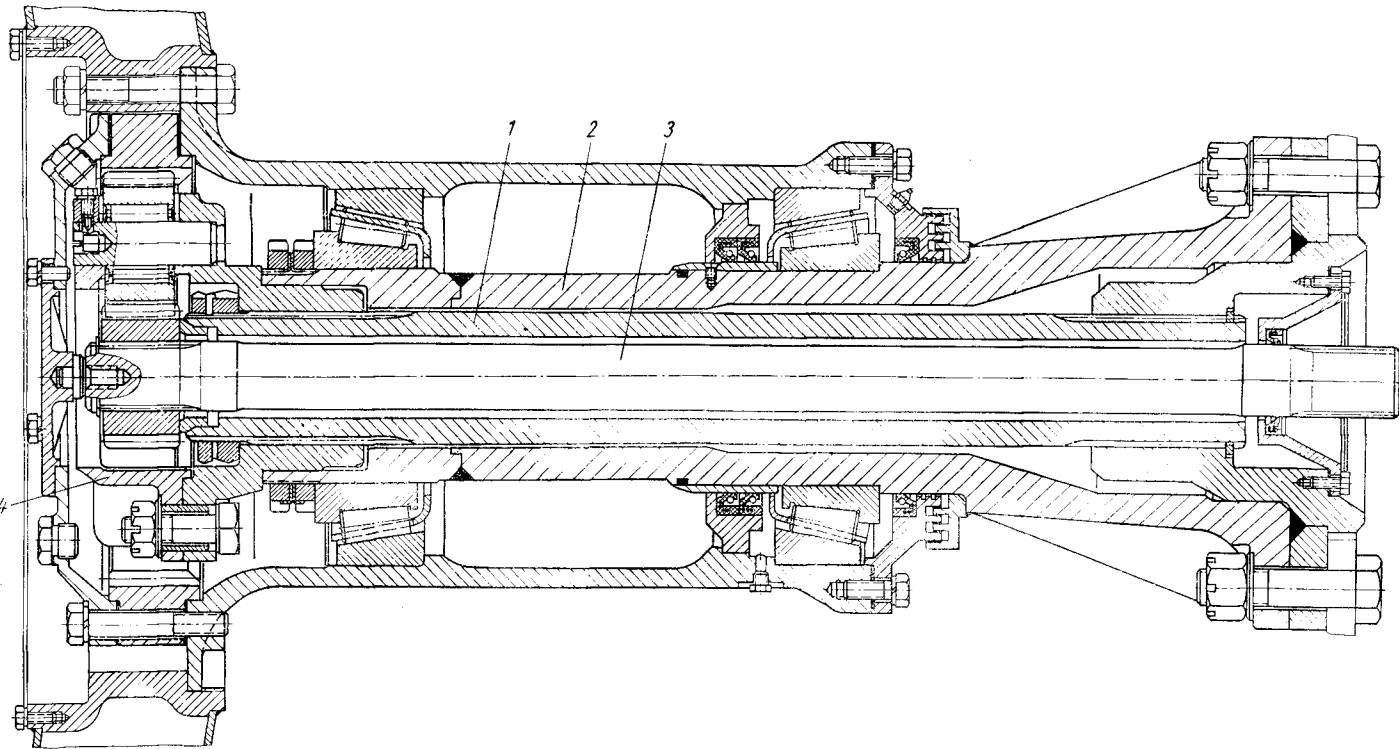


Рис. 94. Измененный планетарный редуктор:

1 -- труба; 2 — внешняя труба; 3 — полуось; 4 — планетарный редуктор

каменной между фрезами и двухотвальным клином фрезы останавливались, а двигатель, защищенный ГТКМ, продолжал работать, не испытывая перегрузок.

Некоторое влияние на динамику работы силовой передачи привода фрез оказывает точность изготовления редукторов и фрез. Из осциллограмм на рис. 92 видно, что момент сил упругости в полуоси изменяется не только с изменением периода T_1 , т. е. в зависимости от обрушения грунта, но и с изменением T_2 и T_3 . Анализ показал, что колебания момента $M_{кр}$ в период T_2 вызваны торцовым биением диска фрез, а в период T_3 — наличием зазора в зубчатом зацеплении и неточностью изготовления и сборки сателлитов планетарного редуктора.

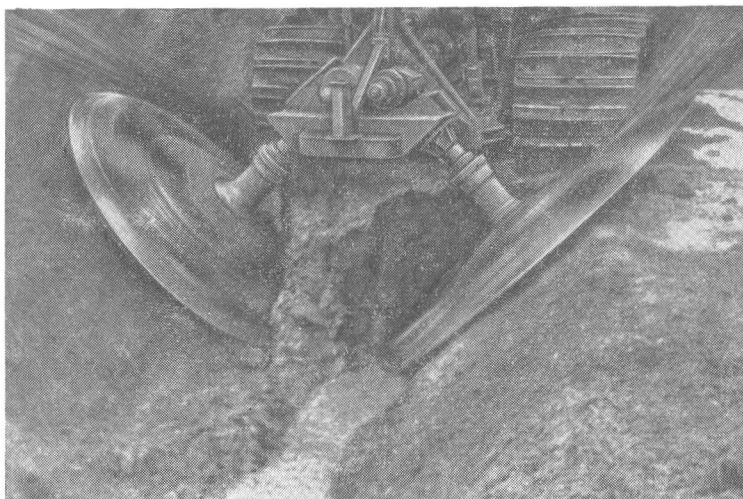


Рис. 95. Каналокопатель КФН-1200 без двухотвального клина

Исследования влияния числа лопаток на величину и характер динамических нагрузок показали, что с уменьшением количества лопаток от 8 до 4 динамика привода фрез не нарушается.

Неравномерность загрузки фрез заставила прежде всего исследовать характер обрушений грунта на фрезы и его влияние на величину динамических нагрузок. Для этого машину КФН-1200 изучали в вариантах без двухотвального клина (рис. 95), с серийным клином и с узким клином (угол клина в плане 25°). Опыты проводились при одинаковых скоростях движения, на одних и тех же видах грунта и при других равных условиях.

Исследованиями установлено, что наименьшие величины $M_{кр}$ в полуоси привода фрез соответствуют работе с двухот-

вальным клином серийной конструкции. Характер подрезания грунта и внедрения в него клина показан на рис. 14 сечениями I—I, II—II и т. д.

Обрушение грунта начинается по линии a , соединяющей носок двухотвального клина с режущими ножами фрез. Обрушение грунтовой призмы происходит вследствие совместного действия веса грунта и давления N со стороны клина. Плоскости сдвига грунта почти перпендикулярны горизонту. Объем грунтовых призм обрушения в зависимости от степени задернелости, промерзаемости, влажности и других факторов составлял для машины КФН-1200 примерно 0,18—0,23 м³.

Обрушение происходит следующим образом. По мере внедрения клина в грунт образуются трещины по линиям a . От нижней части формирующейся призмы отваливаются небольшие комья грунта и падают на фрезы; призма повисает над фрезами, лопатки которых фрезеруют грунт этой призмы. При внедрении боковых поверхностей клина на величину a происходит быстрое обрушение основной части грунтовой призмы. Лопатки фрез разбивают ее, разгоняют и выбрасывают грунт в сторону от оси прокладываемого канала. Период T_1 (см. рис. 92) обрушений при одной и той же величине b (см. рис. 14) зависит от скорости движения машины $v_{тр}$:

$$T_1 = \frac{b}{v_{тр}} \text{ сек.}$$

На разбивание (деформацию) и разгон до скорости выброса грунта обрушившейся призмы расходуется значительная часть энергии двигателя, чем объясняется в основном возрастание крутящего момента на кривой $M_{сек}$ (см. рис. 93) в моменты обрушения.

Энергоемкость процесса разработки грунта

$$\mathcal{E} = \frac{N_{\phi}}{\Pi \eta_{тр}}, \quad (1)$$

где N_{ϕ} — мощность, потребляемая фрезами на процесс разработки грунта и вентиляцию воздуха, в л. с.;

Π — техническая производительность каналокопателя в м³/ч;

$\eta_{тр}$ — к. п. д. силовой передачи привода фрез от двигателя до планетарного редуктора включительно.

Величина N_{ϕ} определялась экспериментально по известным средним значениям $M_{ср}$ крутящего момента на обеих полуосях фрез и числа оборотов полуоси привода фрез:

$$N_{\phi} = \frac{M_{ср} n}{716,2} \eta_{пл} \text{ л. с.},$$

где $\eta_{пл}$ — к. п. д. планетарного редуктора, равный 0,93.

Величина

$$\eta_{тр} = \eta_{ц}^n \eta_{кон}^{n_k} \eta_{хол} \approx 0,74 \div 0,77;$$

$$\eta_{хол} = 1 - \frac{0,06 M_{дв}}{M_{српр}}$$

где $\eta_{ц}$, $\eta_{кон}$ — к. п. д. соответственно цилиндрической и конической пары шестерен;

$n_{ц}$, $n_{к}$ — число пар соответственно цилиндрических и конических шестерен силовой передачи привода фрез;

$M_{српр}$ — приведенный к валу отбора мощности трактора крутящий момент двигателя, подводимый к полусям фрез, в $кГ \cdot м$. Обычно

$$M_{српр} \approx (0,6 \div 0,95) M_{дв};$$

$M_{дв}$ — номинальный крутящий момент двигателя в $кГ \cdot м$.

Значения отдельных к. п. д. и числа пар зацеплений указаны в табл. 24.

Таблица 24

Значения к. п. д. и числа пар зацеплений в приводе рабочих органов машин

Марка машины	$\eta_{взм}$	$\eta_{ц}$	$n_{ц}$	$\eta_{кон}$	$n_{к}$	$\eta_{пл}$	$\eta_{г}$	$\eta_{м}$	$\eta_{хол}$	$\eta_{цепи}$	$\eta_{двс}$	$\eta_{тр}$
КФН-1200	—	0,965	4	0,95	1	0,93	—	—	0,92	—	—	0,75
Д-583	—	0,97	4	—	—	0,93	0,92	0,98	0,94	—	—	0,68
Д-490М с ротором	0,96	—	—	0,96	4	—	—	—	0,83	—	—	0,71
Д-490М со скреб- камн	0,96	—	—	0,96	2	—	—	—	0,91	0,89	—	0,66
Трактор ДТ-55 с ходуменьшите- лем	0,96	0,98	5	0,97	1	—	—	—	0,62	—	0,94	0,52

С учетом величины $\eta_{тр}$ мощность двигателя, идущая на привод фрез, в зависимости от режима и условий работы составляла 53—97 л. с.

Результаты подсчета величин $N_{ф}$ и \mathcal{E} при различных скоростях движения каналокопателя, отрывающего канал глубиной 1,2 м, приведены в табл. 25.

Из табл. 25 следует, что для каждого типа грунта существует оптимальный режим работы машины, при котором энергоем-

Данные расчета при $v_{\phi} = 9,37$ м/сек и $\eta_{\text{тр}} = 0,75$

Род грунта	$v_{\text{тр}}$ в м/ч	Π в м ³ /ч	Средний крутящий момент на полуосях фрез в кг·м			N_{ϕ} в л. с.	\mathcal{E} в л. с. ч./м ³
			левой	правой	$M_{\text{ср}}$		
Минеральный	118,1	208	80,0	89,0	169,0	46,6	0,3
	192,8	337	98,5	126,5	225,0	60,8	0,24
	215,0	376	124,5	152,0	276,5	74,6	0,26
Торфяной	134,0	234	63,0	80,0	143,0	38,7	0,22
	197,3	344	74,5	90,0	164,5	44,5	0,17
	232,0	405	86,5	105,0	191,5	51,8	0,17

кость процесса разработки грунта наименьшая. При разработке минеральных грунтов такой режим соответствует производительности, равной 330—345 м³/ч, при разработке торфяных грунтов — производительности, превышающей 405 м³/ч.

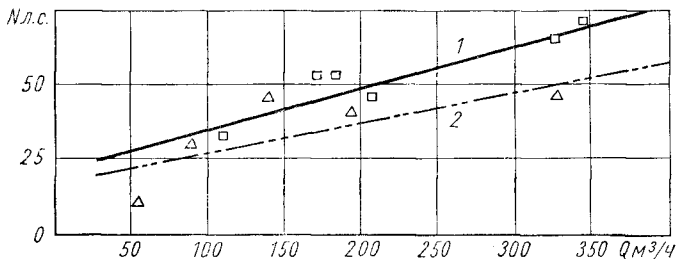


Рис. 96. Зависимость мощности на привод фрез от производительности рабочего органа каналокопателя КФН-1200:

1 — минеральный грунт с объемным весом 1800 кг/м³; 2 — торфяной грунт с объемным весом 1100 кг/м³

На рис. 96 показан график зависимости мощности на привод фрез от производительности рабочего органа при $v_{\phi} = 9,37$ м и глубине канала 1,2 м.

Следует помнить, что величина мощности N_{ϕ} является средней. В периоды обрушения от двигателя к фрезам подводится мощность, в $k_N = 1,25 \div 1,6$ раз превышающая значения N_{ϕ} . В эти периоды на некоторых режимах работы мощность двигателя может оказаться недостаточной, происходит снижение числа оборотов фрез, поступательное движение машины приходится останавливать, иногда глохнет двигатель.

При оптимальных режимах работы, отмеченных выше, коэффициент k_N , отражающий степень повышения мощности при обрушении, был равен 1,25—1,36.

Исследование силового воздействия рабочего оборудования на трактор осуществлялось путем замера реакций R'_x , R'_y , R''_x и R''_y , возникающих в соединительных пальцах трехточечной навесной системы машины (рис. 97).

Способ замера и вид получаемой осциллограммы описаны в гл. VII. В результате обработки осциллограммы с кривыми названных реакций были получены значения тягового сопротивления рабочего органа каналокопателя T_x и вертикальной реак-

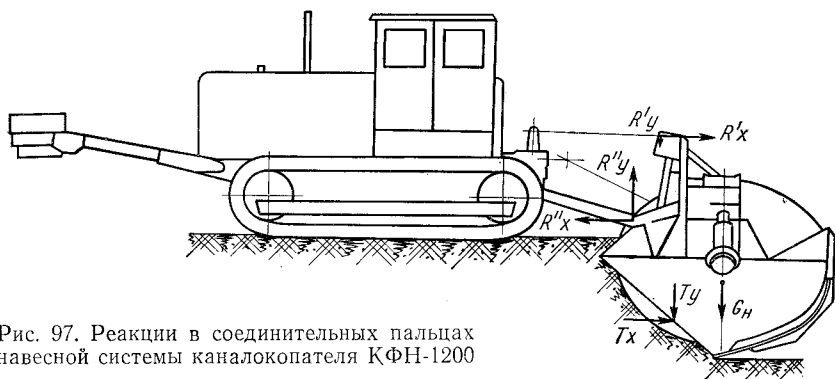


Рис. 97. Реакции в соединительных пальцах навесной системы каналокопателя КФН-1200

ции грунта T_y , догружающей гусеницы трактора через рабочий орган. Величины их определяли выражениями:

$$T_x = R''_x - R'_x;$$

$$T_y = R''_y \pm R'_y - G_n,$$

где G_n — вес навесного оборудования в $\kappa\Gamma$, найденный при тарировке машины в состоянии покоя как разность $(R''_y - R'_y)$.

Значения T_x тягового сопротивления, складывающегося из горизонтальных составляющих сил копания грунта фрезами и горизонтальной составляющей разработки грунта двухотвальным клином, были в пределах 2300—4800 $\kappa\Gamma$ при разработке минерального грунта и в пределах 1600—2300 $\kappa\Gamma$ при разработке торфяного грунта. Большие значения соответствовали повышенным скоростям движения. Возрастание тягового сопротивления вместе с поступательной скоростью каналокопателя объясняется в основном увеличением площади сопротивления двухотвального клина.

Значения T_y вертикальной догрузки машины реакциями грунта находились в пределах 1000—2300 $\kappa\Gamma$ на минеральном грунте и 370—600 $\kappa\Gamma$ на торфяном грунте. Здесь также отмечается рост догрузки вместе с поступательной скоростью маши-

ны. Объясняется он возрастанием веса грунта, находящегося на фрезе и на части клина, и увеличением сил резания и выброса грунта фрезами.

На основании значений сил T_x и T_y на серийных машинах КФН-1200 были усилены крепления двухотвального клина и фланцы опор планетарного редуктора.

§ 19. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ЭКСКАВАТОРА-КАНАЛОКОПАТЕЛЯ Д-583

Машина Д-583 изучалась при отрывке каналов глубиной 1,7—1,95 м с заложением откосов 1:1 и 1:1,5. Грунт был тор-

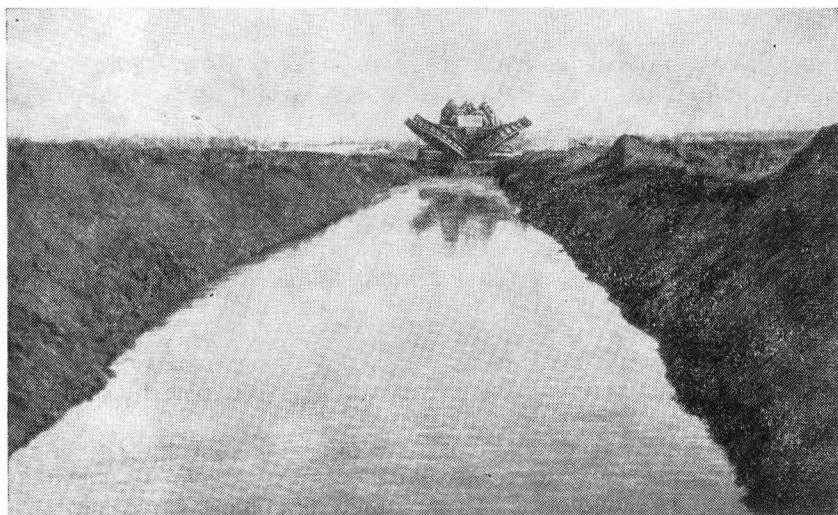


Рис. 98. Общий вид канала и экскаватора-каналокопателя Д-583 при исследованиях на торфяном грунте

фяной влажностью 80—85% и минеральной влажностью 10—20%, объемный вес его составлял соответственно 1,5—2,2 T/m^3 . Общий вид канала и машины Д-583 при исследованиях на торфяном грунте показан на рис. 98.

Динамические нагрузки в силовой передаче привода фрез исследовались путем замера мощности, потребляемой электродвигателем, вращающим силовую передачу одной фрезы. При этом было принято, что другая фреза во всех отношениях работает аналогично первой. Мощность замерялась самопишущим ваттметром, подключенным в цепь питания электродвигателя. Подсчитывалось также число оборотов фрез. Размеры канала,

кавальеров и скорость движения машины определялись так же, как и у машины КФН-1200 (см. рис. 91 и табл. 23).

Одна из динамограмм, записанных ваттметром при отрывке канала глубиной 1,95 м и заложением откосов 1 : 1,5 на торфяном грунте, когда скорость движения машины составляла 80 м/ч, а окружная скорость вращения фрез 12,4 м/сек, показана на рис. 99. Следует сразу отметить, что при названных параметрах канала и при окружной скорости фрез 9,3 м/сек грунт плохо разгружался с лопаток, падал на берму, образуя кавальеры больших размеров, которые мешали дальнейшей разгрузке грунта. Поэтому пришлось перейти на вторую скорость фрезы, равную 12,4 м/сек. При этой скорости стала возможна работа по отрывке канала глубиной до 2 м и заложением 1 : 1,5 (в опытах участвовал В. Т. Радкевич).

Обработка динамограмм показала, что загрузка фрез машины Д-583, так же как и у каналокопателя КФН-1200, происходит крайне неравномерно. Величина коэффициента неравномерности $k_{нр}$:

$$k_{нр} = \frac{N_{\max} - N_{\min}}{N_{ср}} \cdot 100\%$$

достигла 147—200%, что объясняется обрушением грунта на фрезы. Полученные значения коэффициента неравномерности относятся к варианту, когда на машине Д-583 были применены ножевые обрушители. При попытке работать без последних при скорости 80 м/ч электродвигатели автоматически отключались, что было предусмотрено на случай их значительной перегрузки. Двигатель, приводящий генератор, при этом быстро снижал обороты, также указывая на перегрузку.

Прочностной расчет силовой передачи привода фрез машины Д-583 следует вести исходя из фактически полученных значений максимальной мощности $N_{мгн}$, превышающей номинальную мощность установленных электродвигателей в 2—2,5 раза.

Энергоемкость процесса разработки грунта фрезами машины Д-583 определялась путем одновременного замера мощности и производительности экскаватора-каналокопателя и вычислялась по формуле (1).

$$\text{Мощность, потребляемая фрезами,} \\ N_{ф} = N_{ср2} \eta_{сн}$$

где $N_{ср2}$ — средняя мощность, замеренная ваттметрами и потребляемая двумя электродвигателями привода фрез, в квт.

К. п. д. силовой передачи привода фрезы (цилиндрического и планетарного редукторов)

$$\eta_{сн} = \eta_{м} \eta_{ц}^n \eta_{пл} \eta_{хол};$$

здесь $\eta_{м}$ — к. п. д. электродвигателя.

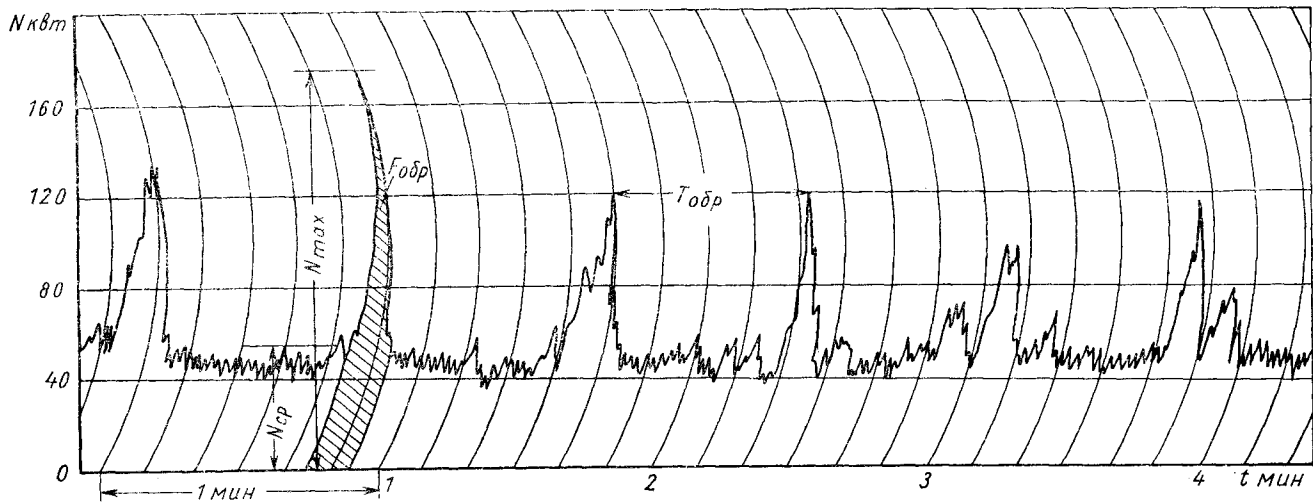


Рис. 99. Динамограмма потребляемой мощности при работе правой фрезы экскаватора-каналокопателя Д-583

Подставив соответствующие значения, получим, что $\eta_{ср} = 0,82$.

Величина

$$\eta_{тр} = \eta_{ц}^{n_{ц}} \eta_{г} \eta_{хол} \eta_{ср},$$

здесь $\eta_{ц}$ — к. п. д. цилиндрической пары в раздаточном редукторе;

$n_{ц}$ — число этих пар;

$\eta_{г}$ — к. п. д. силового генератора;

$\eta_{хол}$ — потери на прокручивание генератора и раздаточного редуктора вхолостую.

Подставив значения, взятые из табл. 24, получим, что $\eta_{тр} = 0,68$.

Значения мощностей, подсчитанных и замеренных, а также величина производительности для случая работы на торфяном грунте при отрывке канала глубиной 1,85—1,95 м с заложением откосов 1 : 1,5 показаны в табл. 26.

Таблица 26

Результаты исследований машины Д-583 при $v_{ф} = 12,4$ м/сек

Измерители	Показатели при скорости движения в м/ч		Измерители	Показатели при скорости движения в м/ч	
	60	80		60	80
N_{\max}^* в квт	188,0	176,0	$N_{\delta\sigma}^{\phi}$ в квт	133,0	144,0
$N_{\max\ ср}^*$ в квт	147,0	123,0	Π в м ³ /ч	389,0	564,0
$N_{ср\ 2}^{**}$ в квт	109,2	119,2	\mathcal{E} в квт·ч/м ³	0,342	0,311
$N_{ф}$ в квт	90,0	98,0			

Примечания: * для одной фрезы; ** удвоенное значение средней мощности.

С учетом $\eta_{тр}$ средняя величина мощности двигателя $N_{\delta\sigma}^{\phi}$, идущая на привод фрез, была в пределах 133—144 квт.

Энергоемкость определялась на основании данных о потребляемой мощности на привод одной фрезы. Затем эта мощность удваивалась и относилась к производительности машины. Возможно, что на привод второй фрезы в это же время расходовалась несколько другая величина мощности. Однако замеры, приведенные отдельно для другой фрезы, показали, что это отличие в значениях мощности не превышает 16%.

Более высокое (в 2,5 раза) значение энергоемкости процесса разработки грунта фрезами машины Д-583 по сравнению с

энергоемкостью машины КФН-1200 объясняется прежде всего повышенной скоростью фрез у машины Д-583 (12,4 м/сек вместо 9,37 м/сек) и меньшим значением к. п. д. привода.

В табл. 26 приведены также значения наибольшей величины мощности N_{\max} , подводимой к одной фрезе в периоды обрушений, и значения $N_{\max, \text{ср}}$ — среднестатистической величины наибольших значений N_{\max} при работе в данных условиях. Анализ значений этих величин, как и вид кривой мощности на рис. 99, показывает, что к фрезам в моменты обрушения требуется подводить мощность в $k_N = 1,65 \div 2,5$ раза большую, чем номинальная мощность электродвигателей привода фрез, т. е. примерно 250—350 квт. Но это невозможно осуществить, так как мощность установленного на экскаваторе-каналокопатель Д-583 генератора равна 200 квт. Как же выполняется работа? Дело в том, что в действительности обрушение грунта происходит не одновременно на обе фрезы, а с разрывом во времени, исчисляющимся секундами или долями секунды. Поэтому действительная величина степени повышения мощности k_N при обрушении будет меньше указанных выше.

Однако при одновременном обрушении или при очень малом промежутке времени между обрушениями на обеих фрезах, когда резко увеличиваются внешние сопротивления, происходит уменьшение числа оборотов фрез, а затем и автоматическое отключение электродвигателей из-за перегрузок.

Исследования также показали, что на минеральном грунте (при отрыве канала глубиной 1,8—2,0 м и заложении откосов 1 : 1,5) машина Д-583 может работать при поступательной скорости 45—50 м/ч, т. е. при производительности, равной 290—300 м³/ч.

§ 20. ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТ ЭНЕРГОЗАТРАТ НА ПРИВОД ФРЕЗЕРНЫХ КАНАЛОКОПАТЕЛЕЙ

Выбор метода расчета предполагает предварительное экспериментально-теоретическое обоснование модели изучаемого процесса. Обычно такая модель создается путем ряда допущений, идеализирующих исследуемое явление. В нашем случае выбор структурной модели процесса разработки грунта фрезами проводился на основе изучения результатов исследований. Изменение кривой $M_{\text{сек}}$ (см. рис. 93), характеризующееся уменьшением энергозатрат в периоды между обрушениями и увеличением энергозатрат в моменты обрушения, а также наблюдения и анализ обрушения грунта, характеризующегося свободным падением призм грунта на фрезы и последующим их разрушением, факт разгона и выброса всего грунта — все это позволило сделать вывод, что процесс разработки грунта фрезами каналокопателя КФН-1200 состоит из трех основных компонентов,

осуществляющихся во времени в различных количественных пропорциях. Эти компоненты следующие: 1) фрезерование грунта ножами фрез по периметру забоя; 2) свободное падение грунтовых призм на фрезы и выброс этого грунта; 3) фрезерование грунтовых призм и откосов торцовыми кромками лопаток фрез при случайных колебаниях в вертикальной плоскости рабочего органа. Каждый из названных компонентов имеет пять однотипных элементов: 1 — разрушение естественных связей грунта давлением ножей фрез, давлением кромок лопаток или силой гравитации; 2 — деформация грунта ударом о ножи, лопатку; 3 — разгон разрушенного грунта до скорости выброса; 4 — трение разгоняемого грунта о грунт забоя; 5 — подъем грунта на высоту H для удаления его с места разработки. Кроме этого, всему процессу разработки грунта всегда сопутствуют затраты мощности на вентиляцию воздуха лопатками и диском фрез и на покрытие потерь в силовой передаче привода фрез.

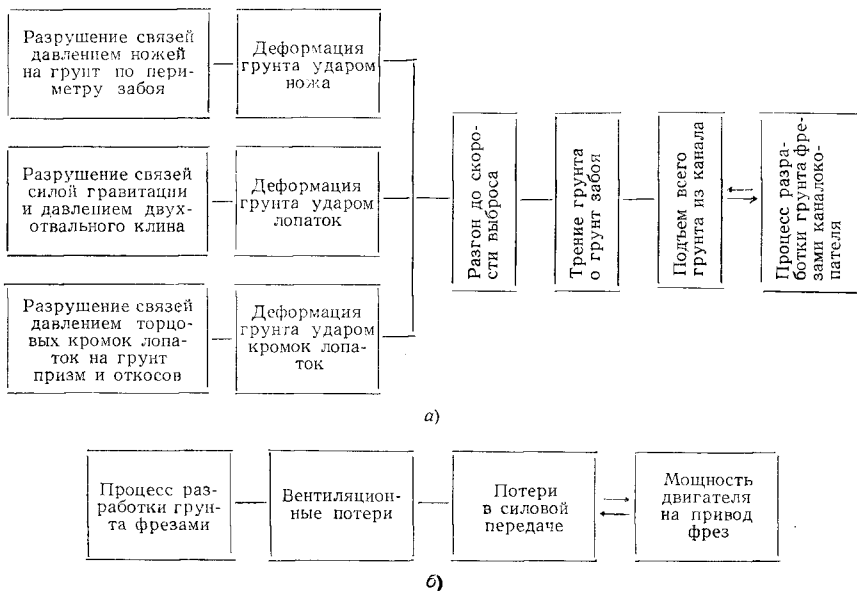


Рис. 100. Структурная модель процесса разработки грунта фрезами

Таким образом, процесс разработки грунта можно представить качественно в виде структурной модели, показанной на рис. 100, а, синтезированной из суммы трех моделей, каждая из которых состоит из элементарных моделей, соответствующих пяти названным однотипным элементам.

Однотипность элементов процесса разработки грунта качественная. Количественно все эти элементы каждого из компо-

нентов отличаются один от другого. Поэтому и энергозатраты по компонентам различные. Полные энергозатраты двигателя на привод фрез можно изобразить схематически, как показано на рис. 100, б.

Представляет интерес вопрос о существовании во времени названных трех компонентов процесса разработки грунта. Кривые $M_{сек}$ на рис. 93 имеют два характерных участка. Первый участок соответствует $M_{сек} = M_{min}$. В этот период обрушения грунта нет или оно (обрушение) очень мало, осуществляется в основном фрезерование грунта ножами фрез по периметру забоя. Есть также вероятность существования фрезерования грунта торцовыми кромками лопаток. Второй участок (см. рис. 93) соответствует $M_{сек} = M_{max}$. В этот период осуществляются все три компонента процесса разработки грунта. Энергозатраты этого периода велики. Они определяют требуемую мощность двигателя, поэтому главным направлением последующих исследований должен быть поиск путей, уменьшающих размеры обрушающихся призм грунта, и способов, позволяющих автоматически снижать динамические нагрузки в моменты обрушений. На этом пути далеко не все сделано. Об эффекте применения ГТКМ уже говорилось. Опыт работы машины Д-583 показывает, что уменьшение величины обрушающихся призм грунта можно достигнуть, применив ножевые обрушители, устанавливаемые перед фрезами. Такие ножи разрезают грунт перед рабочим органом на полосы на глубину до 0,3—0,5 м и этим самым заранее определяются наибольшие размеры призм обрушения.

Кроме этого, представляется целесообразным вести исследование по поиску оптимального соотношения объема фрезеруемого грунта и объема обрушаемого грунта; по отысканию оптимальной формы двухотвального клина, формы ножей и лопаток.

Принятая структурная модель процесса разработки грунта фрезами позволяет представить баланс мощности двухфрезерного каналокопателя в виде

$$N_{ос} = \frac{1}{\eta_{тp}} (N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5 + N_6) + \frac{N_{пер}}{\eta_{тp}} + \frac{N_{ос}}{\eta_{тp}} \text{ л. с.},$$

- где N_1 — мощность на разрушение грунта ножами фрез по периметру забоя в л. с.;
- N_2 — мощность на деформацию грунта ударом и на разгон до скорости выброса в л. с.;
- N_3 — мощность на трение грунта, находящегося на концах лопаток, о грунт забоя в л. с.;
- N_4 — мощность на подъем грунта из канала в л. с.;
- N_5 — мощность на фрезерование грунта торцовыми кромками лопаток в л. с.;

N_6 — мощность на вентиляцию воздуха фрезами
в л. с.;

$N_{пер}$ — мощность на преодоление тягового сопротивления каналокопателя и сопротивления его перекачиванию в л. с.;

$N_{вс}$ — мощность на привод вспомогательных механизмов в л. с.;

$\eta'_{тр}$, $\eta''_{тр}$ — к. п. д. силовой передачи соответственно привода гусениц и привода вспомогательных механизмов.

Определение энергозатрат на привод фрез. Обозначим $N_{фр} = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5$ мощность, необходимую для разработки и выброса грунта. Примем следующие допущения:

1) сопротивление грунта разрушению естественных связей (сопротивление вдавливанию) прямо пропорционально площади режущих ножей и кромок лопаток, соприкасаемой с грунтом, и не зависит от скорости вдавливания;

2) величина удельного сопротивления грунта вдавливанию и кромки лопаток k_1 зависит от формы сечения стружки, от угла резания и от заднего угла ножей или кромок;

3) положение центра тяжести объема $dV_{ф}$ грунта (рис. 101), разрушенного ножами фрезы по периметру забоя и трущегося о грунт забоя, не зависит от величины этого объема и находится на расстоянии R от оси фрезы;

4) обрушенный грунт выносится одинаково каждой лопаткой;

5) объем $dV_{обр}$ (рис. 101) обрушенного грунта, трущегося о грунт забоя в конце каждой лопатки, увеличивается прямо пропорционально углу α_n поворота лопатки от $\alpha_n = 0$ до $\alpha_n = \alpha_k$;

6) положение центра тяжести объема $dV_{обр}$ грунта не зависит от величины этого объема и находится на расстоянии $0,8R$ от оси фрезы;

7) удар грунта о нож и лопатку фрез является неупругим;

8) скорость обрушающегося грунта до соприкосновения с фрезой равна нулю;

9) угловые скорости вращения фрезы до и после соударения с обрушенным грунтом равны между собой благодаря соответствующим затратам энергии двигателя.

Принятая идеализированная модель процесса взаимодействия фрезы с грунтом позволила получить следующие выражения энергозатрат на совершение отдельных элементов процесса разработки грунта.

Мощность на разрушение грунта

$$N_1 = \frac{k_1 \Pi P}{270\,000} \text{ л. с.},$$

где k_1 — удельное сопротивление грунта копанию ножами фрезы в кГ/м^2 ;

P — отношение объема грунта, фрезеруемого ножами, ко всему объему разрабатываемого сечения канала.

Величину k_1 при угле резания ножей $25\text{--}30^\circ$ и заднем угле $5\text{--}8^\circ$ рекомендуется назначать по табл. 27.

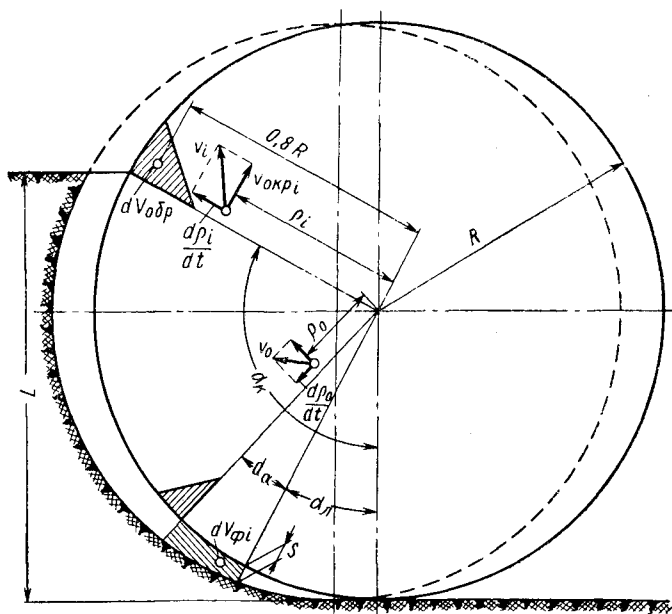


Рис. 101. К объяснению идеализированной модели процесса взаимодействия фрезы с грунтом:

α_k — угол контакта фрезы с забоем; R — наружный радиус фрезы; ρ_0 — начальный радиус соударения обрушившегося грунта с фрезой; ρ_i — текущее значение координаты положения грунта, разгоняемого лопаткой после соударения; L — длина забоя; S — текущее значение толщины стружки, срезаемой ножами фрезы

Величина

$$N_2 = \frac{\gamma P v_\phi^2}{270\,000g} \text{ л. с.},$$

здесь v_ϕ — окружная скорость фрезы по кромкам ножей в м/сек;

g — ускорение силы тяжести в м/сек².

Выражение для мощности N_2 было получено теоретически. Экспериментально такие же результаты получил во ВНИИЗем-маше инж. Г. Б. Нарет [11] при опытах с маятниковым копром.

Мощность

$$N_3 = \frac{\gamma P v_\phi^2 f_s}{270\,000g} \left[P \cdot \frac{\alpha_k - \sin \alpha_k}{1 - \cos \alpha_k} + 0,4 \alpha_k (1 - P) \right] \text{ л. с.} \quad (2)$$

где f_s — коэффициент трения грунта по грунту.

Удельные сопротивления грунта копанью*

Категория грунта	Наименование грунта	Коэффициент разрыхления $k_{разр}$	Объемный вес грунта γ в $кг/м^3$	Удельное сопротивление копанью k_1 в $кг/м^2$
I	Пески, супески, растительный слой, чернозем, торф без корней	1,08—1,3	1100—1500	10 000
II	Легкие суглинки, мелкий гравий, песок со щебнем . . .	1,14—1,28	1600—1900	20 000
III	Средние глины, крупный гравий, тяжелые суглинки . .	1,24—1,3	1600—1900	30 000
IV	Тяжелые глины, мергель, опоки, мягкие меловые породы	1,26—1,37	1600—2000	40 000
	Мерзлый грунт всех категорий	—	—	200 000— 2 000 000

* Для размеров и формы ножей и лопаток машин КФН-1200 и Д-583 приведенные значения следует увеличивать в 1,4—1,6 раза. Это объясняется тем, что у названных машин углы резания близки к 90° (радиально установленные лопатки).

При выводе формулы для N_3 была использована методика, предложенная Г. А. Мутушевым [6].

Величина

$$N_4 = \frac{0,7\Pi H \gamma}{270\,000} \text{ л. с.},$$

где H — глубина отрываемого канала в м.

Мощность

$$N_5 = \frac{k_2\Pi(1-P)}{270\,000} \text{ л. с.};$$

здесь k_2 — удельное сопротивление грунта копанью торцовыми кромками лопаток фрез при торцовом фрезеровании грунтовых призм или откосов в $кг/м^2$.

По опытно-расчетным данным величина k_2 для машин КФН-1200 и Д-583 составляет 6000—7000 $кг/м^2$ при работе на торфяных грунтах и 8000—8500 $кг/м^2$ на минеральных грунтах III категории.

Суммируя отдельные энергозатраты, получим

$$N_{фр} = \frac{\Pi}{270\,000} \left[k_1 P + k_2 (1 - P) + \frac{\gamma v_{ф}^2}{g} (1 + f_2 A) + 0,7\gamma H \right] \text{ л. с.},$$

где A — выражение в квадратных скобках в формуле для N_3

Мощность N_6 на преодоление потерь, обусловленных вентиляционным эффектом двух фрез, можно с достаточной для практических расчетов точностью подсчитать по формуле

$$N_6 = \frac{\gamma_{\text{возд}} b_{\text{л}} R v_{\text{ф}}^3}{75g} \cdot z \text{ л. с.},$$

где $\gamma_{\text{возд}}$ — плотность воздуха, при 20°C $\gamma_{\text{возд}} = 1,2 \text{ кг/м}^3$;

$b_{\text{л}}$ — ширина лопаток фрезы в м;

z — число лопаток на фрезе.

Расчетные значения мощности $N_{\text{фр}}$, полученные по предлагаемой формуле, отличаются от данных эксперимента не более, чем на 3—5%.

Определение энергозатрат на перемещение машины. Мощность, приведенная к оси ведущих звездочек движителей, на передвижение каналокопателя

$$N_{\text{пер}} = \frac{v_{\text{т}}}{270} [T_x + Q(f \cos \alpha \pm \sin \alpha)] \text{ л. с.},$$

где $v_{\text{т}}$ — теоретическая скорость поступательного движения машины в км/ч;

T_x — тяговое сопротивление рабочего оборудования в кг;

$Q = G \pm T_y$ — нормальная к опорной поверхности пути нагрузка на движители машины в кг;

G — эксплуатационный вес каналокопателя, включая вес топлива, смазки, воды, инструмента и т. п., в кг;

T_y — нормальная реакция грунта на рабочие органы в кг;

α — угол подъема или уклона пути в град;

f — коэффициент сопротивления перекатыванию. При ориентировочных расчетах величина $f = 0,18 \div 0,3$ для неосушенных болот; $0,07$ — $0,12$ для осушенных; $0,1$ — $0,15$ для песка и $0,06$ — $0,07$ для грунтовой дороги. Методика уточненного расчета f дана в гл. VI.

Величины T_x и T_y в общем виде при расположении фрез под углом 45° к горизонту ($\sin 45^\circ \approx 0,7$) определяются по формулам

$$T_x \approx 0,7 \frac{75N_{\text{фр}}}{v_{\text{ф}}} + T'_x \text{ кг};$$

$$T_y \approx 0,7 \frac{75N_{\text{фр}}}{v_{\text{ф}}} \pm T'_y \text{ кг},$$

где $N_{\text{фр}}$ — мощность на процесс разработки грунта фрезами в л. с.;

v_{ϕ} — окружная скорость фрез по ножам в м/сек;
 T'_x и T'_y — составляющие сопротивления двухотвального клина соответственно горизонтальная и нормальная в кг.

Аналитическое определение величин T'_x и T'_y затруднено, поэтому следует ориентироваться на значения полных сил, полученных экспериментально для машины КФН-1200 и данных в § 18. Вспомогательными механизмами, требующими затрат мощности на каналокопателях типа КФН-1200, являются обычно гидронасосы, питающие силовые гидроцилиндры и обслуживающие систему охлаждения редукторов и т. д. Гидронасосы могут потреблять энергию одновременно с основными механизмами. Например, при работе автоматического регулятора уклона одновременно с затратами N_b , $N_{\phi p}$ и $N_{пер}$ требуется мощность на подъем рабочего органа.

Величина мощности N_{ec} на привод гидронасосов определяется по общеизвестным формулам. Для предварительных расчетов величину N_{ec} выражают в процентном отношении к сумме остальных энергозатрат. Обычно эта величина не превышает 7%.

Методика расчета энергозатрат. При создании машины конструктору обычно бывают известны производительность машины, тип и состояние разрабатываемого грунта, а также максимальные размеры отрываемых каналов. Исходя из этих данных рассчитывают и выбирают кинематические и энергетические параметры фрезерного каналокопателя.

Для выбора кинематической схемы привода фрезы определяются окружная скорость фрез по кромкам режущих ножей: при $i = 1 : 1$

$$v_{\phi} = \sqrt{(30 \div 32) R} \text{ м/сек};$$

при $i = 1 : 1,5$

$$v_{\phi} = \sqrt{(70 \div 72) R} \text{ м/сек};$$

здесь i — коэффициент заложения откосов;

R — наружный радиус фрезы в м.

Числовые коэффициенты в указанных формулах выражают опытную величину центробежного ускорения, необходимую для выброса грунта из канала с заданным заложением откосов. Радиус фрезы R определяется из условия, что диаметр фрезы должен составлять около 1,2 от длины откоса разрабатываемого канала наибольшей глубины. Для выбора кинематической схемы привода гусениц определяется наименьшая величина поступательной скорости машины:

$$v_{т} = \frac{\Pi}{F_{\max}} \text{ м/ч},$$

где F_{\max} — наибольшая величина поперечного сечения канала при заданных наибольших размерах канала в м².

После этого определяют энергозатраты и по полученной расчетной величине мощности и значениям к. п. д. силовой передачи (см. табл. 24) выбирают двигатель.

При расчете энергозатрат последовательно определяют:

1) наименьшую поступательную скорость движения:

$$v_{\tau} = \frac{P}{F_{\max}} \text{ м/ч;}$$

2) окружную скорость фрезы по кромкам режущих ножей при $i = 1 : 1$

$$v_{\phi} = \sqrt{(30 \div 32) R} \text{ м/сек;}$$

при $i = 1 : 1,5$

$$v_{\phi} = \sqrt{(70 \div 72) R} \text{ м/сек;}$$

3) мощность на разрушение грунта ножами фрез по периметру забоя:

$$N_1 = \frac{k_1 P P}{27\,000} \text{ л. с.;}$$

4) удельное сопротивление грунта копанию k_1 в кГ/м^2 по табл. 27;

5) мощность на деформацию грунта ударом и на разгон до скорости выброса:

$$N_2 = \frac{\gamma P v_{\phi}^2}{270\,000 g} \text{ л. с.;}$$

6) коэффициент трения грунта о грунт ($f_z = 0,7$) при скорости $v_{\phi} = 6 \div 13 \text{ м/сек;}$

7) мощность на трение грунта о грунт забоя:

$$N_3 = \frac{\gamma P v_{\phi}^2 f_z}{270\,000 g} \left[P \frac{\alpha_{\kappa} - \sin \alpha_{\kappa}}{1 - \cos \alpha_{\kappa}} + 0,4 \alpha_{\kappa} (1 - P) \right] \text{ л. с.;}$$

8) мощность на подъем грунта из канала:

$$N_4 = \frac{0,7 P H \gamma}{270\,000} \text{ л. с.;}$$

9) удельное сопротивление копанию торцовыми кромками лопаток:

торфяных грунтов

$$k_2 = 6000 \div 7000 \text{ кГ/м}^2;$$

минеральных

$$k_2 = 8000 \div 8500 \text{ кГ/м}^2;$$

10) мощность на фрезерование грунта торцовыми кромками лопаток:

$$N_5 = \frac{k_2 \Pi (1 - P)}{270\,000} \text{ л. с.};$$

11) мощность на разработку и выброс грунта:

$$N_{\text{фр}} = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5 \text{ л. с.},$$

12) мощность на вентиляцию воздуха фрезами:

$$N_6 = \frac{\gamma_{\text{возд}} b_l R v_{\text{ф}}^3}{75g} z \text{ л. с.};$$

13) эксплуатационный вес машины G в кГ ;

14) нормальную реакцию грунта на рабочие органы:

$$T_y = T_{y_{\text{кфн}}} l^2 \text{ кГ};$$

15) нормальную реакцию грунта на рабочие органы машины КФН-1200 на минеральном грунте:

$$T_{y_{\text{кфн}}} = 1000 \div 2300 \text{ кГ};$$

16) масштаб l геометрического подобия машины КФН-1200 и проектируемой;

17) наибольшую нормальную нагрузку на гусеницы:

$$Q = G + T_y \text{ кГ};$$

18) коэффициент сопротивления перекачиванию машины \hat{f} по табл. 45;

19) тяговое сопротивление рабочих органов машины КФН-1200:

на торфяном грунте

$$T_{x_{\text{кфн}}} = 1600 \div 2300 \text{ кГ};$$

на минеральном грунте

$$T_{x_{\text{кфн}}} = 2300 \div 4800 \text{ кГ};$$

20) тяговое сопротивление проектируемой машины:

$$T_x = T_{x_{\text{кфн}}} l^2 \text{ кГ};$$

21) мощность на передвижение проектируемого каналопателя:

$$N_{\text{пер}} = \frac{v_T}{270} [T_x + Q(f \cos \alpha + \sin \alpha)] \text{ л. с.};$$

22) мощность на привод вспомогательных механизмов:

$$N_{\text{ос}} = 0,05 (N_{\text{фр}} + N_6 + N_{\text{пер}}) \text{ л. с.};$$

23) к. п. д. силовых передач привода рабочих органов вспомогательных органов и ходового устройства $\eta_{тр}$ по табл. 24;

24) потребную мощность двигателя:

$$N_{дв} = \frac{N_{фр} + N_{в}}{\eta_{тр}} + \frac{N_{пер}}{\eta'_{тр}} + \frac{N_{ос}}{\eta''_{тр}} \text{ л. с.}$$

§ 21. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ КАНАЛООЧИСТИТЕЛЯ Д-490М

Роторный рабочий орган

Исследовался роторный рабочий орган машины, навешиваемый на универсальную раму каналоочистителя Д-490М

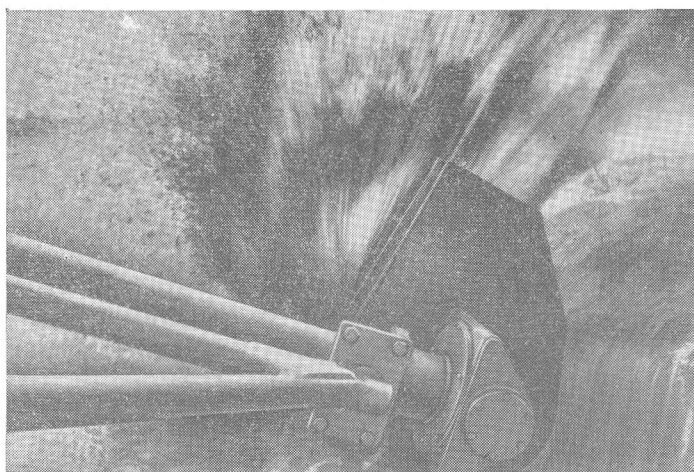


Рис. 102. Ротор каналоочистителя Д-490М в работе

(рис. 102). Использовались тензостанция, тензовал и датчик числа оборотов, описание которых дано в гл. VII. Производительность машины определялась путем замера сечения канала до и после очистки и путем замера скорости передвижения машины во время опытов.

Цель исследования — выявить динамику работы деталей силовой передачи и оценить энергоемкость процесса очистки каналов роторным рабочим органом.

Исследования выполнялись при очистке каналов мелкой осушительной сети с минеральным и торфяным грунтом без крупных посторонних включений на прямолинейных участках с первоначальной глубиной 0,8—1,5 м. На участках с минеральным

грунтом глубина воды в канале составляла 50—100 мм, на участках с торфяным грунтом — 200—300 мм.

Дно каналов в минеральном грунте заросло растительностью небольшой густоты со слабо развитой корневой системой, участки канала в торфяном грунте имели растительность средней густоты, неравномерно распределенную как по длине канала, так и по его ширине (преобладали травы осоковых типов).

Общий вид полученных осциллограмм показан на рис. 103. На них записаны: крутящий момент $M_{кр}$ на тензовалу, соединенном карданным шарниром непосредственно с валом отбора мощности трактора; число оборотов n_0 этого вала и время опыта t .

Характер и величина динамических нагрузок, возникающих в тензовалу, изучались путем анализа осциллограмм с помощью оценочных параметров. В качестве последних использовался коэффициент динамичности k_d и коэффициент неравномерности загрузки ротора $k_{кр}$.

При установившейся работе неравномерность загрузки ротора обусловлена главным образом эксплуатационными факторами: характером и размерами наносов, количеством воды и растительности в канале и т. д., т. е. неравномерность нагрузки носит случайный характер. Величина коэффициента динамичности привода ротора составляла на минеральном грунте 1,5—2,3; на торфяном грунте 1,15—1,65. При увеличении загрузки ротора коэффициент k_d уменьшался. Например, при нагрузке, близкой к предельной, его величина составляла для минерального грунта 1,5—1,75, для торфяного 1,15—1,3. Величина коэффициента $k_{кр}$ при работе на минеральном грунте была в пределах 45—60%, на торфяном — 10—20%.

Некоторая повышенная неравномерность крутящего момента отмечалась при работе на минеральном грунте. Здесь на каждый оборот вала приходился один максимум момента $M_{кр}$. Такой характер изменения крутящего момента был вызван производственным дефектом — неодинаковой шириной лопаток — ножей ротора.

При разработке торфяных грунтов этот дефект не обнаруживался благодаря слабому сопротивлению переувлажненного торфа.

Энергоемкость процесса разработки грунта ротором машины Д-490 М исследовалась при различных режимах работы. Так, изменялась поступательная скорость машины при постоянной установке ротора (толщине стружки), и наоборот, изменялась установка ротора при постоянной поступательной скорости машины. Такой метод позволил выяснить, зависит ли энергоемкость процесса очистки от способа разработки наносов ротором (толщины стружки), а также установить предельный режим работы каналоочистителя с роторным органом. Было получено, что

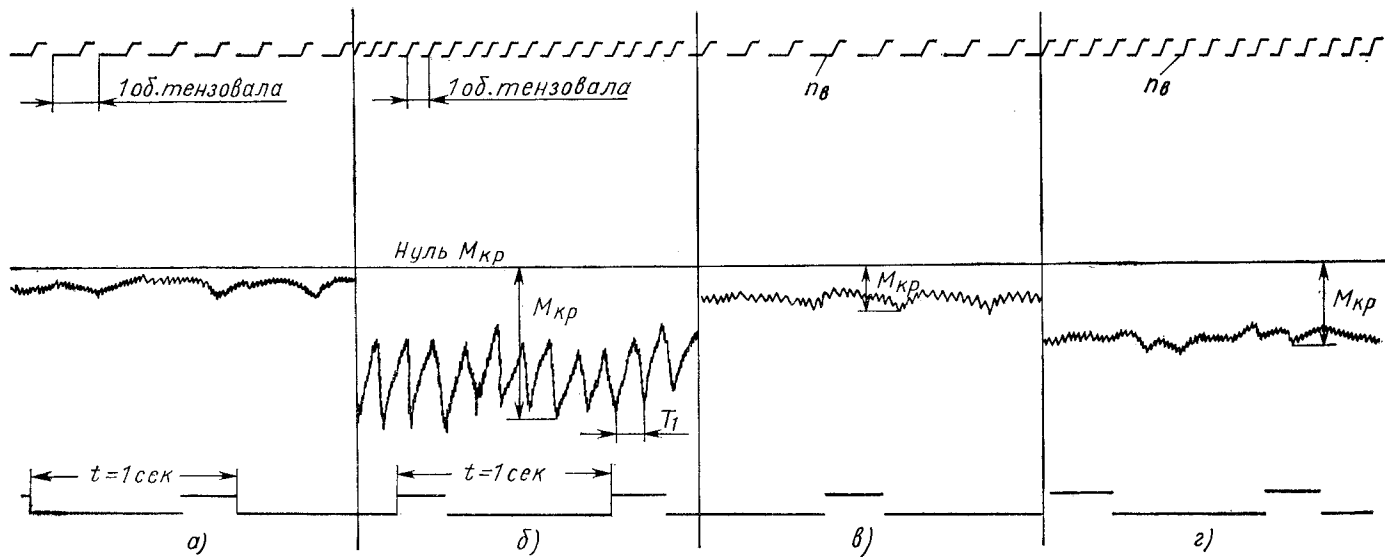


Рис. 103. Осциллограммы крутящих моментов на тензовалу ротора каналочистителя Д-490М:
 а — холостой ход; б — работа на минеральном грунте при номинальных оборотах двигателя; в — работа при заниженных оборотах двигателя, но под нагрузкой; г — работа на торфяном грунте при номинальных оборотах двигателя

при постоянной производительности ротора способ разработки практически на энергоёмкость процесса не влияет.

Мощность $N_{тв}$, подведенная к тензовалу и зависящая от средних значений $M_{кр}$ и n_v , замеряемых на этом валу, находилась по выражению

$$N_{тв} = \frac{M_{ср} n_v}{716,2} \text{ л. с.}$$

Производительность замерялась для каждого нового значения мощности $N_{тв}$.

Результаты анализа полученных данных представлены графиком на рис. 104. Результаты опытов относятся к минеральному

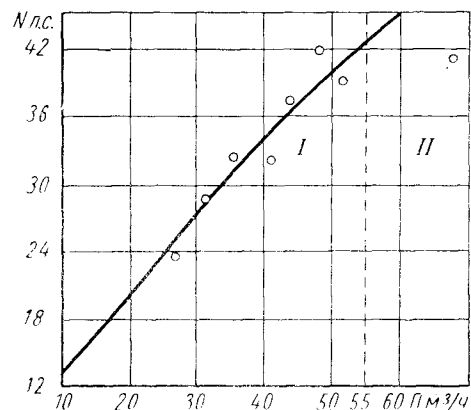


Рис. 104. График зависимости мощности, подведенной к тензовалу, от производительности машины

грунту с объемным весом $1,8 \text{ Т/м}^3$. График имеет две зоны. В зоне I потребляемая ротором мощность прямолинейно зависит от производительности. В зоне II обнаруживается перегрузка двигателя, который начинает работать по безрегуляторной, перегрузочной характеристике. В этот период тракторист во избежание остановки двигателя несколько приподнимает ротор или выключает муфту сцепления. Граница зон определяет собой номинальный режим работы ротора (предельная нагрузка). Этот режим, как

видно из графика, характеризуется величиной мощности, подведенной к тензовалу, равной 45 л. с. , и производительностью по грунту, равной $54\text{—}55 \text{ м}^3/\text{ч}$. Количество выброшенной при этом воды не замерялось, так как ее максимальный уровень составлял 100 мм .

Для оценки энергоёмкости роторного каналоочистителя необходимо было определить мощность $N_{дв}^p$ двигателя, затрачиваемую на привод ротора при его максимальной производительности $\Pi = 55 \text{ м}^3/\text{ч}$. Зная, что между тензовалом и коленчатым валом двигателя имеется одна карданная и одна зубчатая цилиндрическая передача вала отбора мощности (в. о. м.), находим

$$N_{дв}^p = \frac{N_{тв}}{\eta_{кр} \eta_{ц} \eta_{хол}} = 47 \text{ л. с.};$$

здесь $\eta_{кр} = 0,99$ — к. п. д. карданной передачи;

$\eta_{\text{ц}} = 0,98$ — к. п. д. цилиндрической пары;
 $\eta_{\text{хол}} = 0,988$ — к. п. д., учитывающий потери на холостое прокручивание в. о. м.

По опытным данным $N_{\text{тв}} = 45$ л. с. при $\Pi = 55$ м³/ч. Отсюда определялась энергоемкость процесса разработки грунта роторным каналочистителем Д-490М:

$$\mathcal{E} = \frac{N_{\text{тв}}^p}{\Pi} = 0,855 \text{ л. с. ч./м}^3.$$

Представляло интерес определение к. п. д. силовой передачи привода ротора (от в. о. м. до ротора) $\eta_{\text{тп}}$ и мощности N_p , потребляемой непосредственно ротором на процесс разработки наносов. Определение к. п. д. и мощности выполнялось опытно-расчетным путем с использованием формул

$$\eta_{\text{тп}} = \eta_{\text{н}} \eta_{\text{хол}};$$

$$N_p = \frac{M_{\text{ср. max}} n_{\text{в}}}{716,2} \eta_{\text{тп}} \text{ л. с.},$$

где $\eta_{\text{н}}$ — к. п. д., учитывающий потери, возникающие при передаче нагрузки;

$\eta_{\text{хол}}$ — к. п. д., учитывающий потери на холостое прокручивание привода.

Величина $\eta_{\text{хол}}$ вычислялась исходя из экспериментальных данных по выражению

$$\eta_{\text{хол}} = 1 - \frac{M_{\text{хол}}}{M_{\text{ср. max}}} = 1 - \frac{m M_{\text{дв}}}{M_{\text{ср. max}}};$$

здесь $M_{\text{хол}}$ — средний момент сопротивления на тензовалу при холостом прокручивании силовой передачи ротора в кГ·м;

$M_{\text{ср. max}}$ — момент крутящий, замеренный на тензовалу при номинальном режиме работы ротора ($\Pi = 55$ м³/ч), в кГ·м;

$M_{\text{дв}}$ — номинальный крутящий момент двигателя, приведенный к тензовалу, в кГ·м;

$m = \frac{M_{\text{хол}}}{M_{\text{дв}}}$ — множитель, определяющий, какую часть номинального крутящего момента двигателя, приведенного к тензовалу, составляет момент $M_{\text{хол}}$.

Величина

$$M_{\text{хол}} = M_x - M_{\text{вент.}}$$

По экспериментальным данным $M_x = 11$ кГ·м. Однако часть этого момента, равная $M_{\text{вент.}}$, расходуется на создание ротором

вентиляционного эффекта. Величину этой части момента с достаточной точностью можно определить по формуле

$$M_{\text{вент}} = 716,2 \frac{\gamma_{\text{возд}} b_l R v_p^3}{75 g n_p}$$

По данным расчета величина $M_{\text{вент}}$ при номинальном режиме равна $1,13 \text{ кг} \cdot \text{м}$.

Следовательно, при номинальных оборотах ротора

$$M_{\text{хол}} = 11 - 1,13 = 9,87 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Момент $M_{\text{ср.мах}}$ по опытным данным равен $58,5 \text{ кг} \cdot \text{м}$. Номинальный крутящий момент двигателя, приведенный к тензовалу, $M_{\text{дв}} = 67,5 \text{ кг} \cdot \text{м}$. Исходя из этих данных находим значение коэффициента $m = 0,146$. Такая большая величина множителя означает, что в силовой передаче ротора велики потери на трение валов в уплотнениях, в подшипниках и в зубчатых зацеплениях, а также на взбалтывание масла и др. При указанных значениях параметров было получено, что

$$\eta_{\text{хол}} = 0,832; \quad \eta_{\text{тп}} = 0,708 \quad \text{и} \quad N_p = 31,5 \text{ л. с.}$$

Оценка тягового сопротивления ротора T_x на минеральных грунтах осуществлялась исходя из мощности $N_{\text{пер}}$, расходуемой на перемещение каналочистителя:

$$N_{\text{пер}} = N_{\text{дв}} - N_{\text{дс}}^p = 54 - 47 = 7,0 \text{ л. с.};$$

с другой стороны,

$$N_{\text{пер}} = \frac{R v_{\text{т}}}{270 \eta_{\text{тп}}} \text{ л. с.},$$

где $R = P_f + T_x$ — сопротивление передвижению машины в кг ;

$P_f = Gf$ — сопротивление перекачиванию машины в кг ;

$v_{\text{т}}$ — теоретическая скорость движения машины в км/ч ;

$\eta_{\text{тп}}$ — к. п. д. силовой передачи трактора ДТ-55 с ходоуменьшителем, принимается по табл. 24;

G — вес каналочистителя, равный 8500 кг ;

f — коэффициент сопротивления перекачиванию машины.

Тогда

$$R = 270 \frac{N_{\text{пер}} \eta_{\text{тп}}}{v_{\text{т}}} \text{ кг};$$

$$T_x = R - Gf \text{ кг}.$$

Приняв $f = 0,1$, получим, что при максимальной производительности машины, равной $55 \text{ м}^3/\text{ч}$, силы R и T_x в зависи-

мости от скорости движения будут иметь значения, показанные ниже:

Скорость движения в км/ч	0,53	0,947
R	1860	1050
T_x	1010	200

Точность замеров величины $M_{ср.маx}$ была в пределах $\pm 5\%$. В связи с этим относительная ошибка в определении величины $N_{\partial\sigma}^p$ лежала также в пределах $\pm 5\%$, а ошибки в определении значений $N_{пер}$ и R находились соответственно в пределах 33,6 и 35%. Величина ошибки, например, определения $N_{пер}$ находилась из условия

$$\ln N_{пер} = \ln (N_{\partial\sigma} - N_{\partial\sigma}^p);$$

$$\frac{dN_{пер}}{N_{пер}} = \frac{d(N_{\partial\sigma} - N_{\partial\sigma}^p)}{N_{\partial\sigma} - N_{\partial\sigma}^p} = \frac{dN_{\partial\sigma}}{N_{\partial\sigma} - N_{\partial\sigma}^p} - \frac{dN_{\partial\sigma}^p}{N_{\partial\sigma} - N_{\partial\sigma}^p}.$$

Заменив знак d на Δ и приняв, что $\Delta N_{\partial\sigma} = 0$, получим

$$\frac{\Delta N_{пер}}{N_{пер}} \approx \frac{\Delta N_{\partial\sigma}^p}{N_{\partial\sigma} - N_{\partial\sigma}^p} = \frac{0,05 \cdot 47}{54 - 47} = 0,336, \text{ т. е. } 33,6\%.$$

Тяговое сопротивление ротора зависит в основном от величины реакции грунта на внедрение кромки улитки. Нижняя часть периметра улитки-кожуха расположена ниже режущих ножей ротора на 3—6 мм. Эта кромка имеет толщину 8 мм. Следует затачивать кромку по типу режущих ножей и наплавлять твердым сплавом. По результатам исследований были усилены рамы каналаочистителя.

Решающее значение имеет вид и состояние грунта на дне очищаемого канала. В большинстве случаев ротор заглубляется на 0,2—0,25 м и практически очищает дно канала за два прохода (с одной и другой стороны канала). При этом производительность каналаочистителя Д-490М составляла 265—350 пог. м/ч.

Исследования показали, что каналаочиститель Д-490М с роторным рабочим органом очищает дно канала в любых грунтах. Исключение составляли каналы, дно которых заросло густой травой. Однако эксперименты с роторным рабочим органом, в котором были внедрены лыжа, пассивный нож, изменена форма лопаток и заточена нижняя часть улитки, позволили получить удовлетворительные результаты по очистке заросших травой каналов.

Усовершенствованная конструкция ротора описана в гл. III.

Скребковый рабочий орган

При исследовании скребкового рабочего органа ставилась цель определить фактические затраты мощности на привод при резании, перемещении и выбросе грунта скребковым рабочим органом в зависимости от производительности. Исследования проводились путем замеров крутящих моментов и чисел оборотов методом тензометрирования, описанным в гл. VII. Все замеры выполнялись при очистке прямолинейного участка мелкой осушительной сети с заложением откосов $1:1,25 \div 1:1,7$ без крупных посторонних включений и воды, с первоначальной глубиной $0,7—1,0$ м. Влажность грунта составляла $15—17\%$. Объемный вес $1,5$ Т/м. Профиль канала до и после очистки показан на рис. 105.

В результате исследований были получены осциллограммы, некоторые из которых показаны на рис. 106. На них записаны крутящий момент карданного вала $M_{кр}$, непосредственно связанного с валом ведущей звездочки скребковой цепи; число оборотов ведущей звездочки n_k ; время опыта t и число оборотов в. о. м. n_a .

Изменение крутящего момента сил упругости в тензовалу имело вид колебаний с периодом T (рис. 106) и являлось в основном результатом неравномерности вращения цепи. Наблюдались также другие характерные колебания момента, связанные с изменением натяжения холостой ветви и с колебаниями пружины сжатия натяжного устройства. Пиковые значения амплитуды момента сил упругости значительно превышали величину среднего момента. Величина коэффициента динамичности $k_d = \frac{M_{max}}{M_{cp}}$ в зависимости от производительности машины и свойств грунта составляла $1,2—1,7$.

При холостом вращении цепи коэффициент динамичности $k_d = 1,5 \div 4,4$.

Таким образом, наибольшие колебания моментов наблюдались при холостом вращении цепи. С увеличением крутящих моментов и загрузки цепи коэффициент k_d уменьшался.

Сравнение осциллограмм крутящих моментов на тэнзокардане и тензовалу (в. о. м) показывает их идентичность по характеру изменения.

Периоды измененных моментов на обоих валах одинаковы. Следовательно, упругость деталей трансмиссии от ведущей звездочки до вала отбора мощности не изменяет характера крутящих моментов.

Результаты исследования энергоемкости процесса разработки грунта скребковым рабочим органом машины Д-490М при различных режимах работы приведены в табл. 28, в которой показаны соответствующие величины средних крутящих момен-

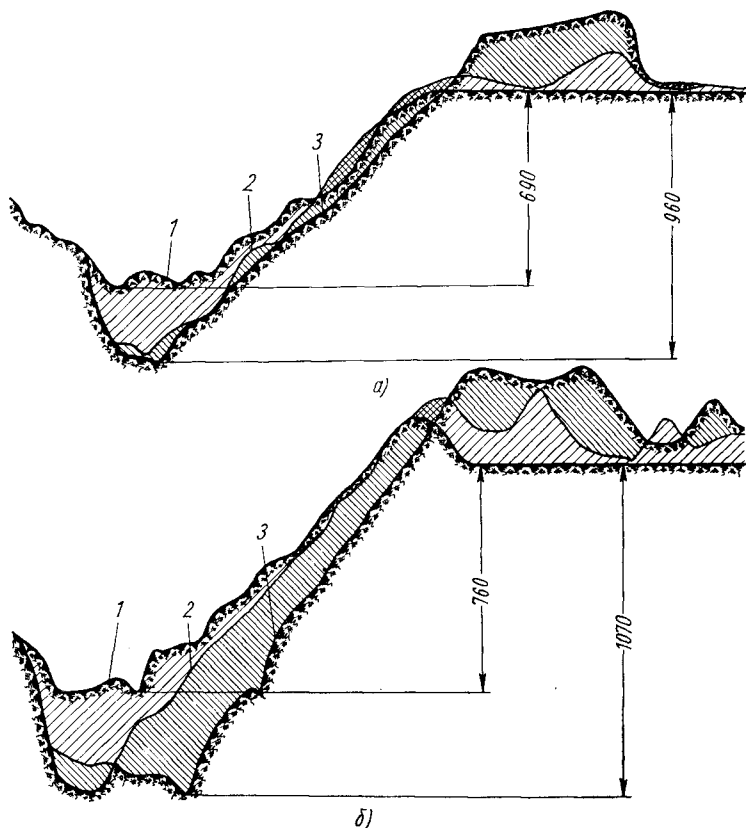


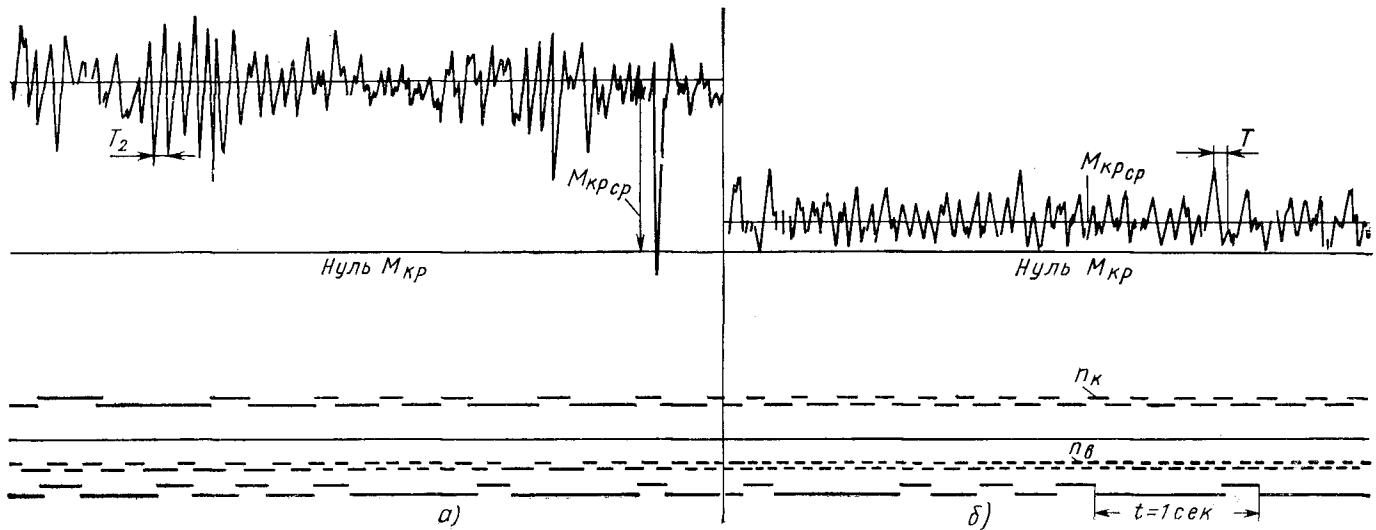
Рис. 105. Профиль канала до и после очистки скребковым рабочим органом каналоочистителя Д-490М:

а — увеличение сечения канала на 0,3 м²; *б* — увеличение сечения канала на 0,738 м²; 1 — линия профиля канала до очистки; 2 — линия профиля канала после первого прохода; 3 — линия профиля канала после второго прохода

Таблица 28

Результаты исследования энергоемкости процесса разработки минерального грунта

Скорость машины в м/ч	n_k в об/мин	$M_{ср}$ в кг·м	$M_{мгн}$ в кг·м	k_d	$N_{ср}$ в л.с	Π в м ³ /ч
Холостой ход	174	19,4	42—54	2,78—2,16	4,70	—
	200	22,0	45—66	2,0—3,0	6,15	—
	225	25,0	60—75	2,4—3,0	7,85	—
530	199	83,0	96—147	1,15—1,77	22,5	108
685	193	90,6	142—156	1,17—1,60	21,3	109
947	163—197	101—115	114—210	1,25—1,61	25,7—31,6	170



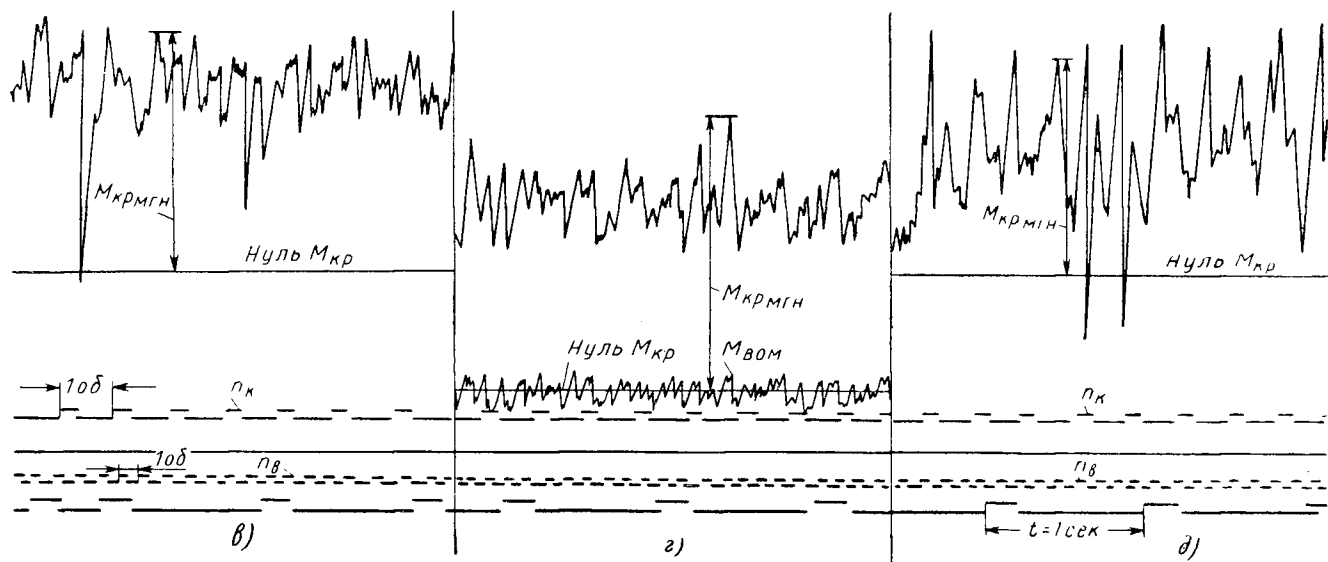


Рис. 106. Осциллограммы моментов карданного вала $M_{кр}$, связанного с валом ведущей звездочки скребковой цепи, и момента тензовала $M_{вои}$:

а — режим работы с перегрузкой; *б* — холостое вращение скребковой цепи; *в*, *г*, *д* — режимы, близкие к номинальному

тов, число оборотов вала ведущей звездочки скребковой цепи, коэффициент динамичности, величины мгновенных крутящих моментов, средняя мощность на тензокардане и объемы выброшенного грунта.

По данным табл. 28 построен график функций $N = f(\Pi)$ и $M_{кр} = f(\Pi)$ на рис. 107. Анализ данных таблицы и графика показывает, что машина устойчиво работает в зоне I, соответствующей производительности до $170 \text{ м}^3/\text{ч}$. Зона II соответствует работе машины на перегрузочном режиме двигателя. Последний в эти моменты работает неустойчиво, заглохнет, и тракторист

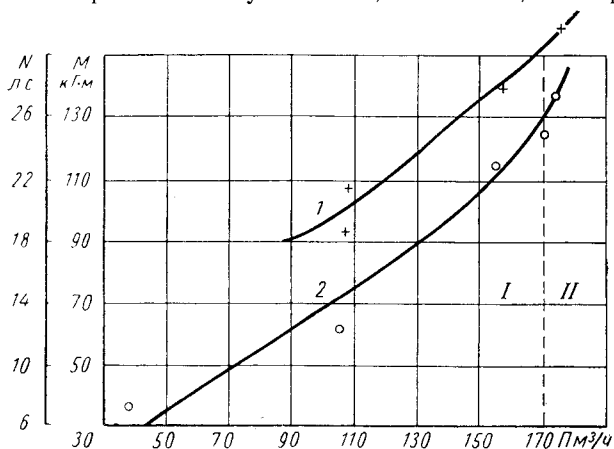


Рис. 107. График зависимости крутящего момента и мощности от производительности скребкового рабочего органа каналоочистителя Д-490М:

1 — $N = f(\Pi)$; 2 — $M = f(\Pi)$

вынужден выключать муфту сцепления и поднимать рабочий орган. Граница зон определяет номинальный режим работы каналоочистителя. На этом режиме величина мощности, подводимая к ведущей звездочке скребковой цепи, составляет 30—32 л. с.

Для оценки энергоемкости скребкового каналоочистителя необходимо определить мощность двигателя $N_{\partial\theta}^c$, затрачиваемую на привод скребкового органа при его максимальной производительности $\Pi = 170 \text{ м}^3/\text{ч}$. Данные же замеров позволяли найти мощность на тензокардане. Между последним и коленчатым валом двигателя находятся два конических редуктора и привод в. о. м. трактора. Для определения к. п. д. этой передачи расчет проводился так же, как и для роторного органа, и результаты сведены в табл. 24. Было получено, что $\eta_{np} = 0,822$, тогда $N_{\partial\theta}^c = 38,5 \text{ л. с.}$, а энергоемкость скребкового каналоочистителя $\mathcal{E} = 0,226 \text{ л. с. ч/м}^3$.

К. п. д. скребковой цепи определялся по опытным данным о величинах момента сопротивления скребковой цепи холостому прокручиванию и момента крутящего, подводимого к ведущей звездочке цепи при номинальном режиме работы ($P=170 \text{ м}^3/\text{ч}$):

$$\eta_{цепи} = \frac{M_{ср.мах} - M_{хол}}{M_{ср.мах}} = 0,809.$$

В опытах было получено, что для указанных условий величина $M_{хол} = 22 \text{ кг} \cdot \text{м}$, $M_{ср.мах} = 115 \text{ кгм}$. Точность замеров значений $M_{хол}$ и $M_{ср.мах}$ была в пределах $\pm 5\%$. Наибольшая вероятная ошибка в определении величины к. п. д. цепи устанавливалась так:

$$\ln \eta_{цепи} = \ln (M_{ср.мах} - M_{хол}) - \ln M_{ср.мах};$$

после дифференцирования и замены знака d на Δ получим

$$\frac{\Delta \eta_{цепи}}{\eta_{цепи}} = \frac{\Delta M_{ср.мах}}{M_{ср.мах} - M_{хол}} - \frac{\Delta M_{хол}}{M_{ср.мах} - M_{хол}} - \frac{\Delta M_{ср.мах}}{M_{ср.мах}}.$$

Подставив значения и допустив, что все ошибки складываются, получим наибольшую относительную ошибку в определении к. п. д. цепи, равную 13% .

К. п. д. всего привода скребков с учетом потерь в цепи $\eta_{тp} = 0,66$.

Мощность, расходуемая на разработку грунта скребками (резание, трение, разгон и выброс),

$$N_{скp} = N_{дв}^c \eta_{тp} = 38,5 \cdot 0,665 = 25,5 \text{ л. с.}$$

Таким образом, около 35% мощности двигателя, расходуемой на привод скребковой цепи, теряется на трение в шарнирах цепи и в конических редукторах. Наибольшая вероятная ошибка в вычислении величины $N_{скp}$ составляет 18% .

Мощность двигателя, расходуемая на передвижение каналоочистителя при номинальном рабочем режиме,

$$N_{пер} = N_{дв} - N_{дв}^c = 15,5 \text{ л. с.},$$

где $N_{дв}$ — мощность двигателя трактора ДТ-55А, равная 54 л. с.

Эта мощность идет на преодоление тягового сопротивления скребкового органа T_x и сопротивления перекачиванию трактора P_f . Номинальный режим работы каналоочистителя соответствует теоретической поступательной скорости машины, равной $0,947 \text{ км/ч}$. Исходя из этого определим силу сопротивления передвижению машины:

$$R = T_x + P_f = \frac{270 N_{пер}}{v_r} \eta_{тp} \text{ кг}.$$

Подставив значения компонентов, получим, что $R = 2310 \text{ кг}$.

Наибольшая вероятная ошибка в определении силы P_f находилась в пределах 25%.

Сила

$$P_f = Gf,$$

где $G = 8920 \text{ кг}$ — вес каналоочистителя со скребковым рабочим органом и противовесом;

$f = 0,12$ — коэффициент сопротивления перекачиванию в условиях исследования.

Тогда тяговое сопротивление скребкового органа

$$T_x = R - P_f = 1240 \text{ кг}.$$

Таким образом, сила T_x достаточно велика, чтобы развернуть трактор, что и наблюдается на практике.

В развороте и стаскивании машины в канал участвует также сила, приложенная к ведущей звездочке скребковой цепи,

$$P_{скр} = \frac{75N_{скр}}{v_{ц}} = \frac{75 \cdot 25,5}{3} = 635 \text{ кг}.$$

Относительно следа центра тяжести машины на поверхность пути момент силы T_x и момент силы $P_{скр}$ имеют разные знаки, если скребковый орган (в плане) находится позади центра тяжести машины. Если скребковый орган и центр тяжести машины лежат в одной поперечной плоскости, то момент силы $P_{скр}$ равен нулю и эта сила только стаскивает машины в сторону канала (горизонтальная составляющая сила). В любом случае момент силы $P_{скр}$ мал по сравнению с моментом силы T_x , поэтому основным направлением в работах по уменьшению разворачивающего момента должны быть поиски путей уменьшения силы T_x .

Можно предположить, что источником силы T_x является повышенное давление скребков на грунт забоя и частично на откос канала (нижней нерабочей частью) из-за неудовлетворительной геометрии режущей части скребка.

С целью получения определенной величины стружки и ликвидации трения скребков об откос была произведена проверка работы машины с опорным катком на рабочем органе. В этом случае цилиндр подъема находился в плавающем положении. Предварительные опыты дали положительные результаты. Конструкция опорного катка показана на рис. 108. Однако требуется дальнейшая проверка при работе каналоочистителя в различных условиях.

Разворот машины в сторону канала может быть устранен также путем внедрения стабилизирующего ножа.

Испытание рабочего органа на износоустойчивость показало, что втулки скребковой цепи и зубья звездочки имеют

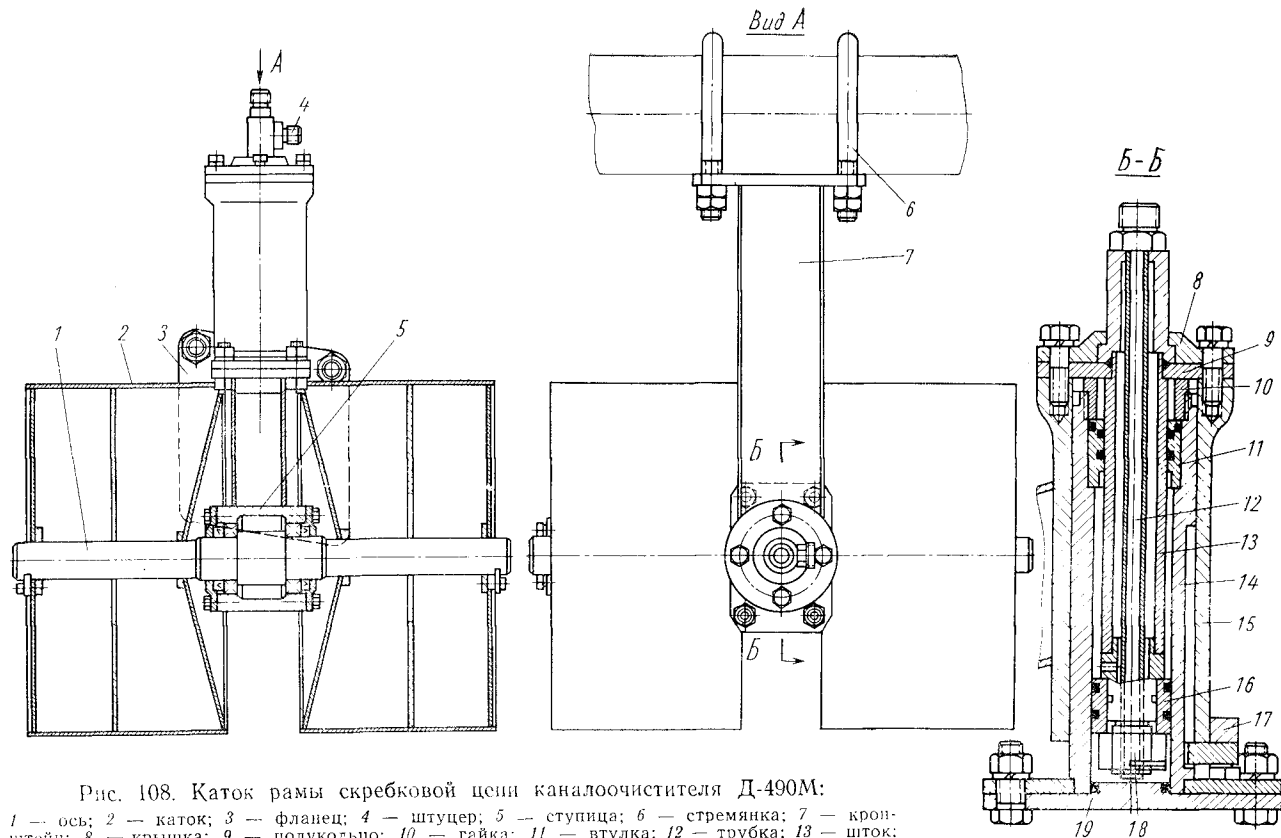


Рис. 108. Каток рамы скребковой цепи каналоочистителя Д-490М:

1 — ось; 2 — каток; 3 — фланец; 4 — штуцер; 5 — ступица; 6 — стремянка; 7 — кронштейн; 8 — крышка; 9 — полукольцо; 10 — гайка; 11 — втулка; 12 — трубка; 13 — шток; 14 — цилиндр; 15 — труба; 16 — поршень; 17 — ригель; 18 — гайка; 19 — фланец

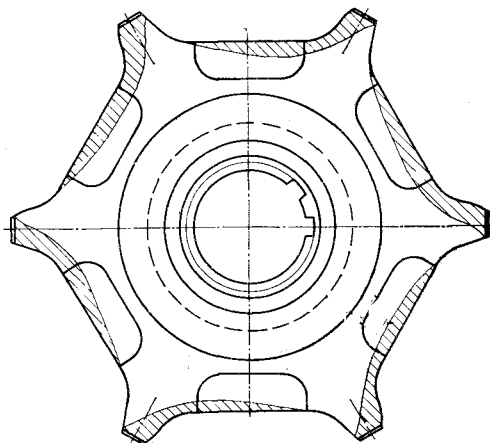


Рис. 109. Износ звездочки (места износа заштрихованы)

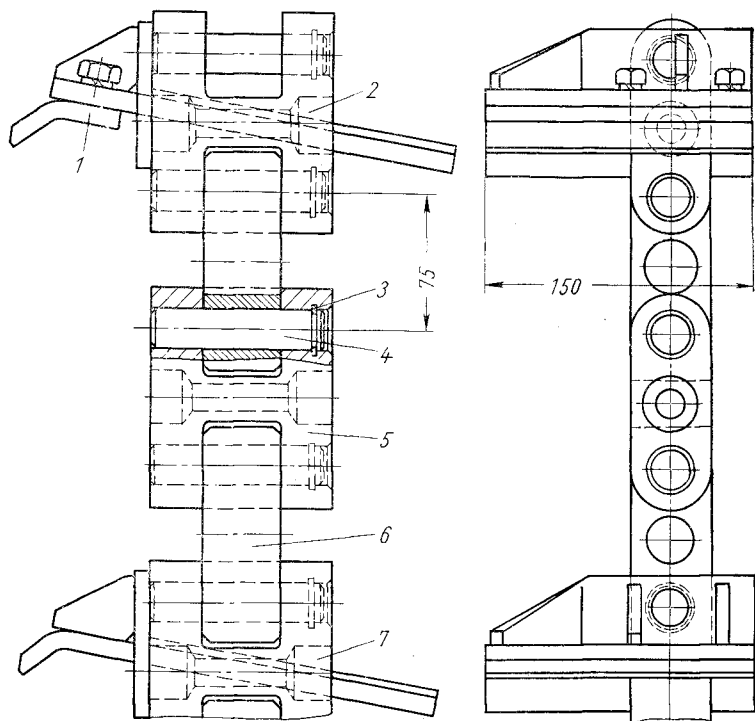


Рис. 110. Скребокная цепь каналоочистителя Д-490М:
 1 — нож; 2 — кулак с прямым скребком; 3 — кольцо; 4 — валик; 5 — кулак;
 6 — планка; 7 — кулак с изогнутым скребком

повышенный износ при работе машины на песчаных грунтах. Характер износа показан на рис. 109.

После внедрения цепи, выполненной по типу бара угольного комбайна (рис. 110), срок службы скребковой цепи в наихудших грунтовых условиях увеличился до 100 ч.

§ 22. ОСОБЕННОСТИ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ РОТОРА И ФРЕЗЫ С ОБЪЕМНЫМ ГИДРОПРИВОДОМ НА КАНАЛООЧИСТИТЕЛЕ КОБ-1,5

Исследованиям подвергался в основном гидропривод рабочих органов машины. С помощью тензостанции, тензовала, датчиков давления и датчиков числа оборотов, описание которых дано в гл. VII, замерялись давления в точках I, II, III и IV, отмеченных на рис. 74, а также момент сил упругости в полуоси привода фрезы $M_{кр}$ и число оборотов гидродвигателей.

Производительность гидродвигателей подсчитывалась путем умножения фактического числа их оборотов на подачу за один оборот (по паспортным данным). Производительность гидронасосов определялась аналогичным путем. Разность между производительностями насосов и двигателей показывала на количество масла, вытекающего через дренажные трубки. Экспериментального замера величины этих утечек не производилось.

Исследования проводили с целью выявить динамику работы деталей силовой передачи и гидропривода, экспериментально определить особенности совместной работы фрезы и ротора и оценить энергоемкость процесса очистки каналочистителя КОБ-1,5.

Исследования выполнялись при очистке каналов глубиной 0,9—1,5 м с величиной заложения откосов, равной ориентировочно 1 : 1 в минеральных и торфяных грунтах. Каналы были заполнены водой в минеральных грунтах на 200—400 мм, в торфяных на 150—250 мм. Дно и откосы были покрыты травяной растительностью средней густоты, высота которой не превышала 0,4 м.

Полоса, по которой двигалась машина при очистке канала, была ровной, горизонтальной. Вид канала, при очистке которого проводились исследования, показан на рис. 111, а, б, в.

В результате исследования были получены осциллограммы, общий вид которых показан на рис. 112. На них записаны крутящий момент в полуоси привода фрезы $M_{кр}$, давление в напорном трубопроводе сразу за гидронасосами привода фрезы $P_{н.ф}$; давление в том же трубопроводе перед гидродвигателями $P_{м.ф}$, давление в напорном трубопроводе сразу за гидронасосами привода ротора $P_{н.р}$; давление в том же трубопроводе перед гидродвигателями ротора $P_{м.р}$; число оборотов ротора n_r ; число оборотов фрезы n_f ; время опыта t .



Рис. 111. Вид канала:
a — до очистки; *б* — после очистки; *в* —
очищенный левый откос

Исследование характера и величины динамических нагрузок в гидроприводе фрезы ротора и в полуоси силовой передачи фрезы КОБ-1,5 осуществлялось путем анализа полученных осциллограмм с помощью оценочных параметров. В качестве последних служили коэффициент динамичности $k_d = \frac{M_{\max}}{M_{cp}}$ или $k_d = \frac{P_{\max}}{P_{cp}}$, коэффициенты неравномерности загрузки фрезы

$$k_{н.ф} = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{M_{cp}} \cdot 100\%$$

и ротора

$$k_{н.р} = \frac{P_{м.р.макс} - P_{м.р.мин}}{P_{н.р.ср}} \cdot 100\%,$$

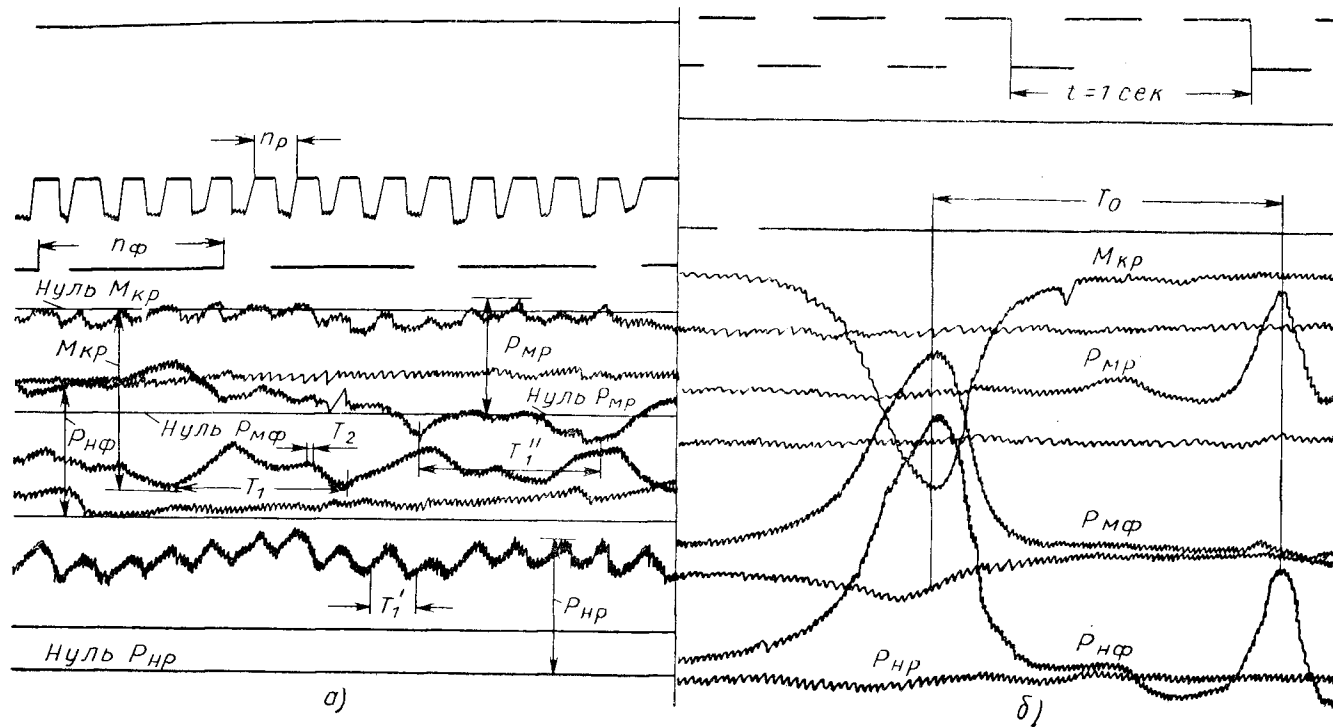
а также значения M_{\max} , $P_{р.н.макс}$ и $P_{ф.м.макс}$, где M_{\max} , M_{\min} — соответственно максимальный и минимальные значения крутящего момента сил упругости в полуоси привода фрезы.

Из осциллограмм видно, что процесс работы привода рабочих органов КОБ-1,5 состоит из двух частей: периода разгона (остановки) рабочих органов (рис. 112, б, в, г) и периода установившейся работы (рис. 112, а).

При установившейся работе неравномерность загрузки фрезы и ротора определяется главным образом эксплуатационными условиями: формой и размерами очищаемого канала. В этом случае рабочие органы загружаются в зависимости от характера и размеров наносов в канале, т. е. отклонения загрузки от средней носят случайный характер. В этот период коэффициент динамичности привода фрезы составлял 1,05—1,55, ротора 1,1—1,45; коэффициент неравномерности был в пределах 6—70%. Максимальное значение крутящего момента на полуоси привода фрезы достигало 280 кГ·м. Следует отметить, что на полученные величины коэффициентов оказал влияние факт торцового биения фрезы и ротора.

Поясним это. На рис. 112 обозначен период торцового биения фрезы $T_1 = T_1''$ и период T_1' торцового биения ротора. Эти периоды соответствуют времени одного оборота фрезы и ротора. Фреза касается откоса, а ротор — корпуса улитки. Эти моменты возрастания нагрузок и зафиксированы на осциллограммах.

На рисунке видны колебания крутящего момента и давлений с периодом T_2 . Величина амплитуды этих колебаний весьма незначительна, но частота большая ($T_2 = 0,015 \div 0,02$ сек). Анализ показал, что этот вид колебаний динамических нагрузок вызван ударами в зацеплении шестерен силовой передачи. Сравнение величин этих колебаний с аналогичными колебаниями в приводе машины КФН-1200, где применен механический привод, позволяет заключить, что гидропривод оказывает демпфирующее действие на этот вид динамических нагрузок.



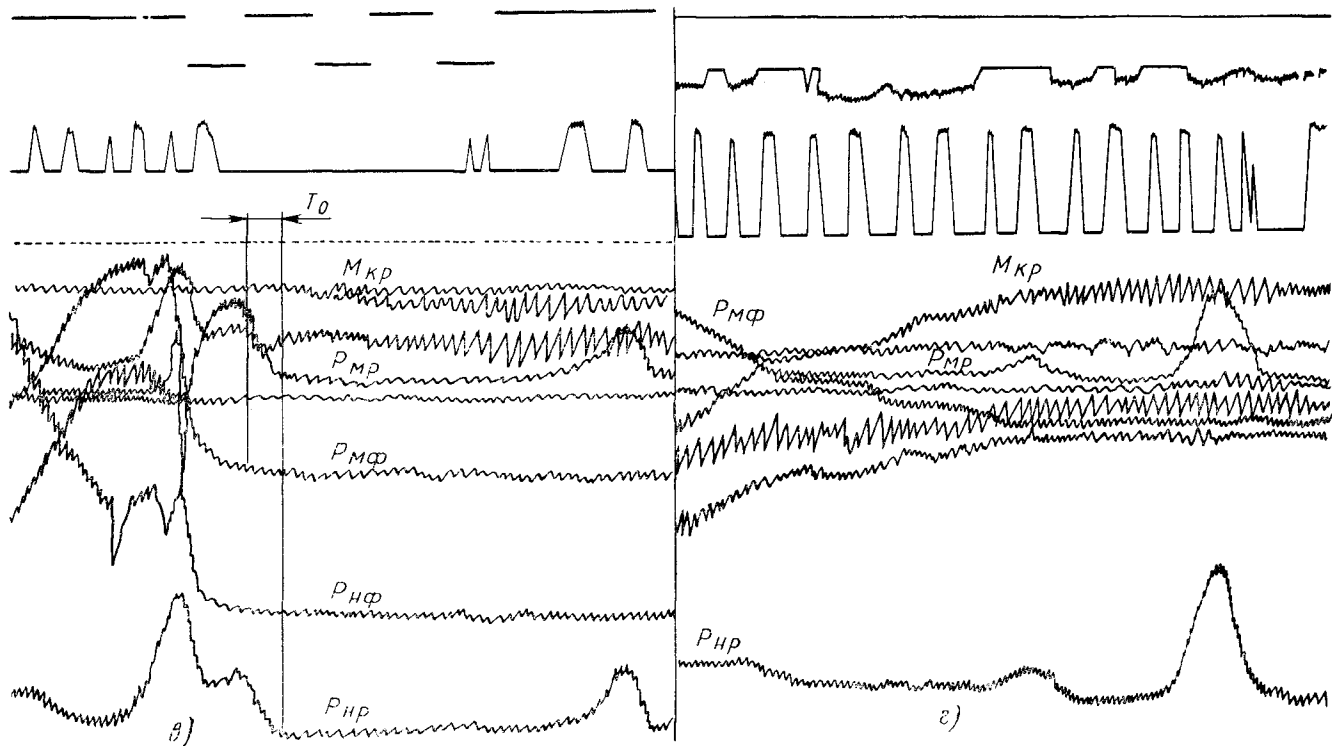


Рис. 112. Осциллограммы крутящих моментов на тензовалах фрезы и ротора и давлений в гидросистеме:

а — характер изменения крутящих моментов и давлений в гидросистеме при установившемся режиме работы фрезы и ротора; *б* — повышение давления в гидросистеме ротора и фрезы при мгновенном включении муфты сцепления; *в* — зависимость повышения давления в гидросистеме ротора и фрезы при увеличении числа оборотов двигателя (переходный процесс); *г* — характер изменения крутящего момента и давления в гидросистеме при включении трансмиссии машины

Плавность изменения кривых крутящего момента и давлений в приводе КОБ-1,5 при периодическом и случайном изменении внешних сопротивлений также говорит о защитном демпфирующем действии гидропривода.

Характер изменения нагрузок в момент разгона рабочих органов при пуске показан на рис. 112, б, в, г. Этот период состоит из двух этапов. На первом, соответствующем выключению муфты сцепления трактора, момент $M_{кр}$ и давления в напорных магистралях гидропривода резко возрастают, копируя возрастание момента трения муфты сцепления. В начальный момент фреза и ротор остаются неподвижными и начинают вращаться через какой-то промежуток времени. Затем скорость их вращения возрастает и в момент времени, соответствующий высшей точке кривой нагрузок (рис. 112, б, в), скорость фрезы и ротора достигает номинальных значений, соответствующих производительностям гидродвигателей. В этот момент кончается первый этап и начинается второй — нагрузка падает, так как фреза и ротор вращаются синхронно с валом отбора мощности трактора и вся подводимая к гидродвигателям энергия идет только на преодоление потерь в приводе.

В момент разгона рабочих органов максимальная величина крутящего момента достигала $475 \text{ кг} \cdot \text{м}$, давления были равны $P_{ф.н} = 130 \text{ кг/см}^2$ и $P_{р.н} = 114 \text{ кг/см}^2$.

Из рис. 112, б, в видно, что начало разгона фрезы отстает по времени на величину T_0 от начала разгона ротора. Анализ и сопоставление процессов разгона и остановки фрезы и ротора позволили выяснить, что причиной запаздывания момента разгона фрезы на величину T_0 является погрешность в конструкции гидропривода. Поясним это.

Фреза имеет значительно большую массу, чем ротор, и в моменты отключения гидропривода она продолжает вращаться какой-то промежуток времени по инерции. В этот период фреза становится источником вращения для гидродвигателей, превращая их в гидронасосы. При этом последние отсасывают масло из бывших напорных трубопроводов и сбрасывают его в бак. Это приводит к образованию разрежения в напорных трубах. При последующем пуске гидронасосы некоторое время работают на заполнение напорных труб маслом, а затем уже начинается разгон фрезы. Для ликвидации этого явления редуктор фрезы либо следует оснастить обгонной муфтой, либо соединить напорную и сливную магистрали привода гидродвигателей через обратный клапан. Последний позволит при остановках подкачивать масло из сливной магистрали и этим предотвратить образование разрежения в напорной магистрали.

Исследование энергоемкости процесса разработки грунта фрезой и ротором машины КОБ-1,5 оказалось затруднительным, так как при одной и той же производительности затраты мощ-

ности зависели от того, какой из рабочих органов был наиболее загружен. При большей загрузке ротора энергоемкость возрастала, при большей загрузке фрезы она уменьшалась.

Кроме этого, оказалась затруднительной точная оценка величины производительности из-за наличия в канале воды. Если количество наносов, вынутых из канала, можно было измерить относительно точно, то замер количества выброшенной вместе с наносами воды вызывал определенные трудности. Наносы распределялись неравномерно по длине канала. Замеренные поперечные сечения каналов до и после очистки имели разницу в 1,1—1,5 раза один относительно другого. Уровень воды в канале был постоянным, поэтому при одинаковых затратах мощности производительность по грунту часто отличалась в опытах, хотя производительность по пульпе (грунт плюс вода) была примерно одинаковой.

С учетом этого, в табл. 29 для некоторых опытов дана как производительность Q по грунту в $м^3/ч$, так и производительность Π по пульпе в $т/ч$.

Таблица 29

Результаты исследований машины КОБ-1,5

Вид грунта	Скорость машины v_m в м/ч	Фреза					Ротор					Q в $м^3/ч$	Π в $т/ч$	
		$p_{ф}$ в об/мин	$M_{ср}$ в кг·м	M_{max} в кг·м	$R_{ср}$ в кг/см ²	R_{max} в кг/см ²	$N_{ф}$ в л.с.	p_r в об/мин	$R_{ср}$ в кг/см ²	R_{max} в кг/см ²	N_r в л.с.			$\frac{N_{ф}^*}{\gamma_{ф}} + \frac{N_r}{\gamma_r}$ в л.с.
Минеральный	303	72,9	90,6	140	—	—	10,5	352	79,8	88,4	14,7	50,5	30	—
	400	76,1	149,8	201	—	—	15,0	390	43,7	56,9	9,02	48,0	28	—
	568	70,5	176,0	239	84	119	17,3	296	73,5	102,0	12,1	59,0	59	—
	618	67,1	158,0	195	—	—	14,4	290	55,8	68,6	8,4	45,6	69	114
	721	73,5	176,5	219	—	—	18,4	341	46,6	68,5	8,3	53,5	47	134
	800	76,8	136,1	203	—	—	14,6	351	67,6	88,6	13,5	56,5	53	—
Торфяной	438	81,1	117,3	169	57,6	74	13,2	325	40,1	53,6	7,2	40,8	121	150
	655	56,4	197,4	233	98	104	15,1	282	64,3	82,5	7,6	45,5	125	

* Величина $\gamma_{ф} = \gamma_r = 0,5$.

Результаты обработки ряда осциллограмм из серии опытов (всего проделано 60 опытов) приведены в табл. 29, в которой даны средние значения большинства замеряемых параметров в зависимости от скорости движения, производительности машины и степени загрузки ротора и фрезы.

Мощность, потребная для привода фрезы, приведенная к валу отбора мощности трактора,

$$N_{\phi. \partial} = \frac{N_{\phi}}{\eta_{\phi}} \text{ л. с.},$$

где N_{ϕ} — средняя мощность на полуоси привода фрезы, вычисленная по экспериментально полученным значениям $M_{кр}$ и P_{ϕ} , в л. с.;

η_{ϕ} — к. п. д. механического и гидравлического приводов фрезы.

Величина η_{ϕ} устанавливалась экспериментально-аналитическим путем:

$$\eta_{\phi} = \eta_{u_1}^{n_{u_1}} \eta_n \eta_{тр} \eta_{эм} \eta_{u_2}^{n_{u_2}} (1 - 0,03),$$

где $\eta_{u_1}^{n_{u_1}}$ — к. п. д. редуктора привода насосов;

η_n — к. п. д. гидронасосов привода фрезы;

$\eta_{тр}$ — к. п. д. напорных трубопроводов;

$\eta_{эм}$ — к. п. д. гидродвигателя;

$\eta_{u_2}^{n_{u_2}}$ — к. п. д. редуктора привода фрезы.

Величина $\eta_{u_1}^{n_{u_1}} \eta_{u_2}^{n_{u_2}} = 0,98^4 = 0,92$ определялась расчетным путем при допущении, что $\eta_{u_1} = \eta_{u_2} = 0,98$; число зубчатых цилиндрических пар в обоих редукторах $n_{u_1} = 4$. Величина $\eta_n = 0,94$ назначалась из паспортных данных насоса НПА-64.

Произведение $\eta_{тр} \eta_{эм}$ определялось экспериментально по выражению

$$\eta_{тр} \eta_{эм} = 1 - \frac{(P_{\phi.м} - P_{сл})}{P_{\phi.н}} \cdot \frac{Q_m}{Q_n},$$

где $P_{\phi.м}$ — давление перед гидродвигателем в кг/см²;

$P_{сл}$ — давление за гидродвигателем в сливной магистрали в кг/см²;

$P_{\phi.н}$ — давление, создаваемое гидронасосом, в кг/см²;

Q_m и Q_n — производительность соответственно гидродвигателя и насосов в л/мин.

По данным эксперимента величина $\eta_{тр} \eta_{эм} = 0,60 \div 0,65$; общий к. п. д. привода фрезы при номинальной нагрузке гидродвигателей ($P_{\phi.м} \approx 80 \div 100$ кг/см²) составлял $\eta_{\phi} = 0,50 \div 0,545$. Наибольшая мощность N_{ϕ} , отдаваемая двигателем на привод фрезы, во время опытов с учетом коэффициента η_{ϕ} была равна 36,8 л. с.

К. п. д. привода ротора η_p машины КОБ-1,5, как показали результаты обработки осциллограмм, также находятся в пределах 0,5—0,6. Наибольшая мощность N_p , отдаваемая двигателем на привод ротора с учетом коэффициента η_p , по данным опытов была равна 37 л. с. Отсюда следует, что при применении

объемного гидропривода энергоемкость процесса очистки канала рабочим органом КОБ-1,5 получается сравнительно высокой и для минерального грунта составляет по данным опытов в среднем $\mathcal{E} = 0,40$ л. с. ч/т.

При оценке энергоемкости с учетом производительности по грунту (Q) ее величина получается значительно выше (более $1,00$ л. с. ч/м³). Большая величина энергоемкости машины КОБ-1,5 объясняется низким значением к. п. д. объемного гидропривода с использованием гидродвигателей НПА-64.

Необходимо отметить, что в процессе очистки канала фреза и ротор часто останавливаются из-за перегрузок. В этих случаях приходится поднимать рабочий орган и разгонять фрезу и ротор до номинальных оборотов, а затем вновь опускать на откос на меньшую толщину стружки. Все это свидетельствует о недостаточной мощности, подводимой к фрезе и ротору. Мощность двигателя трактора (100 л. с.) позволяет установить более мощные насосы и гидродвигатели — это один путь и второй — следует искать возможности увеличения к. п. д. объемного гидропривода, работающего в режиме переменных нагрузок ($k_n = 6 \div 70\%$).

§ 23. ИССЛЕДОВАНИЯ КАНАЛООЧИСТИТЕЛЯ-КОСИЛКИ МСР-1,2

Цель исследований — определить фактические затраты мощности на привод ротора в зависимости от производительности и вида срезаемой растительности. Кроме этого, представлял интерес вопрос о величине к. п. д. объемного гидропривода, состоящего из двух спаренных шестеренчатых гидронасосов и одного аксиально-плунжерного гидродвигателя. Определялись также динамические нагрузки, возникающие в силовой механической передаче, связывающей вал гидродвигателя с массой ротора, вращающегося с окружной скоростью 50 м/сек. Исследования проводились методом тензометрирования с помощью тензоэлементов, описанных в гл. VII.

Опытными участками служили откосы каналов, заросшие травой и кустарником. Оценка растительности откосов велась по количеству стеблей, приходящихся на 1 м², а также по весу этой растительности. Характеристика некоторых опытных участков дана в табл. 30. Вид канала показан на рис. 113.

Замеры производительности косилки в м²/ч, веса и количества стеблей растительности на 1 м² откоса и тензомеры осуществлялись при трех рабочих скоростях движения машины: 458 , 931 и 3300 м/ч. Некоторые опыты проводились при промежуточных значениях скорости движения машины.

На рис. 114 показаны образцы осциллограмм, полученных при исследовании. В ряде опытов на осциллограмму записывались крутящий момент на валу отбора мощности и число

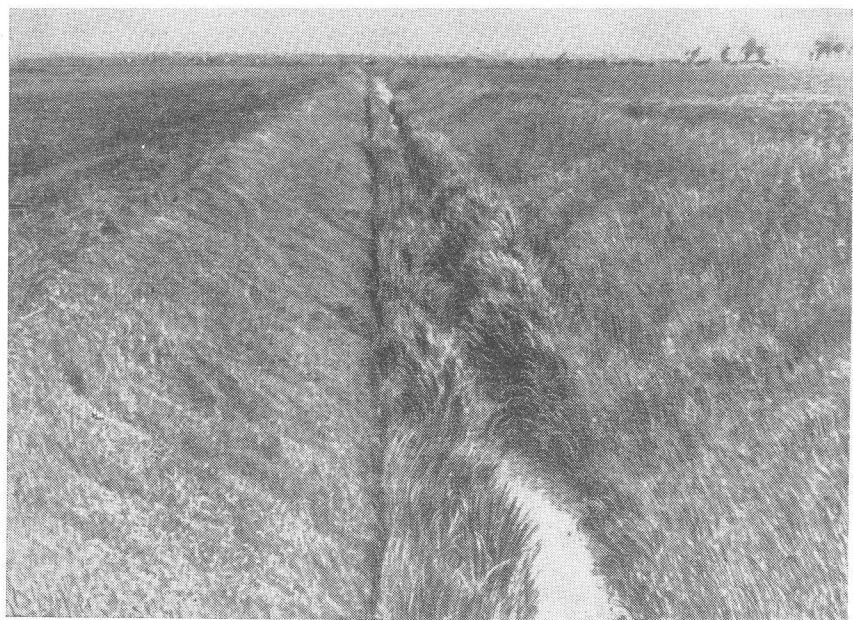


Рис. 113. Канал после окашивания растительности с левого откоса каналочистителем-косилкой МСР-1,2

оборотов вала отбора мощности трактора (редуктора привода насосов) и давление масла в напорной полости гидродвигателя.

Точность замера $M_{кр}$ и $M_{вом}$ была в пределах $\pm 4\%$.

Таблица 30

Характеристика растительности на откосах каналов

№ опытных участ-ков	Показатели, отнесенные к 1 м ² откоса в штуках				№ опытных участ-ков	Показатели, отнесенные к 1 м ² откоса в штуках			
	Вес в кг		Количество			Вес в кг		Количество	
	общий	кустарника	стеблей травы	стволов кустарника		общий	кустарника	стеблей травы	стволов кустарника
1	0,716	0,272	5264	32	7	0,200	—	3744	—
2	0,976	0,175	6048	32	8	0,179	—	4224	—
3	0,528	0,256	2512	48	9	0,440	—	3984	—
4	2,400	—	129	—	10	1,656	—	176	—
5	1,808	—	112	—	11	1,356	—	112	—
6	1,700	—	144	—					

Мощность, расходуемая двигателем трактора на привод ротора косилки МСР-1,2,

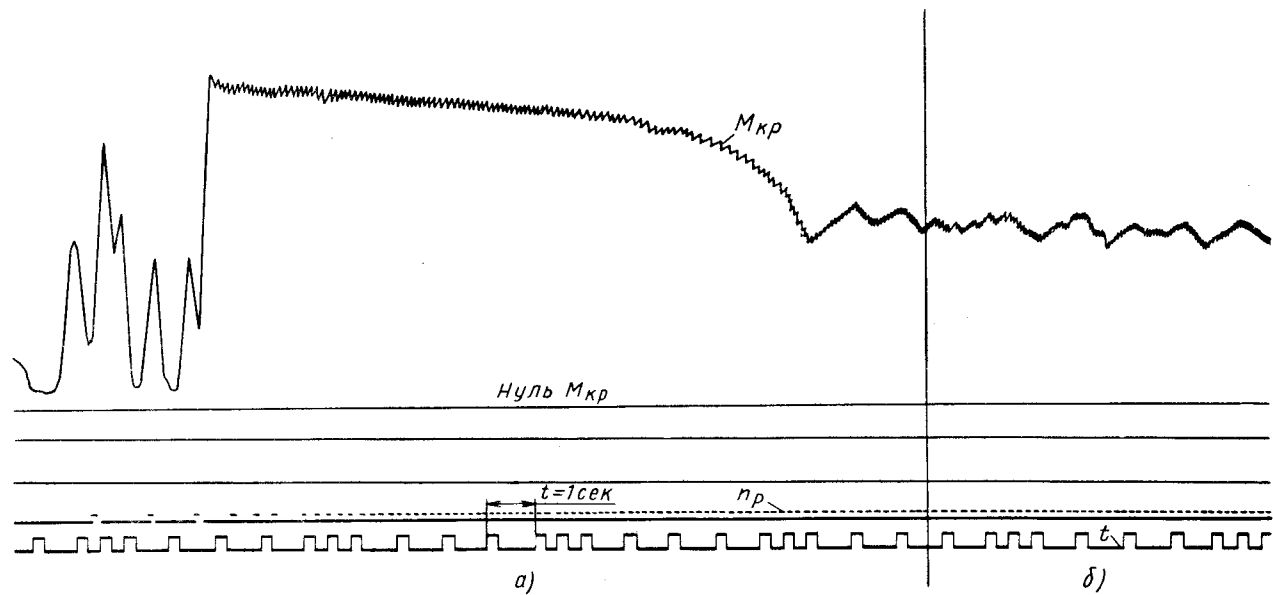
$$N_k = \frac{M_{\text{вом}} n_{\text{вом}}}{716,2} \text{ л. с.}$$

При предельной загрузке ротора косилки (срезе густой травы высотой до 800 мм) наибольшая величина мощности, потребляемой ротором косилки, составила $N_{k, \text{max}} = 24 \div 26 \text{ л. с.}$ (без учета к. п. д. привода в. о. м.). Предельная мощность, отнесенная к валу гидродвигателя и идущая на привод ротора в тех же условиях, не превышала 13—14 л. с. Если принять, что к. п. д. редуктора привода ротора равен 0,98—0,97, то непосредственно к валу диска ротора проводилось не более 5,0—13,7 л. с. Эти величины мощности обеспечивают срез и удаление растительности практически любой густоты и состава. В редких случаях ротор косилки останавливался из-за перегрузки, что соответствовало кошению густой травы высотой более 1 м, когда выходное отверстие рабочего органа забивалось травой и ротор «заклинивался». При наиболее распространенных, типичных условиях очистки откосов канала от травы ротор косилки МСР-1,2 потреблял не более 5—10 л. с. (или 11—20 л. с., приведенных к в. о. м трактора), хорошо срезал траву, отдельные кусты и выбрасывал их на берму канала.

Данные отдельных опытов, отражающие фактические затраты мощности на привод ротора, приведены в табл. 31. Техническая производительность косилки составляла 800—6300 м²/ч.

Таблица 31
Результаты исследований каналоочистителя-косилки МСР-1,2

Режим работы	Характеристика растительности на 1 м ² участка			v_r в км/ч	n_r в об/мин	Крутящий момент на валу ротора в кг/см			Мощность $N_{\text{ср}}$ на валу гидродвигателя в л. с.
	Вес в кг	Число стеблей травы	Число стелюшек в кустарников			$M_{\text{ср}}$	M_{max}	M_{min}	
Разгон ротора	—	—	—	0	300	2340	3130	1710	9,80
	—	—	—	0	129	2350	2420	2250	0,42
	—	—	—	0	270	2640	2780	2640	9,95
Холостой ход	—	—	—	0	354	1580	2190	1410	7,80
	—	—	—	0	330	1700	1710	1680	7,72
	—	—	—	0	465	860	970	652	5,58
	—	—	—	0	445	1240	1820	743	7,70
Работа	—	—	—	0	600	1330	1490	1040	11,10
	0,60	1254	—	3,600	344	2251	2322	1710	10,80
	0,72	1300	19	0,513	450	1710	2137	798	10,70
	0,72	1300	19	3,600	435	2220	3078	484	13,50
	2,21	432	—	1,045	321	2308	2593	1938	10,34
	2,21	432	—	3,600	471	983	1140	669	6,46



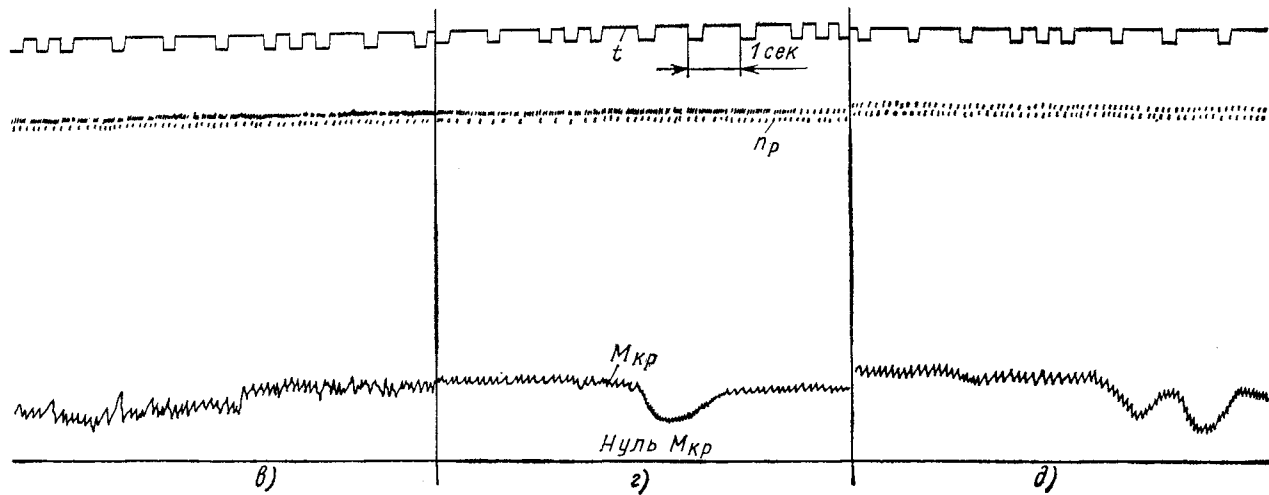


Рис. 114. Осциллограммы, характеризующие разгон и работу ротора каналочистителя-косилки МСР-1,2:
 а — разгон ротора; б — холостой ход; в — рабочий ход при $v_T = 0,523 \text{ км/ч}$; г — рабочий ход при $v_T = 1,045 \text{ км/ч}$; д —
 рабочий ход при $v_T = 3,6 \text{ км/ч}$

Предохранительный клапан, встроенный в гидросистему привода ротора, был отрегулирован на 70 кг/см^2 .

Опыты показали, что нагрузка на рабочий орган в основном зависит от величины веса растительности, срезаемой в единицу времени. В связи с этим для характеристики нагрузочной способности машины на разных режимах был введен параметр Gv_T , представляющий собой произведение веса растительности, растущей на единице площади откоса канала, на поступательную скорость машины.

Характер зависимостей крутящего момента на валу ротора и числа оборотов ротора от параметра Gv_T изображен на рис. 115. График построен по данным табл. 32.

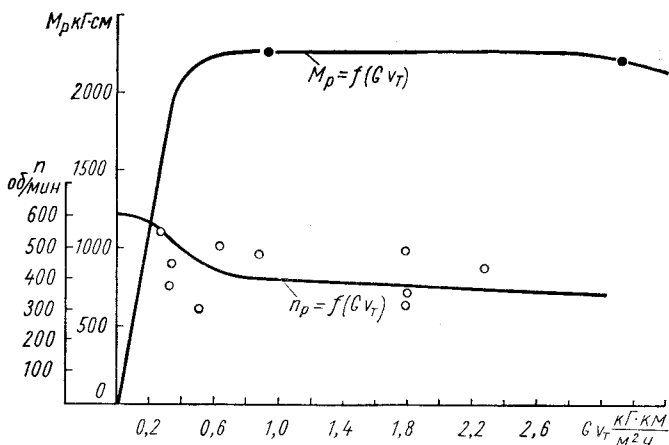


Рис. 115. Зависимость крутящего момента на валу ротора от параметра Gv_T при рабочем ходе каналоочистителя-косилки МСР-1,2

Пользуясь графиком, можно заранее определить производительность машины, если известны показатели растительности.

К. п. д. гидропривода косилки $\eta_{гп}$ оценивался путем сравнения мощности, снимаемой с вала гидродвигателя, и мощности, подводимой к валам насосов:

$$\eta_{гп} = \frac{N_{гм}}{N_n}$$

По данным исследований величина $\eta_{гп}$ в зависимости от режима работы составляла 0,4—0,52. При этом число оборотов насосов типа НШ-46 было равно 1100 об/мин при $n_{во.м} = 547 \text{ об/мин}$. Расчет потерь в трубопроводах, проведенный для контроля опытных данных, показал, что при длине напорного

трубопровода, равной 13 м, и числе местных сопротивлений, равном 33, потери давления в этом трубопроводе достигали $13,5 \text{ кг/см}^2$ (диаметры труб 18 мм) при скорости масла $5,9 \text{ м/сек}$.

Таблица 32

Зависимость крутящего момента на валу ротора и числа оборотов ротора от параметра Gv_r

v_r в км/ч	M_p в кг · см	n_p в об/мин	G в кг/м ²	Колебания веса на участке в кг/м ²	Gv_r в кг · км/м ² · ч
0,513	2493	553	0,56	0,54—0,66	0,22—0,302
0,513	1710	560	0,56	0,54—0,66	0,22—0,302
1,045	2630	300	0,56	0,54—0,66	0,45—0,613
3,60	2251	344	0,56	0,54—0,66	1,58—2,18
0,513	1710	450	0,72	0,71—0,84	0,271—0,385
0,513	2120	375	0,72	0,71—0,84	0,271—0,385
1,045	2237	498	0,72	0,71—0,84	0,554—0,790
3,60	2220	435	0,72	0,71—0,84	1,960—2,880
0,513	2294	486	1,972	1,18—3,2	0,544—1,460
1,045	2303	321	1,972	1,18—3,2	1,10—3,04
1,045	2130	495	1,972	1,18—3,2	1,10—3,04

Потери давления в сливном трубопроводе гидродвигателя составили по расчету $6,5—7,0 \text{ кг/см}^2$ при примерно тех же параметрах трубопровода и при скорости течения масла $4,07 \text{ м/сек}$ (часть масла уходила по дренажной трубе). Производительность насоса и расход масла, проходящего через сливную магистраль гидродвигателя, определялись по фактическому числу оборотов вала насоса и вала гидродвигателя и исходя из паспортных данных о подаче за один оборот. Было получено, что при средней производительности насосов 90 л/мин гидродвигатель выталкивал в сливную магистраль $60—62 \text{ л/мин}$.

Потери давления и потеря расхода вместе с механическими потерями насосов и двигателя, плюс объемные потери насосов и определяют низкий к. п. д. объемного гидропривода. Расчетные значения потерь отличались от экспериментальных на $12—30\%$.

Визуальная оценка величины расхода масла через дренажный трубопровод позволяла заключить, что основные потери расхода масла связаны с утечками через дренажный трубопровод, т. е. с потерями в гидродвигателе. Причиной этого может быть неравномерная нагрузка гидропривода со стороны ротора в сочетании с некоторым износом плунжеров и распределительного диска двигателя из-за загрязнения масла.

Для снижения потерь давления рекомендуется увеличивать диаметры трубопроводов и уменьшать число соединительных элементов и изгибов труб.

Динамические нагрузки оценивались при двух различных этапах работы: при установившемся режиме работы и при разгоне ротора до номинальных чисел оборотов (период пуска).

При установившемся режиме динамические нагрузки в приводе ротора возникали в моменты резкого изменения внешнего сопротивления и имели случайный характер. В основном крутящий момент сил упругости, действующий на вал гидродвигателя, и давление в гидросистеме имели постоянную величину, соответствующую степени загрузки ротора. При случайном изменении этой загрузки происходило соответствующее изменение момента и давления, как это видно из рис. 114, *в, г, д*. Следует иметь в виду, что случайные изменения загрузки довольно часты, особенно при окашивании неукрепленных откосов каналов. Кроме этого, при работе на скорости 3 км/ч и выше отмечается так называемое «галопирование» рабочего органа на поверхности откоса, т. е. периодический подъем и опускание его на некоторую высоту. Это явление вызывает периодическое колебание нагрузок в приводе ротора. «Галопирование» объясняется наличием неровностей на откосах. Предельные значения коэффициента неравномерности загрузки ротора на режиме установившейся работы

$$k_{нр} = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{M_{ср}} \cdot 100\% = 27 \div 117\%.$$

При разгоне ротора (см. рис. 114, *а*) крутящий момент сил упругости на валу гидродвигателя возрастал от нуля до 2190—3130 кг/см в зависимости от продолжительности включения муфты сцепления трактора. Период разгона длился обычно 10—20 сек.

Для уменьшения нагрузок в период разгона предлагается следующий метод запуска рабочего органа. Рабочий орган опускают на откос канала. Гидроцилиндр подъема рабочего органа устанавливают в плавающее положение. Включают ходоуменьшитель и привод насосов. Двигатель устанавливают на малые обороты и включают муфту сцепления. Затем обороты двигателя увеличивают до номинальных. В течение 15—20 сек ротор набирает расчетное число оборотов, и только после этого выключают муфту сцепления. Далее быстро включают нужную передачу и вновь включают муфту сцепления — начинается работа.

Усовершенствование машины МСР-1,2 должно идти по пути облегчения ее рабочего органа и повышения надежности ротора, его привода и гидросистемы. Некоторое улучшение рабочего органа было произведено в процессе исследований. Например,

наличие на откосах каналов камней, пней и т. п. являлось причиной поломок ножей рабочего органа, первоначальное крепление которых осуществлялось двумя сквозными болтами, проходящими через два отверстия в ноже.

Тракторист из Калининградской области т. Гришин предложил крепить ножи одним сквозным, а другим прижимным болтом (рис. 116). В этом случае нож 5 при ударе поворачивается вокруг оси сквозного болта 3, преодолевая силу трения болта 2, и удаляется за кромку диска 1. Кроме этого, был улучшен козырек кожуха ротора, расширено выходное отверстие кожуха.

Исследования показали, что срез и вынос растительности возможен и ротором, не оснащенным лопатками. При этом уменьшаются потери на вентиляцию, которые при роторе с лопатками достигали 5,6—11,1 л. с. (см. холостой ход, табл. 31).

Одним из недостатков рассматриваемой машины является повышенный износ уплотнений в гидроцилиндре, управляющем работой рабочего органа. Этот цилиндр в рабочем состоянии находится в плавающем положении. Вследствие непрерывных колебаний рабочего органа относительно остова косилки поршень указанного цилиндра также непрерывно перемещается, что и приводит к повышенному износу уплотнений.

В связи с этим В. А. Скотниковым был предложен механизм навески рабочего органа без названного гидроцилиндра. Схема этого механизма показана на рис. 117, где он представлен в двух крайних рабочих положениях I и II и в транспортном положении III (вид сбоку).

Поворотная тяга 1 антипараллелограмма шарнирно соединена с двуплечим рычагом 2, коромысло 3 снабжено упором 4. Рабочий орган, вписываясь в рельеф откоса канала, поворачивает механизм навески относительно точки О опоры рычага в пределах угла, ограниченного с одной стороны неподвижным упором 5. Перевод в транспортное положение и обратно производится гидроцилиндром 6 трактора. Упор 4 коромысла 3

Поворотная тяга 1 антипараллелограмма шарнирно соединена с двуплечим рычагом 2, коромысло 3 снабжено упором 4. Рабочий орган, вписываясь в рельеф откоса канала, поворачивает механизм навески относительно точки О опоры рычага в пределах угла, ограниченного с одной стороны неподвижным упором 5. Перевод в транспортное положение и обратно производится гидроцилиндром 6 трактора. Упор 4 коромысла 3

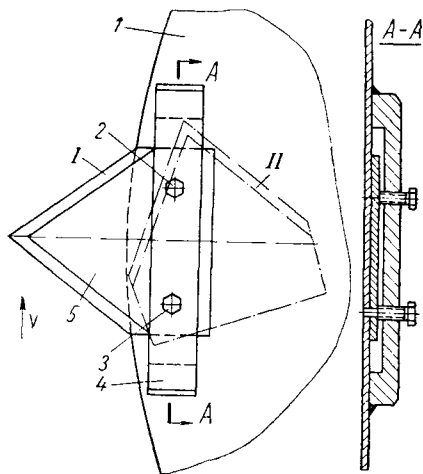


Рис. 116. Крепление ножей к диску на каналоочистителе-косилке МСР-1,2:

I — положение ножа в работе; II — положение ножа после встречи с непреодолимым препятствием; 1 — диск рабочего органа; 2 — прижимной болт; 3 — осевой болт; 4 — крепежная планка; 5 — нож

прижимает свободное плечо рычага 2 к неподвижному упору 5, фиксируя транспортное положение рабочего органа.

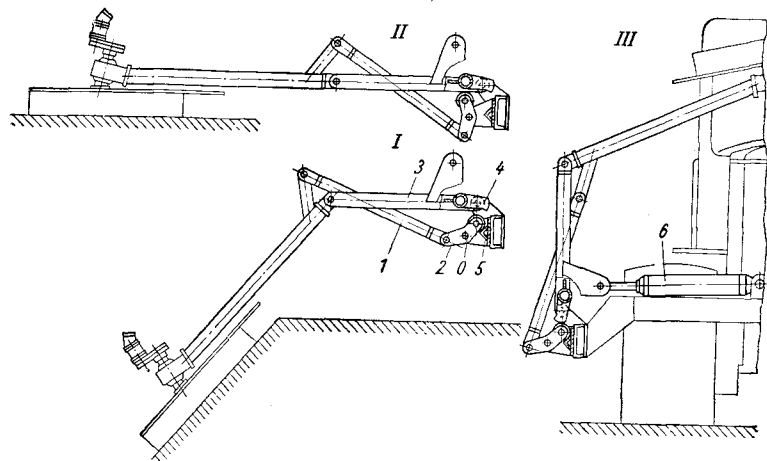


Рис. 117. Схема механизма навески каналоочистителя-косилки МСР-1,2 без применения гидроцилиндра поворота рамы рабочего органа:

I — положение при очистке откоса канала; *II* — положение при очистке бровки канала; *III* — транспортное положение

§ 24. СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ И ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ КАНАЛООЧИСТИТЕЛЕЙ И КАНАЛООЧИСТИТЕЛЕЙ-КОСИЛОК

Каналоочиститель со скребковым рабочим органом

Скребковые каналоочистители являются разновидностью семейства многоковшовых машин поперечного черпания, поэтому некоторые основные положения теории и расчета последних, изложенные, например, в работе [6], относятся и к скребковым рабочим органам.

Основные отличия скребкового рабочего органа от классического многоковшового состоят в геометрии скребка и скорости резания скребковой цепью. Эти два фактора определяют другие отличия, в частности различие в энергозатратах. В связи с этим появилась необходимость отдельного рассмотрения вопросов теории и расчета скребкового органа. В качестве примера компоновки и конструкции скребка на рис. 110 показан скребок каналоочистителя Д-490М.

Выбор основных параметров заключается в определении размеров и числа скребков, скорости вращения цепи, средней толщины стружки и угла установки скребка относительно цепи. При этом исходными данными служат производительность каналоочистителя, его поступательные скорости движения и характеристики канала и разрабатываемых грунтов.

По заданным производительности Π , скорости поступательного движения машины v_T и длине очищаемого откоса l_K (часть дна и откоса) определяют наименьшую и наибольшую толщину стружки, снимаемой скребками:

$$h_{c \max} = \frac{\Pi}{v_{T \min} l_K} \text{ м}; \quad h_{c \min} = \frac{\Pi}{v_{T \max} l_K} \text{ м};$$

здесь Π в $\text{м}^3/\text{ч}$; v_T — в $\text{м}/\text{ч}$ и l_K — в м .

Рекомендуется высоту скребков назначать исходя из наибольшей величины стружки:

$$h_{скр} = (1,05 \div 1,1) h_{c \max}.$$

Однако конструктивно эта величина может быть выбрана меньше, если размер $h_{c \max}$ превышает 100 мм. Такое требование определяется условием обеспечения нормальной работы рабочей

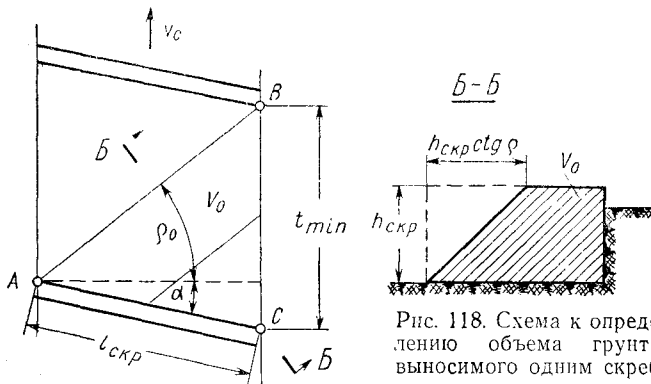


Рис. 118. Схема к определению объема грунта, выносимого одним скребком каналоочистителя Д-490М

ветви цепи без направляющих. Кроме того, рекомендуется использовать эффект обрушения грунта, подрезанного низким скребком.

Допустим, что объем разрыхленного грунта, который может разместиться между скребком, стенкой забоя и откосом, определяется размерами скребка, высотой забоя и углами естественного откоса разрыхленного грунта (углом ρ трения), как показано на рис. 118.

Допустим также, что разрабатываемые грунты характеризуются величиной $\rho \geq 30^\circ$. При принятых допущениях минимальная величина шага скребков

$$t_{\min} = l_{скр} (\sin \alpha + \cos \alpha \operatorname{tg} \rho), \quad (3)$$

где $l_{скр}$ — длина скребка;

α — угол наклона скребка относительно плоскости, перпендикулярной к направлению вращения цепи.

Из анализа выражения (3) следует, что при очистке полужидких насосов (при малой величине ρ) необходимо уменьшать шаг скребков.

Из геометрических соотношений призмы ABC высотой $h_{скр}$ с достаточной точностью можно определить, что объем

$$V_0 = \frac{l_{скр} h_{скр} \cos \alpha}{2} \left(l_{скр} \cos \alpha \operatorname{tg} \rho + l_{скр} \sin \alpha - \frac{h_{скр}}{\sin \beta} \right) \text{ м}^3. \quad (4)$$

Отсюда можно заключить, что объем выносимого скребком грунта зависит также от рода и состояния этого грунта.

С другой стороны, объем V_0 связан с заданной производительностью, скоростью вращения цепи и шагом скребков:

$$V_0 = \frac{\Pi t k_p}{3600 v_c} \text{ м}^3, \quad (5)$$

где k_p — коэффициент разрыхления грунта скребками;

v_c — скорость движения скребковой цепи в м/сек.

Сравним выражения (4) и (5), получим формулу

$$v_c = \frac{\Pi t k_p}{1800 l_{скр} h_{скр} \cos \alpha A} \text{ м/сек}, \quad (6)$$

где A — выражение в скобках в формуле (4).

Подставив в выражение (6) формулу (3), получим

$$v_c = \frac{\Pi k_p (\sin \alpha + \cos \alpha \operatorname{tg} \rho)}{1800 h_{скр} \cos \alpha A} \text{ м/сек}. \quad (7)$$

Подставив в выражение (7) значения $l_{скр}$, выбранные конструктивно, можно определить величину v_c , необходимую для обеспечения заданной производительности. Выносимый скребками грунт должен быть выброшен на определенное расстояние от бровки канала, т. е. требуется обеспечить инерционную разгрузку грунта.

Скорость v_c связана с окружной скоростью концов скребков (рис. 119) отношением

$$v_{кc} = \frac{v_c}{r} R \text{ м/сек},$$

где R — радиус окружности, описываемой наружными концами скребков, в м;

r — радиус начальной окружности ведущей звездочки в м.

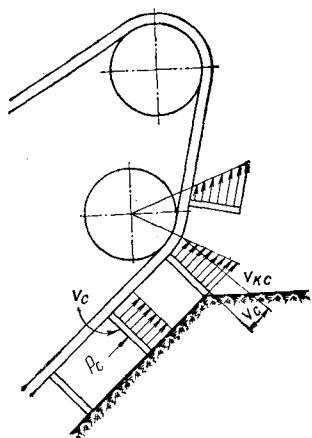


Рис. 119. Схема выброса грунта скребками каналочистителя Д-490М:

P_c — сила, действующая со стороны скребка на грунт в плоскости цепи

При входе скребок в плоскость, где осуществляется зацепление цепи с ведущей звездочкой, скорость движения концов скребок мгновенно возрастает от величины v_c до $v_{к.с.}$ Энергетически это сопряжено с потерями на неупругий удар скребка о выносимый им грунт. В дальнейшем скорость $v_{к.с.}$ остается постоянной до момента выхода скребка из плоскости зацепления цепи со звездочкой. В период, соответствующий $v_{к.с.} = \text{const}$, происходит разгон и выброс грунта, выносимого скребками. Необходимый угол разгрузки зависит от величины $v_{к.с.}$, липкости грунта и коэффициента трения грунта по скребку.

Баланс мощности скребкового каналочистителя выражается подобно балансу двухфрезерного каналокопателя:

$$N_{об} = \frac{N_p + N_{раз} + N_\tau + N_n + N_s}{\eta_{тр}} + \frac{N_{пер}}{\eta_{тр}} + \frac{N_{всп}}{\eta_{тр}} \text{ л. с.},$$

где $N_p, N_{раз}, N_\tau, N_n$ и N_s — мощности соответственно на разрушение грунта давлением ножей скребок, на удары, разгон разрушенного грунта до скорости выброса; на трение грунта о грунт откоса и забоя; на подъем грунта из канала и на вентиляцию в л. с.;

$\eta_{тр}, \eta'_{тр}, \eta''_{тр}$ — к. п. д. соответственно силовых передач скребкового органа, ходовых устройств и вспомогательных механизмов;

$N_{пер}$ и $N_{всп}$ — мощности соответственно на передвижение и на привод вспомогательных механизмов в л. с.

Мощность

$$N_p = \frac{k_1 \Pi}{270\,000} \text{ л. с.};$$

здесь k_1 — коэффициент удельного сопротивления резанию в кГ/м^2 .

Коэффициент k_1 выбирается по табл. 27. Для скребок каналочистителя Д-490М ввиду неблагоприятной геометрии ножей значение k_1 увеличивается в 1,4—1,6 раза.

Мощность

$$N_{раз} = \frac{\Pi \gamma v_{ск}^2}{270\,000g} \text{ л. с.},$$

где γ — объемный вес разрыхленного грунта в кГ/м^3 .

Величина

$$N_T = \frac{\Pi \gamma l_{\kappa} \mu}{270\,000} \text{ л. с.},$$

где l_{κ} — длина цепи, сопрягаемой с грунтом очищаемых откоса и дна канала, в м;

μ — коэффициент трения грунта о грунт.

Мощность

$$N_n = \frac{0,7 \Pi \gamma H}{270\,000} \text{ л. с.},$$

где H — глубина канала, с которой происходит подъем грунта, в м.

Потерями на вентиляцию можно пренебречь.

Величина $N_{ср}$, которая равна сумме указанных мощностей и которую следует подвести к скребковой цепи, будет равна

$$N_{ср} = \frac{\Pi \gamma}{270\,000} \left(\frac{k_1}{\gamma} + \frac{v_{ск}^2}{g} + l_{\kappa} \mu + 0,7H \right) \text{ л. с.}$$

Мощности $N_{пер}$ и $N_{всп}$ определяют аналогично тому, как это сделано в § 20 гл. IV.

Расчетные значения мощности $N_{ср}$, полученные по предлагаемой формуле, отличаются от данных эксперимента не более чем на 5—10%.

Элементы расчета каналоочистителя-косилки

Основы теории и расчета роторных косилок в СССР были заложены трудами ВИСХОМа [18]. В табл. 33 и на рис. 120 по-

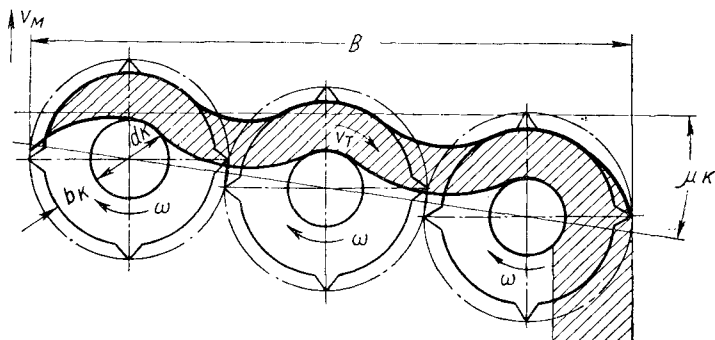
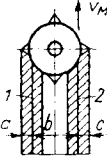


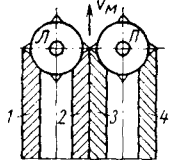
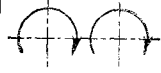
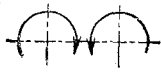
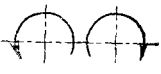
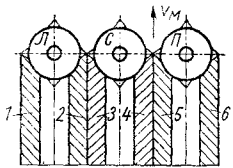


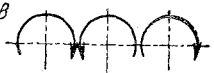


Рис. 120. Перемещение срезанных растений по роторам

казаны схемы сегментно-дисковых аппаратов и перемещение срезанных растений по роторам.

Схемы сегментно-дисковых аппаратов и перемещение срезанных растений по роторам

Схема аппарата	Вращение роторов	Образование валков	Перемещение срезанных растений по роторам
	<i>A</i> 	1	1
	<i>Б</i> 	2	2
	—	—	—
	<i>A</i> 	4	2, 4
	<i>Б</i> 	2, 3	2, 3
	<i>В</i> 	1, 4	1, 4
	<i>A</i> 	6	2, 4, 6
	<i>Б</i> 	4, 5	2, 4, 5
	<i>В</i> 	2, 3, 6	2, 3, 6

Некоторые элементы расчета применительно к однодисковой косилке (с учетом экспериментальных данных исследований МСР-1,2) излагаются ниже.

Выбор основных параметров (рис. 121) косилки заключается в назначении диаметра ротора (диска) по ножам D , числа режущих ножей m и окружной скорости ротора по ножам v_p . При этом в качестве данных задаются ширина захвата кошения B , наибольшая поступательная скорость машины v_m , характеристика травостоя, на котором предусматривается работа косилки, и высота среза растительности $h_{ср}$. Для однодисковой косилки обычно $D = B$.

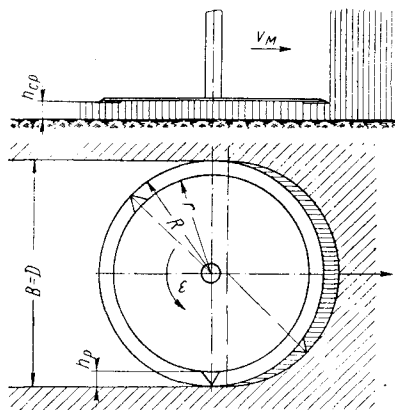


Рис. 121. Схема кинематики ротора сегментно-дискового аппарата

Величину скорости v_p назначают в пределах $v_p \geq 45$ м/сек. Число режущих ножей обычно принимают исходя из конструктивных особенностей, но не менее четырех. Имеет значение также величина размера h_p , на которую выступают ножи за диск ротора:

$$h_p = \frac{v_m}{m n_p \cdot 60} \text{ м};$$

здесь n_p — число оборотов ротора косилки в минуту.

Диаметр несущего диска ротора

$$d = D - 2h_p.$$

Диаметр защитного кожуха d_k , располагаемого сверху диска ротора, не должен быть менее 210 мм. Передняя часть кожуха должна иметь защитный козырек, препятствующий падению высокой травы на заднюю часть ротора. Иначе происходит наматывание травы на диск и забрасывание ее обратно в канал.

От соприкосновения и трения со стерней нижнюю часть диска рекомендуется закрыть неподвижным листом, роль которого в косилке МСР-1,2 играет опорная лыжа. У косилок без лыжи ротор рекомендуется (с той же целью) наклонять вперед на $4-5^\circ$.

Диаметр ротора D для многодисковой косилки:

$$D = \frac{B}{m_p \cos \mu_k},$$

где m_p — количество роторов;

μ_k — угол отклонения режущего аппарата от направления, перпендикулярного к скорости v_m (см. рис. 120).

По данным ВИСХОМа угол $\mu_k = 8^\circ$. При выборе количества роторов необходимо иметь в виду, чтобы ширина кромки несущего элемента при высоте лезвий $h_p \leq 60 \div 70$ мм была равна

$$b_k > \frac{D - d_k}{2} > 150 \text{ мм.}$$

Минимальное перекрытие роторов

$$\Delta \geq D \left[(1 - \lambda_p)^2 - \sqrt{(1 - \lambda_p)^4 - \left(\frac{\pi \lambda_p}{m} \right)^2} \right],$$

где

$$\lambda_p = \frac{v_m}{v_p}.$$

При угле поворота режущего аппарата $\mu_k = 8^\circ$ и зазоре между роторами Δ_3 перекрытие

$$\Delta_p = D - (D + \Delta_3) \cos 8^\circ.$$

Баланс мощности каналочистителя-косилки

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_c + N_{\text{разг}} + N_T + N_v}{\eta_{TP}} + \frac{N_{\text{пер}}}{\eta'_{TP}} + \frac{N_{\text{вс}}}{\eta''_{TP}} \text{ л. с.};$$

здесь

N_c — мощность на срез растительности в л. с.;

$N_{\text{разг}}$ — мощность на разгон до скорости выброса в л. с.;

N_T — мощность на трение ножей и диска о стерню в л. с.;

N_v — мощность на вентиляцию воздуха в л. с.;

$N_{\text{вс}}$ и $N_{\text{пер}}$ — мощность соответственно на привод вспомогательных механизмов и перемещение косилки в л. с.;

η_{TP} , η'_{TP} и η''_{TP} — к. п. д. силовых передач соответственно привода ротора, ходовых устройств и вспомогательных механизмов.

Экспериментальные данные о величине мощности

$$N_p = N_c + N_{\text{разг}} + N_T + N_v$$

для машины МСР-1,2 приведены в § 24.

Для предварительных расчетов ВИСХОМ рекомендует следующую формулу:

$$N_c + N_{раз} = \frac{k_N P_c v_m D}{270} \text{ л. с.}$$

Коэффициент k_N выбирается по табл. 34. Удельная сила среза P_c назначается по табл. 35 в зависимости от угла наклона режущей кромки β и ее толщины.

Таблица 34

Тип псущего элемента	Коэффициент k_N	
	связный травостой	несвязный травостой
Дисковый	1,08	1,15
Квадратный	1,13	1,19
Крестообразный	1,22	1,30

Удельная сила сопротивления срезу травостоя различных культур при высоте среза 10—12 см и различной густоте может быть рассчитана по формуле

$$P_c = 10^{-3} N_{тр} \left(a + \frac{b}{v_p^c} \right),$$

где a, b, c — эмпирические коэффициенты (см. табл. 35).

Таблица 35

Удельная сила среза при $v_p = 40$ м/сек и густоте травостоя 1000 ст/м²

Культура	$\beta = 0^\circ$				$\beta = 35 \div 45^\circ$			
	Толщина режущей кромки в мм				Толщина режущей кромки в мм			
	25—30		100—120		25—30		100—120	
Удельная сила среза P_c в кг/см	$a; b; c$		Удельная сила среза P_c в кг/см	$a; b; c$		Удельная сила среза P_c в кг/см	$a; b; c$	
Костер безостый	0,28	0,26; 3,81; 1,57	0,32	0,30; 5,00; 1,55	0,17	1,60; 3,50; 1,60	0,24	0,23; 4,00; 1,60
Овсяница луговая	0,21	0,19; 2,70; 1,49	0,28	0,26; 2,92; 1,50	0,14	1,13; 1,90; 1,55	0,19	1,18; 2,30; 1,53
Тимофеевка	0,3	0,29; 3,44; 1,61	0,36	0,35; 4,20; 1,60	0,17	0,16; 3,51; 1,62	0,23	0,22; 3,80; 1,63

Коэффициент трения движения $v_M = 1,5$ м/сек

Трава	Обработанная сталь	Сталь листовая неокрашенная	Сталь листовая окрашенная	Обработанный чугун
Заливных лугов	0,56—1,47	0,19—0,99	0,5—1,48	0,35—1,21
Целинностепная	0,86	0,60	0,65	0,73

Величина N_T обычно очень мала и ею пренебрегают (при условии соответствующей защиты диска от трения о стерню). При расчете значений N_T пользуются опытными данными о коэффициентах трения (табл. 36). Остальные компоненты рассчитываются по методике, приведенной в расчете каналокопателя КФН-1200.



Глава V

МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ЗАДАННОГО УКЛОНА ДНА КАНАЛОВ

При осушении болот и заболоченных земель нормальный сток воды по каналу, дрене без их разрушения или заиления во многом зависит от скорости течения, величина которой определяется в основном их уклоном и свойствами грунтов, где прокладываются каналы. В слабых грунтах допустимые скорости течения воды меньше, чем в прочных. Например, в иле или торфяной «бузе» допустимая скорость течения воды $0,2$ м/сек, в сфагново-пушицевом малоразложившемся торфе $1,5$ м/сек. Получение необходимых скоростей течения воды достигается приданием соответствующего продольного уклона дну канала. Допустимые уклоны для разных видов каналов колеблются в пределах $0,0005$ — $0,005$. Водно-воздушный и тепловой режим осушенных площадей, долговечность каналов и время сброса воды так же, как и скорости течения воды, в большой степени зависят от продольных уклонов дна каналов. Следовательно, придание дну канала заданного уклона является важной задачей при строительстве осушительных систем.

§ 25. ТРЕБОВАНИЯ К МЕХАНИЗМАМ И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

В настоящее время уклон дна каналов получают главным образом при помощи ручного управления рабочим органом каналокопателя или же проведением специальной предварительной планировки трассы, если она не имеет естественного уклона. При ручном управлении весьма трудно получить нужный уклон дна. Неровности поверхности, разнородный по составу грунт, а также погребенная древесина и другие препятствия нарушают режим работы машины. Изменение условий работы последней требует внесения соответствующих поправок в настройку рабочего органа. На какую величину поднять или заглубить рабочий орган, увеличить или уменьшить поступательную скорость

агрегата — эти и другие задачи машинист еще нередко должен решать «на глаз». Отсюда становится очевидным — выдержать заданный уклон без значительных погрешностей невозможно.

Для увеличения точности при ручном управлении используются визирки, нивелир и другие приспособления. Известно несколько вариантов этого способа. Вот один из них. Вдоль трассы канала предварительно устанавливают Т-образные визирки. Поперечные планки визирок располагают на одной линии, параллельной проектному дну канала. На рабочем органе устанавливают стержень. Во время работы стержень все время удерживается на одной линии с поперечными планками визирок. Дно отрываемого канала будет параллельным линии, по которой располагались поперечные планки визирок. Ручным регулированием можно пользоваться при работе на скоростях не выше 30 м/мин. При этом сиденье оператора должно находиться позади рабочего органа и быть жестко связанным с последним. Более совершенным способом получения продольного уклона дна является автоматическое управление рабочим органом канала-локопателя с помощью специального механизма — автомата уклона. Известно несколько групп таких механизмов, к каждой из которых предъявляются следующие требования. Механизм уклона должен:

- 1) обеспечивать автоматическое выдерживание рабочим органом машины заданного продольного уклона дна канала независимо от рельефа местности и рабочих скоростей машины;
- 2) иметь относительно несложную конструкцию и настройку к работе;
- 3) иметь небольшой вес, быть надежным и долговечным в работе;
- 4) полностью устанавливаться на рабочем органе или базовой машине и не иметь узлов вне машины;
- 5) работать при напряжении не выше 24 в.

По принципу действия автоматы уклона можно разделить на две группы: а) копирные; б) бескопирные.

§ 26. ТИПЫ МЕХАНИЗМОВ

Копирные системы характеризуются тем, что имеют базовую линию, установленную по нивелиру на местности параллельно дну будущего канала. Такой линией может быть проволока, световой луч или граница двух лучей с разными параметрами (например, частотой модуляции), а также узкий пучок ультракоротких радиоволн и т. д.

Наиболее распространенными являются автоматы уклона ЭТН-171, использующие проволоку. Работают они по следующей схеме (рис. 122). По базовой линии 1 (копирной проволоке, натянутой по нивелиру на стойках 4 параллельно дну строящейся

траншеи) движется датчик 2, соединенный с рабочим органом машины 3. Датчик воздействует на систему подъема (опускания) 5 рабочего органа через электрическую или электрогидравлическую систему управления так, чтобы при отклонении рабочего органа от заданного положения относительно базовой линии система подъема — опускания возвращала его в первоначальное положение. Каждый тип автомата обеспечен особым датчиком. У автоматов, которые в качестве базовой линии используют проволоку (канат), датчиком является электроконтактная коробка со щупом, скользящим по проволоке; при использовании светового луча — фотоэлемент, фотосопротивление и т. п.

К копирным механизмам уклона, использующим световой луч, относится также прибор управления по лучу (ПУЛ-3). Этот

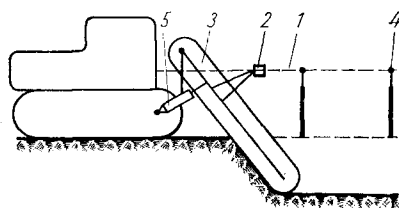


Рис. 122. Схема копирного автомата с использованием проволоки

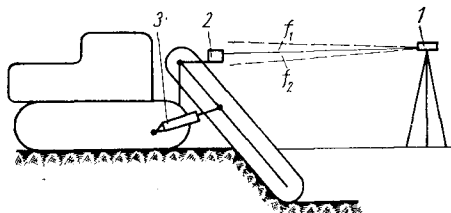


Рис. 123. Схема прибора управления по лучу

прибор (рис. 123) снабжен источником света 1, который создает луч, имеющий две зоны: верхнюю f_1 и нижнюю f_2 с разной частотой модуляций. Граница между зонами очень узкая (равносигнальная зона). На рабочем органе располагается приемник света 2, управляющий системой подъема и опускания рабочего органа 3. Приемник света, оказавшись в нижней зоне луча, заставляет рабочий орган подниматься, при попадании в верхнюю зону — опускаться, т. е. приемник света стремится все время удержаться на границе двух зон, в равносильной зоне. Перед началом работы источник света устанавливают на некотором расстоянии от машины. Луч от него направляют параллельно дну будущего канала, а рабочий орган заглубляют на нужную величину. После этого можно продолжить отрывку канала, при этом уклон будет выдерживаться автоматически. Дно канала получится параллельным направлению луча.

К копирным автоматам уклона относится также и автоматическое устройство для соблюдения заданной глубины копания и уклона дна траншеи экскаватора ЭТЦ-202. Принцип работы устройства заключается в следующем. На рабочем органе устанавливается электроконтактный датчик; щуп последнего, двигаясь по копируемому канату, при подъеме или опускании рабочего органа сигнализирует об отклонениях его от заданной глубины копания. Сигналы датчика передаются на исполнительный

механизм, который и выводит рабочий орган в заданное положение.

Однако на работу таких устройств отрицательно влияют неровности поверхности трасс траншей и другие препятствия, при преодолении которых изменяются глубина копания и поперечный наклон машины. Чтобы исключить влияние таких изменений на работу автоматического устройства, щуп датчика выполнен коленчатым и шарнирно крепится к корпусу датчика. Корпус же датчика удерживается в вертикальном положении грузом, а также в результате крепления его к кронштейну рабочего органа двойным шарниром. Кроме этого, щуп соединен с кронштейном рабочего органа системой тяг, так что при изменении его продольного наклона изменяется и расстояние от копирного каната до точки крепления датчика.

Отрицательное воздействие поперечного наклона машины на работу механизма уклона устранено установкой в корпусе датчика кулачка специального профиля, связанного с электрическими контактами и поворачивающегося при поперечном наклоне экскаватора под действием тяги, соединенной шарнирно с кронштейном рабочего органа. В результате этого при поперечном наклоне машины конец щупа поднимается, а рабочий орган опускается на заданную глубину.

Чтобы уменьшить влияние колебаний рабочего органа на точность выдерживания заданного уклона и глубины копания, датчик автомата имеет нечувствительную зону, равную расстоянию между его контактами. Уменьшение нечувствительной зоны датчика в данной автоматической системе достигается введением в гидросистему суммирующего гидроусилителя.

Изменение глубины копания обеспечивается путем изменения взаимного расположения лыжи относительно рабочего органа. На лыжу, следующую по дну траншеи, опирается рабочий орган.

На рис. 124 показана принципиальная схема описанного выше автоматического устройства. Коленчатый щуп 2 датчика 4 опирается на копирный канат 1. Рычаг 3 соединен с источником тока 8. Контакты 6 и 7 через пружину соединены с корпусом датчика и опираются на кулачок 5. Электрический сигнал передается электромагнитам 11 и 14 гидроусилителя 9. Масло из бака 17 подается насосом 16 в напорный клапан 15, создающий нужное давление для питания гидроусилителя 9. Масло поступает в клапан 15 через калиброванное отверстие 13. Из клапана 15 масло поступает в распределитель 20. Гидроцилиндры 22 рабочего органа и гидроцилиндр 23 опорной лыжи соединены с распределителем 20 через распределитель 21.

Гидроусилитель состоит из золотника 12 и цилиндра 10, переключающего золотник 19 распределителя 20. Поршень цилиндра 10 удерживается в среднем положении при помощи пружин

золотника 19. При колебании рабочего органа с амплитудой немного большей нечувствительной зоны датчика 4 поступающие сигналы вызывают небольшое движение поршня цилиндра 10 около его среднего положения. При значительном отклонении

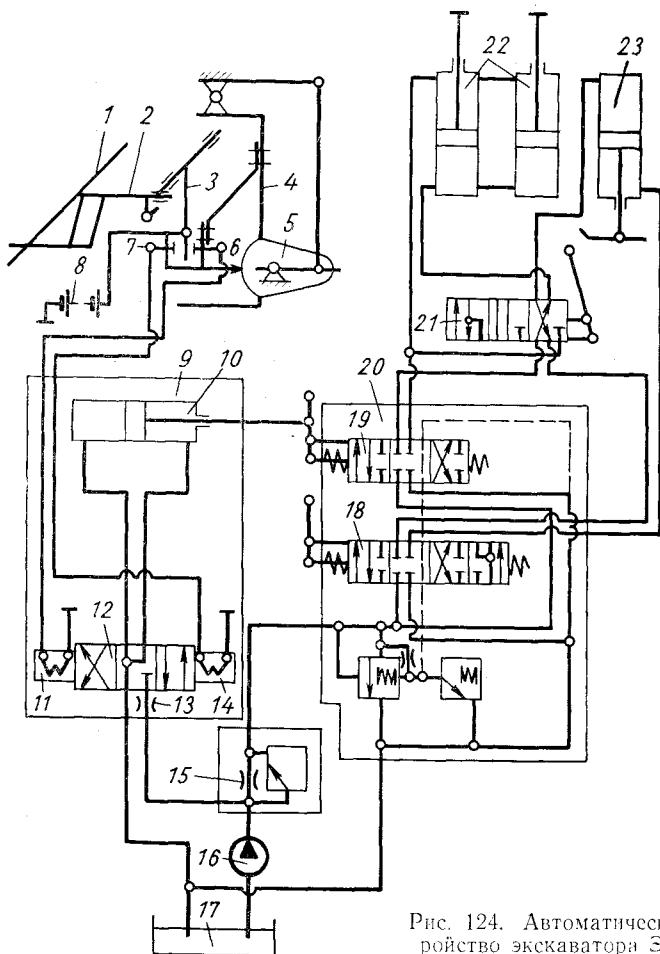


Рис. 124. Автоматическое устройство экскаватора ЭПЦ-202

рабочего органа от заданной глубины копания появляется длительный сигнал датчика, и поршень цилиндра 10 срабатывает в соответствующую сторону до включения золотника 19. Во время работы системы золотник 18 включается в плавающее положение при помощи распределителя 21. При этом можно получить три варианта регулирования исходя из грунтовых условий работы экскаватора. Система обеспечивает точность выполнения

заданной глубины копания и уклона дна траншеи в пределах ± 1 см.

Механизм уклона, разработанный ЛатНИИГиМом, является разновидностью копирных автоматов уклона. Основной особенностью его является замена электроконтактного датчика уклона гидравлическим следящим распределителем, обеспечивающим упрощение конструкции и повышение надежности работы аналогичных автоматических устройств.

Схема данного автоматического устройства изображена на рис. 125 и состоит из датчика глубины 1, имеющего щуп 2, гидрораспределителя 3, силовых цилиндров 4 подъема и опускания

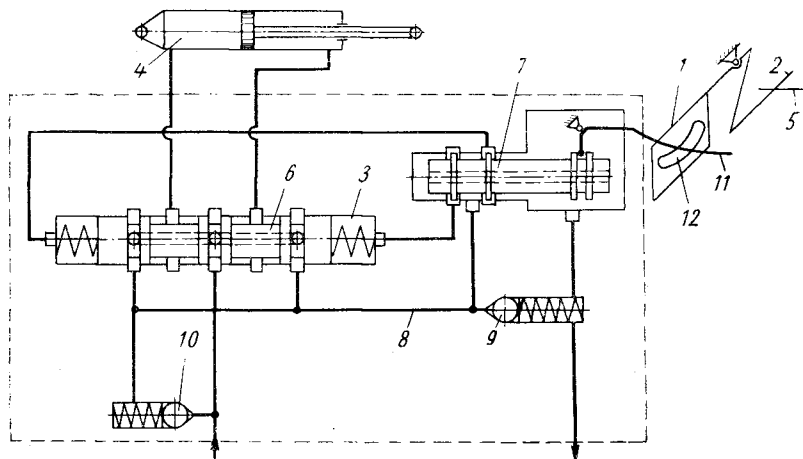


Рис. 125. Автоматическое устройство конструкции ЛатНИИГиМа

рабочего органа и трубопроводов 8. По принципу работы данный механизм уклона почти не отличается от ранее описанных копирных автоматов уклона. Щуп 2, скользя по копиру 5 при отклонениях рабочего органа от заданной глубины, воздействует на золотник 7 следящего вспомогательного распределителя, с помощью которого включается гидрораспределитель 3 и срабатывают силовые гидроцилиндры на подъем или опускание рабочего органа.

Взаимосвязь основного 6 и вспомогательного золотников осуществлена с целью уменьшить усилия на переключение гидрораспределителя 3. Золотник 7 включен в сливную магистраль основного золотника 6 последовательно с ним. Для ограничения максимального рабочего давления золотников 7 и 6 параллельно им включены перепускной клапан 9 и предохранительный клапан 10, обеспечивающий также питание золотника 7 при крайних положениях гидроцилиндров или при их перегрузке.

Чтобы устранить отрицательное влияние на точность работы датчика уклона изменений продольного наклона рабочего органа, возникающих в результате изменения глубины копания из-за неровной поверхности трассы траншеи, и поперечного наклона экскаватора при проходах машины через неровности, автомат уклона снабжен специальным приспособлением. Приспособление состоит из рычага 11 и планки с прорезью 12. Планка крепится к датчику глубины. Через прорезь 12 проходит рычаг 11.

Рычаг и прорезь изогнуты по дуге окружности, центр которой совпадает с осью поворота датчика глубины в данной плоскости. Такая форма рычага и прорези позволяет при любых положениях машины и рабочего органа сохранять постоянным расстояние по вертикали между нижней точкой рабочего органа и щупом датчика.

Автоматическое устройство имеет демпфер, назначение которого обеспечивать спокойную работу датчика уклона при вибрации и толчках рабочего органа.

Для работы экскаватора в различных грунтовых условиях гидросистема данного автомата уклона позволяет получить три схемы подключения гидроцилиндров рабочего органа и задней опорной лыжи.

Бескопирные системы не имеют базовой линии. По принципу действия они подразделяются на системы: а) без обратной связи с дном канала и б) с обратной связью с дном канала, полученным после прохода рабочего органа.

В этих системах заданный уклон обеспечивается разными путями. К механизмам без обратной связи с дном канала относится механизм уклона с заданной программой движения рабочего органа. Его работа основана на кинематической связи между ходовым оборудованием и механизмом подъема опускания рабочего органа. Опускание (подъем) рабочего органа происходит на заданную величину в зависимости от пройденного пути. Для таких механизмов требуется предварительная планировка трассы, произведя которую по заданному уклону, можно получить уклон дна канала и без механизма уклона. Планировка поверхности в условиях болота вообще невозможна, так как нарушение дернового покрова приводит к потере проходимости мелiorативных машин, т. е. такие автоматы уклона совершенно непригодны для мелiorативных машин, работающих на переувлажненных грунтах.

К бескопирным системам с обратной связью с дном канала относится механизм уклона с гирровертикалью (рис 126). В нем в качестве датчика уклона используется гироскоп 1, главная ось которого совмещена с вертикалью. Устанавливают гирровертикаль на одном из рычагов 2 параллелограммной системы *ABCD*, связанной с рабочим органом 4 и лыжей 3, перемещающейся

по дну канала непосредственно за рабочим органом машины.

При движении машины по неровностям поверхности изменяется положение рабочего органа. Соответственно изменяется и положение рычага, которое передается и воспринимается гироскопом. Корпус гировертикали вместе с потенциометром поворачивается относительно вертикальной оси гироскопа и тем самым перемещает потенциометр относительно щетки, связанной с осью гироскопа. Вследствие этого в электрической части автомата уклона вырабатывается сигнал, который через усилитель поступает к одному из магнитов золотника. Магнит срабатывает, перемещает золотник, и гидроцилиндры поднимают или опускают рабочий орган. Перед началом работы производится настройка автомата на заданный уклон дна, который выдержи-

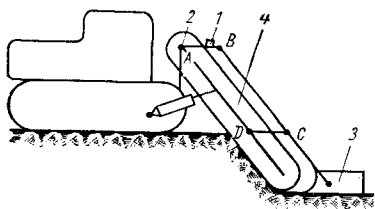


Рис. 126. Схема механизма уклона с гировертикалью

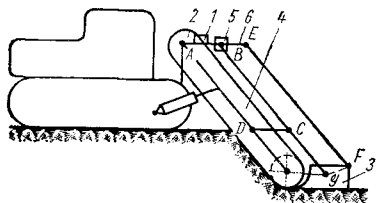


Рис. 127. Схема механизма уклона конструкции ЦНИИМЭСХа

вается с достаточной точностью. К этой же группе бескопирных автоматов уклона относится и механизм уклона, разработанный ЦНИИМЭСХом (рис. 127). По принципу работы этот механизм аналогичен описанному выше, но в отличие от него дает большую точность уклона дна траншеи. Механизм имеет тяги BE и EF , связанные с рабочим органом 4 и образующие дополнительный параллелограмм $BEFG$, а также потенциометр и специальный коррекционный двигатель. В схему введены и другие, но менее важные поправки.

Принцип действия механизмов, датчиком уклона которых служит гировертикаль, рассмотрен выше. В данной конструкции механизма уклона также используется гировертикаль, но в ее работу по мере накопления ошибок вносятся соответствующие поправки.

Из-за неровностей и препятствий, находящихся в грунте, глубина копания, а следовательно, и продольный наклон рабочего органа изменяются. Поперечный наклон машины также не остается постоянным. Вследствие этого появляется отклонение уровня дна траншеи от линии заданного уклона, устранить которое с помощью гироскопа не представляется возможным. Конструкция же рассматриваемого механизма позволяет избе-

жать этих погрешностей. Для этого дополнительный параллелограмм *BEFG* (см. рис. 127) связан с лыжей 3 так, что угол между тягой 6 и опорной поверхностью лыжи имеет постоянную величину. В шарнире *B* установлен потенциометр 5, имеющий связь с тягой 6 и корпусом гировертикали 1, установленным на рычаге 2.

На сколько отклонится угол дна траншеи, на столько же отклонится и тяга 6. Вследствие этого потенциометр 5 разбалансируется и заставит вращаться специальный коррекционный двигатель. При этом двигатель сделает такое количество оборотов, которое всегда будет пропорциональным отклонению дна траншеи от заданного уклона. В результате этого в настройку основного механизма уклона будет введена поправка, соответствующая отклонению, и рабочий орган возвратится на линию заданного уклона дна траншеи.

Рассмотренные копирные системы практически достаточно точно выдерживают заданный уклон, однако такие системы трудно использовать на каналокопателях с двусторонней разгрузкой.

Системы со световым лучом имеют следующие недостатки:

- 1) сложную электронную и оптическую аппаратуру;
- 2) необходимость перестановки и настройки светового генератора через каждые 200—500 м канала;
- 3) значительные потери времени при перевозке тяжелой аппаратуры и источников питания на новое место;
- 4) требуют высокой квалификации обслуживающего персонала и надежной защиты от влаги при работе на болотах и пыли на минеральных грунтах;
- 5) при рабочих скоростях машин свыше 300 м/ч частые перестановки приводят к снижению производительности машины.

Бескопирные системы с обратной связью с дном канала не требуют подготовительных работ на местности, их работа не зависит от рельефа местности и свойств грунта, по сложности конструкции они сравнимы с автоматом с копирной проволокой, но значительно проще автомата со световым лучом.

Несовершенство этих систем заключается:

- 1) в необходимости предварительного заглубления рабочего органа на длине 1—2 м для установки датчика обратной связи с нарушением на этом участке заданного уклона. Для устранения этого недостатка требуется вспомогательный копир;
- 2) в накоплении ошибок из-за наличия корней деревьев, камней на дне канала (на длине 100—200 м накопление ошибок невелико).

Таким образом, наиболее полно удовлетворяют всем предъявляемым требованиям бескопирные системы уклона с обратной связью с дном канала.

Регулятор уклона РУ-5

К системам уклона с обратной связью с дном канала относятся регулятор уклона РУ-5, разработанный СКБ «Мелиормаш» для каналокопателя КФН-1200. Схема и конструкция этого механизма предложены В. А. Москаленко и В. А. Скотниковым.

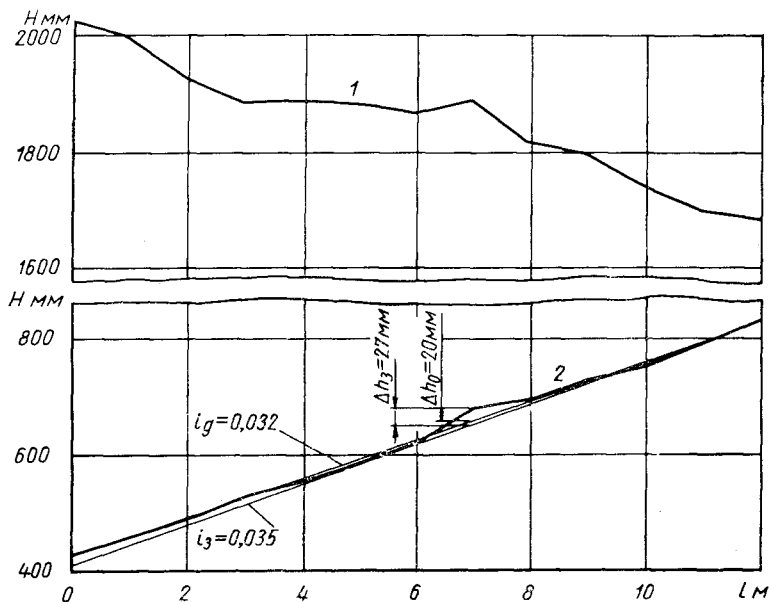


Рис. 128. График нивелировки канала, проложенного с использованием регулятора РУ-4:

1 — профиль поверхности; 2 — профиль дна канала

В 1962—1963 гг. исследовались регуляторы уклона РУ-1 и РУ-4, отличавшиеся от регулятора РУ-5 тем, что вместо уровня имели маятник, погруженный в маслянную ванну. В результате исследований было установлено, что:

1) наибольшее местное отклонение Δh от линии уклона составляло 27 мм;

2) наибольшее угловое отклонение i от линии заданного уклона равнялось 0,0001—0,004. При этом неровности поверхности, по которой двигался каналокопатель, составляли 0,3—0,5 м, скорость каналокопателя — 60—500 м/ч. На рис. 128 и 129 показаны результаты нивелировки открытого канала с использованием регуляторов РУ-4 и РУ-5. Исследования проводились на минеральных и торфяных грунтах. В процессе исследований, выполнявшихся в 1963—1966 гг., инж. В. А. Москаленко

усовершенствовал механизм и окончательно отработал его электрогидросхему. Кроме этого, для регулятора РУ-5 вместо уровня им был предложен маятник с фотоэлектрической системой сигнализации, что значительно повысило точность работы механизма РУ-5. Следует отметить, что в регуляторе РУ-5 уровень имеет малую частоту собственных колебаний в результате неудовлетворительно выбранных отношений размеров баков

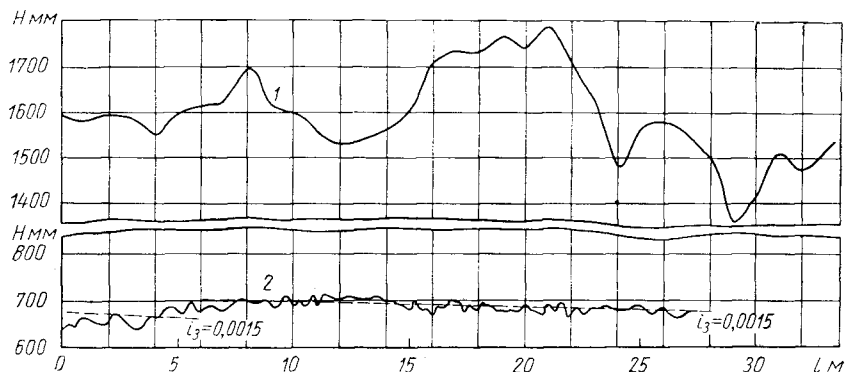


Рис. 129. График нивелировки канала, проложенного с использованием регулятора РУ-5:

1 — профиль поверхности; 2 — профиль дна канала

к размерам соединительной трубы. Из-за этого в работу механизма уклона вносятся систематические погрешности. Предложенный В. А. Москаленко маятник устраняет отмеченный недостаток. Для каналокопателей, разрабатывающих каналы глубиной до 1,5 м, с приемлемой точностью может быть использован механизм уклона РУ-5 с уровнем. Регулятор уклона РУ-5 предназначен для автоматического управления глубиной копания каналокопателей с целью придания дну канала заданного уклона независимо от рельефа местности.

Техническая характеристика регулятора РУ-5

Тип регулятора	Бескопирный, с обратной связью с дном канала
Управление рабочим органом	Электрогидравлическое
Диапазон изменения величины уклона	$\pm 0,015$
Расстояние от носка отвала до середины опорной поверхности лыжи в м	1500
Рабочая длина опорной поверхности лыжи в м	1750
Угловое отклонение от линии заданного уклона	0,0005—0,0007
Точность работы (отклонение от номинала) в мм	± 25
Удельное давление лыжи в $\text{кг}/\text{см}^2$	0,016
Напряжение питания электросистемы в в	24
Расход масла в гидросистеме в л/мин	32
Рабочее давление в гидросистеме в $\text{кг}/\text{см}^2$	65—70

Регулятор уклона (рис. 130) состоит из уровня 1, контактной коробки 2, рамы, сцепки 4, амортизатора 5, лыжи 6, а также гидросистемы и электросистемы.

Уровень (рис. 131) установлен на раме 1, связанной с основанием 16 при помощи рычажной системы 18 со стрелкой 17, позволяющей наклонять раму относительно основания в пределах $\pm 0,015$ рад. Основание 16 крепится к несъемной раме, которая приварена к отвалу рабочего органа. Величина угла наклона устанавливается по шкале 15. Болт 8 стягивает раму 1 с основанием 16, ликвидируя влияние зазоров в рычажной системе 18.

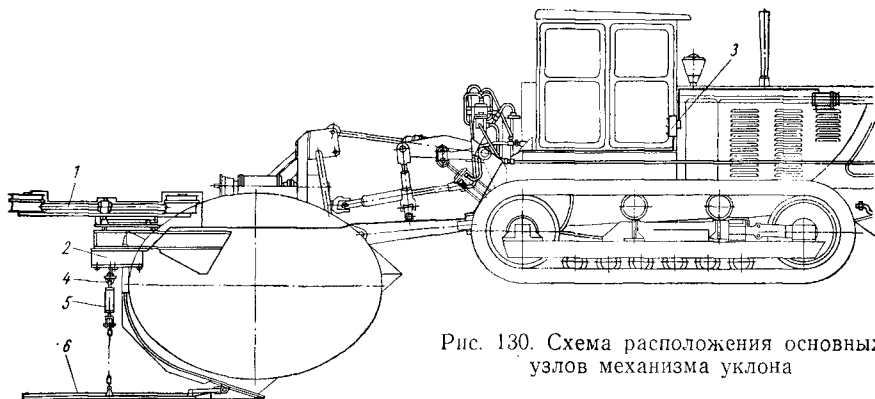


Рис. 130. Схема расположения основных узлов механизма уклона

На раме установлены две банки 2, соединенные между собой трубой 6, в которой имеется демпфер 9. Демпфер представляет собой заслонку, укрепленную на оси с ручкой. Заслонку можно устанавливать под любым углом к оси трубы и тем самым регулировать сопротивление движению жидкости в трубе. Сверху банки закрыты мембранами 4 из полиэтиленовой пленки, в центре которой укреплены пластины 5.

Пластины вместе со стержнем 19 могут перемещаться по направляющим. Мембраны зажаты между резиновыми кольцами 3. Банки и труба заполнены рабочей жидкостью (летом — веретенным маслом, зимой — дизельным топливом). Мембраны служат для передачи давления масла на пластины при наклонах уровня. Над пластинами на кронштейнах 13 укреплены болтами 10 микропереключатели 11. При наклонах уровня жидкость перетекает из одной банки в другую, давит на пластину и мембрану. Пластина поднимается и включает микропереключатель. Подъем пластин ограничен винтами 7. Подпружиненные толкатели 12 предотвращают поломку микропереключателей при больших наклонах уровня (когда рабочий орган находится в транспортном положении).

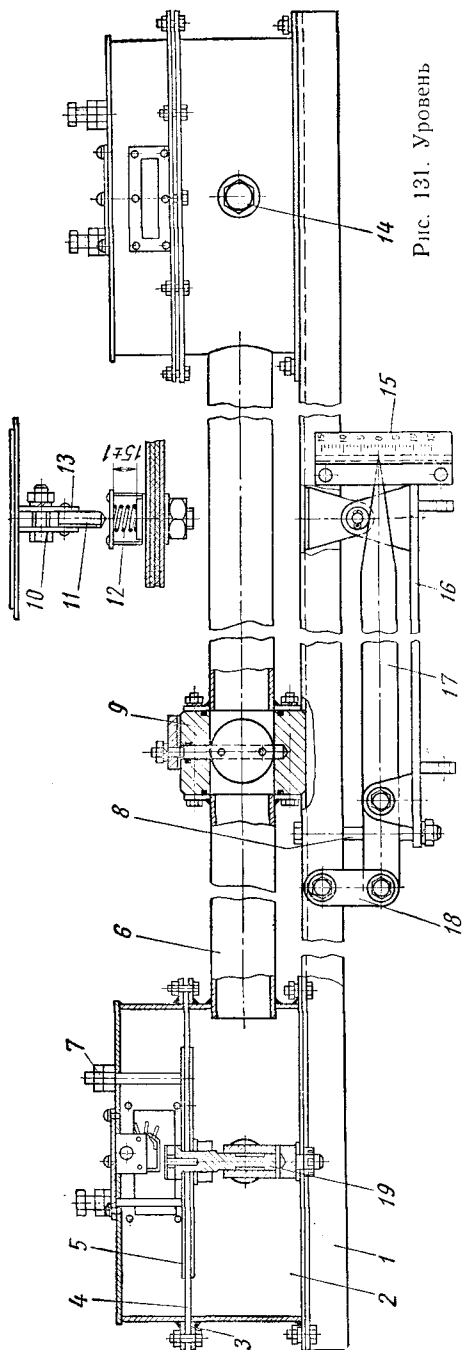


Рис. 131. Уровень

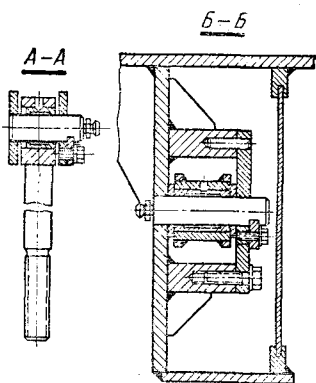
Для заливки жидкости в уровень служат две пробки 14, для слива — две такие же пробки на противоположной стороне банок уровня.

Контактная коробка (рис. 132) крепится к несъемной раме и представляет собой корпус 1, в котором на оси 2 установлен рычаг 3. Рычаг шарнирно соединен со штоком 6, к которому крепится сцепка (см. рис. 130). Пружина 5 постоянно отжимает вверх рычаг 3, ход которого ограничен упорными винтами 8. Над рычагом 3 укреплены два микропереключателя 9.

При подъеме рабочего органа относительно нейтрального положения (во время работы) цепь тянет за шток и поворачивает рычаг против часовой стрелки. Регулируемый толкатель 4 нажимает на шток микропереключателя, расположенного над ним, и включает его. При опускании рабочего органа пружина 5 поворачивает рычаг по часовой стрелке и толкатель 7 включает второй микропереключатель. Сигнал от микропереключателей подается на золотник, управляющий гидроцилиндрами подъема и опускания рабочего органа.

Для устранения отрыва лыжи от грунта при работе регулятора уклона, когда рабочий орган поднимается выше нейтрального положения, и для уменьшения на-

грузок на цепь, а также контактную коробку и сцепку при резких рывках лыжи, например при движении машины на транспортных скоростях или переезде от одного канала к другому, служит амортизатор (рис. 133). Амортизатор состоит из трубы 5,



закрытой двумя крышками 3 и 10, а также тяги 8 со втулкой 2, на которую надета пружина 4 и пластина 6. В пластину 6 и втулку 2 упирается семь пружин 7, шесть из которых надеты на стержни 9 и одна на тягу 8. Каждая пружина 7 установлена с предварительным поджатием, равным 1,14 кг, так что суммарная сила предварительного поджатия пружин равна 8 кг.

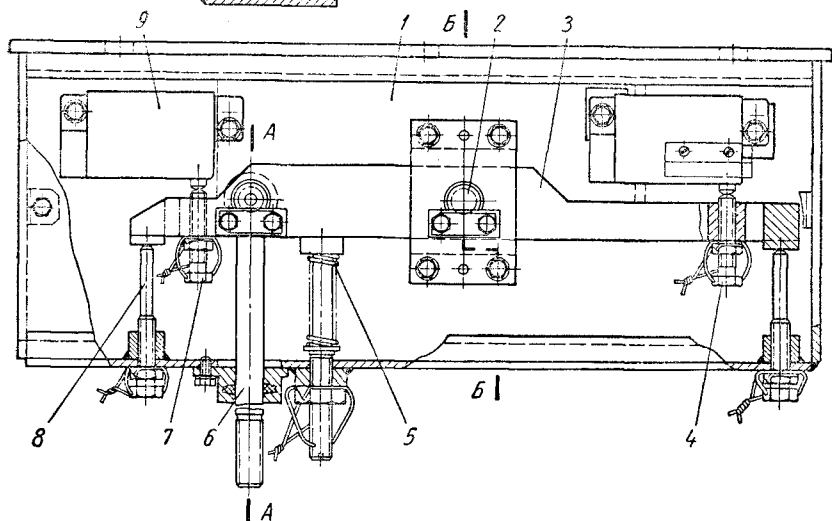


Рис 132. Контактная коробка

Амортизатор связан через ухо 1 со сцепкой. Вилкой 11, укрепленной на тяге 8, он соединяется с лыжей (через цепь).

Вилка позволяет изменять длину амортизатора. При подъеме рабочего органа относительно нейтрального положения тяга 8 через втулку 2, пружину 4 и пластину 6 давит на пружины 7. Пока усилие на пружинах не превышает 8 кг, пружины не сжимаются и амортизатор работает как жесткая тяга, не увеличивая мертвого хода системы, соединяющей лыжу с контактной коробкой. Когда усилие на тяге будет больше 8 кг, пружины

сожмутся, а тяга 8 выйдет из амортизатора, позволяя лыже оставаться на грунте при подъеме рабочего органа относительно нейтрали на высоту до 50 мм. При резких рывках лыжи пружины 7 сжимаются, пока пластина 6 не упрется в трубу крышки 10. При дальнейшем движении тяги жесткая пружина 4 начинает сжиматься, смягчая удар, который может повредить детали контактной коробки, сцепки и тяги.

Лыжа (рис. 134) представляет собой полый корпус 1 с крышкой, сваренный из тонколистовой стали. К корпусу приварены фигурный кронштейн 6 с отверстиями для соединения лыжи с тягой, кронштейн 7 с отверстиями для соединения лыжи с цепью и пальцем для крепления крюка 2 и пластина 3 для крепления груза при балансировке лыжи. Сзади корпус лыжи закрыт

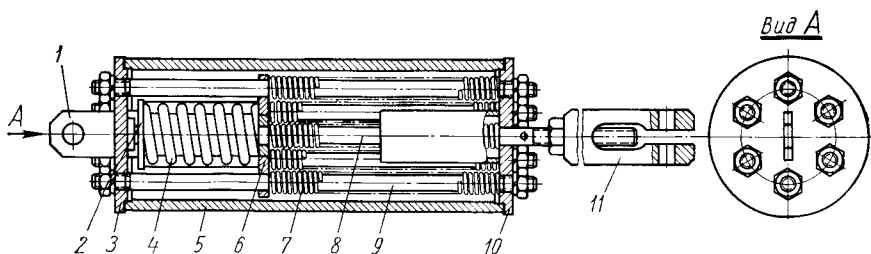


Рис. 133. Амортизатор

пластиной 4 с пробкой 5. Крюк 2 служит для крепления лыжи к отвалу каналокопателя в транспортном положении.

Основные узлы регулятора уклона установлены сзади рабочего органа (рис. 135). Уровень 4 и контактная коробка 6 установлены на раме 5. Рама представляет собой сварную закрытую коробку с выступающими верхним и нижним листами. К верхнему листу рамы приварены кронштейны 2 для установки уровня и поворота его на 90° при заливке. В рабочем положении рама уровня опирается на две дистанционные втулки 1, через которые проходят болты крепления уровня к раме. Болт 3 служит для ликвидации влияния зазоров в шарнирах кронштейнов. К нижнему листу рамы крепится болтами контактная коробка 6, имеющая связь с лыжей 10 при помощи сцепки 7, амортизатора 8 и цепи 9. Лыжа соединена с отвалом тягой 11, которая позволяет лыже занимать соответствующее положение в вертикальной и горизонтальной плоскости независимо от положения отвала и оставаться на дне канала при смещениях рабочего органа.

Гидравлическая система регулятора (рис. 136) состоит из двух независимых частей: системы управления гидроцилиндром 9 подъема — опускания рабочего органа и системы управления гидроцилиндром 10 поворота рабочего органа (в вертикаль-

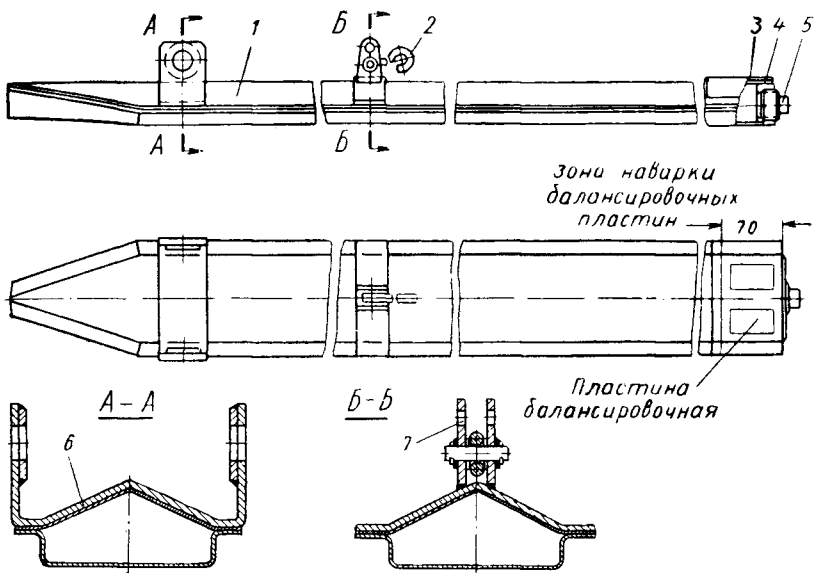


Рис. 134. Лыжа

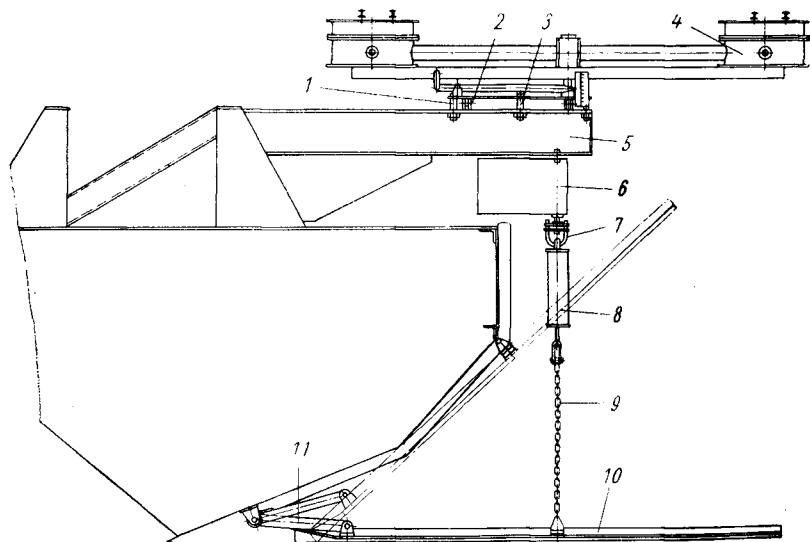


Рис. 135. Установка регулятора уклона

ной плоскости). Каждая из них имеет свой насос 3 или 17 типа НШ-10П. Один из двух насосов 2 марки НШ-46Л, установленных на тракторе Т-100 МБГС, снят, его напорный трубопровод заглушен, а на всасывающий установлен тройник, к которому присоединены всасывающие трубопроводы насосов НШ-10П. Насосы соединены с аппаратурой управления.

Аппаратура управления состоит из дросселей 5 и 15 типа Г-77-14, двух предохранительных клапанов с переливными золотниками 16 и 4 типа БГ-52-13, золотников 14, 6 и 13 типа 4Г-73-53 с магнитами типа ЭЛ 5332-24 и трех золотников с обратными клапанами 8, 11, 12 типа БГ-66-23. Все гидравлические аппараты соединены между собой трубами. В предохранительных клапанах в отверстие «управление» ввернуты демпферы, представляющие собой штуцера, в которых имеется жиклер с калиброванным отверстием. С золотников типа 4Г-73-51 сняты электромагниты переменного тока и поставлены магниты постоянного тока типа ЭЛ 5331-24. Толкатели золотника заменены более длинными.

Гидравлическая система поворота рабочего органа действует следующим образом (см. рис. 136). Насос 17 подает масло из бака 1 емкостью 65 л к аппаратуре управления через дроссель 15, который ограничивает расход масла. Предохранительный клапан, включенный перед дросселем, вместе с последним регулируют расход масла в гидросистеме. Для этой цели отверстие клапана «управление» включено после дросселя. Если расход масла через дроссель превысит номинальный, то разность давлений между верхним и нижним (по схеме) торцами дросселя станет больше величины давления, на которое отрегулирована пружина переливного золотника клапана, золотник приоткроется и избыток масла начнет сливаться через него. Расход масла в гидравлической системе уменьшится. При расходе масла меньше номинального указанная выше разность давлений будет меньше усилия пружины золотника, золотник закроется и расход масла увеличится.

Таким образом, комбинация дросселя Г-77-14 и клапана БГ-52-13 работает аналогично дросселю Г-55-13 и позволяет получить стабильный расход жидкости, практически не зависящий от давления в гидравлической системе. Клапан БГ-52-13 дает возможность получить давление до 200 кг/см^2 в отличие от дросселя типа Г-55-13, позволяющего получить давление не выше 65 кг/см^2 (для гидравлической системы регулятора уклона требуется давление $70\text{--}80 \text{ кг/см}^2$).

Масло, прошедшее через дроссель, подается в одну из рабочих полостей золотника 14 и одновременно в полость «напор» золотника 13. Золотник 14 служит для разгрузки гидравлической системы. Когда электрическая система регулятора уклона включена, золотник 14 находится в нейтральном положении, его рабо-

чие полости заперты, золотник не шунтирует гидравлическую систему. При включении электрической системы включается золотник 14, его рабочие полости соединяются с полостями «напор» и «слив», и масло проходит в сливную магистраль через этот золотник, минуя гидравлическую систему (полости «напор» и «слив» золотника 14 соединены со сливной магистралью). Из золотника 13 масло поступает в гидроцилиндр поворота рабочего органа 10 через напорные золотники с обратными клапанами.

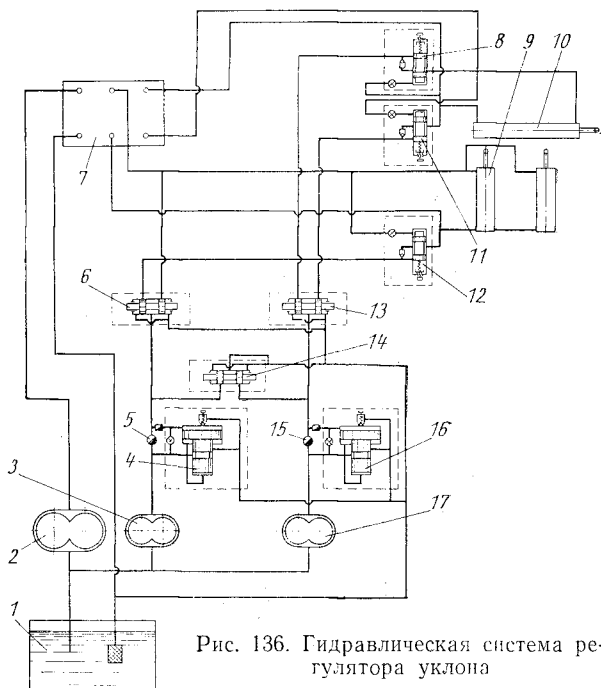


Рис. 136. Гидравлическая система регулятора уклона

Отверстие «управление» напорного золотника 8 соединено с отверстием «выход» напорного золотника 11, отверстие «управление» напорного золотника 11 соединено с отверстием «выход» напорного золотника 8. Такое включение напорных золотников исключает быстрое опускание рабочего органа под действием собственного веса.

Когда золотник 13 включен на подъем, масло проходит в гидроцилиндр поворота рабочего органа через напорный золотник 8. Этот золотник заперт под действием пружины, но масло свободно проходит через его обратный клапан. Из гидроцилиндра масло выходит через напорный золотник 11, который открыт, так как давление в его полости «управление», связанной с полостью «подъем» гидроцилиндра, превышает давление настройки

золотника (2—3 кг/см²). Шток гидроцилиндра свободно перемещается.

При включении золотника 13 на опускание масло проходит в гидроцилиндр через обратный клапан запертого напорного золотника 11, но из гидроцилиндра масло может выходить, если в полости «опускание» гидроцилиндра давление будет не менее 2—3 кг/см², так как эта полость соединена с полостью «управление» напорного золотника 8. Если масло вытекает из полости «подъем» гидроцилиндра быстрее, чем поступает в полость «опускание» от насоса, то давление в полости «опускание» становится меньше давления настройки напорного золотника 8, золотник закрывается и препятствует вытеканию масла из полости «подъем» гидроцилиндра. При этом давление в полости «опускание» повышается, напорный золотник 8 приоткрывается и масло вытекает из полости «подъем». Напорный золотник 8 не позволяет рабочему органу при опускании превышать скорость, обусловленную расходом масла, поступающего в полость «опускание» гидроцилиндра.

При работе каналокопателя возникают силы, действие которых противоположно действию веса рабочего органа. В этом случае напорный золотник 11 будет ограничивать скорость подъема рабочего органа. Система подъема рабочего органа устроена и работает так же, как и система поворота рабочего органа, с одним лишь отличием: напорный золотник 12 ограничивает только скорость опускания рабочего органа. Он включен между золотником 6 и полостью «подъем» гидроцилиндров навесной системы, а полость «управление» напорного золотника 12 соединена с полостью «опускание» этих же гидроцилиндров. Расход и давление в системе подъема рабочего органа регулируются дросселем 5 и предохранительным клапаном 4. Управление системой осуществляется золотником 6, разгрузка гидравлической системы, как и системы поворота рабочего органа, производится золотником 14. Управление рабочим органом при отключенной системе механизма уклона осуществляется золотниковым распределителем 7 типа Р-75.

Электрическая система регулятора уклона (рис. 137) состоит из установки генератора, пульта управления и электромагнитов золотников.

Генератор постоянного тока напряжением 24 в типа Г-106 размещен на месте тракторного генератора и приводится от шкива вентилятора двигателя при помощи клинового ремня.

Пульт управления представляет собой коробку, на крышке которой установлены тумблеры управления электрической системой и лампочки, сигнализирующие о включении электрической системы и магнитов золотников.

Электрическая система получает питание от генератора Г, работающего с реле-регулятором РР типа РР-106. Через плав-

кий предохранитель 1ПП типа ПР 13-А напряжение подается на переключатель 1П типа ПП-45, который включает либо электромагнит 5ЭЛ, либо всю остальную электрическую систему.

Когда тумблер 1П включен вверх (по схеме), напряжение подается на тумблеры ручного управления 2УП и 4УП и на микропереключатели, установленные на уровне и в контактной коробке (1ВК, 2ВК, 3ВК и 4ВК). Тумблеры 1УП и 2УП переключают электрическую систему с ручного режима управления на автоматический. При включении тумблера 1УП вверх (по схеме) включением электромагнитов 1ЭЛ и 2ЭЛ золотника поворота рабочего органа управляют микропереключатели 1ВК и 2ВК уровня. При включении тумблера 1УП вниз этими магнитами управляет тумблер ручного управления 2УП.

Точно так же электромагниты 3ЭЛ и 4ЭЛ золотника подъема рабочего органа включаются в зависимости от положения переключателя 3УП либо микропереключателями 3ВК и 4ВК контактной коробки, либо тумблером ручного управления 4УП. Параллельно всем магнитам золотников включены германиевые типа Д-75 диоды 1Д-5Д для уменьшения искрения в контактах микропереключателей и тумблеров. Лампочка 1ЛС сигнализирует о включении электрической системы регулятора уклона; лампочки 2ЛС, 3ЛС, 4ЛС, 5ЛС сигнализируют о включении электромагнитов золотников подъема и поворота рабочего органа.

Электромагнит 5ЭЛ, управляющий разгрузочным золотником, включается в нижнем (по схеме) положении переключателя 1П, когда вся остальная электрическая система выключена.

Электрогидравлическая схема регулятора уклона (рис. 138) состоит из уже описанных гидравлической и электрической схем и схемы установки уровня и лыжи с контактной коробкой.

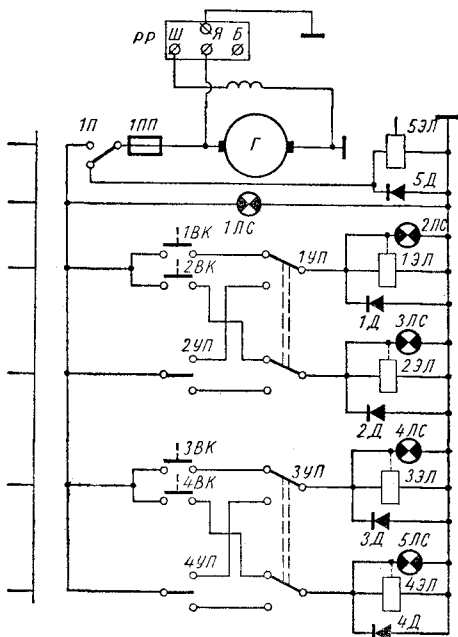
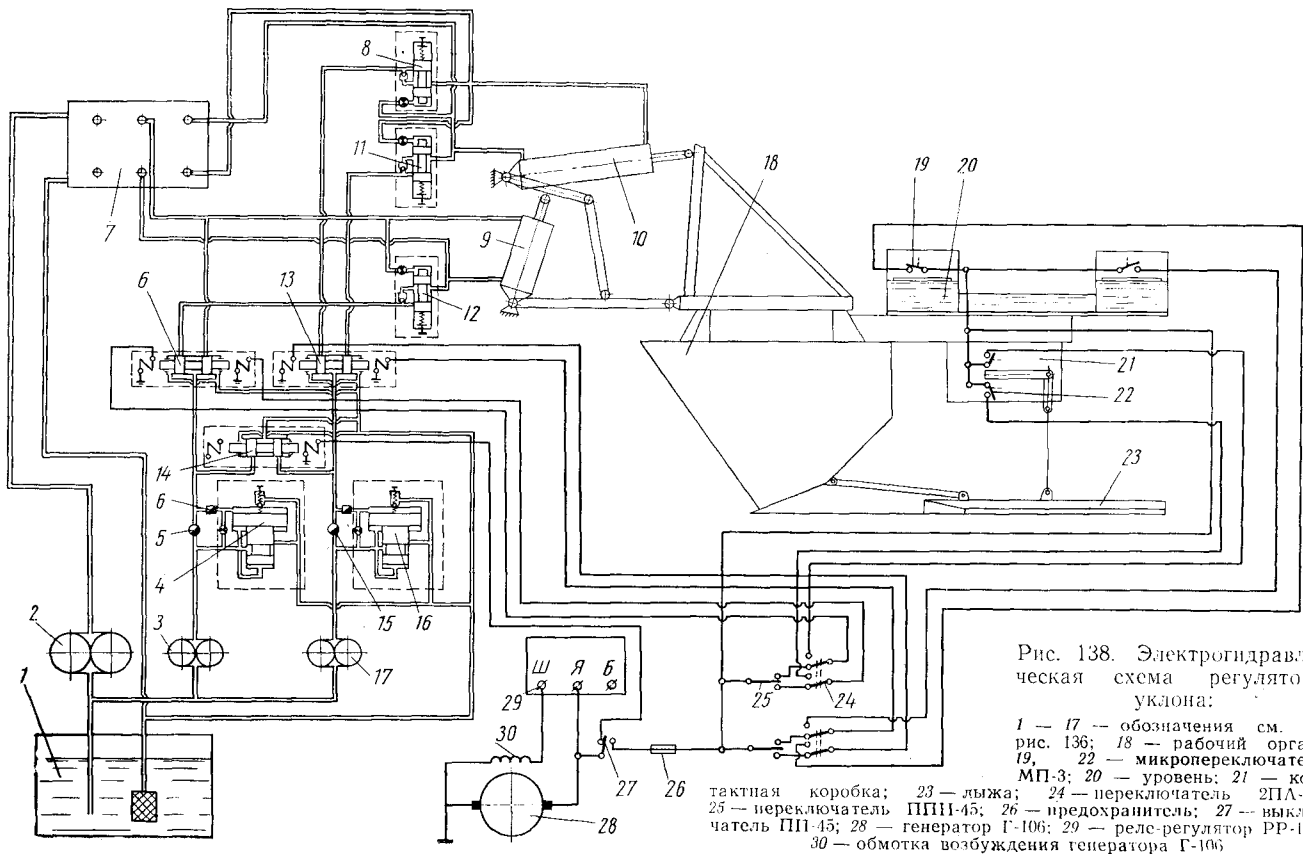


Рис. 137. Электрическая система регулятора уклона



Рассмотрим взаимодействие электрической и гидравлической системы с уровнем и лыжей в автоматическом режиме (включены переключатель 1П, переключатели 1УП и 3УП).

Если рабочий орган отклонился от горизонтального положения так, что его задняя часть приподнялась, жидкость в уровне перельется в переднюю банку, микропереключатель 1ВК замкнется и включит электромагнит 1ЭЛ. Золотник 6 сработает и пропустит масло в бесштоковую полость («опускание») цилиндра поворота рабочего органа. Шток цилиндра выдвинется, задняя часть рабочего органа опустится, пока микропереключатель 1ВК не разомкнется. Если рабочий орган отклонится от нейтрального положения так, что его задняя часть опустится, то масло перельется в заднюю банку, микропереключатель 2ВК замкнется и включит магнит 2ЭЛ. Золотник 6 перемещается и пропускает масло в штоковую полость («подъем») цилиндра поворота. Рабочий орган поворачивается так, что задняя банка уровня приподнимается, микропереключатель 2ВК размыкается.

Уровень совместно с электрогидравлической системой управления удерживает рабочий орган в постоянном заданном положении относительно горизонтали, т. е. в таком положении, при котором разность уровней носка отвала и оси контактной коробки постоянна.

Если рабочий орган приподнимается относительно лыжи, лежащей на дне канала, то цепь натягивается и рычаг контактной коробки, поворачиваясь по часовой стрелке, замыкает микропереключатель 3ЭЛ. Электромагнит 3ЭЛ срабатывает и включает золотник 13, который пропускает масло в полость «опускания» цилиндров подъема рабочего органа. Рабочий орган опускается, пока контакты микропереключателя 3ВК не разомкнутся.

Если рабочий орган опустится относительно нормального положения лыжи, то натяжение цепи уменьшится, рычаг повернется против часовой стрелки и включит микропереключатель 4ВК, а вместе с ним и магнит 4ЭЛ. Золотник 13 пропустит масло в полость «подъем» гидроцилиндров, и рабочий орган будет подниматься, пока рычаг контактной коробки не вернется в нейтральное положение.

Таким образом, ось контактной коробки удерживается на постоянной высоте над лыжей.

Совместное действие уровня и лыжи с контактной коробкой при автоматическом режиме электрогидравлической системы управления обеспечивает постоянную разность высот носка отвала, образующего дно канала, и середины опорной поверхности лыжи. При движении машины лыжа последовательно проходит по тем же точкам дна канала, по которым уже прошел носок отвала, и в зависимости от настройки механизма заглубляется

или выглубляется (а эти направления определяются положением носка отвала относительно середины лыжи: если носок отвала расположен ниже середины лыжи — заглубление, выше — выглубление).

Разность уровней носка отвала и середины лыжи при работе устанавливается поворотом стрелки уровня, т. е. изменением разности высот оси контактной коробки и носка отвала, при регулировке механизма уклона — изменением длины амортизатора, т. е. разности уровней оси контактной и середины опорной поверхности лыжи.



Глава VI

ПРОХОДИМОСТЬ МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИН

Мелиоративные машины должны работать как на минеральных, так и на торфяных грунтах различной влажности. Наиболее трудными являются условия работы на неосушенных болотах, которые нужно подготовить для сельскохозяйственного использования. Они характеризуются большой глубиной залегания торфа (0,5—3 м) и его высокой относительной влажностью (свыше 85%) при степени разложения торфа, равной 30—45%. Именно эти условия должны определять конструктивные и эксплуатационные особенности ходовой части и общей компоновки болотоходных мелиоративных тракторов и самоходных машин. Большинство мелиоративных машин имеют активные рабочие органы, которые, как было показано в гл. IV, при взаимодействии с грунтом преодолевают неравномерные внешние сопротивления. Последние вызывают вынужденные колебания нагрузок в деталях силовой передачи привода и передаются двигателю. Названные условия должны определять конструктивные и эксплуатационные особенности привода мелиоративных тракторов.

До настоящего времени большинство мелиоративных машин агрегируются с болотоходными тракторами типа ДТ-55А и Т-100МБ. Опыт эксплуатации и результаты исследований показывают, что тракторы типа ДТ-55 и Т-100МБ мало пригодны для работы в указанных выше условиях. Поэтому они используются главным образом при освоении уже осушенных болот в агрегате с такими орудиями как болотно-кустарниковые плуги, бороны, катки, корчеватели и т. п. Такие же ограниченные возможности имеют и новые модели болотоходных тракторов Т-130Б и ДТ-75Б. В связи с этим весьма актуальное значение приобретает вопрос о разработке технических требований, которым должны удовлетворять базовые машины, т. е. специальные мелиоративные тракторы. Первым шагом в этом деле было изучение проходимости базовых машин — болотоходных модификаций сельскохозяйственных тракторов ДТ-54 и Т-100М.

**§ 27. ИССЛЕДОВАНИЕ ТРАКТОРА Т-100 МБГС,
АГРЕГАТИРУЕМОГО С КАНАЛОКОПАТЕЛЕМ КФН-1200**

Исследование выполнялось на участках кочковатого болота, покрытого слабым дерновым покровом, и на болоте без дернового покрова. Влажность торфяного поля различных участков колебалась от 78 до 86%. Уровень грунтовых вод был соответственно равен 800 мм и нулю. Глубина торфяного слоя составляла 800—2000 мм.

Тракторный агрегат испытывался при транспортном и рабочем положении навесного каналокопателя. Опыты проводились на прямолинейных безуклонных участках болота при движении машины вперед со скоростью 60; 120; 200; 2360 и 2800 м/ч и при движении задним ходом со скоростью 2800 м/ч.

Замерялись нормальная $Q_{зв}$ и касательная $T_{зв}$ реакции почвы на башмак гусеницы, глубина погружения $h_{зв}$ звена в почву вдоль длины опорной поверхности гусеницы, а также вертикальные и горизонтальные составляющие сил, действующих в шарнирах, соединяемых навесную систему трактора с оборудованием каналокопателя. После определения этих составляющих рассчитывались тяговое сопротивление каналокопателя T_x и вертикальная реакция грунта на него T_y .

Указанные величины замерялись средствами и методом, описанными в гл. VII.

При исследовании использовался серийный каналокопатель КФН-1200, оснащенный двухтонным противовесом, установленным впереди трактора. Работа без противовеса показала, что трактор передвигается со значительным дифферентом назад и теряет проходимость (тонет) на торфе влажностью выше 83%. После установки противовеса, несмотря на увеличение общей весовой нагрузки на гусеницы и среднего удельного давления, проходимость каналокопателя повысилась: он стал работать на торфе влажностью до 85%.

В результате исследований были получены эпюры нормальных удельных давлений (см. рис. 139), касательных реакций почвы (см. рис. 140) и эпюры глубины погружения гусениц (см. рис. 141). Такие же эпюры были получены при заднем ходе машины (см. рис. 142).

Эксплуатационный вес тракторного агрегата G составлял 20 400 кг. Общая нормальная нагрузка ($G + T_y$) на опорную поверхность гусениц трактора при рабочем положении каналокопателя достигала 21 900—23 200 кг.

Удельные давления гусениц на грунт оценивались по характеру их распределения и соотношению значений максимальных и средних давлений. Принималась в расчет также фактическая длина опорной поверхности гусениц, которая по опытным данным была равна 2900—3200 мм.

На рис. 139 показаны эпюры нормальных удельных давлений, полученные при движении машины передним ходом со скоростью 200 м/ч по болоту влажностью 80—82%. Отношение наи-

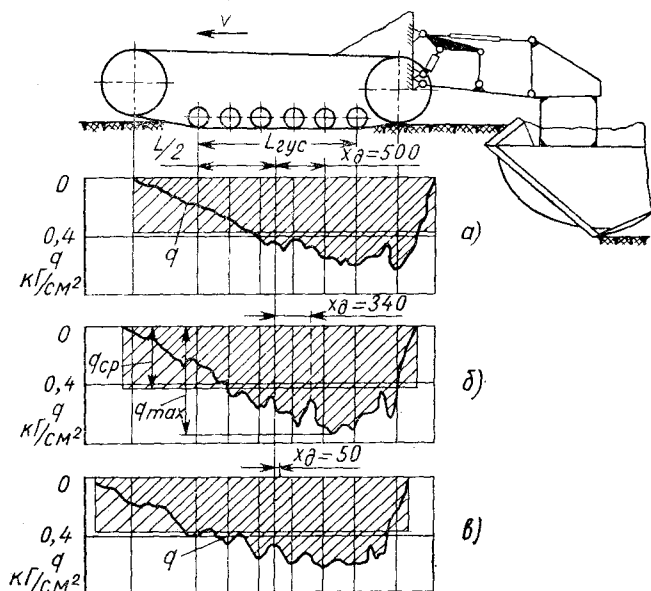


Рис 139. Эпюры нормальных давлений под гусеницами трактора Т-100 МБГС, оборудованного каналокопателем:

а — $R_x = 0$; б — $R_x = 2860$ кг; в — $R_x = 4800$ кг

большей величины нормального удельного давления к среднему равно:

$$k_p = \frac{q_{\max}}{q_{\text{ср}}} = 1,6 \div 2,12,$$

где $q_{\text{ср}}$ — среднее удельное давление тракторного агрегата, определяемое как частное от деления нормальной нагрузки на площадь двух гусениц на длине между осями ведущего и направляющего колес.

Меньшие значения коэффициента k_p соответствуют рабочему, большие — транспортному положению каналокопателя. Наибольшая величина удельного давления составляла 0,6—0,75 кг/см².

Интересно отметить, что максимальная нагрузка на один башмак гусеницы достигала 1560 кг. На ось ведущего колеса действует нормальная реакция грунта величиной до 2000 кг, а на ось переднего направляющего колеса — величиной до 950 кг.

Из рис. 139 видно, что эпюры изменяются плавно на участке гусеницы, где отношение шага катков a к шагу t звеньев равно

или меньше 1,7, и волнообразно, неравномерно — на участках между крайним катком и ведущим колесом, и крайним катком и направляющим колесом, где $\frac{a}{t} = 2,2$, несмотря на то, что гусеница трактора Т-100 МБГС «жесткая», т. е. ее звенья имеют ограниченную возможность поворота один относительно другого.

Вид эпюр и величина давлений значительно зависят от положения центра давления агрегата, вернее от отношения $\frac{x_{\partial}}{L_{гус}}$, где x_{∂} — координата смещения центра давления, $L_{гус}$ — длина опорной ветви гусениц. При смещении центра давления назад относительно середины теоретической опорной поверхности гусениц на 500—50 мм эпюры давлений от треугольно-подобной формы (рис. 139, а) преобразуются в пологопараболическую (рис. 139, б) и затем в трапециевидную (рис. 139, в). Соответственно этому неравномерность распределения давлений уменьшается от $k_p = 2,12$ при $\frac{x_{\partial}}{L_{гус}} = 0,20$ до $k_p = 1,6$ при $\frac{x_{\partial}}{L_{гус}} = 0,02$.

На рис. 139 показаны также эпюры $q_{ср}$ средних нормальных давлений, отнесенных к фактической длине опорной поверхности ветви гусеницы. Значения действительных нормальных давлений превосходят величину среднего давления на значительной длине гусениц в 1,2—1,75 раза. Именно эти давления, превышающие величину среднего фактического, и определяют проходимость машин.

Таким образом, на величину и характер распределения нормальных давлений вдоль длины жесткой гусеницы трактора Т-100 МБГС существенно влияют два фактора: величина отношения $\frac{a}{t}$ и величина отношения $\frac{x_{\partial}}{L_{гус}}$.

Касательная сила тяги и сила P_f сопротивления передвижению оценивались исходя из значений сил $\Sigma T_{зв}$ и T_x . Принималось, что

$$P_f = \Sigma T_{зв} - T_x,$$

где $\Sigma T_{зв}$ — сумма сил $T_{зв}$ для обеих гусениц (из эпюр $T_{зв}$);

T_x — тяговое сопротивление рабочего органа каналокопателя, найденное экспериментально.

На рис. 140 показаны эпюры касательных реакций грунта $T_{зв}$, действующих на башмаки гусениц в условиях, соответствующих эпюрам q , изображенным на рис. 139. Анализ эпюр показывает, что на рассматриваемом типе болотного грунта гусеницы трактора создают касательную силу тяги, равную 2700, 6000 и 10 000 кг (рис. 140, а, б и в). Величина силы P_f была соответственно равна 2700, 3140 и 5200 кг. Коэффициент сопротивления передвижению тракторного агрегата f в зависимости от поло-

жения центра давления и силы тяги достигал 0,12; 0,14 и 0,223. К. п. д., учитывающий потери на качение, равный

$$\eta_f = 1 - \frac{P_f}{\Sigma T_{\text{эв}}}$$

составлял 0; 0,476; 0,48.

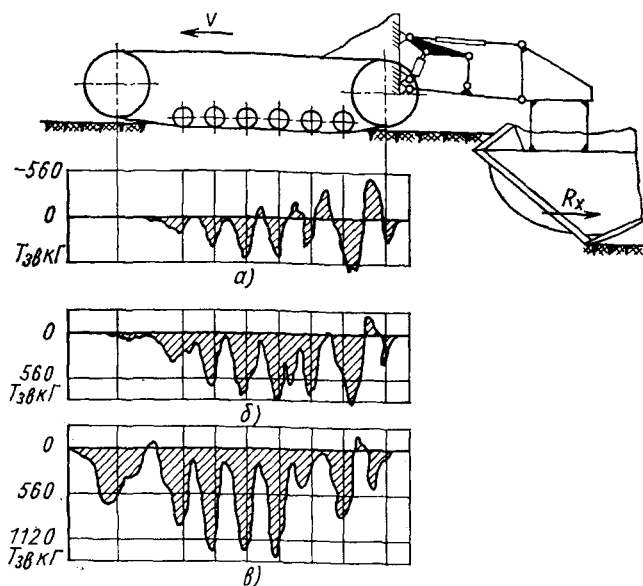


Рис. 140. Эпюры касательных реакций грунта под гусеницами трактора Т-100 МБГС в зависимости от тягового сопротивления каналокопателя на торфе влажностью 80—82%:

а — $R_x = 0$; б — $R_x = 2860$ кг; в — $R_x = 4800$ кг

Тяговая мощность, расходуемая двигателем на привод гусениц, определялась выражением

$$N_e^{\text{тяг}} = \frac{(T_x + P_f) v_T}{270 \eta_{\text{тр}}} \text{ л. с.},$$

где v_T — теоретическая скорость движения каналокопателя в км/ч;

$\eta_{\text{тр}}$ — к. п. д. силовой передачи трактора с ходоуменьшителем;

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{ц}}^n \eta_{\text{кон}}^n \left(1 - \frac{M_{\text{хол}}}{M_{\text{к}}} \right),$$

здесь $M_{\text{к}}$ — крутящий момент двигателя, подводимый к силовой передаче при данном режиме работы в кг · м.

Остальные обозначения известны из главы IV.

В табл. 37 приведены соответствующие данные для определения $N_e^{тяг}$ при трех режимах работы каналокопателя.

Таблица 37

Тяговая мощность двигателя, расходуемая на привод гусениц при $v_r = 0,2$ км/ч

Влажность торфа в %	$(T_x \div P_f)$ в кг	$\tau_{тр}$	$N_e^{тяг}$ в л. с.
80	2 700	0,168	11,9
80	6 000	0,296	15,0
82	10 000	0,400	18,5

Из табл. 37 следует, что мощность двигателя, расходуемая на привод гусениц, незначительна (составляет не более 20% мощности двигателя), несмотря на низкий к. п. д. силовой передачи и высокие значения сопротивления перекатыванию. При скоростях движения 60—100 м/ч затраты мощности соответственно снижаются в 2—2,5 раза:

Следует отметить, что высокие грунтозацепы башмаков гусеницы трактора Т-100 МБГС и острые, не закругленные боковые кромки башмаков способствуют значительному снижению проходимости и тягосцепных свойств тракторного агрегата на задернелых слабоосушенных болотах. Поясним это. Слой прочного дерна на болотах не превышает 70—90 мм. Высота грунтозацепов составляет 60 мм. При погружении гусениц более чем на 80—100 мм прочный слой дерна перерезается по всему периметру гусеницы и, кроме этого, еще каждым грунтозацепом на части через 200 мм. После такой «разделки» дерн перестает быть надежным несущим основанием и гусеницы тракторного агрегата проваливаются на значительную глубину. При больших тяговых нагрузках процесс измельчения прочного дерна происходит еще интенсивнее, а тракторный агрегат быстрее теряет проходимость. Опытами доказано, что болото с дерновым покровом при влажности торфа 85—86% (объемный вес 0,9 т/м³) является непроходимым для трактора Т-100 МБГС, оснащенного каналокопателем КФН-1200. На таком болоте гусеницы, разрезая дерн, погружаются до 240—300 мм под осью заднего опорного катка и затем при продолжающемся буксовании тонут в торфе.

Очевидно, что башмаки болотоходных тракторов должны быть без острых и высоких шпор, а боковые кромки башмаков должны быть закруглены подобно носкам лыж. Тогда дерн не будет разрезаться ни поперек, ни по периметру гусениц, что повысит проходимость машин по неосушенным болотам с дерновым покровом.

Характер эпюр $T_{зв}$ при малых значениях силы тяги (см. рис. 140) показывает, что в этом случае на башмаки гусеницы действуют отрицательные и положительные реакции грунта. Это явление объясняется влиянием угловых поворотов звеньев.

При увеличении силы тяги на башмаки гусениц действуют только положительные реакции грунта (см. рис. 140, в). По форме эпюра $T_{зв}$ не копирует эпюру давлений, а имеет волнообразный характер с пиками под опорными катками. Можно предположить, что и в этом случае определенную роль играют угловые повороты звеньев, влияние которых усиливается высокими грунтозацепами башмаков.

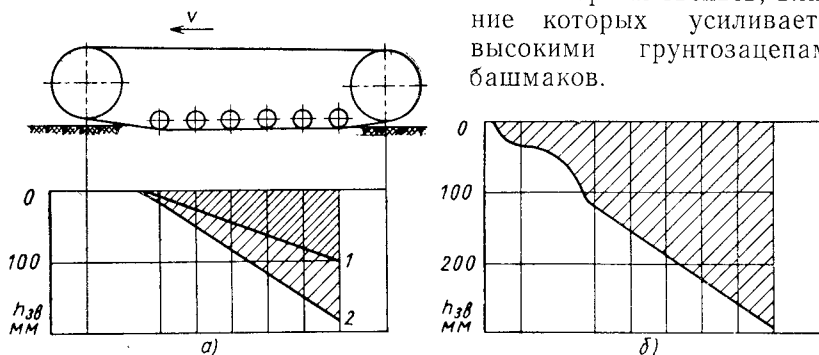


Рис. 141. Погружение в торф различной влажности гусениц трактора Т-100 МБГС в зависимости от скорости движения:

$a - \omega = 80 \div 82\%$; $b - \omega = 84 \div 86\%$; $1 - v_T = 1360 \text{ м/ч}$; $2 - v_T = 60 \text{ м/ч}$

Характер погружения гусениц в грунт в зависимости от скорости движения тракторного агрегата и влажности ω торфа оценивался по эпюрам глубины осадки гусеницы $h_{зв}$.

На рис. 141, а, б приведены эпюры осадок, имевших место при движении трактора Т-100 МБГС с каналокопателем в транспортном положении при различных скоростях движения по торфу. Видно, что величина деформации грунта увеличилась примерно вдвое при резком снижении скорости движения машины. При влажности торфа 84—86% гусеницы погружались на 240—270 мм и машина теряла проходимость, проваливаясь еще глубже, если под гусеницы не подкладывали так называемые «слани».

Характер осадки, постепенно и прямолинейно увеличивающейся примерно от нуля под передним опорным катком или под передним направляющим колесом до максимума (100—270 мм) под задним опорным катком, вызывает дифферент машины назад. Величина дифферента достигала 2—10°.

Значение остаточной колеи после прохода агрегата практически не отличалось от величины наибольшей осадки гусеницы

под осью заднего катка. Это позволяет сделать вывод, что на преодоление дифферента при движении машины расходуется часть тягового усилия гусениц:

$$T_{\Delta} = Q \sin \Delta,$$

где $Q = G + T_y$ — нормальная нагрузка на гусеницы тракторного агрегата в $\kappa\Gamma$;

Δ — дифферент агрегата в *рад*.

При мгновенном выключении ходоуменьшителя во время движения трактор из-за дифферента откатывается назад, что подтверждает сделанный вывод.

Разность в осадках гусениц, полученных при «ползучей» скорости движения машины и при скорости, превышающей 1 км/ч, объясняется влиянием продолжительности действия нормальных нагрузок. При скорости движения, например, 2,36 км/ч, продолжительность воздействия каждого башмака гусеницы с грунтом составляет 3,5—4,4 сек (в зависимости от состояния торфа), а при скорости 50—60 м/ч — 2,8—3,5 мин, т. е. увеличивается в 40—47 раз. За это время осадки грунта успевают развиться до значительной величины при тех же удельных давлениях на башмак (разница в давлениях не превышает 1,0—3%). Отсюда следует, что при прочих равных условиях решающее влияние на возрастание осадок оказывает продолжительность действия нагрузки. Поэтому для повышения проходимости мелиоративных машин целесообразно, помимо всего, повышать значения рабочих скоростей их движения.

На рис. 142 показаны эпюры q , $T_{зв}$ и $h_{зв}$, полученные при заднем ходе тракторного агрегата со скоростью 2,8 км/ч на торфе без дернового покрова влажностью 80%. Центр давления тракторного агрегата при этом был значительно смещен вперед по ходу движения. Ведущие колеса оказались расположенными спереди. При этом одновременно изменились два параметра: положение центра давления и расположение ведущих колес.

Наиболее характерным для рассматриваемого случая является вид эпюры осадок и эпюры нормальных давлений. Погружение гусениц происходит с небольшим дифферентом, но при значительной осадке лобового участка.

Влияние уширителей на проходимость трактора Т-100 МБГС оценивалось путем сравнения работы каналокопателей, оснащенных уширителями (рис. 143, 144) и без них. Конструкция уширителей, предложенная В. А. Скотниковым, А. Г. Боченковым и А. И. Тонделем, описана в гл. II.

Испытания уширителей проводились на болоте влажностью 86—88% с глубиной залегания торфа свыше 2 м. Болото представляло собой ровную поверхность, покрытую небольшими кочками и заросшую густой травой.

Испытывались уширители двух размеров: шириной 350 и 500 мм. Соответственно ширина гусениц была 1320 и 1470 мм, ширина серийно выпускаемой гусеницы трактора Т-100 МБГС составляла 970 мм. Среднерасчетные значения удельных давлений под гусеницами трактора Т-100 МБГС и каналокопателя КФН-1200 с уширителями и без них приведены в табл. 38.

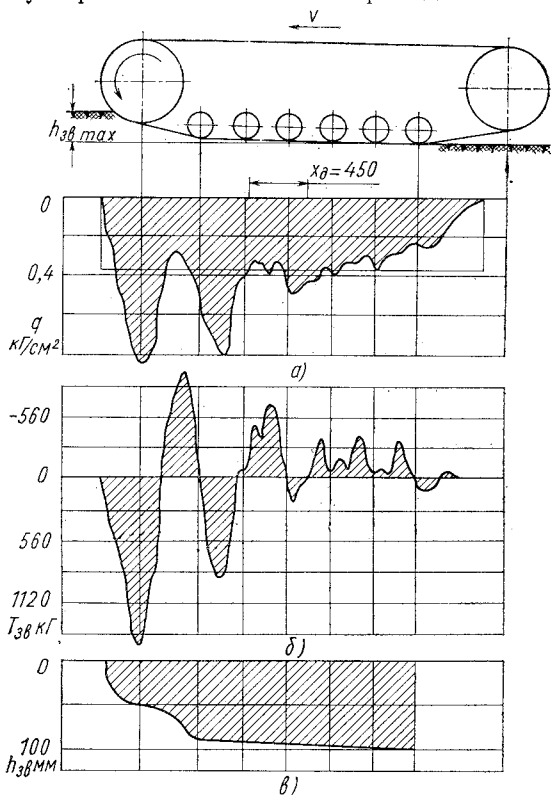


Рис. 142. Эпюры, полученные при смещении центра давления вперед по ходу движения трактора Т-100 МБГС:

а — давлений; б — касательных реакций грунта; в — глубины осадки гусениц

Величина смещения центра давления относительно середины гусениц у трактора и каналокопателя уменьшается при увеличении веса гусениц. Но так как при испытаниях не замерялись нормальные давления под гусеницами, точно судить о величине давлений и о смещении центра давления нельзя. Однако можно утверждать, что при постоянстве величины отношения $\frac{a}{t}$ и незначительном уменьшении смещения центра давления средне-

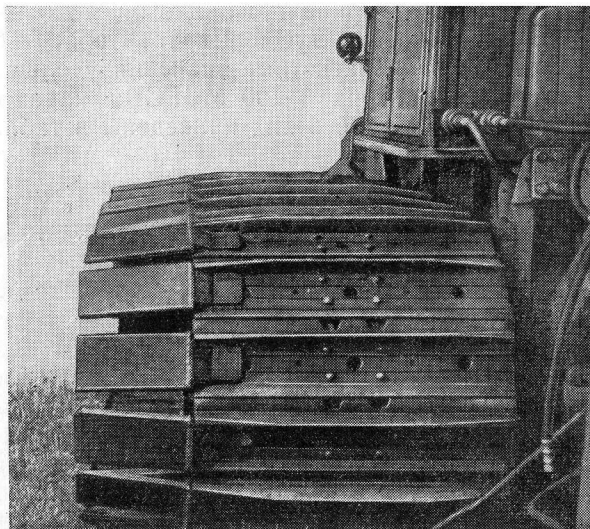


Рис. 143. Гусеница трактора Т-100 МБГС, оборудованная уширителями для работ на неосушенных болотах

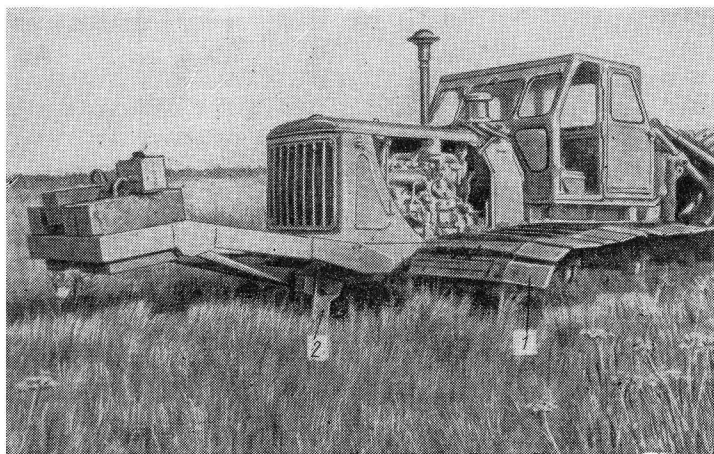


Рис. 144. Каналокопатель КФН-1200 с уширителями на отрывке канала в неосушенном торфянике:

1 — уширители; 2 — черенковый нож

расчетные давления снижаются в 1,32—1,45 раза, что приводит к уменьшению неравномерности распределения нормальных давлений и снижению значений их наибольших величин, т. е. к повышению проходимости.

Таблица 38

Удельное давление под гусеницами (длина гусениц 2780 мм)

Индекс машины	Эксплуатационный вес в кг	Ширина гусеницы в мм	Средне-расчетное давление в кг/см ²
Т-100 МБГС	15 350	970	0,285
То же с уширителями 350 мм	16 000	1320	0,218
То же с уширителями 500 мм	16 280	1470	0,200
КФН-1200	20 400	970	0,378
То же с уширителями 350 мм	21 050	1320	0,288
То же с уширителями 500 мм	21 330	1470	0,262

Это положение подтверждается на практике. В результате установки уширителей появилась возможность отрывать каналы на болотах влажностью до 88%. Без уширителей по такому болоту каналокопатель КФН-1200 не проходил; прорезая дерновый покров, он погружался в торф до уровня кабины и глубже. Глубина погружения гусениц с уширителями в тех же условиях составляла 120—150 мм. При этом дерн не прорезался по периметру гусениц, так как наружные концы уширителей имели закругления. Облегчался и поворот трактора.

При использовании уширителей отмечался небольшой перекос гусениц вследствие консольного расположения уширителей относительно опорных катков. Однако длительные наблюдения за работой машин показали, что односторонний износ опорных катков из-за перекаса гусениц был незначителен. Других дефектов обнаружено не было. В связи с этим и с целью повышения проходимости машин КФН-1200 были даны рекомендации вводить уширители в серийное производство.

Давно отмечается, что величина дорожного просвета влияет на проходимость мелиоративных машин и тракторов. У тракторов типа Т-100 МБГС дорожный просвет равен 331 мм, но просвет под бугелями, крепящими ось навесного устройства, равен примерно 180 мм. Так как трактор движется по болоту с дифферентом назад, то детали, расположенные сзади трактора, оказываются наиболее близкими к поверхности грунта. А этими деталями являются указанные бугели и нижняя стенка корпуса заднего моста, т. е. наиболее низко расположенные части. При погружении гусениц в торф на 100—200 мм эти детали срезают местные повышения, погружаются в грунт, создавая

бульдозерный эффект. В результате этого под остовом трактора между гусеницами накапливается срезанный дерн, кочки, торф. Объем этой массы увеличивается пропорционально длине пути бульдозирования.

Опыт показывает, что при погружении гусениц на 170—200 мм бульдозерный эффект бугелей, а затем и корпуса заднего моста таков, что на длине 30—50 м накопленная между гусеницами масса поднимает остов трактора и останавливает его движение. Срезанный дерн и торф набиваются в гусеничные движители и тормозят вращение гусениц. Приходится поднимать рабочий орган в транспортное положение и задним ходом с разворотом выезжать с трассы или с помощью другого трактора буксировать каналокопатель, пока вся срезанная масса не выйдет из межгусеничного пространства.

Таким образом, малая величина дорожного просвета и связанный с этим бульдозерный эффект низко расположенных деталей являются одной из причин потери проходимости. Отсюда следует, что величину дорожного просвета необходимо назначать, исходя из данных о величине погружения гусениц в грунт, с учетом величины и направления дифферента и высоты кочек на болоте. При этом днище трактора между гусеницами должно быть гладким. Результаты испытаний убеждают в том, что высота дорожного просвета должна быть не менее 450 мм.

§ 28. ИССЛЕДОВАНИЕ ТРАКТОРА ДТ-55А, АГРЕГАТИРУЕМОГО С МЕЛИОРАТИВНЫМИ МАШИНАМИ

Проходимость агрегата исследовалась на торфяно-болотной почве (осушаемой низинной торфяной залежи без дернового покрова) влажностью 72—84% и плотностью 1,42—4,3 кг/см². Уровень грунтовых вод колебался от 250 до 350 мм. Мощность торфяного слоя достигала 1500—1700 мм. Испытания велись в прицепном и навесном вариантах. Опыты ставились при прямолинейном движении на первой передаче (расчетная скорость 3,6 км/ч) и со скоростью до 7 км/ч.

В процессе испытаний определялись: нормальная $Q_{зв}$ и касательная $T_{зв}$ реакции почвы на звено гусеницы; глубина $h_{зв}$ погружения звена в почву; горизонтальные R'_x, R''_x и вертикальные R'_y, R''_y составляющие сил, действующих со стороны навесной машины на трактор через трехшарнирное навесное устройство; нагрузка $P_{кр}$ на крюке; сила T_2 , растягивающая гусеницу; угол $\alpha_{зв}$ поворота звеньев и скольжение их $S_{зв}$ на опорной ветви, а также путь, проходимый агрегатом, и время опыта.

Для замера перечисленных показателей была создана аппаратура, основанная на применении проволочных и реохордных датчиков, описание которой приводится в гл. VII.

На рис. 145 и 146 изображены эпюры нормальных давлений, действующих на звенья гусениц при различной нагрузке на крюке. След центра тяжести эпюр на опорную поверхность гусениц (нулевая линия эпюры) принимался за центр давления трактора, положение которого характеризуется величиной x_{θ} смещения его относительно середины продольной базы гусеницы.

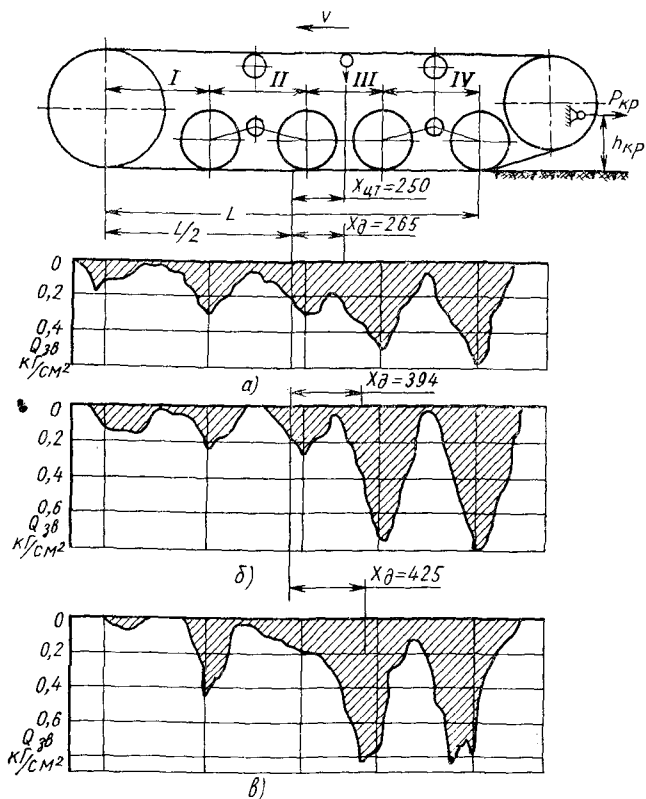


Рис. 145. Эпюры нормальных давлений гусеницы трактора ДТ-55А с прицепной машиной при нагрузке на крюке:
а — 0; б — 400 кг; в — 500 кг

Из анализа эпюр давлений (см. рис. 145) следует, что действительная опорная поверхность гусеницы состоит из суммы отдельных активных участков, лежащих под осями опорных катков, причем суммарная длина этих участков зависит от нагрузки на крюке и не совпадает с теоретической длиной L' опорной поверхности гусеницы, принимаемой равной сумме расстояния L между геометрическими осями крайних опорных катков (колес) и шага t (длина одного звена гусеничной цепи). При холостом

ходе трактора величина L_d на 12% больше, чем L' , а при $P_{кр} = 500$ кг длина L_d меньше теоретической на 6,5%. Дальнейшее увеличение нагрузки на крюке не вызывает существенных изменений этой длины.

Эпюры нормальных давлений имеют волнообразный характер с пиками под осями опорных катков. Наибольшей величины нормальные давления достигают под задним катком, причем

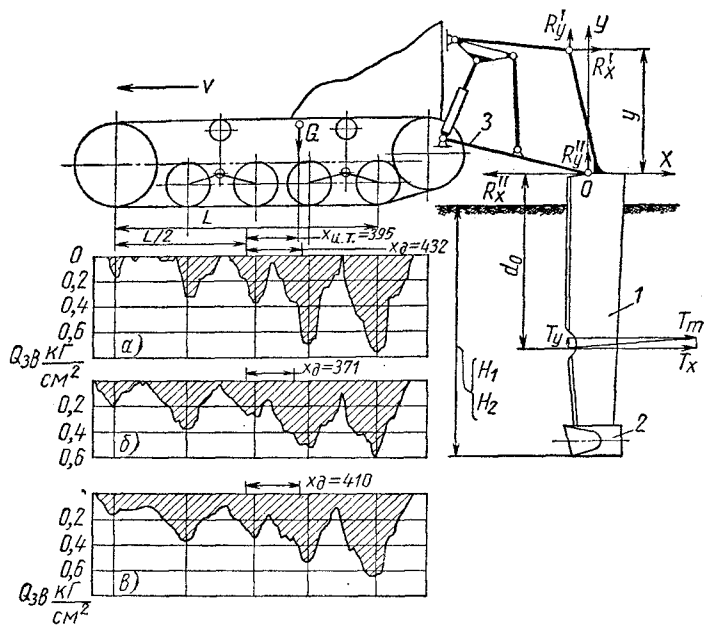


Рис. 146. Эпюры нормальных давлений гусеницы трактора ДТ-55А с навесной машиной:

a — транспортное положение, $R_x = 0$; *б* — рабочее положение, $R_x = 400$ кг; *в* — рабочее положение, $R_x = 400$ кг

значения их возрастают по мере смещения назад центра давления. Так, при холостом ходе трактора нормальное давление под задним катком равно $0,6 \text{ кг/см}^2$, при $P_{кр} = 500$ кг оно увеличивается до $0,8 \text{ кг/см}^2$. На передние опорные колеса передается от 3 (при $P_{кр} = 500$ кг) до 8% (при холостом ходе) всей нормальной нагрузки.

Для оценки неравномерности распределения нормальных давлений по длине опорной поверхности гусениц принят коэффициент $k_p = \frac{q_{\max}}{q_{\text{ср}}}$. У трактора ДТ-55А коэффициент k_p достигал величины 2,36 при холостом ходе и 3,15 при $P_{кр} = 500$ кг.

На опорной ветви гусеницы трактора ДТ-55А различают три вида участков, из которых *I* (рис. 145) имеет отношение $\frac{a}{t}$, рав-

ное 3,5, а II и IV — 3,2 и III — 2,5. Внутри каждого из этих участков удельные давления распределяются неравномерно. На III участке середина пролета нагружена больше, чем на II и IV. Наилучшим образом используется опорная поверхность гусеницы на III участке, наихудшим — на I. Отсюда следует, что проходимость трактора можно повысить, рационально выбрав отношения $\frac{a}{t}$ (не изменяя размеров гусеницы).

Кинематическая схема навесной машины и схема действующих на нее сил показаны на рис. 146. Нож 2 с наконечником 1 на конце жестко связан с трактором рамой 3. На нож в плоскости XOY действуют реакции грунта T_x и T_y . Из осциллограмм сил R'_x , R'_y , R''_x и R''_y найдено, что при заглублении ножа до $H_2 = 800 \div 850$ мм силы $T_y \approx 0$, $T_x = 370 \div 400$ кг; расстояние от точки приложения силы до шарнира $d_0 = 950$ мм при $H_1 = 250 \div 300$ мм, $T_y \approx 0$, $T_x = 380 \div 400$ кг; $d_0 = 750$ мм.

В рассматриваемом частном случае (кротователь) проходимость навесного агрегата с возрастанием тягового сопротивления повышается.

Например, при транспортном положении кротователя максимальное давление под задним опорным катком было равно $0,765$ кг/см², величина $L_d < L'$ (на 7,5%) и переднее опорное колесо воспринимало 2,5% всей нормальной нагрузки. При $T_x = 400$ кг максимальное удельное давление составляло $0,65$ кг/см², длина L_d становилась на 10% больше, чем L' , а нагрузка на переднее опорное колесо возросла до 7,5%. Это объясняется тем, что при увеличении тягового сопротивления на ноже кротователя центр давления тракторного агрегата смещается вперед по сравнению с транспортным положением.

Коэффициент k_p для навесного агрегата был равен 3,0 при транспортном положении и 2,2 при рабочих положениях.

Нормальное давление в промежутках между осями опорных катков также распределялось неравномерно, что указывает на нерациональное использование имеющейся опорной поверхности гусениц.

В обоих вариантах коэффициент k_p и рациональность использования опорной поверхности гусениц трактора зависят от величины параметров x_d и $\frac{a}{t}$.

Увеличение скорости движения от 3,6 до 7 км/ч не влияло на форму эпюр и на величины давлений. Вернее, это изменение не выходило за пределы точности измерений, которая составляла 5—10%.

Таким образом, опыты показывают, что проходимость машин в существенной степени зависит от конструктивных особенностей гусеничного хода и при одних и тех же значениях средних давлений она может быть разной в зависимости от того, как

распределяются эти давления по длине опорной поверхности гусениц. Для определения зависимости распределения давлений от характеристик подвески и величины $\frac{a}{t}$ были проведены спе-

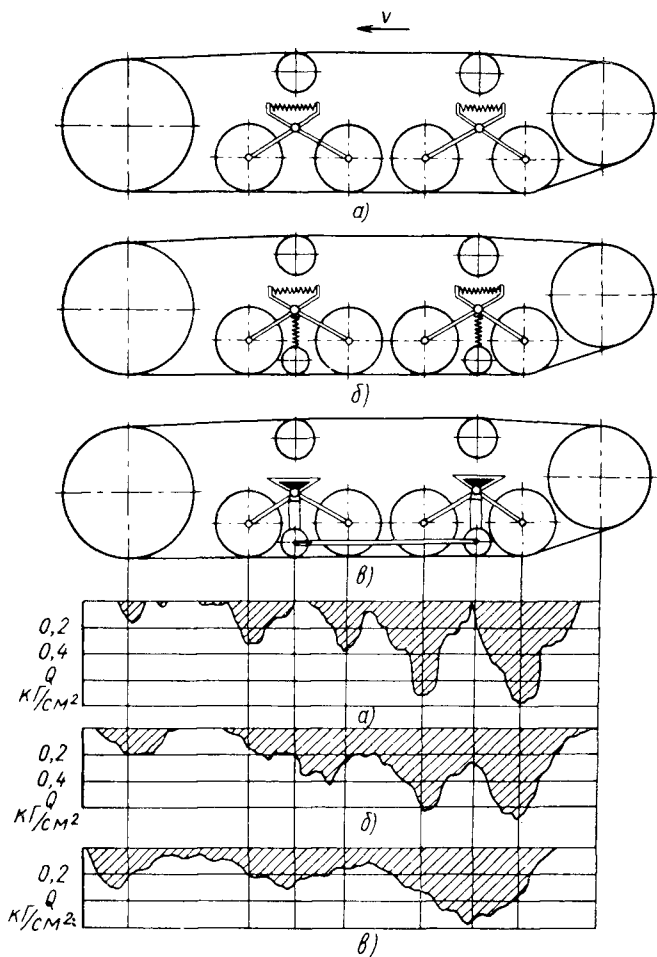


Рис. 147. Эпюры давлений под гусеницей трактора ДТ-55А при трех вариантах ходовой части. Движение на первой передаче с навесной машиной в транспортном положении

циальные опыты с трактором ДТ-55А. При этом изучались три варианта ходовой части (рис. 147):

1) серийный пятиопорный ход (рис. 147, а) с эластичной подвеской балансирных кареток и эластичной подвеской переднего опорно-натяжного колеса;

2) семиопорный ход с эластичной подвеской (рис. 147, б), получаемый путем установки в промежутках между катками кареток серийного хода двух дополнительных опорных катков диаметром 160 мм с торсионной подвеской, связанных между собой уравнительными тягами. Последние обеспечивали одинаковую нагрузку на оба катка, равную примерно $70 \pm 10\%$ от нормальной статической нагрузки, приходящейся на каждый из катков передней каретки;

3) семиопорный ход с жесткой подвеской катков и кареток к остову трактора, образуемый в результате блокировки пружин балансиров и постановки между катками кареток двух дополнительных катков диаметром 160 мм, жестко закрепленных к той же оси, вокруг которой качаются каретки (рис. 147, в); передние опорные колеса при этом также блокировались.

Соответственно трем вариантам ходовой части в табл. 39 приведены полученные значения отношения $\frac{a}{t}$ на участках гусеницы между катками.

Таблица 39

Отношение $\frac{a}{t}$ для различных вариантов ходовой части

Вариант ходовой части	Номера катков					
	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	6-7
	Отношение $\frac{a}{t}$					
Серийный пятиопорный ход	3,6	3,2	2,5	3,2	—	—
Семиопорный ход с эластичной подвеской	3,6	1,6	1,6	2,5	1,6	1,6
Семиопорный ход с жесткой подвеской	3,6	1,6	1,6	2,5	1,6	1,6

Примечание. Номера катков указаны в порядке их расположения, начиная от переднего опорно-натяжного колеса.

В результате исследования были получены эпюры нормальных давлений (см. рис. 147) под гусеницей трактора ДТ-55А в соответствии с тремя вариантами ходовой части.

Эпюра, показанная на рис. 147, а, имеет волнообразный характер с резко выраженными пиками давлений под осями опорных катков.

Середины участков гусеницы, где отношение $\frac{a}{t}$ равно 3,6 и 3,2, не несут никакой нагрузки. Таким образом, опорная поверхность гусениц состоит из суммы пяти отдельных активно-

опорных участков, расположенных в районе опорных катков. Эпюры давлений под этими участками имеют треугольный вид с вершиной под осью катка. Наибольшее нормальное давление развивается под задним опорным катком и достигает $0,77 \text{ кг/см}^2$.

Эпюра нормальных давлений, изображенная на рис. 147, б, несколько сгладилась: участки гусеницы с отношением $\frac{a}{t} = 1,60$ воспринимают значительную нормальную нагрузку. Наибольшее нормальное давление снизилось до $0,69 \text{ кг/см}^2$. Переднее опорно-натяжное колесо стало воспринимать нагрузку, примерно в 2 раза больше.

В варианте ходовой части, показанной на рис. 147, в, эпюра нормальных давлений еще более выровнялась. Вид ее отличается от первых двух эпюр. Это объясняется перераспределением нагрузок между опорными катками: если в варианте, показанном на рис. 147, б, каждый дополнительный опорный каток, как отмечалось, воспринимал примерно $70 \pm 10\%$ от нагрузки, приходящейся на один каток передней каретки, то в варианте, изображенном на рис. 147, в, дополнительные катки, находясь непосредственно под осью качания каретки, воспринимают всегда большую нагрузку, чем каждый из катков соответствующей каретки.

Согласно такому распределению нагрузок, например, часть эпюры нормальных давлений под тремя задними катками превратилась из седловидной (см. рис. 147, б) в параболическую (см. рис. 147, в) с пиком наибольшего давления под осью дополнительного катка, а не под осью заднего, как показано на рис. 147, б. Наибольшее нормальное давление, действующее под гусеницей трактора с вариантом ходовой части, показанной на рис. 147, в, снизилось до $0,58 \text{ кг/см}^2$, т. е. уменьшилось по сравнению с вариантом, изображенным на рис. 147, а, более чем на 24%, в то время как вес трактора при постановке дополнительных катков увеличился на 2%.

Из эпюр, приведенных на рис. 147, видно, что в каждом из вариантов ходовой части участки гусениц, расположенные под тремя задними опорными катками, несут большую нагрузку, чем аналогичные участки, расположенные под передними опорными катками, хотя значения $\frac{a}{t}$ на обоих рассматриваемых участках одинаковы и равны 1,6. Это вызывается смещением центра давления трактора относительно середины опорной поверхности гусениц. С уменьшением величины этого смещения разница между отмеченными участками эпюр уменьшается. Можно полагать, что при совпадении центра давления с серединой опорной поверхности гусениц эти участки эпюр станут практически одинаковыми.

Характер и величина погружения гусениц в грунт оценивались по эпюрам $h_{зв}$.

На рис. 148, а, б, в приведены некоторые из них, относящиеся к движению трактора ДТ-5А со скоростью 3,6 км/ч с навесной машиной в транспортном положении.

Форма эпюры осадок $h_{зв}$ имеет ступенчатый характер. Резкое увеличение осадки происходит под первым опорным катком балансира. Величина этой осадки остается практически постоянной до оси второго опорного катка балансира и дальше на длине полушага звена. Новое резкое увеличение деформации грунта возникает под первым опорным катком заднего, более нагруженного балансира. Величина этой деформации остается примерно постоянной до оси второго катка, а под самой осью этого катка деформация увеличивается незначительно. Ступенчатый характер осадок обуславливается дифферентом Δ трактора назад. Величина дифферента в зависимости от смещения центра давления тракторного агрегата и влажности грунта колеблется в пределах $0,5-7^\circ$. При изменении величины смещения x_0 центра давления тракторного агрегата относительно середины опорной поверхности гусениц изменяется величина «ступенек», т. е. величина глубины деформации грунта под балансирами, характер же деформации остается ступенчатым.

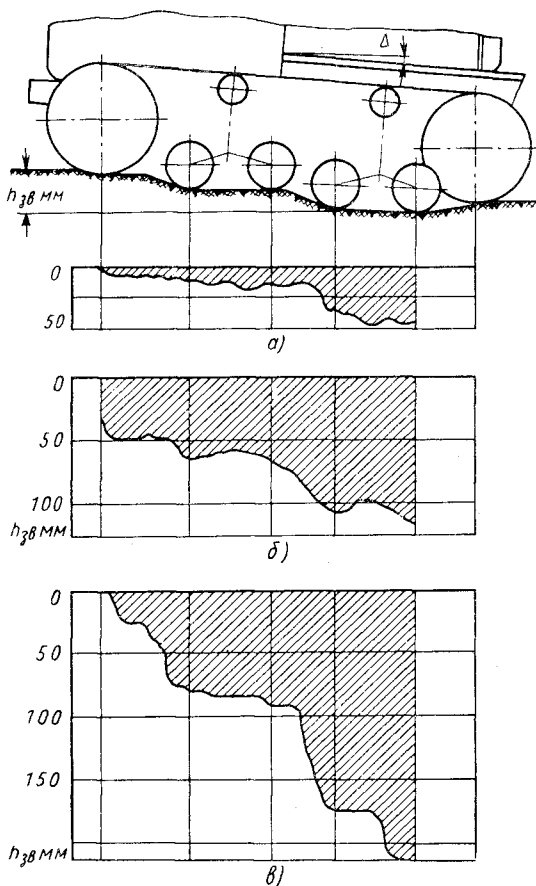


Рис. 148. Эпюры глубины погружения гусеницы трактора ДТ-55А в торф различной влажности: а — $w = 73\%$; б — $w = 78\%$; в — $w = 84\%$

Вследствие дифферента деформация грунта происходит главным образом под передними катками обеих кареток. Лобовой

участок гусеницы преодолевает незначительную часть сопротивления почвы смятию.

Деформация существенно увеличивается при повышении влажности ω торфяно-болотного грунта (см. рис. 148, б). Во всех случаях наибольшая осадка в грунт одного звена гусеницы соответствует наибольшему нормальному давлению.

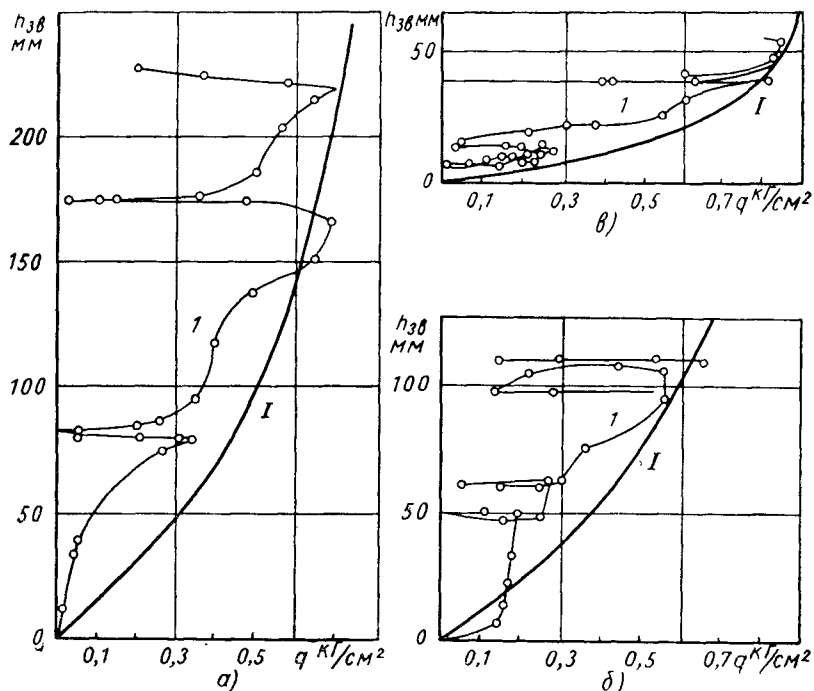


Рис. 149. График зависимости осадки звена гусеницы от давления на него при движении трактора ДТ-55А с навесной машиной в транспортном положении по торфу влажностью:

а — $\omega = 84\%$; б — $\omega = 73\%$; в — $\omega = 78\%$

Эпюры $Q_{зв}$ и $h_{зв}$ позволяют установить связь между нормальным давлением на звенья гусеницы и глубиной осадки их в грунт (рис. 149).

При построении зависимостей $h_{зв} = f(q)$ по оси абсцисс откладывали значения нормального давления, действующего под звеном от начала входа его в грунт под передним колесом до максимального погружения под задним опорным катком; по оси ординат — соответствующую этому давлению глубину осадки того же звена (рис. 149, кривые I). Эти графики (кривые I) характеризуют особенности и закономерности нагружения торфяно-болотного грунта гусеницами движущихся машин и поэтому

могут служить определенным руководством при исследовании механических свойств торфяных залежей как несущего основания для тракторных агрегатов.

Из рис. 149 видно, что через звенья гусеницы, как через жесткие штампы, на грунт периодически передается переменная нормальная нагрузка $Q_{зв}$. Цикличность нагружения определяется числом опорных катков. Время действия нагрузки на звено

$$T = \frac{L'}{v} \text{ сек,}$$

где L' — теоретическая длина опорной ветви гусеницы в м;
 v — скорость движения трактора в м/сек.

Огибающие I экспериментальных кривых I построены по эмпирическому уравнению С. С. Корчунова. Поскольку звено гусеницы рассматривается нами как плоский жесткий штамп, целесообразно было подбирать уравнение для огибающих I , используя уже известные зависимости между давлением q и осадкой h .

Для торфяно-болотных грунтов известны два вида таких закономерностей:

$$h = k \ln \left(1 - \frac{q}{P_0} \right),$$

где k , P_0 — опытные коэффициенты;

$$q = ch^m;$$

Расчет показал, что зависимость между давлением на звено $q_{зв}$ и его осадкой в грунт $h_{зв}$ в момент нахождения под осями опорных катков наиболее точно выражается уравнением

$$h_{зв} = -k \ln \left(1 - \frac{q_{зв}}{P_0} \right).$$

Значения опытных коэффициентов, входящих в это уравнение, приведены в табл. 40.

Касательная сила тяги и сопротивление перекатыванию оценивались по величинам сил $T_{г \max}$, растягивающих гусеницу, а характер распределения касательных реакций грунта — по эпюрам $T_{зв}$. На рис. 150, а, б показаны эпюры сил T_g , $T_{зв}$ и буксования гусеницы $S_{зв}$. Осциллограмма сил, растягивающих гусеницу, подтверждает обычное представление о характере их действия на опорную и ведущую ветви. Натяжение опорной ветви уменьшается от значения $T_{г \max}$ на ведущей ветви до величины предварительного натяжения гусеницы у переднего опорно-

Таблица 40

Механические свойства торфяно-болотного грунта

Влажность в %	Значения	
	k в см	P_0 в кг/см ²
73—76	2,0	0,88
78—80	11,0	0,98
84—86	10,0	0,80

натяжного колеса (как у прицепного, так и навесного вариантов). По эпюре силы T_e с достаточной точностью можно количественно оценить тягово-цепные свойства тракторного агрегата. На-

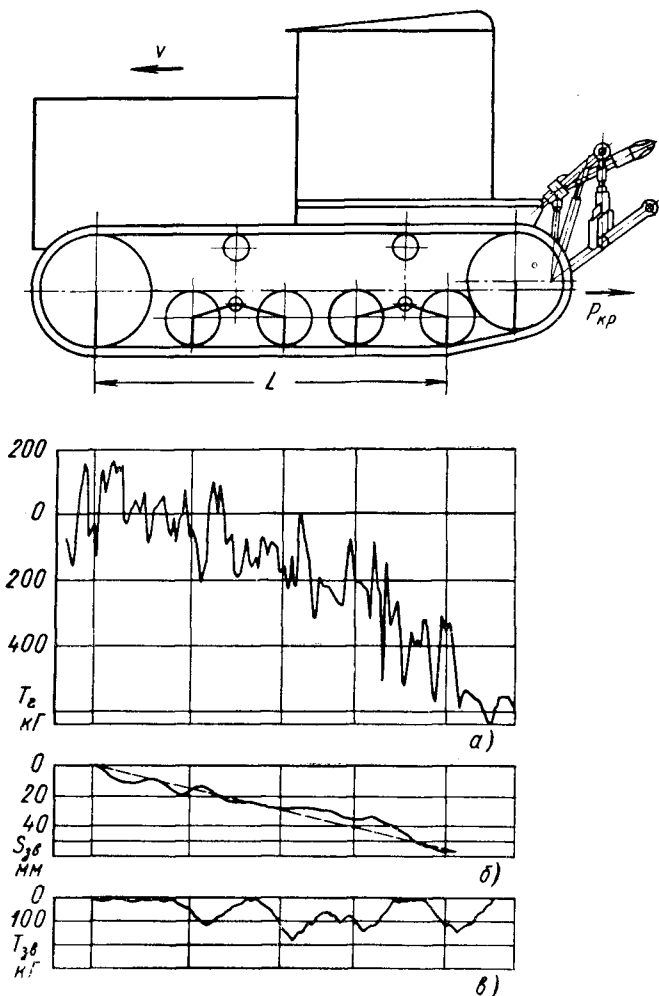


Рис. 150. Эпюры сил растягивающих гусеницы, скольжения звеньев по грунту и касательных реакций грунта для трактора ДТ-55А

пример, если не учитывать потери в зацеплении, коэффициент сопротивления перекачиванию тракторного агрегата

$$f \approx 2 \frac{T_e^{\max}}{G_a},$$

где G_a — вес тракторного агрегата.

Для транспортного положения кротователя при влажности почвы 78% $f = 0,115$, при влажности 84% — 0,176. Таким образом, с повышением влажности на 6% сопротивление перекачиванию тракторного агрегата возрастает почти в 1,5 раза.

Максимумы касательных реакций грунта $T_{зв}$ при $P_{кр} = 400$ кг (рис. 150, в) несколько смещены назад относительно осей опорных катков. Наибольший из этих максимумов расположен под вторым опорным катком первой каретки, хотя высшее нормальное давление наблюдается под последним опорным катком. Такой характер эпюр сил $T_{зв}$ может быть объяснен влиянием связности торфа на образование тяговых усилий. При поступательном перемещении (скольжении) звена по поверхности грунта часть касательных реакций, вызывая горизонтальное сжатие и срез «торфяного кирпича», создает силу тяги. В наших опытах оптимальная величина скольжения $S_{зв}$, соответствующая наибольшему пику $T_{зв}$, была равна 20—30 мм (в зависимости от влажности и других условий), т. е. «торфяной кирпич» при шаге звена $t = 182$ мм сжимается грунтозацепом в горизонтальном направлении на 11—16% первоначальной длины, а затем срезается.

После среза «торфяного кирпича» тяговое усилие создается в основном под действием сил трения и частично — уплотнения и среза грунтозацепом нового слоя грунта, попавшего под звено вследствие дополнительного нормального сжатия последующими более нагруженными опорными катками.

Определенную роль играют также угловые перемещения звеньев [15], которые уменьшают активный объем «торфяного кирпича», работающий на срез.

Исследования показали, что на проходимость агрегата оказывают существенное влияние два фактора: величина отношения $\frac{a}{t}$ и смещение центра давления x_0 относительно середины опорной поверхности гусениц.

Болото без дернового покрова влажностью торфа свыше 84% является непроходимым для мелиоративных машин, агрегируемых с трактором ДТ-55А.

§ 29. ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГУСЕНИЦ С ГРУНТОМ И МЕТОД РАСЧЕТА ПРОХОДИМОСТИ МАШИН

Учет механических свойств грунта и анализ экспериментальных данных о процессе взаимодействия гусениц с ним позволяют пересмотреть и уточнить существующие представления о закономерностях нагружения грунта гусеничными движителями различной конструкции, а также наметить методику расчетного определения проходимости.

Нормальные давления и осадка опорных элементов движителей

В теории гусеничных машин используются следующие формулы для определения среднего, максимального и минимального давлений:

$$q_{cp} = \frac{Q}{2bL_{гус}};$$
$$q_{max} = \frac{Q}{2bL_{гус}} \left(1 + \frac{6x_{\delta}}{L_{гус}} \right);$$
$$q_{min} = \frac{Q}{2bL_{гус}} \left(1 - \frac{6x_{\delta}}{L_{гус}} \right).$$

Эти формулы выражают напряжения в твердых телах, возникающие при их центральном или внецентренном сжатии внешней силой. Величина смещения центра давления машины относительно середины опорной поверхности гусениц (эксцентриситет)

$$x_{\delta} = \frac{\Sigma M_y}{Q},$$

где ΣM_y — сумма моментов всех внешних сил, действующих на машину, относительно центра давления.

Приведенные формулы для определения давлений выведены в предположении, что опорная поверхность гусениц представляет собой плоский жесткий штамп, а грунт — абсолютно упругое или абсолютно жесткое тело. Поэтому указанные формулы не отражают действительной картины распределения давлений и не позволяют получить величину давления, близкую к действительному значению. Однако они дают возможность понять, как влияет размер x_{δ} на величину максимальных давлений.

Для выяснения характера распределения нормальных давлений по длине опорной поверхности гибких гусениц рассмотрим условия равновесия сил, действующих на участок гусеницы в промежутке между опорными катками (рис. 151). Внешние силы и реакции, действующие на движитель в продольно-вертикальной плоскости, показаны на рисунке и не нуждаются в пояснениях. Примем, что между давлением и осадкой существует прямо пропорциональная зависимость.

Дифференциальные уравнения равновесия сил

$$\Sigma X = d(T \cos \varphi) = 0;$$
$$\Sigma Z = d(T \sin \varphi) = -cbzdx.$$

После интегрирования этих уравнений и некоторых преобразований получим конечную формулу

$$\left(\frac{Q_{вб}}{bt} - \frac{Y}{ab} \right) \frac{1}{c} = 0,408 \sqrt{a(S_0 - a)}.$$

Из анализа этой формулы следует, что величина давления на звено $Q_{зв}$, находящаяся непосредственно под осью катка, и величина среднего давления Y на звенья, лежащие между катками, зависят от конструктивных параметров (шага катков a , шага звеньев t , ширины гусеницы b), а также от свойств почвы.

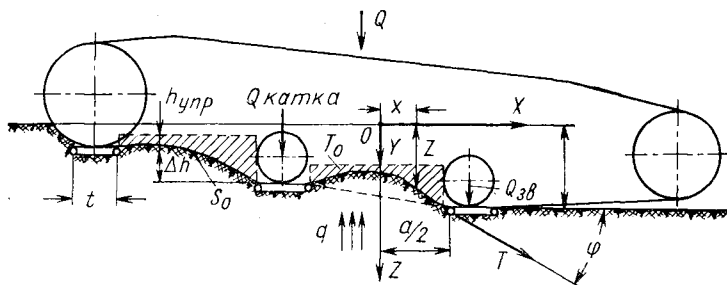


Рис. 151. Схема сил, действующих на участок гусеницы в промежутке между опорными катками

Далее:

при $c \rightarrow \infty$, $S_0 - a \rightarrow 0$, т. е. на твердых грунтах, гусеница между катками не прогибается и, значит, не передает нагрузок на почву;

при $0 < c < \infty$ и $S_0 - a = 0$

$$\frac{Q_{зв}}{bt} = \frac{Y}{ab},$$

т. е. имеет место равномерное распределение нормальных давлений. Такой случай возможен при $a = t$, когда гусеница не представляет собой гибкую цепь. Практически указанное условие обеспечивается при $\frac{a}{t} \leq 1,7$;

при $0 < c < \infty$ и $S_0 - a > 0$

$$\frac{Q_{зв}}{bt} > \frac{Y}{ab},$$

т. е. на любых грунтах при гибкой гусенице давление на грунт между катками меньше, чем давление на звенья, лежащие непосредственно под осями катков.

Так как сумма нагрузок, действующих на все звенья активно-опорного участка гусеницы, равна нагрузке на один опорный каток $Q_{катка}$, то можно предположить, что между максимальным давлением q_{max} , действующим на звено, которое лежит непосредственно под осью катка, и нагрузкой на каток Q_k существует зависимость

$$q_{max} = k_n \frac{Q_k}{bt};$$

здесь k_n — экспериментальный коэффициент, учитывающий число звеньев на активно-опорном участке гусеницы и степень неравномерности распределения давлений по этим звеньям.

Экспериментальные данные подтверждают теоретическую зависимость величины нормального давления от смещения центра давления и от отношения $\frac{a}{t}$, хотя форма фактических эпюр давлений значительно отличается от эпюр, построенных по формулам для напряжения при внецентренном сжатии.

Экспериментально полученные эпюры нормальных давлений движителей на грунт могут быть разделены на два принципиально отличных вида:

1) волнообразные эпюры с резко выраженными пиками давлений под осями опорных катков. Эта форма эпюр (см. рис. 145) характерна для гусеничных движителей, у которых $\frac{a}{t} \geq 2,0$. Деформация грунта под гусеницами для этого случая имеет ступенчатый характер (см. рис. 148). Каждому последующему опорному катку соответствует ступенька — погружение в грунт на большую глубину. Деформация грунта между ступеньками имеет нелинейный характер;

2) треугольно-подобные или пологопараболические эпюры с плавным переходом давлений от нуля у краев опорной поверхности гусеницы к максимуму под крайним опорным катком, в сторону которого смещен центр давления. Этот вид эпюр (см. рис. 139) наблюдается у движителей с жесткой подвеской и отношением $\frac{a}{t} \leq 1,7$. Деформация грунта под гусеницей при таких эпюрах увеличивается от переднего звена к заднему по линейному закону.

Чтобы понять природу эпюр нормальных давлений, нужно учесть, что движение гусеничной машины осуществляется путем перекатывания ее опорных катков по неподвижным нижним ветвям гусениц.

В результате этого возникают периодические нормальные силы, которые передаются через опорные катки на каждое гусеничное звено, лежащее на поверхности грунта.

Как известно, под действием нормальных сил гусеничная цепь способна провисать по кривой, если $\frac{a}{t} > 2,0$. В исследованных случаях такое провисание гусеничных цепей на участках, расположенных в промежутках между опорными катками, получилось у машин, имевших отношение $\frac{a}{t} = 2,5 \div 6,0$. Провисание гусениц на указанных участках выражалось в прогибе — выпучивании вверх, внутрь гусеничного обвода. Величина про-

гиба зависела от степени натяжения гусеницы и от величины нормальных нагрузок на ее звенья.

Нормальными нагрузками на гусеницу в промежутках между опорными катками являются реакции грунта, возникающие при его деформации. Основным свойством грунта является способность сжиматься, т. е. давать осадку под действием нормальных нагрузок. В общем случае осадка грунта состоит из двух частей — остаточной и упругой. У торфяно-болотных грунтов главную роль при осадке играют остаточные деформации; при больших нормальных нагрузках упругие деформации почти полностью отсутствуют. В этих условиях гусеничное звено сжимает грунт на величину полной деформации при прохождении по нему

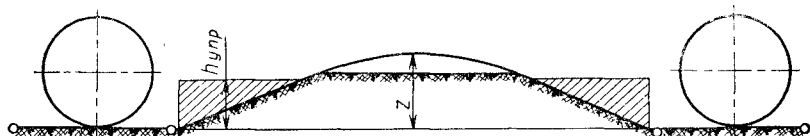


Рис. 152. Схема взаимодействия гусеницы с упруго-уплотненным грунтом

переднего опорного катка. После того, как каток сходит со звена, оно воспринимает нормальные реакции грунта, возникающие только в результате упругой, восстанавливающейся части деформации. Ее величину $h_{упр}$ можно считать постоянной на всей длине участка между катками. Прогиб же z гусеничной цепи на этом участке неодинаков. Поэтому, как показано на рис. 152, звенья, прилегающие к опорным каткам, нагружаются максимально, середина участка нагружается меньше и даже может быть вовсе не нагружена, если упругие деформации грунта незначительны (расположенные между катками сжатые участки грунта на рис. 152 заштрихованы).

Предположим, что упругие деформации грунта ничтожно малы, а нагрузка на опорные катки одинакова, тогда звено, получившее под первым опорным катком осадку h' , попадает под второй каток, не нагружая грунт в промежутке между первым и вторым катками. На слабых грунтах, как известно, несущей способности звеньев, лежащих непосредственно под опорными катками, явно недостаточно для обеспечения машине проходимости, поэтому она должна терять проходимость и погружаться в грунт.

Погружение начинается со второго опорного катка и объясняется следующим. При одинаковой нагрузке на все катки величина активно-опорной поверхности гусеницы под катком, при прочих равных условиях, зависит от площади лобового участка. Опорная площадь лобового участка гусеницы у переднего катка определяется величиной h' полной деформации грунта, а величина лобового участка гусеницы перед вторым катком зависит

только от величины упругой части деформации $h_{упр}$, восстанавливающейся после прохода первого катка (рис. 153, а). Но $h' > h_{упр}$, вследствие чего активно-опорная площадь под первым катком больше, чем под вторым. Поэтому оказывается, что при одинаковых нагрузках на катки удельное давление на грунт под вторым катком больше, чем под первым.

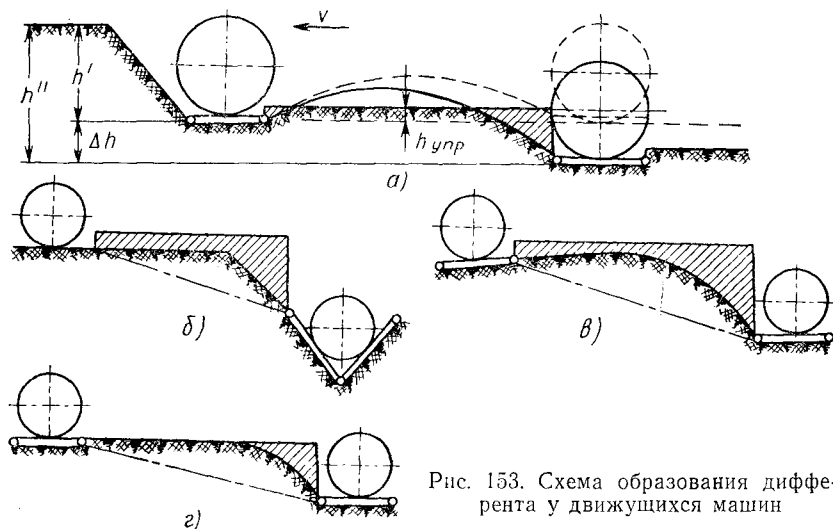


Рис. 153. Схема образования дифференциала у движущихся машин

Величина осадки звена в грунт зависит от удельного давления. Выше было показано, что на всех видах грунтов удельное давление q и деформация h связаны зависимостью

$$h = -k \ln \left(1 - \frac{q}{P_0} \right) \text{ или } h = \sqrt{\frac{\mu}{c} q};$$

отсюда следует, что второй каток должен погружаться в грунт на величину $h'' > h'$ (см. рис. 153, а).

К этому необходимо добавить следующее. В механике грунтов доказано, что повторное приложение одинаковой по величине нормальной нагрузки вызывает увеличение деформации грунта. Объяснение этому находят в длительности действия нагрузки: с увеличением продолжительности действия нагрузки деформация возрастает. Поэтому, в частности после остановки машины, она начинает оседать в грунт и тем глубже, чем продолжительнее время стоянки.

Таким образом, каждый последующий опорный каток должен погружаться в грунт на глубину, большую чем предыдущий, при одинаковой нормальной нагрузке на все катки.

При погружении последующего катка на величину h'' (рис. 153) звенья гусеницы в промежутке между ними вынуждены деформировать грунт (заштрихованные участки на рисунке) и принимать на себя некоторую часть нормальной нагрузки. Следовательно, нагружение гусеницы между катками происходит из-за разности в осадке Δh двух соседних опорных катков и частично вследствие восстановления некоторой величины упругой части осадки $h_{уп}$ грунта, предварительно сжатого при проходе предыдущего катка.

На рис. 153, б изображен случай погружения звеньев гусеницы между катками, когда ось одного из них находится непосредственно над шарниром звеньев. На рис. 153, в показан характер провисания цепи при некоторой величине упругой части осадки, а на рис. 153, г — когда упругая часть равна нулю. В результате закономерно увеличивающейся от катка к катку осадки звеньев машина получает дифферент в сторону, противоположную движению. При остановке машины дифферент не исчезает, а осадка всех звеньев опорной ветви возрастает вместе с продолжительностью стоянки машины.

Выше было показано, что нагружение гусеницы в промежутке между опорными катками на слабых грунтах возможно только при дифференте машины. Следовательно, в свойстве машин дифферентоваться выражается стремление приобрести наиболее выгодную форму и наибольшие размеры активно-опорной поверхности, пределом которых является поверхность неподвижной плоской жесткой лыжи таких же размеров, как гусеница. В силу этого свойства гусеничные машины имеют некоторую возможность саморегулирования своей проходимости по грунтам различного состояния и вида: с изменением величины дифферента изменяются размеры активно-опорной поверхности гусениц и степень их нагружения нормальными реакциями грунта.

Величину дифферента можно приближенно рассчитывать по формуле

$$\Delta = \text{arctg} \left(\frac{\Delta H}{L_{гус}} \right) \text{ град},$$

где $\Delta H = h_{\max} - h_1$ — разность в осадках крайних опорных элементов движителя в см;

$L_{гус}$ — расстояние между крайними опорными катками в см;

h_{\max} и h_1 — осадки в грунт крайних катков.

Практически величина дифферента не превосходит 1—10°. Поэтому с достаточной точностью величину Δ можно определять по формуле

$$\Delta \approx \frac{h_{\max} - h_1}{L_{гус}} \text{ рад}.$$

Найдем связь между силой сопротивления смятию грунта и величиной дифферента машины.

Для передвижения машины по грунту необходимо затратить некоторое усилие P_f , называемое силой сопротивления перекачиванию машины. Некоторая часть этой силы, которую назовем сопротивлением смятию грунта P_n , на пути машины $L_{гyc} \cos \Delta$ совершает работу по вертикальному деформированию грунта

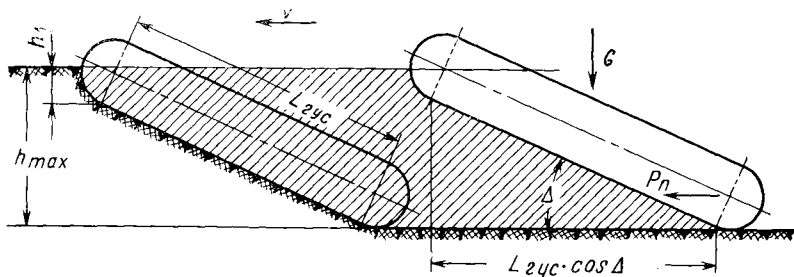


Рис. 154. К объяснению взаимосвязи дифферента и силы сопротивления смятию грунта

весом G машины на глубину $h_{max} - h_1$, как это показано на рис. 154. Поэтому можем написать

$$P_n L_{гyc} \cos \Delta = G (h_{max} - h_1),$$

откуда

$$P_n = G \frac{h_{max} - h_1}{L_{гyc} \cos \Delta} = G \operatorname{tg} \Delta;$$

$$f_n \approx \Delta,$$

где f_n — компонент, учитывающий потери на вертикальную деформацию грунта.

Следовательно, коэффициент сопротивления смятию грунта равен величине дифферента, выраженного в радианах.

Выше был рассмотрен характер образования дифферента машины при условии, что центр давления ее совпадает с серединой опорной поверхности гусениц. Однако в реальных условиях положение центра давления изменяется в процессе работы, поэтому изменяется и дифферент машины. При этом возможны три случая.

1. При смещении центра давления относительно середины опорной поверхности в сторону, обратную направлению движения машины, происходит перегрузка задних опорных элементов и разгрузка передних. В результате этого возникает дополнительный дифферент. Возникающие соответственно этому перераспределению увеличенные нормальные реакции грунта под задними опорными элементами и включение дополнительных

активно-опорных поверхностей гусениц стабилизируют дополнительный дифферент. Однако при возникновении дополнительного дифферента нормальные реакции грунта не могут увеличиваться беспредельно, так как при этом под крайними опорными элементами возникают максимальные удельные давления, величина которых определяет допустимую величину дифферента и глубину осадки звена в грунт. Если величина максимальных давлений превышает значение допустимого давления для данных звена и грунта, то деформация под крайним опорным элементом начинает резко увеличиваться и машина тонет, т. е. теряет проходимость. Отсюда следует, что измерителями проходимости машин должны быть наибольшее нормальное давление q_{\max} , действующее под опорными элементами движителей,

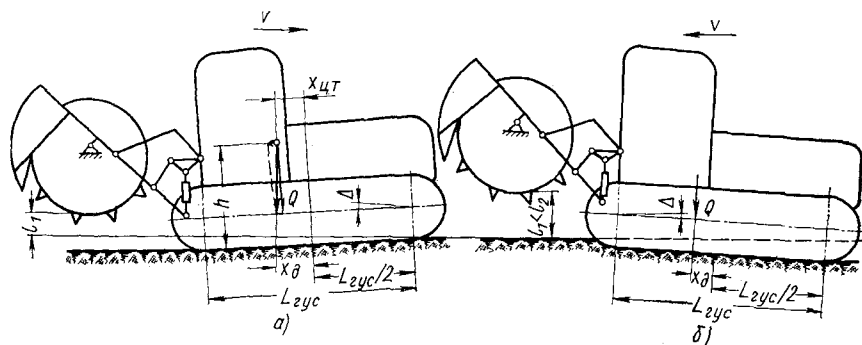


Рис. 155. Направление и величина дифферента машин на слабых грунтах в зависимости от положения центра давления

и глубина их осадки в грунт h_{\max} , соответствующая величине q_{\max} .

2. При смещении центра давления относительно середины опорной поверхности и гусениц в сторону движения машины происходит уменьшение дифферента в результате более глубокого погружения в грунт переднего опорного элемента движителей. В результате этого машина испытывает увеличенное лобовое сопротивление передвигению. При этом возможны различные направления дифферента. В зависимости от сочетания величин смещения центра давления и упругих свойств грунта дифферент может быть нулевой (ось машины параллельна направлению движения) и положительный (в сторону, обратную направлению движения).

На грунтах со слабыми упругими свойствами независимо от направления смещения центра давления у движущихся машин дифферент всегда положительный. Например, если при переднем ходе машины (рис. 155, а) центр давления был сзади относительно середины опорной поверхности движителей, то при

заднем ходе (рис. 155, б) он оказывается смещенным вперед относительно той же середины опорной поверхности. Однако при изменении переднего хода машины на задний направление дифферента относительно поверхности пути изменяется так, как показано на рис. 155, б, т. е. остается положительным.

3. При совпадении центра давления с серединой активно-опорной поверхности движителей направление дифферента будет положительным.

Применительно к частному случаю работы машины с нагрузкой на крюке на горизонтальном участке с равномерной скоростью формула для определения x_{∂} смещения центра давления машины с учетом дифферента имеет вид

$$x_{\partial} = x_{цт} + \frac{G \sin \Delta h + T_x [h_x + a_0 \sin (\gamma_x - \Delta)]}{G \cos \Delta + T_x \sin (\gamma_x - \Delta)},$$

где $x_{цт}$ — предельная координата центра тяжести машины относительно середины опорной поверхности гусениц;

G — вес машины;

h и h_x — вертикальные координаты центра тяжести машины и условной точки прицепа;

a_0 — продольная координата центра тяжести машины относительно геометрической оси ведущих колес гусениц;

γ_x — направление тягового сопротивления T_x относительно горизонтальной плоскости.

Для случая, показанного на рис. 155, а, величина

$$x_{\partial} = x_{цт} \pm \text{tg } \Delta h;$$

знак «минус» соответствует движению задним ходом (см. рис. 155, б). Соответственно этому величина просвета под навесным рабочим органом также меняется. В рассматриваемом случае просвет l_2 под рабочим органом при заднем ходе больше, чем просвет l_1 при переднем ходе.

Из изложенного следует, что при проектировании гусеничных машин высокой проходимости необходимо учитывать влияние конструктивных параметров движителя на величину и характер распределения нормальных давлений, взаимосвязь дифферента и положения центра давления, а также влияние дифферента на положение навесных органов и на выбор конструктивных параметров движителя.

Касательные реакции почвы и скольжение гусеничных звеньев

Анализ экспериментальных данных показывает, что у гусеничных машин с любой конструкцией движителя вид эпюр касательных реакций грунта, действующих на звенья гусеницы,

зависит от тягового режима работы машин. Независимо от типа и состояния грунта, а также положения центра давления машины существует два принципиально отличных вида этих эпюр:

1) волнообразные с резко выраженными пиками касательных реакций под осями опорных катков аналогично эпюрам нормальных давлений (см. рис. 140). Такой вид эпюр имеет место при больших значениях тяговой нагрузки у движителей с отношением $\frac{a}{t} \geq 1,7 \div 2,5$ на торфяных грунтах и с отношением $\frac{a}{t} > 2,5$ на минеральных грунтах. В режиме малых тяговых нагрузок этот вид эпюр преобразуется в пилообразный с пиками отрицательных (направленных против движения машины) и положительных (направленных в сторону движения) касательных реакций грунта по обе стороны осей опорных катков и с нулевым значением реакций под осями катков. Под передним катком всегда имеется пик положительных касательных реакций [20];

2) треугольно-подобная или параболическая эпюра касательных реакций почвы с местными пиками под осями катков. Такой вид эпюр характерен для жестких подвесок и движителей с отношением $\frac{a}{t} \leq 1,5 \div 1,7$ при больших тяговых нагрузках. Указанный характер эпюр получен на минеральном грунте при исследовании гусеничного движителя, имеющего звенья с грунтозацепами.

Как уже отмечалось, звенья гусеницы сдвигаются не только вместе с поверхностным слоем грунта, но и скользят относительно этого слоя на некоторую величину S_i (рис. 156). Из рисунка следует, что полное скольжение звеньев $S_{полн}$ составляет часть от L_6 общего перемещения гусеницы относительно неподвижных слоев грунта. Величина L_6 определяет собой буксование гусениц. Экспериментальных данных о величине, направлении скольжений-сдвигов звеньев и зависимости их от касательных реакций грунта не имеется.

Чтобы внести в эти вопросы некоторую ясность, необходимо понять природу образования касательных сил тяги при взаимодействии гусениц с грунтом. Для этого отвлечемся от конкретных конструкций и рассмотрим два варианта гусеничных движителей, у которых

$$\frac{a}{t} \leq 1; \quad Q_{зв} = \text{const}$$

и

$$\frac{a}{t} \gg 1; \quad Q_{катка} = \text{const.}$$

Примем, что поверхность грунта ровная, горизонтальная.

Анализ первого варианта позволит установить связь между касательными реакциями грунта и величиной скольжения звеньев для случая, когда гусеницы подобно плоской жесткой лыже равномерно распределяют нормальные нагрузки на опорные поверхности. Полученный результат может быть распространен на гусеничные движители с отношением $\frac{a}{l} < 1,5 \div 1,7$.

Анализ второго варианта во взаимосвязи с результатами первого позволит установить влияние отношения $\frac{a}{l}$ на распределение касательных реакций грунта.

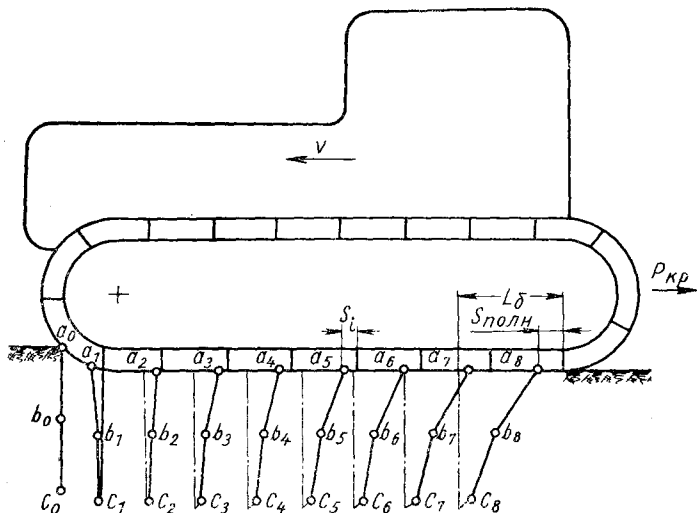


Рис. 156. Деформация почвы под действием касательных сил (по М. Х. Пигулевскому)

В первом варианте все звенья опорной ветви под действием касательной силы тяги сдвигаются в любой промежуток времени на одну и ту же величину S_i , причем сдвиг происходит по прямой линии.

За время нахождения на опорной ветви каждое звено перемещается на величину

$$S_{полн} = l_6 i,$$

где l_6 — скольжение звена за время, в течение которого машина проходит путь, равный шагу звеньев;

i — число звеньев опорной ветви.

Характер скольжения звеньев опорной ветви в этом частном случае показан на рис. 156. При данном варианте гусеничного

движителя величина натяжения гусеницы T_0 не влияет на распределение нормальных давлений по длине опорной ветви.

Очевидно, что «торфяной кирпич» срезается при некоторой предельной величине скольжения $S_{n\text{ред}}$, меньшей, чем размер шага t звеньев гусеницы. Имея это в виду, определим зависимость между длиной срезанного прочного слоя грунта и проходимость машины. Допустим, что под прочным, например дерновым, покровом неосушенного болота находится слой торфа, механическая прочность которого близка к нулю.

Это допущение хорошо отражает действительность, так как обычно под дерновым покровом неосушенного болота грунт имеет влажность 90—98% и его прочностные свойства ничтожно малы. Поэтому после среза верхнего дернового покрова грунт не способен воспринимать нормальные и касательные нагрузки. Тогда при скольжении крайнего заднего звена на величину $S_{n\text{полн}} > S_{n\text{ред}}$ происходит уменьшение активно-опорной поверхности гусеницы на такую же величину. Вследствие этого увеличивается нормальное давление под оставшейся активно-опорной частью гусеницы. Величина этого давления при условии совпадения центра давления с серединой указанной части гусеницы будет равна

$$q_p = \frac{iQ_{зв}}{(L_{гус} - S_{n\text{полн}})b} \text{ кг/см}^2,$$

где i — число звеньев на длине $L_{гус}$.

Давление q_p должно быть меньше допустимого $q_{доп}$ на данном виде грунта (в нашем случае на задернелом болоте) при размерах опорной поверхности гусеницы, характеризующихся длиной $(L_{гус} - S_{n\text{полн}})$ и шириной b . Тогда длину опорной поверхности гусениц $L_{гус}$, при которой машина не тонет, т. е. обеспечивается условие проходимости, найдем из выражения

$$L_{гус} \geq \frac{iQ_{зв}}{q_{доп}b} + S_{n\text{полн}}.$$

При уменьшении активно-опорной длины гусеницы на величину $S_{n\text{полн}}$ центр давления машины смещается относительно середины активно-опорной поверхности гусениц на величину $0,5 S_{n\text{полн}}$. Назовем это смещение центра давления добавочным, обозначив его $x_{д.доб}$ в отличие от смещения центра давления $x_{д}$, вызываемого конструктивными и эксплуатационными факторами.

Увеличение $x_{д}$ на величину $x_{д.доб}$ и уменьшение длины гусеницы на величину $S_{n\text{полн}}$ должны учитываться при расчете максимального удельного давления q_{max} , действующего на одно из звеньев гусеницы.

Рассмотрим второй вариант гусеничного движителя, у которого $\frac{a}{t} \gg 1$. В этом случае опорная ветвь гусеницы состоит из семейства парабол, сопрягающихся под опорными катками (рис. 157).

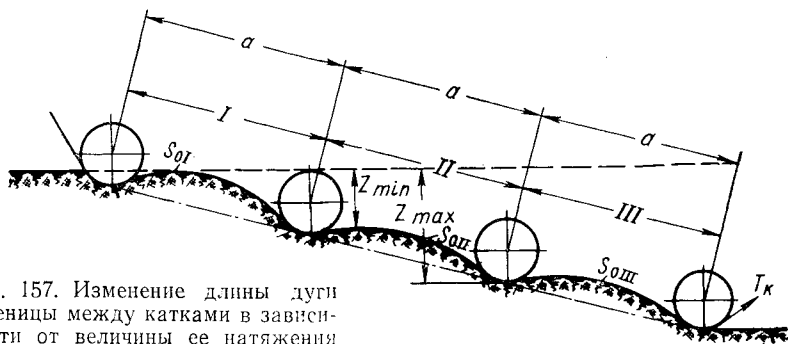


Рис. 157. Изменение длины дуги гусеницы между катками в зависимости от величины ее натяжения

Длина дуги гусеницы в промежутках между опорными катками на участках I, II и III определится по формуле

$$S_{0_i} = \frac{Z_{\max}^2 m}{(0,612 \sqrt{am} + T_{0_i})} + a, \quad (8)$$

где $m = \frac{a^3 (cb)^2}{24}$ — коэффициент, постоянный для данных движителя и грунта;

T_{0_i} — средняя величина натяжения гусеницы на данном участке.

Из анализа формулы (8) следует, что длина гусеницы на участках между опорными катками является величиной переменной, зависящей от величины T_{0_i} натяжения гусеницы на этих участках. Как уже указывалось, величина натяжения опорной ветви гусениц у всех типов гусеничных движителей при работе машин со значительной силой тяги распределяется вдоль длины опорной ветви по закону трапеции или треугольника, и каждый последующий участок гусеницы растягивается соответственно этому закону увеличивающейся силой $T_{0I}, T_{0II}, \dots, n$ и т. д. Поэтому длина дуги гусеницы на участке I больше, чем на II. Наименьшую длину имеет III конечный участок гусеницы в промежутке между двумя задними опорными катками. Уменьшение длины дуги гусеницы S_{0_i} от участка к участку на величину ΔS может происходить только в результате увеличивающегося скольжения звеньев по грунту вдоль опорной поверхности гусеницы.

Из сказанного следует, что у движителей, для которых $\frac{a}{t} \gg 1$, звенья скользят неравномерно: в равные промежутки времени каждое звено гусеницы скользит на различную величину.

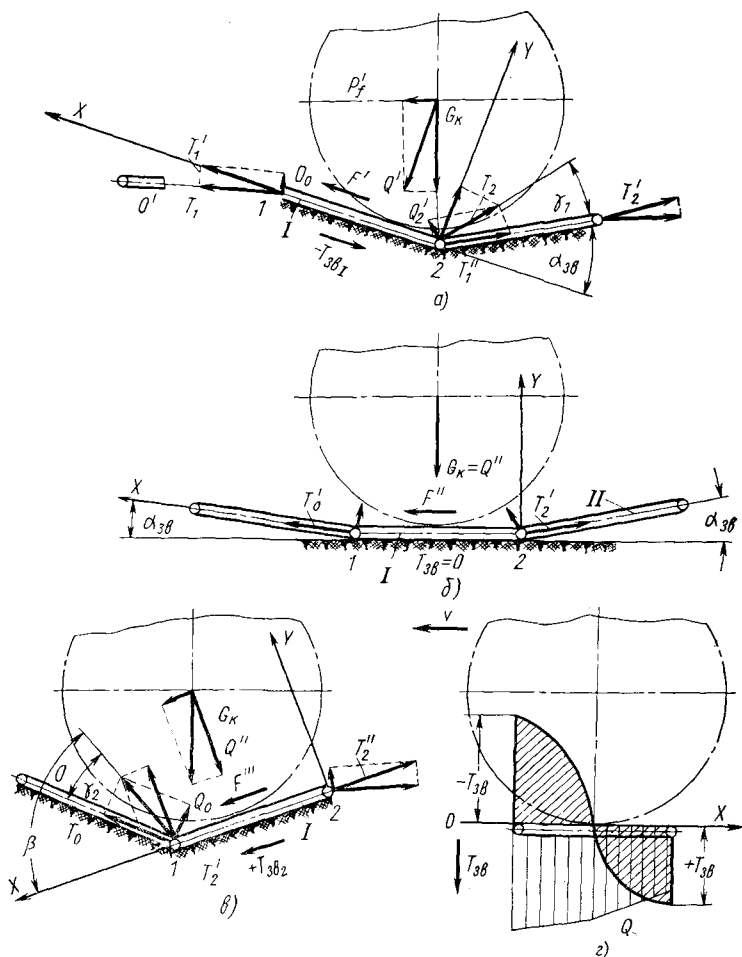


Рис. 158. Схема сил, действующих на звено под опорным катком

Рассмотрим характер скольжения звеньев по грунту при малых значениях касательной силы тяги для трех случаев положения опорного катка на гусенице: в момент наезда катка на звено; при совпадении оси катка с серединой звена и в момент, когда опорный каток съезжает со звена (рис. 158). Допустим, что опорная ветвь гусеницы в любом промежутке между опор-

ными катками растягивается одинаковым усилием, равным, например, величине предварительного натяжения.

Составим уравнение равновесия сил, действующих на звено I вдоль оси OX в момент наезда на это звено опорного катка (рис. 158, a).

В этот момент на звено действуют $T_1 = T_2$ — силы натяжения гусеничной цепи по обе стороны звена I , направленные по касательной к дуге гусеничной цепи в промежутке между опорными катками и действующие со стороны звеньев O и II ;

$T_{за I}$ — касательная реакция грунта, действующая на звено I ;

F — сила трения скольжения опорного катка по звену;

Q' — нормальная к звену I нагрузка, передаваемая через опорный каток на гусеницу;

P'_j — сила, движущая опорный каток по звену I , равная по величине силе сопротивления перекатыванию катка по звену;

μ — коэффициент трения скольжения катка по звену;

Q_0 — нормальная к звену O нагрузка, действующая на звено I в шарнире 1 ;

Q'_2 — нормальная к звену II нагрузка, действующая на звено I в шарнире 2 ;

T_2 — равнодействующая сил Q'_2 и T'_2 , приложенная к звену I в шарнире 2 ;

G_k — нагрузка на опорный каток;

$\alpha_{за}$ — угол между смежными звеньями гусеницы в момент наезда катка на звено;

γ_1 — угол между направлением сил T_2 и T'_2 .

Составим уравнение проекций сил на ось X :

$$\Sigma X = T'_1 - T''_1 - T_{за I} + F = 0.$$

Из рис. 158, a находим

$$T''_1 = T'_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \gamma_1} = T'_2 \frac{\cos (\gamma_1 + \alpha_{за})}{\cos \gamma_1}.$$

В соответствии с принятым допущением $T'_2 = T'_1$,

$$T_{за I} = T'_2 \left[1 - \frac{\cos (\gamma_1 - \alpha_{за})}{\cos \gamma_1} \right] + F'.$$

Таким образом, в момент наезда опорного катка на звено I действуют отрицательные касательные реакции грунта, направленные против движения машины и определяемые по найденному выражению.

В момент совпадения оси опорного катка с серединой звена I (рис. 158, b) таким же путем было найдено, что в рассматривае-

мый момент на звено гусеницы действуют незначительные по величине отрицательные касательные реакции грунта.

Когда опорный каток съезжает со звена I (рис. 158, *в*), уравнение проекций сил на ось X имеет вид

$$\Sigma X = T_2' + T_{звII} - T_2'' + F''' = 0.$$

После некоторых преобразований получаем

$$T_{звII} = T_2'' \left[1 + \frac{\cos(\gamma_2 + \alpha_{зв})}{\cos \gamma_2} \right] - F''',$$

т. е. на звено I действуют положительные касательные реакции грунта, направленные в сторону движения опорного катка.

Эпюры касательных и нормальных реакций грунта, действующих на звено за указанный промежуток времени, показаны на рис. 158, *г*.

Определим величину и направление касательных реакций грунта, действующих на звено гусеницы под передним опорным колесом, при двух положениях звена под ним: в момент наезда колеса на звено и в момент, когда середина звена находится под осью опорного колеса. В обоих случаях условие равновесия звена в плоскости OX имеет вид (рис. 159, *а* и *б*)

$$T_{зв} = T_n'' \cos \beta - T_n' \cos \alpha_{зв} > 0,$$

где T_n' — сила, растягивающая звено, приложенная к шарниру I и направленная к плоскости звена под постоянным углом $\alpha_{зв}$;

$T_n'' = T_n'$ — сила, растягивающая звено, приложенная к шарниру 2 и направленная под углом β к плоскости звена;

β — угол между звеном, находящимся на ободу переднего колеса, и звеном, с которого сошло это колесо.

Величина угла β по мере перемещения колеса изменяется в пределах $\alpha_{зв} > \beta > 0$. Следовательно, касательные реакции грунта на звено под передним опорным колесом всегда положительные и величина их равна

$$0 < T_{зв} < T_n' (1 - \cos \alpha_{зв}).$$

Эпюры касательных и нормальных реакций грунта, действующих на звено гусеницы под передним опорным колесом, показаны на рис. 159, *в*.

Таким образом, принятое допущение о постоянстве сил натяжения гусеницы на всех участках в промежутках между опорными катками позволило установить характер эпюр касательных и нормальных реакций грунта, действующих на каждое звено опорной ветви при перекачивании по ним опорных катков и колес.

Из эпюр касательных реакций грунта следует, что при малых значениях силы тяги на отдельные звенья опорной ветви гусеницы в один и тот же отрезок времени действуют как положительные, так и отрицательные касательные реакции грунта.

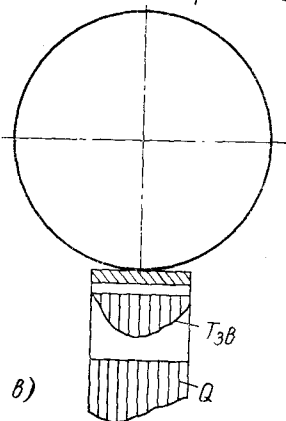
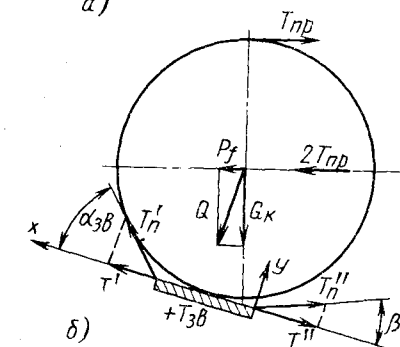
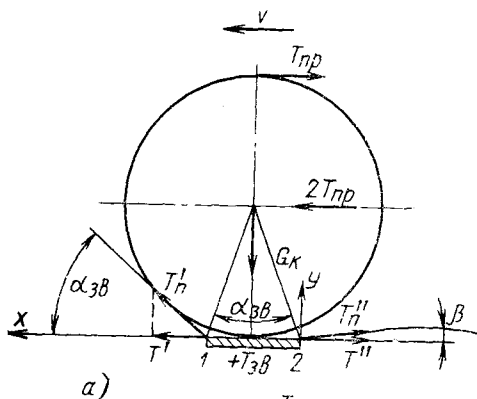


Рис. 159. Схема сил, действующих на звено под передним опорным колесом

один относительно другого. Поэтому отсутствие касательных реакций грунта на звеньях, не нагруженных нормаль-

Соответственно этому скольжение происходит либо против движения машины, либо в ту же сторону. При увеличении силы тяги все звенья опорной ветви скользят одновременно и в одном направлении, но величина скольжения отдельных звеньев за один и тот же отрезок времени различна. Однако при этом не все звенья гусеницы движителя с $\frac{a}{t} \gg 1$ уча-

ствуют в создании касательной силы тяги. После среза торфяного кирпича реакции грунта образуются только за счет сил трения. Поэтому на участках гусеницы между опорными катками, где нормальные давления равны нулю, будут равны нулю и касательные реакции грунта. Как следует из рис. 158, разрушение торфяного кирпича, его структурных связей, происходит не только при скольжении звена на предельную величину $S_{пред}$, но и вследствие угловых поворотов звеньев на опорной ветви на угол $\alpha_{3\beta}$

ными давлéниями, возможно и при меньшем скольжении, чем $S_{n\text{ред}}$.

Приведенный анализ работы звена опорной ветви гусеницы показывает, что в результате угловых поворотов звеньев движитель с $\frac{a}{t} \gg 1$ при взаимодействии с грунтом создает повышенное сопротивление перекатыванию в сравнении с движителем, у которого $\frac{a}{t} \leq 1$.

Таким образом, движитель, для которого $\frac{a}{t} \gg 1$, при прочих равных условиях деформирует почву на бóльшую величину, чем движитель с $\frac{a}{t} \leq 1$, и создает меньшую силу тяги. Проходимость машин с движителями второго варианта хуже.

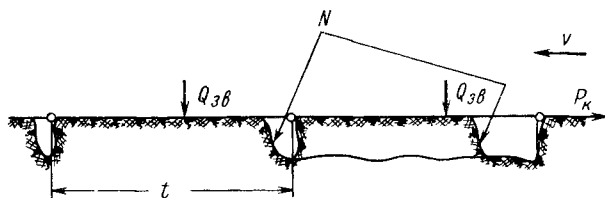


Рис. 160. Специфические условия работы грунтозацепы (схема работы и сил)

Доказано, что сопротивление грунта сжатию и сдвигу при взаимодействии с существующими конструкциями гусеничных звеньев используется далеко не полностью. Под гусеницами, звенья которых имеют грунтозацепы, происходит в конечном итоге резание грунта в специфических условиях. Специфичность обусловлена наличием нормальной пригрузки на грунт силой $Q_{зв}$ со стороны звена и близким расположением так называемой «открытой стенки» N , в сторону которой происходит сдвиг грунта (рис. 160). Наличие нормальной пригрузки $Q_{зв}$ не дает возможности выпирать грунту вверх при буксовании гусеницы, а наличие близлежащей «открытой стенки» обуславливает сдвиг грунта в сторону этой стенки. Из теории резания грунтов известно [8], что «открытая стенка» в значительной степени уменьшает сопротивление грунта резанию.

Процесс резания грунта состоит из трех этапов: пластическое сжатие грунта; сдвиг — срез сжатой стружки; скольжение склотовой стружки по грунтовой поверхности. При резании сплошной грунтовой среды (без наличия «открытой стенки») сдвиг стружки одного элемента грунта совпадает по времени с пластическим сжатием другого элемента, в результате чего повышается сопротивление грунта резанию. Характер динамограмм

усилий резания в сплошной среде показан на рис. 161, а, где видно, что с увеличением пути резания усилие практически остается на максимальном постоянном уровне, периодически колеблется в пределах 15—30% максимума. При наличии «открытой стенки» этапы резания, перечисленные выше, следуют один за другим, т. е. существуют в разное время, и каждому этапу соответствует свое сопротивление грунта: сопротивление пластическому сжатию переходит в сдвиг, сменяющийся скольжением грунта по грунту. Поэтому усилие резания в этом случае, во-первых, имеет величину максимума меньшую, чем при

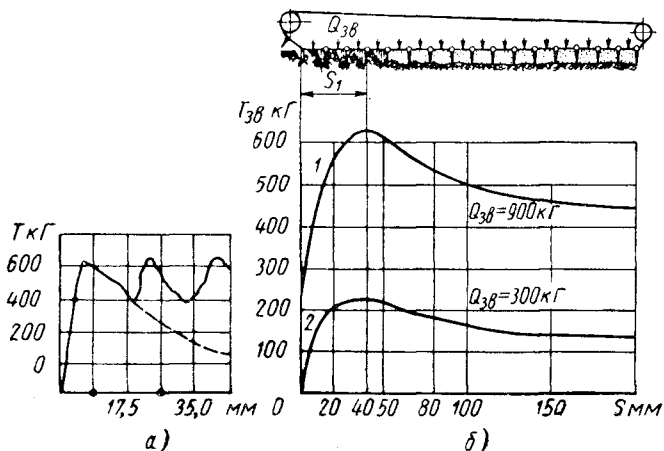


Рис. 161. Характеристика сдвига — среза грунта:

а — плоским профилем (по Л. Н. Зеленину); б — звеном гусеницы (по А. В. Васильеву); 1 — $Q_{zh} = 900$ кг; 2 — $Q_{zh} = 300$ кг

резании в сплошной среде, и, во-вторых, с увеличением пути резания оно уменьшается, стремясь к некоторой постоянной величине, обусловленной сопротивлением трения грунта по грунту, как это показано на рис. 161, б. Отсюда следует, что имеется возможность увеличить касательную реакцию грунта на каждое гусеничное звено T_{zh} , если «открытую стенку» отдалить на расстояние, где ее влияние не сказывается на сопротивлении срезу, и если каждое звено имеет примерно одинаковую нормальную нагрузку Q_{zh} .

Опыты с разнесением грунтозацепов один от другого путем создания гусеницы оригинальной конструкции были проделаны А. А. Жвиренасом на торфяниках и М. Г. Беккером на связных минеральных грунтах. Конструктивная схема гусеницы М. Г. Беккера показана на рис. 162. Эта гусеница позволила при прочих равных условиях в сравнении с обычной конструкцией

гусеницы создать тяговое усилие, равное удвоенному весу гусеничной машины.

Таким образом, конструктивные параметры гусеничного движителя и компоновка узлов всего трактора, а также эксплуатационные параметры существенно влияют на величину и характер распределения касательных реакций грунта по звеньям опорной ветви гусеницы.

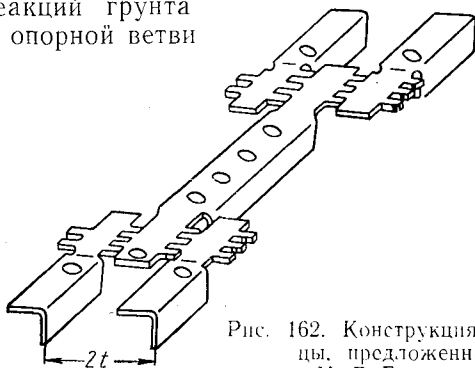


Рис. 162. Конструкция гусеницы, предложенная М. Г. Беккером

Метод расчета и оценки проходимости гусеничных машин

При конструировании мелноративных машин необходимо оценить их проходимость, т. е. способность передвигаться по болотам и заболоченным землям с преодолением заданного тягового сопротивления в заданном рабочем режиме.

Величина силы тяги P_k , которую может развить гусеничный движитель, ограничивается либо мощностью двигателя, либо сцеплением с грунтом. Мощность двигателя расходуется на преодоление внутренних сопротивлений, не связанных прямо с процессом взаимодействия гусениц с грунтом (потери в силовой передаче и потери на трение в гусеничном движителе P_m), и на преодоление внешних сопротивлений.

Последние состоят из сил инерции P_u (при разгоне), сил сопротивления воздушной среде P_w , сил сопротивления вертикальной и горизонтальной деформациям грунта P_n , силы, затрачиваемой на подъем машины P_i , и силы тягового сопротивления рабочих органов. Все потери, за исключением потерь в силовой передаче, обозначаются буквой R и составляют сопротивление движению машины:

$$R = P_f + P_u + P_w + P_i + T_x.$$

Возможность и характер движения машины, ее проходимость определяются соотношением сил R и P_k , а также соотношением величин максимальной глубины погружения гусениц h_{\max} и кон-

структивной величины дорожного просвета $h_{дор}$. Для обеспечения проходимости необходимо, чтобы $h_{дор} > h_{max}$, и достаточно, чтобы $R < P_k$.

Сила сопротивления движению машины R при проектировании мелиоративных агрегатов может рассматриваться как состоящая из суммы трех сил: $R = P_f + P_i + T_x$, так как при ползучих скоростях движения, равных 0,01—1,0 км/ч, остальными компонентами (P_u и P_w) можно пренебречь.

Сила сопротивления передвижению машины P_f обусловлена потерями энергии на трение в ведомых элементах движителя (внутренние потери) и на деформацию грунта под действием нагрузок, передаваемых опорной поверхностью гусениц (внешние потери). К внутренним потерям относятся потери на трение в подшипниках опорных и поддерживающих катков и направляющих колес, потери на перекатывание опорных катков по беговым дорожкам гусениц, потери на трение в шарнирах звеньев гусениц и потери на биение гусениц. Внешние потери связаны с вертикальной деформацией грунта и образованием колеи.

При работе на болотах, как было показано, наибольший процент потерь составляют внешние потери, поэтому из факторов, влияющих на величину силы P_f , определяющими являются значения нормальных давлений под гусеницами и состояние (влажность) болотного грунта. Однако практически величину силы P_f принято определять по формуле, которая в явном виде не учитывает названных факторов:

$$P_f = Qf. \quad (9)$$

Значения коэффициентов f , полученных при испытании тракторов различными методами, приведены в табл. 41.

Пользоваться данными табл. 41 следует осторожно. Поясним это. Большинство данных о значениях коэффициента f получено

Таблица 41

Значения коэффициентов качения

Тип и состояние болота	Коэффициент f				
	По Н. И. Груздеву	По Д. А. Чудакову	По С. Г. Солопову	По данным ЦНИИМЭСХ	По данным СКБ «Мелиормаш»
Неосушенное, целина	0,15—0,25	—	0,15	0,18—0,25	0,17—0,3
Осушенное, целина	—	0,11—0,14	0,07—0,12	—	0,1—0,14
Осушенное, пахота	—	—	—	0,28—0,3	—
Осушенное, стерня	—	—	—	0,11—0,13	—

методом буксирования испытываемых машин или при транспортном положении рабочих органов. При рабочих режимах значения f будут, как известно, другие. Кроме этого, все данные табл. 41 получены при испытании конкретных тракторов (машин) на грунтах определенного типа и состояния. Например, под понятие «неосушенное болото» подходят как болото с влажностью торфа 82%, так и болото с влажностью 88—89%, но для этих болот коэффициент f одной и той же машины будет в 1,5—2 раза отличаться (см. § 27). Данные о величинах средних и максимальных давлений под гусеницами, при которых были получены указанные коэффициенты f , как правило, также отсутствуют.

В связи с этим предлагается следующая методика расчета и оценки проходимости машин.

Определяются вес G и наибольшая нормальная нагрузка Q на гусеницы. Затем находится смещение x_0 центра давления относительно середины опорной поверхности гусениц (сначала без учета дифферента). После этого, если подвеска опорных катков эластичная, определяется нагрузка Q_k на наиболее нагруженный опорный каток. Для эластичной трехточечной подвески по типу тракторов ДТ-55А и ДТ-75Б величина Q_k находится следующим образом. Делаются допущения:

- 1) рама машины представляет собой абсолютно жесткую балку;
- 2) характеристики подвесок линейны;
- 3) направление действия нагрузки в процессе деформации упругих элементов не меняется;
- 4) вес машины распределяется поровну между левой и правой гусеницами.

Принятые допущения позволяют использовать расчетную силовую схему подвески, показанную на рис. 163. Под действием нормальных нагрузок рама машины наклонится и из положения *I* займет положение *II*. При этом пружины подвески сожмутся. Обозначим их прогибы соответственно y_1 , y_2 и y_3 , а жесткости пружин c_1 , c_2 и c_3 . Обычно $c_2 = c_3$. Из условия совместности деформаций пружин находим

$$y_2 = \frac{y_1 l_2 + y_3 l_1}{l_1 + l_2}.$$

Условия равновесия статики дадут еще два уравнения:

$$y_1 = \frac{c_2 l_2 y_3 - Qm}{c_1 l_1};$$

$$y_3 = \frac{Q [c_1 (l_1 + l_2) (l_1 + m) + c_3 l_2 m]}{c_2 [(l_1 + l_2)^2 c_1 + (c_2 l_2^2 + c_1 l_1^2)]}.$$

Нагрузки на опоры кареток находятся из соотношений

$$Q_1 = c_1 y_1; \quad Q_2 = c_2 y_2; \quad Q_3 = c_3 y_3.$$

Нагрузка на один каток Q_k определяется исходя из соотношений плеч балансира каретки.

При равноплечих балансирах

$$Q_k = 0,5Q_i,$$

где i — порядковый номер опоры.

При неравноплечих балансирах

$$Q_k = K_6 Q_i,$$

где K_6 — коэффициент, показывающий отношение наибольшего плеча балансира ко всей его длине.

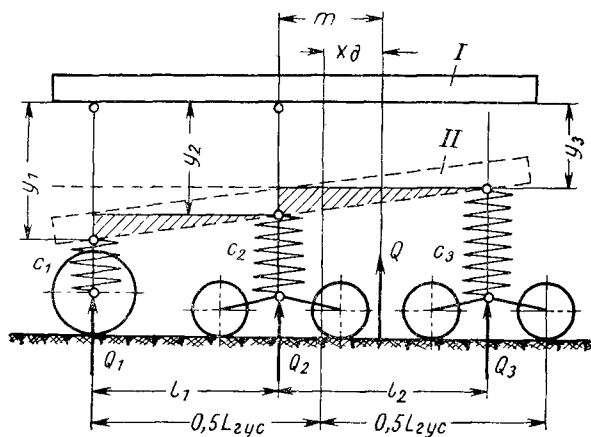


Рис. 163. Силевая схема трехопорной балансирной подвески

Если подвеска опорных катков жесткая, то вычисляется не величина Q_k , а среднее удельное давление $q_{ср}$.

По найденным значениям Q_k или $q_{ср}$ определяют величину максимального удельного давления по формулам:

при эластичной подвеске

$$q_{\max} = k_n \frac{Q_k}{bt};$$

при жесткой подвеске

$$q_{\max} = k_p q_{ср}.$$

Величины коэффициентов k_n и k_p приведены в табл. 42.

Значения коэффициентов k_H и k_p

Тип подвески	Коэффициент k_H при отношении $\frac{a}{t}$ равном		Коэффициент k_p при отношении $\frac{x_0}{L_{гус}}$ равном		Примечание
	0—1,7	3,0	0,05—0,08	0,1—0,18	
Эластичная	0,675	0,5	—	—	При $\frac{x_0}{L_{гус}} \leq 0,2$
Жесткая	—	—	1,6	2,0—2,1	При $\frac{a}{t} \leq 1,7$

После этого рассчитывают наибольшую глубину погружения гусениц в грунт:

$$h_{\max} = -k \ln \left(1 - \frac{q_{\max}}{p_0} \right), \quad (10)$$

где k и p_0 — опытные коэффициенты, зависящие от состояния болота; величина их выбирается по табл. 40.

Далее находят дифферент машины

$$\Delta = \arctg \left(\frac{h_{\max}}{L_{гус}} \right)$$

и корректируют величину x_0 , т. е. учитывают дифферент, после чего корректируют значения q_{\max} и h_{\max} .

Формула (10) справедлива, если движитель проектируемой машины отвечает следующим условиям: а) отношение периметра гусеничного звена к его площади находится в пределах 0,12—0,15 (периметр измеряется в см, площадь в см²); б) отношение периметра опорной поверхности гусениц к их площади находится в пределах 0,03—0,045.

Расчетную величину h_{\max} сравнивают с конструктивной величиной дорожного просвета машины $h_{дор}$. Рекомендуются, чтобы $h_{дор} \approx (1,7 \div 1,85)h_{\max}$ (на наиболее влажном болоте). Числовые коэффициенты в этом выражении учитывают среднюю высоту неровностей на поверхности болота и местные переувлажненные участки.

Затем определяют коэффициент сопротивления передвижению машины:

$$f = f_m + f_n = f_m + \frac{h_{\max}}{L_{гус}}. \quad (11)$$

Коэффициент f_m , учитывающий механические (внутренние) потери в движителе, принимается по табл. 43.

Значения коэффициента f_m

Тип болота	Величина f_m при отношении $\frac{a}{t}$, равном	
	0—1,7	2,0—4,0
Осушенное	0,06—0,1	0,07—0,15
Неосушенное	0,06—0,12	0,1—0,18

Увеличение значений f_m с повышением влажности болота объясняется попаданием абразивных частиц грунта в шарниры гусениц, на беговые дорожки звеньев, а также на направляющие и ведущие колеса. При этом резко возрастают коэффициенты трения в шарнирах, в зацеплениях и коэффициент сопротивления перекатыванию катков и колес по звеньям.

Увеличение значений f_m с повышением отношения $\frac{a}{t}$ объясняется возрастанием числа и величины угловых поворотов звеньев гусениц на опорной ветви, т. е. увеличением работы трения. Доказано [15], что мощность N_r , теряемая на трение в шарнирах опорных ветвей гусениц, находится в следующей зависимости от числа z и величины $\alpha_{зв}$ угловых поворотов звеньев:

$$N_r = 2\mu r_{ш} \sum_1^z \left(T_z \frac{d\alpha_{зв}}{dt} \right),$$

где μ — коэффициент трения шарнира;

$r_{ш}$ — радиус шарнира;

T_z — текущее натяжение гусеницы на опорной ветви.

Подставив выражение (11), в формулу (10), получим

$$P_f = Qf = Q \left[f_m - \frac{k}{L_{гус}} \ln \left(1 - \frac{q_{\max}}{p_0} \right) \right]. \quad (12)$$

Из анализа формулы (12) следует, что сила сопротивления перекатыванию машины зависит от величин q_{\max} , f_m , $L_{гус}$ и от состояния болота.

Сила сопротивления движению машины на подъем, равный $(\alpha + \Delta)$, определяется по формуле

$$P_i = G \sin(\alpha + \Delta).$$

Сила тягового сопротивления рабочих органов T_x вычисляется по формулам теории резания грунтов в зависимости от вида этих органов и способа взаимодействия их с грунтом.

Полная величина силы сопротивления передвижению машины

$$R = Qf + G \sin(\alpha + \Delta) + T_x.$$

Наибольшая возможная сила тяги P_k при достаточной мощности двигателя зависит от конструкции движителя, нормальной нагрузки на него и от механических свойств грунта. В общем виде, приближенно, сила тяги

$$P_k = \mu Q + \Sigma T_{зац}; \quad (13)$$

здесь μ — коэффициент трения металла по грунту;

Q — нормальная нагрузка на гусеницы от веса машины и усилия на рабочем органе;

$\Sigma T_{зац}$ — равнодействующая реакций грунта на грунтозацепы.

Применение формулы (13) ограничивается отсутствием надежных данных о составляющих компонентах и о соотношении между ними.

На практике принято оценивать тягово-сцепные качества движителей коэффициентом $\varphi_{сц}$ сцепления, который равен отношению наибольшей силы тяги к нормальной нагрузке:

$$\varphi_{сц} = \frac{P_{k \max}}{Q}.$$

Значения коэффициента $\varphi_{сц}$, полученные при испытании тракторов на различных типах грунтов, приведены в табл. 44.

Таблица 44

Коэффициент сцепления

Тип и состояние грунта	Коэффициент $\varphi_{сц}$ *		
	По Н. И. Груздеву	По С. Г. Солопову	По данным ЦНИИМЭСХ
Неосушенное болото:			
с дерновым покровом, целина	—	—	0,69—0,96
без дернового покрова	0,3	0,2—0,3	—
Осушенное болото:			
целина	—	0,9—1,0	—
пахота	—	—	0,92—0,93
стерня	—	—	0,92—0,95

* Данные получены при буксовании гусениц в пределах 10—15%.

При $P_k > 1,1R$ движение машины и ее проходимость обеспечены. Коэффициент 1,1 учитывает местные природные отклонения от заданных условий, т. е. является своеобразным коэффициентом запаса.

Последовательность расчета и оценки проходимости машин приведена в табл. 45.

Расчет проходимости

№ по пор.	Определяемые параметры	Формула и обозначение
1	Наибольшая нормальная нагрузка на гусеницы в $\kappa\Gamma$	$Q = G + T_y$
2	Смещение центра давления относительно середины опорной поверхности гусениц в mm	$x_0 = \frac{\Sigma M_y}{Q} 1000$
3	Сумма моментов всех внешних сил, действующих на машину относительно центра давления, в $\kappa\Gamma m$	ΣM_y
4	Наибольшая нагрузка на опорный каток в $\kappa\Gamma$	$Q_k = cy$
5	Среднее расчетное давление под гусеницами в $\kappa\Gamma/cm^2$	$q_{cp} = \frac{Q}{2bL_{гус}}$
6	Коэффициенты k_n и k_p	По табл. 42
7	Максимальное удельное давление под гусеницей в $\kappa\Gamma/cm^2$: с эластичной подвеской катков с жесткой подвеской	$q_{max} = k_n \frac{Q_k}{bt}$ $q_{max} = k_p q_{cp}$
8	Наибольшая глубина погружения гусениц в cm	$h_{max} = -k \ln \left(1 - \frac{q_{max}}{p_0} \right)$
9	Коэффициенты k и p_0	По табл. 40
10	Наибольший дифферент машины в град	$\Delta = \arctg \left(\frac{h_{max}}{L_{гус}} \right)$
11	Коэффициент f_m	По табл. 43
12	Коэффициент сопротивления перекачиванию машины	$f = f_m + \frac{h_{max}}{L_{гус}}$
13	Сила сопротивления движению машины в $\kappa\Gamma$	$R = Qf + G \sin(\alpha + \Delta) + T_x$
14	Наибольшая сила тяги машины при данном типе и состоянии грунта в $\kappa\Gamma$	$P_k = \varphi_{сц} Q$

№ по пор.	Определяемые параметры	Формула и обозначение
15	Коэффициент сцепления гусениц с грунтом $\varphi_{сц}$	По табл. 44
16	Критерии проходимости машины	$\frac{h_{дор}}{h_{max}} \geq 1,7;$ $\frac{P_{к}}{R} \geq 1,1$

§ 30. ПУТИ РАЗВИТИЯ БОЛОТОХОДНЫХ МЕЛИОРАТИВНЫХ ТРАКТОРОВ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО ИХ ТИПАЖУ

Результаты исследований проходимости основных болотоходных тракторов ДТ-55А и Т-100 МБГС в агрегате с мелиоративными машинами, а также результаты исследований взаимодействия рабочих органов этих машин с грунтом позволяют сделать следующие общие выводы:

1) Болотоходные модификации сельскохозяйственных тракторов, выпускаемые в настоящее время и намеченные в перспективном типаже тракторов, не удовлетворяют условиям работы с мелиоративными машинами, в особенности на неосушенных болотах.

2) Специфические механические свойства торфо-болотных грунтов, на которых приходится работать мелиоративным агрегатам, особенности конструкции мелиоративных машин и выполняемых ими технологических процессов вызывают необходимость в создании специализированных мелиоративных тракторов нескольких тягово-мощностных классов.

Как один из основных недостатков всех болотоходных модификаций тракторов отмечается их недостаточная проходимость, что является результатом слишком высоких максимальных удельных давлений гусениц на опорную поверхность и недопустимых смещений центра давления при работе в агрегате с мелиоративно-строительными орудиями.

На всех болотоходных тракторах среднерасчетные удельные давления $q_{ср}$, как правило, ниже, чем у тракторов сельскохозяйственного назначения. При разработке болотоходных модификаций это обычно достигается путем увеличения длины опорной поверхности гусениц $L_{гус}$ и ширины звеньев b . Одновременно увеличивается число опорных катков. Применяются также уширители съемного типа к башмакам гусениц.

Соответствующие данные по отечественным болотоходным тракторам ДТ-55А и Т-100МБГС и их базовым моделям ДТ-54 и Т-100М приведены в табл. 46. Там же для сравнения помещены аналогичные данные по экспериментальному самоходному шасси для мелиоративных машин, разработанному Минским СКБ «Мелиормаш» и показавшему при испытаниях в 1966 г. удовлетворительные тягово-сцепные качества и проходимость, хотя при работе без уширителей глубина погружения гусениц в торфяной грунт влажностью 86—87% достигала 150—200 мм. В таблице имеются также сведения о числе опорных катков и об отношении шага катков a к шагу звеньев t .

Таблица 46

Технические данные отечественных болотоходных тракторов

Трактор	Эксплуатационный вес в кг	Длина $L_{гус}$ в мм	Ширина звена b в мм	Среднее удельное давление в кг/см ²	Число опорных катков	$\frac{a}{t}$
Базовая модель Т-100М	11 700	2370	50	0,490	5	1,63
Модификация Т-100 МБГС	15 350	2780	970	0,285	6	1,63
То же, со съёмными уширителями	16 000	2780	1320	0,218	6	1,63
Базовая модель ДТ-54	5 770	1622	390	0,460	4	3,2 и 2,5
Модификация ДТ-55А	6 455	2244	530	0,272	5	3,2 и 2,5
Самоходное шасси конструкции СКБ «Мелиормаш»	18 350	3800	970	0,249	9	1,63
То же, со съёмными уширителями	19 100	3800	1320	0,190	9	1,63

Для обеспечения проходимости мелиоративных агрегатов по неосушенным болотам, учитывая возможные дополнительные нагрузки на трактор от силового воздействия навесных и прицепных машин, среднерасчетные удельные давления гусениц трактора без машин должны быть не выше 0,2 кг/см², как это имеет место у самоходного шасси конструкции СКБ «Мелиормаш» (СКБ-2) при работе с уширителями. Средние удельные давления, характерные для выпускаемых в настоящее время болотоходных модификаций гусеничных тракторов, неприемлемы.

Значения средних удельных давлений на грунт могут служить критерием проходимости тракторов, если они равномерно распределены по длине опорной поверхности гусениц и если такой характер их распределения сохраняется при работе с различными мелиоративными машинами. Однако эти условия у современных болотоходных тракторов, как правило, не выполня-

ются. Исследованиями доказано, что при работе с навесными мелиоративными машинами эпюры давлений под гусеницами тракторов ДТ-55А и Т-100 МБГС имеют крайне неравномерный характер. В частности, центр давления трактора в результате силового воздействия навесных машин смещается назад относительно середины опорных поверхностей гусениц на величину x_0 ; у трактора ДТ-55А коэффициент смещения центра давления $\frac{x_0}{L_{гус}} = 0,183$, а у трактора Т-100 МБГС $\geq 0,18$.

У трактора ДТ-55А передача давлений на грунт концентрируется в основном на нескольких активно-опорных участках, сосредоточенных в зонах расположения опорных катков. Из-за относительно редкой расстановки катков отрезки гусениц между активно-опорными участками остаются малоиспользованными. Максимальное удельное давление достигает $0,7-0,8 \text{ кг/см}^2$, что примерно в 3 раза выше среднего.

У трактора Т-100 МБГС, для которого отношение $\frac{a}{t} = 1,63$, почти вся опорная поверхность гусениц участвует в передаче давлений, поэтому условие $\frac{a}{t} \leq 1,7$ следует считать для болотоходных тракторов обязательным. Но и здесь, вследствие значительного смещения центра давления агрегата $q_{\max} = 1,64q_{\text{ср}}$, достигая $0,62-0,75 \text{ кг/см}^2$. В результате этого у трактора Т-100 МБГС при работе с навесным каналокопателем наблюдалась глубокая осадка гусениц в торф: на $170-200 \text{ мм}$ при влажности торфа 80% и на $270-350 \text{ мм}$ при влажности 85-86%. В последнем случае трактор полностью терял проходимость. При погружении гусениц на $200-300 \text{ мм}$ становится весьма затруднительным поворот трактора.

Таким образом, задача обеспечения равномерной эпюры давлений гусениц на грунт имеет для болотоходных тракторов первостепенное значение. Для выравнивания эпюры давлений, как было показано в § 27, на практике прибегают к установке противовеса впереди трактора.

На рис. 164 изображена схема экспериментальной установки, разработанной СКБ «Мелиормаш», в которой противовесом является не специально изготовленный груз, а двигатель 1, смонтированный на передвижной раме 2. При работе с навесным каналокопателем двигатель был установлен так, чтобы при транспортном положении каналокопателя центр давления агрегата находился примерно на середине опорной поверхности гусениц ($\frac{x_0}{L_{гус}} = 0,04$). Эпюра давлений показана на рис. 165.

В этом положении $q_{\max} = 0,42 \div 0,45 \text{ кг/см}^2$ при $q_{\text{ср}} = 0,27 \text{ кг/см}^2$. При работе каналокопателя на базе шасси также наблюдалось некоторое смещение центра давления, но оно

было умеренным ($\frac{x_{\theta}}{L_{гус}} \leq 0,05$) и эпюра давлений получилась довольно равномерной. Максимальные величины давлений не



Рис. 164. Схема экспериментальной установки с двигателем в качестве противовеса и с удлиненной гусеницей

превосходили $0,5 \text{ кг/см}^2$ при среднем удельном давлении $0,28 \text{ кг/см}^2$. При таких давлениях, работая на торфе влажностью 80—82%, гусеница погружалась в грунт всего на 70—

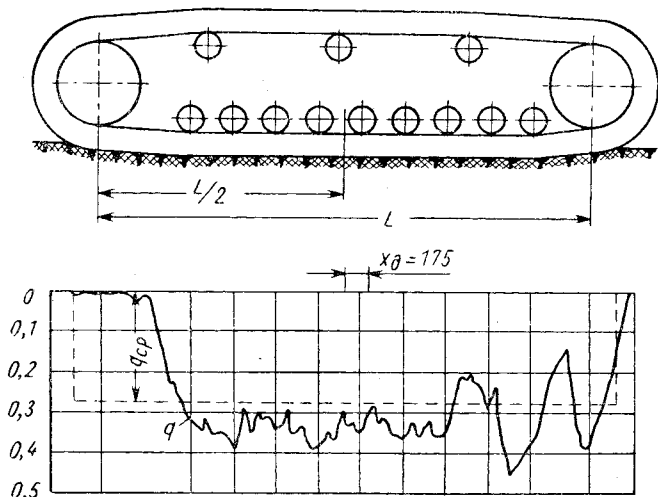


Рис. 165. Эпюра нормальных давлений под гусеницами экспериментальной установки

100 мм. На торфе влажностью 87% установка также сохраняла удовлетворительную проходимость, однако глубина погружения гусениц возросла до 350 мм.

Идея создания мелиоративных тракторов с перемонтируемым блок-противовесом принадлежит т. т. И. С. Кавьярову, В. Г. Пескову, Ю. П. Саматову, В. П. Коцегубову, В. А. Скотникову, А. А. Машенскому, В. Г. Колоше, М. М. Астраханцеву и Д. Д. Петровичу.

Более радикальным решением является автоматизация перемещения центра давления в оптимальное положение в соответствии с изменением силового воздействия на трактор. С этой точки зрения представляет интерес идея, предложенная В. А. Скотниковым, В. А. Москаленко, В. Г. Колошей, В. Н. Качаком и Д. Д. Петровичем [22].

Большое значение для мелиоративных тракторов, как было показано в § 27, имеет также величина дорожного просвета, месторасположение деталей, определяющих просвет, и конструк-

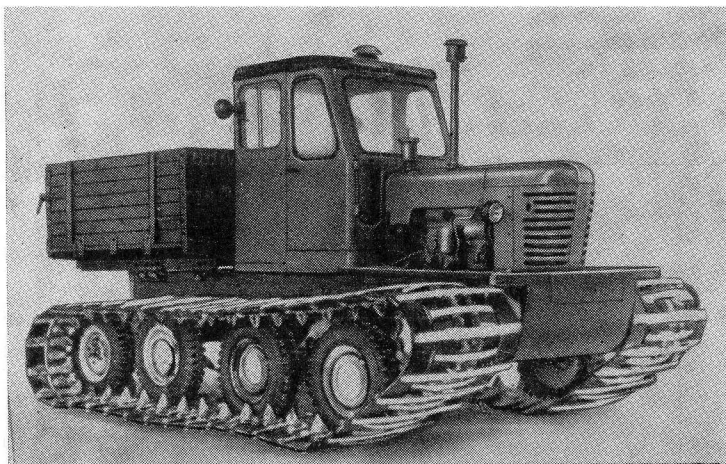


Рис. 166. Гусеничное мелиоративное шасси с резинометаллическими гусеницами

тивное оформление днища трактора между гусеницами. Можно считать общепризнанным, что конструктивный дорожный просвет должен быть не меньше 450 мм. Нужно, однако, оговорить, что фактическая его величина при погружении гусениц в грунт должна отсчитываться от несминаемой поверхности грунта между гусеницами с учетом того обстоятельства, что при работе на болотах в результате осадки торфа под гусеницами возникает дифферент трактора.

В особых случаях практики мирового тракторостроения повышение проходимости достигается снижением веса движителей путем замены металлических гусениц резинометаллическими

лентами или резинопневматическими гусеницами, а также путем установки пневмомашинных опорных и поддерживающих катков и катков с резиновым ободом. Кроме этого, внедряются детали и узлы из пластмасс. Применение резинометаллических лент позволяет одновременно (за счет снижения удельного веса материала гусениц) увеличить их опорную площадь без увеличения общего веса трактора. С целью проверки эффективности этого способа повышения проходимости по болотам Минское СКБ «Мелиормаш» создало мелиоративное шасси ШУМ-1 с конструктивным весом 3,5 т и с двигателем на резинометаллических гусеничных лентах (рис. 166). Шасси ШУМ-1 на заводских испытаниях в 1966 г. показало хорошие тягово-цепные качества и проходимость по болотам с влажностью торфа до 88%, а также по снежной целине.

Мощность двигателя шасси 50 л. с., наибольшая скорость движения до 20 км/ч.

Кроме этого способа, положительные результаты показывает использование сочлененных гусеничных машин в качестве базовых машин высокой проходимости. Примером такой машины в мелиорации может быть каналокопатель РЭК-2.

Однако в любом случае для рационального использования размеров гусениц требуется, чтобы соблюдалось $\frac{a}{t} \leq 1,7$ и

Таблица 47

Типаж мелиоративных тракторов высокой проходимости

Главный параметр — мощность двигателя в л. с.	Основные параметры				Примечание
	Конструктивный вес машины в т	Максимально допустимый вес навесного оборудования в т	Наибольшее допустимое давление под гусеницами базовой машины при агрегатировании с навесным или прицепным оборудованием в кг/см ²	Тяговое усилие в т (не менее)	
50—60	3,5	1,0	0,35	2,0	С резинометаллическими гусеничными лентами
75—100	9,0—12,0	5,0	0,30	5,0	С подвижным и поворотным блок-противовесом
220	18,0—20,0	8,0	0,30	15,0	С перемонтируемым блок-противовесом
300—360	Не выше 45,0	25,0	0,30	25,0—30,0	По сочлененной схеме

$\frac{x_d}{L_{гус}} \leq 0,05$. Опыт эксплуатации и исследований мелиоративных машин, агрегируемых с болотоходными тракторами, позволил Минскому СКБ «Мелиормаш» совместно со специалистами Главмелиормаша внести предложения по типажу мелиоративных тракторов на 1966—1970 гг. Предложены четыре модели мелиоративных тракторов с мощностью двигателей и другими параметрами, указанными в табл. 47. При составлении этой таблицы были учтены высказанные соображения об общей компоновке машин и требования, предъявляемые к их ходовой части и силовой передаче.

Глава VII

ИССЛЕДОВАНИЯ И ИСПЫТАНИЯ МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИН

На современном этапе общественного развития нужды народного хозяйства требуют комплексной механизации всех мелиоративных работ, высоких темпов технического прогресса, т. е. непрерывного усовершенствования и создания мелиоративных машин.

Решение этой задачи обнаруживает противоречие между требуемыми темпами механизации и существующими темпами создания техники. Последние сдерживают развитие механизации вследствие значительных по продолжительности и объему всех этапов процесса создания машин. Опыт последних лет показывает, что от начала работы над новой машиной до ее постановки на производство проходит не менее 5—7 лет. Такие сроки не отвечают современным требованиям механизации мелиоративных работ.

С другой стороны, современное состояние науки и техники позволяет преодолеть указанное противоречие путем выбора, разработки и внедрения передовых методов научных исследований, проектирования, испытаний и производства новых машин. Под методом здесь понимаются не только способ, но и технические средства решения каждого из перечисленных этапов создания машин, а также способ и средства связи всех этих этапов в единое целое.

Следует отметить, что неправильное понимание сути названного выше противоречия может привести к ошибочным действиям. Дело в том, что рост темпов создания машин неразрывно связывается на современном этапе с повышением их качества, поэтому всякое ускорение отдельных этапов процесса создания машин означает одновременно и осуществление их на высоком техническом уровне.

В настоящем разделе рассматриваются методы двух этапов процесса создания машин: этапов исследований и испытаний.

В мелиоративном машиностроении при создании машин и механизмов исходят из требований практики мелиорации. Конструкции требуемых машин разрабатываются в основном на базе унификации созданных ранее узлов и исходя из законов и положений ряда теорий: теоретической механики, теории трактора, теории надежности и долговечности и других. На основании положений и закономерностей этих теорий рассчитываются геометрические, энергетические и другие соотношения машин, выбираются параметры рабочих органов и т. д.

Однако при создании ряда машин, при коренном улучшении их узлов оказывается, что имеющиеся теории и законы не всегда позволяют рассчитать и обосновать необходимые, наиболее прогрессивные и экономически эффективные параметры новых машин, предсказать их работоспособность, надежность и долговечность. В этом случае говорят о недостаточности исходных данных для проектирования промышленных образцов машин и механизмов.

Такое положение объясняется относительностью наших знаний вообще, а в частности тем, что некоторые теории не завершены, иные находятся в стадии становления. Таковы, например, современные теоретические знания в области резания грунтов. Другие теории очень трудно непосредственно применить к объекту изучения, например механику грунтов к анализу взаимодействия ходовых устройств и грунтов. Кроме этого, некоторые теории, если и позволяют, например, математически описать движение различных органов, то зачастую осуществить непосредственный анализ этого движения и выбрать оптимальный вариант элемента или органа бывает невозможно из-за сложности полученных дифференциальных уравнений. Наконец, при создании сложных машин, таких как каналокопатели для отрывки каналов глубиной до 2—3 м, возникает необходимость одновременно решать ряд задач: выбрать оптимальные варианты силовой установки и силовой передачи движителя; обеспечить всем узлам и органам высокую надежность, а машине в целом — экономическую эффективность. При проектировании такой машины законы связи и функционирования разнородных отдельных агрегатов и систем машины, а также способ, связывающий их в единое целое, остаются, как правило, неизвестными.

В связи с этим возникает необходимость в проведении теоретических и экспериментальных научно-исследовательских работ, целью которых является ускоренное получение недостающих знаний об интересующих сторонах объекта (процесса, системы, машины, механизма, детали). Знания, полученные в результате исследований, позволяют приступить к созданию нового рабочего органа или механизма; предсказать параметры и пути

создания прогрессивных машин. При этом одновременно раскрывается сущность явлений, развивается или дополняется теория.

Таким образом, исследования направлены как на получение суммы эмпирических сведений, например, в виде зависимостей и отношений о явлениях природы, так и на раскрытие сущности явлений, охваченных исследованиями, т. е. на создание теории. Все это, в конечном итоге, позволяет создавать новые машины, органы, материалы.

Задачи исследований

Задачи исследований очень разнообразны и определяются требованиями, предъявляемыми к мелиоративному машиностроению практикой мелиоративных работ. Все исследования подчинены решению следующих общих задач:

1) определению и периодическому корректированию оптимальной системы и потребности мелиоративных машин, необходимых для комплексной механизации всех осушительно-мелиоративных работ;

2) обоснованию, разработке и периодическому корректированию типажей по классам мелиоративных машин в соответствии с системой или системами машин;

3) ускоренному созданию и усовершенствованию машин каждого типоразмера всех классов машин;

4) выбору, разработке и усовершенствованию механизмов, аппаратов и систем для автоматизации управления мелиоративными машинами.

Каждая из перечисленных задач состоит из многих, различного назначения этапов, требующих постановки собственных (этапных) задач, оптимальное решение которых осуществимо в результате координированных усилий и творчества институтов, КБ и заводов отрасли мелиоративного машиностроения и на основе учета опыта эксплуатации, а также опыта других отраслей науки и техники.

Основными объектами изучения в научно-исследовательских работах отрасли мелиоративного машиностроения являются следующие:

1) процессы взаимодействия рабочих органов с грунтом, металлов в различных средах, ходовых устройств с грунтом и др.;

2) различные типы силовых передач машин и приводы их рабочих органов;

3) процессы управления и системы, автоматизирующие управление машинами;

4) классы машин, их взаимосвязь и влияние на эффективность мелиоративных работ.

Актуальные задачи исследований

Предмет исследования	Рекомендуемый метод исследования	Цель исследования
Связь прочности и долговечности деталей привода фрез машин типа КФН-1200 с характером и величиной динамических нагрузок, возникающих в приводе	На специальных стендах по программе, заданной на основе данных тензометрирования	Повышение долговечности и надежности деталей и узлов привода
Взаимосвязь типа привода фрез и величины динамических нагрузок	Математическое моделирование на основе данных тензометрирования	Снижение динамических нагрузок и повышение производительности машин
Связь надежности и долговечности деталей различных рабочих органов каналокопателей со свойствами каменистых и тяжелых минеральных грунтов	В грунтовом канале	Создание рабочего органа и его привода для разработки тяжелых и каменистых грунтов в переувлажненных зонах
Зависимость мощности, потребляемой на привод фрез машин типа КФН, от глубины канала и заложения откосов и связь этой зависимости с геометрическими размерами и формой лопаток фрез	Физическое моделирование в грунтовом канале	Снижение энергоемкости разработки грунта
Связь геометрии фрез машин типа КФН и потерь мощности на трение грунта, находящегося на лопатках фрез, о поверхность забоя и на трение фрез по грунту откоса канала	То же	То же
Связь геометрии пассивного отвала машин типа КФН с величиной тягового сопротивления и динамических нагрузок, возникающих в приводе фрез	Натурное исследование в грунтовом канале	Повышение производительности и увеличение долговечности машин
Связь конструктивного оформления и производительности роторного многоковшового рабочего органа при разработке трапециевидных и параболических сечений каналов	Физическое моделирование в грунтовом канале	Создание рабочего органа для рытья каналов глубиной до 2,5—3,5 м с заложением откосов до 1:2
Связь геометрии и материала режущих ножей фрез, роторов, дисков мелиоративных машин со скоростью резания, типом и состоянием разрабатываемой среды	На стендах	Повышение износостойкости режущих элементов, уменьшение энергоемкости резания

Предмет исследования	Рекомендуемый метод исследования	Цель исследования
Взаимосвязь веса машин, величины их поступательной скорости движения и потерь на перекатывание машин по неосушенным болотам	Натурное исследование в эксплуатационных условиях Физическое моделирование в эксплуатационных условиях	Повышение проходимости меллоративных машин
Динамика работы электрогидроаппаратуры в бескопирных механизмах, обеспечивающих заданный уклон дну канала	На стендах	Повышение надежности и долговечности автоматов управления меллоративных машин

Названные объекты исследований обладают бесконечностью свойств и сторон. К наиболее важным сторонам, которые еще до сих пор остаются недостаточно изученными, следует отнести задачи, указанные в табл. 48.

Структура процесса исследования и постановка задачи эксперимента

Исследование — процесс многоактный. После возникновения конкретной задачи исследователь выполняет следующие этапы.

Формулировка предмета исследования и изучение состояния вопроса. Любой объект изучения, например процесс взаимодействия фрез каналокопателей с грунтом, неисчерпаем в своем содержании и поэтому исследователи не могут охватить все свойства и стороны этого процесса. Обычно они абстрагируются от бесконечной сложности изучаемого объекта и выделяют некоторые стороны в соответствии с поставленной конкретной задачей, например выделяют явление изнашивания режущих элементов фрез каналокопателя в зависимости от вида материала режущих элементов или от скорости резания грунта и т. д. В названном объекте изучения может быть актуальной и другая сторона: энергетический баланс процесса резания и выброса грунта лопатками фрез каналокопателя и т. д. Выделенные стороны изучаемого объекта и составляют в дальнейшем предмет исследования. Первой необходимостью при этом является расширение и обобщение знаний о предмете исследования путем изучения и анализа информации о нем и об объекте изучения, так как познанный исследователем опыт, накопленный обществом, и его личный опыт являются основой для составления нового знания о предмете исследования.

Современные науки характеризуются взаимопроникновением, синтезом, поэтому при поиске информации о предмете исследования просматриваются источники информации смежных отраслей. Так, при исследовании энергетического баланса процесса разработки и выброса грунта лопатками фрез каналопателя типа КФН специалисты СКБ «Мелиормаш» ознакомились с новейшими теоретическими и практическими данными по резанию грунтов, горных пород и металлов; проанализировали результаты различных испытаний роторных и фрезерных рабочих органов. Одновременно были изучены новейшая техника измерений и современные методы экспериментирования.

Сведения получали главным образом путем запроса, направляемого в отраслевой и всесоюзный институты научно-технической информации (ИНТИ) и в центральные научно-технические библиотеки. Материалы получали от ИНТИ и библиотек в виде библиографических справочников-указателей, рефератов, обзоров. После изучения отбирали наиболее актуальные сообщения, по которым уже запрашивали книги, фотокопии статей и переводов, отчетов, патентов. Параллельно с этим просматривали реферативные журналы, экспресс-информации и библиографические справочники, имеющиеся в отделе технической информации (ОТН) СКБ «Мелиормаш», и привлекали ОТН к непосредственному поиску литературы (отчеты институтов по близким темам, сообщения отечественной и зарубежной периодической печати, патенты) для составления библиографических справок и картотек по УДК (универсальной десятичной классификации) с целью последующего запроса центральных библиотек и ИНТИ.

Полученная информация критически изучалась: выявлялось общее и особенное анализируемых работ по условиям опытов, по исходным данным, по методике работы, по глубине разработок структурных моделей объекта изучения, достоверности результатов опытов, по геометрии и материалу исследуемых конструкций и т. д. При этом обращалось внимание на обоснованность существующих теоретических моделей, сущности изучаемых явлений, а не только на эмпирические знания о самом явлении. Сопоставлялись также существующие теоретические знания между собой и с новейшими опытными данными. Одновременно с этим конкретизировалось направление работ, их объем, намечались методы решения основных вопросов.

Продолжительность этапа изучения состояния вопроса зависит не только от метода поиска информации, способностей исследователей и их количества, но и от их предварительной подготовленности, т. е. от того, насколько поставленная задача была уже им знакома. В зависимости от этого продолжительность указанного периода, как правило, не превышает 6 месяцев. Это не означает, конечно, что при последующих этапах

работы исследователь не обращается к состоянию вопроса, к информации для различного рода уточнений, справок и т. д.

Разработка рабочей гипотезы (теоретических предпосылок).

Изучение состояния вопроса завершается составлением краткого отчета и разработкой рабочей гипотезы, которая исходит прежде всего из накопленного опытного и теоретического материала. В ходе анализа и сопоставления информации исследователя на основе усвоенных знаний конкретизируют предмет исследования. Это позволяет логически определить, какие важные явления (или их стороны) не изучены или изучены недостаточно и каковы внешние причины этих явлений, т. е. каковы факторы и условия, определяющие явления. После этого исследователь описывает изучаемое явление, предмет исследования: излагает причинную связь в знаковой форме (описание в графиках, в математической форме и т. д.). Это и составляет рабочую гипотезу. Иногда при поисковых работах рабочая гипотеза выступает только в виде схем, чертежей, пояснений, требующих экспериментальной проверки.

Наиболее часто рабочая гипотеза носит характер теоретических предпосылок к экспериментальному исследованию. Обычно при всякого рода экспериментальных исследованиях в теоретических предпосылках математически описывается эмпирическая зависимость между двумя-тремя свойствами-параметрами предмета исследования. От остальных свойств исследователь абстрагируется, т. е. создается частная модель явления. Исследуемым сторонам зачастую мысленно придают идеализированные свойства, но при этом не дается объяснение этих зависимостей как основы для дальнейших предсказаний, т. е. не раскрывается глубоко сущность явлений. Наиболее высокая форма рабочей гипотезы создается путем синтеза частных моделей явлений изучаемого объекта. Это возможно благодаря абстрактно-логической деятельности исследователей.

В последнее время наблюдаются плодотворные попытки использовать в качестве модели явлений аналогии в виде теорий смежных наук. Объективной основой такого метода является единство материального мира. Например, в качестве рабочей гипотезы о процессе взаимодействия с грунтом плоских режущих ножей предлагается известная в механике грунтов теория пассивного давления грунта на подпорную стенку. В любом случае рабочая гипотеза нуждается в экспериментальной проверке и последующем уточнении или замене, с тем чтобы превратиться в научный закон или теорию изучаемого объекта. Ускорение этапа разработки рабочей гипотезы зависит главным образом от подготовленности исследователя, его активности и способности к теоретическому мышлению.

Период разработки рабочей гипотезы может длиться несколько лет, так как требует предварительных сложных расче-

тов, постановки предварительных опытов и т. д. Продолжительность разработки теоретических предпосылок к экспериментальному исследованию относительно простых явлений после внимательного изучения состояния вопроса обычно не превышает 3—6 месяцев.

Проверка положений гипотезы и дальнейшее изучение причинной связи явлений производится в процессе следующего этапа экспериментального исследования путем непосредственного оперирования с изучаемым явлением или путем моделирования.

Таким образом, после фиксации результатов изучения и анализа объекта исследования, после гипотетического раскрытия его сущности или закономерности в той или иной форме рабочей гипотезы возникает задача создания экспериментальной установки, макета или модели для проверки или подтверждения выдвинутой гипотезы. В конечном итоге это делается для получения непосредственных результатов, применимых к разрешению конкретной практической задачи.

Выбор или разработка метода экспериментального исследования. В целях ускорения создания машин, а также их узлов экспериментальные исследования установок, макетов и моделей не должны, как правило, продолжаться более 2 лет, включая и время на их изготовление или выбор. В связи с этим исследования проводятся с помощью совершенных методов и современной аппаратуры, позволяющих механизировать операции анализа, счета и инструментальных замеров и обеспечивающих высокую точность и автоматизацию этих операций.

Ускоренные приемы позволяют значительно сократить продолжительность исследования, а значит ускорить процесс создания машин.

В настоящее время в зависимости от поставленных целей и задач, оснащенности и квалификации исследователей экспериментальные исследования проводятся следующими методами:

1) непосредственным исследованием экспериментальной установки или макета по заданной программе путем одновременного синхронного замера ряда параметров (процессов) с помощью измерительных моделей (тензометрирования и осциллографирования, пленочнолаковых покрытий, изотопной техники, микрометража и т. д.), а также скоростной киносъемки: а) в эксплуатационных условиях; б) в испытательном грунтовом канале и на полигоне; в) на специальных испытательных стендах. При этом используются приборы и аппараты для механизированной обработки полученных осциллограмм, динамограмм и другой информации;

2) моделированием: а) физического, например, пространственно-временного в грунтовом канале или на стендах с использованием измерительных моделей (тензометрирования и др.) и

б) математического, с использованием аналоговых или электронно-цифровых вычислительных машин.

Выводы и предложения по результатам исследования. После обработки экспериментальных данных исследователи анализируют полученные результаты, проверяя положения рабочей гипотезы, и делают предварительные выводы, что необходимо для окончательной формулировки выводов и предложений, а также для последующего составления отчета с практическими рекомендациями по внедрению результатов работы. Конкретные практические рекомендации оформляют в виде предложений, согласованных по срокам и объему предстоящих работ с заводом-изготовителем министерства.

§ 32. МЕТОДЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

Натурное исследование

Достоинство этого метода в том, что исследователь непосредственно изучает объект. Знания, полученные при этом, прямо относятся к предмету исследования, поэтому точность получаемых данных очень высокая.

При натурном исследовании осуществляются:

- 1) проектирование и изготовление экспериментальной установки или макета, включая измерительные элементы и приспособления;
- 2) разработка методики и программы исследования;
- 3) исследование и тарирование измерительных элементов;
- 4) выбор и подготовка земельных участков;
- 5) лабораторно-полевые замеры, включая ремонт установки, макета, приспособлений и др.;
- 6) обработка результатов исследования.

Все эти этапы могут проводиться в основном последовательно, поэтому ускорить процесс исследования возможно путем ускорения отдельных этапов.

Экспериментальные установки обычно имеют различные варианты рабочих органов, их элементов, систем и т. п. Например, для поиска оптимального решения гусеничного хода базового гравитора каналокопателя (при исследовании процесса взаимодействия гусениц с грунтом) применяется установка в виде гусеничного шасси, в котором изменяется число, расстановка и диаметр опорных катков, ширина и шаг гусеничных звеньев, тип подвески, положение и величина весовых нагрузок. Все эти варианты вводятся и исследуются в зависимости от грунтовых условий, режима работы и других параметров в соответствии с теоретическими предположениями. В таком изменении вариантов, в переходе от одного к другому (при прочих равных условиях) состоит суть эксперимента, позволяющая выявить скрытые яв-

ления, стороны, свойства. Анализ результатов исследований позволяет затем найти оптимальное решение будущего объекта или же наметить новые другие пути исследования.

Большинство экспериментальных исследований проводится на макетах, т. е. на действующих вариантах изделий, сконструированных и изготовленных либо на основе предварительных исследований экспериментальной установки или модели, либо на базе изобретательского предложения. В обоих случаях требуется проверочное исследование, направленное на получение параметров, предсказываемых гипотезой, отвечающих современному уровню техники и обеспечивающих экономическую эффективность будущему изделию.

Положительные результаты исследований макета позволяют затем перейти к разработке и последующим заводским и приемочным испытаниям опытно-промышленных образцов новых машин, систем, механизмов. Одновременно по результатам исследований макета даются рекомендации по созданию методик и конструкций стендов для ускоренных испытаний отдельных узлов, рабочих органов и будущих машин в целом. Это позволяет избежать предварительных испытаний с тензозамерами образца нового изделия в эксплуатационных условиях, в результате чего значительно сокращается продолжительность испытаний и доводки будущего изделия.

Разработка методики изучения объекта исследования означает выбор и обоснование измерительных моделей и других способов изучения, а также выбор средств обработки результатов эксперимента. Поэтому от совершенства методики зависят степень точности полученных данных, достоверность отображения изучаемого явления и продолжительность этапа полевых исследований (замеров). На продолжительность периода разработки методики влияет подготовленность и опыт исследователя, глубина изучения состояния вопроса занимает 2—4 месяца.

Продолжительность, объем и стоимость натурных исследований зависят от многих факторов, главные из них определяются условиями и местом, где проводятся исследования: в эксплуатационных условиях, в грунтовом канале или на испытательных стендах.

Натурные исследования в эксплуатационных условиях, начиная от проектирования установки или макета и кончая обработкой экспериментальных данных, продолжаются в мелиоративном машиностроении 8—28 месяцев и требуют затрат в сумме 15—100 тыс. руб. Около 40—60% этих затрат приходится на изготовление и ремонты установок или макетов, примерно 30—40% составляет стоимость конструкторских работ и 5—20% — стоимость остальных работ (состояние вопроса, методика, тарирование и т. д.). По продолжительности работ первое место занимает период полевых исследований, взятый вместе с потерями времени

на ремонт и с простоями из-за погодных-климатических условий. Периоды проектирования и изготовления примерно одинаковы.

Натурные исследования в эксплуатационных условиях проводятся в настоящее время в следующих случаях: при поисковых исследованиях, при исследовании надежности и долговечности, при невозможности или неэффективности метода моделирования и с целью получения статистических и типовых данных об исследуемых явлениях.

Разнородность природных грунтовых условий, их влияние на точность результатов, зависимость качества и объема исследований от климатических условий, от времени года и сезонности работ, влияние многих эксплуатационных факторов на точность результатов — все это приводит к тому, что метод натурных исследований в эксплуатационных условиях требует значительных затрат времени, больших размеров земельных участков и отличается широким разбросом получаемых данных. Если учесть, что натурные исследования часто сопряжены с непроизводительными затратами материальных и финансовых средств, а современная наука и техника позволяют все шире использовать моделирование, то станет понятной наметившаяся тенденция применять метод натурных исследований в эксплуатационных условиях главным образом для выполнения критериальной функции (испытаний), т. е. для окончательной проверки предварительных данных моделирования и результатов стендовых и канальных исследований, а также для получения статистических данных об изучаемых явлениях.

Ускорение процесса замеров при исследовании в эксплуатационных условиях идет по пути использования электротензометрии и осциллографирования, позволяющих синхронно и одновременно записать на одной ленте множество (обычно 12—20) изучаемых и взаимосвязанных параметров в виде различного рода линий (моделей изучаемых свойств). Например, при исследовании проходимости каналокопателя КФН-1200 и его силового воздействия на базовый трактор Т-100 МБ на одной осциллограмме записывались одновременно и синхронно: нормальные и касательные реакции грунта на звенья гусеницы; глубина погружения звеньев в грунт; угол поворота звеньев; горизонтальные и вертикальные силы, действующие со стороны навесного каналокопателя на трактор в трех пальцах навесного устройства; сила, растягивающая гусеницу; дифферент машины. Кроме этого, на осциллограмме фиксировалось время. Схема измерительной установки для замера названных параметров показана на рис. 167. Там же показаны схемы соединения датчиков в измерительных приспособлениях. Это тензозвено 1, глубиномер 2, угломер 3, тензопальцы 4 и 5 для замера сил R'_x , R'_y , R''_x , R''_y , дифференциальный датчик 6 и тензопалец 7 для замера сил T_2 , растягивающих гусеницу.

Проволочные датчики аппаратуры питались током от усилителя 8, в котором также имеются измерительные полумосты для восьми каналов. От усилителя сигналы подавались на осциллограф 9, где фиксировались на бумагу. Реохордные датчики глубиномера, угломера и дифференциатора питались от аккумуляторных батарей и подсоединялись непосредственно к осциллографу.

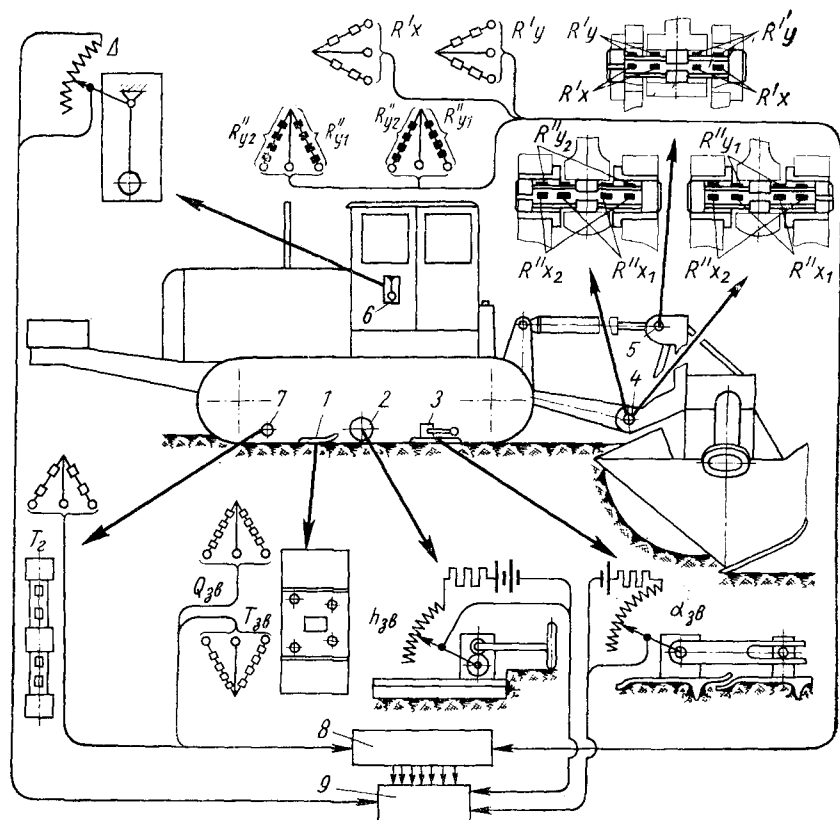


Рис. 167. Схема измерительной установки и тензоэлементов для исследования тяговосцепных свойств и проходимости мелiorативных машин

Ввиду того, что рабочие скорости каналокопателя КФН-1200 не превышают 270 м/ч, вся аппаратура, расположенная на гусенице, подсоединялась к тензостанции без помощи токосъемника.

На рис. 168 показано тензовзвено (рис. 168, а) гусеницы трактора типа ДТ-55А. С помощью тензовзвена производится одновременный замер сил $Q_{зв}$ и $T_{зв}$. Тензовзвено состоит из нижнего опорно-упорного башмака 1 и верхней части 2, соединяемых двумя тензопальцами 3. Между обеими частями тензовзвена имеется

зазор 3 мм, закрытый (от попадания в него частиц грунта) пористой резиной, приклеенной по всему периметру зазора.

Тензопальцы изготовлены из стали 65Г. Консольная часть тензопальца на некоторой длине выполнена квадратного сечения и отшлифована, а на две взаимно перпендикулярные грани этой части наклеено по два проволочных датчика 4 с базой 10 мм и сопротивлением 100 ом. Для укладки соединительных проводов тензопальцы имеют продольные канавки. От проворачивания в проушинах пальцы стопорятся в нижнем башмаке винтами. Тензозвено полностью сохраняет конфигурацию серийного звена

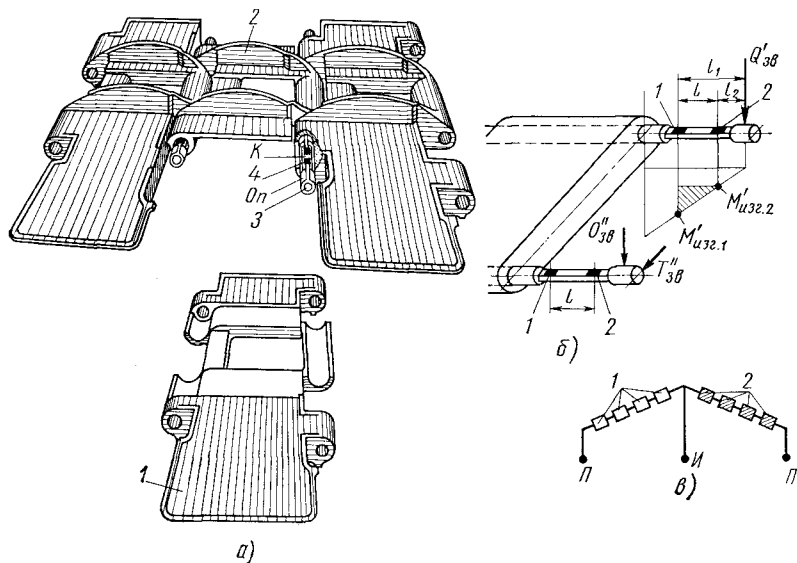


Рис. 168. Тензозвено гусеницы ДТ-55А:

а — тензозвено гусеницы трактора; б — схема установки датчика; в — схема соединения датчиков

гусеницы трактора ДТ-55. Проволочные датчики, наклеенные на тензопальцы, надежно защищены от внешних механических повреждений и от влаги. Тензопальцы легко могут быть вынуты из тензозвена для проверки состояния датчиков.

Силы $Q_{3в}$ и $T_{3в}$ действуют на нижний опорно-упорный башмак 1 тензозвена и через его крайние, как точки приложения сил, проушины передаются на четыре консоли двух тензопальцев 3. Для замера силы $T_{3в}$ на вертикальных гранях консолей тензопальцев на равных расстояниях l один от другого наклеено по два проволочных датчика (рис. 168, б). Для замера силы $Q_{3в}$ датчики наклеены таким же способом на горизонтальных гранях.

Из рис. 168, б следует, что каждый датчик 1 растягивается пропорционально моменту $M_{изз1} = Q'_{3в} l_1$, а каждый датчик 2 —

пропорционально моменту $M_{узг_2} = Q'_{зг} l_2$, где $Q'_{зг}$ — часть нормальной реакции почвы, действующей на звено, воспринимаемая первой консолью тензопальца. Здесь l_1 — расстояние от точки приложения силы до середины первого датчика; l_2 — то же расстояние до середины второго датчика.

Относительные удлинения датчиков 1 и 2 при этом равны:

$$\varepsilon_1 = \frac{Q'_{зг} l_1}{WE}; \quad \varepsilon_2 = \frac{Q'_{зг} l_2}{WE},$$

где W — момент сопротивления на изгиб шейки тензопальца;
 E — модуль упругости стали тензопальца.

При удлинении датчиков изменяется их электросопротивление по закону

$$\frac{\Delta R}{R} = k \frac{\Delta l}{l} = k\varepsilon,$$

где ΔR — приращение сопротивления при деформации датчика измеряемой силой;

R — сопротивление проволочного датчика в ом;

Δl — абсолютное приращение длины проволоки датчика при его деформации измеряемой силой;

l — длина проволоки датчика;

k — относительная чувствительность проволочного датчика.

Изменение сопротивления датчиков 1 и 2 при действии моментов $M_{узг_1}$ и $M_{узг_2}$ равно соответственно:

$$\Delta R_1 = Rk\varepsilon_1; \quad \Delta R_2 = Rk\varepsilon_2.$$

Разность этих приращений сопротивлений

$$\Delta R_1 - \Delta R_2 = Rk \frac{Q'_{зг}}{WE} (l_1 - l_2) = Rk \frac{Q'_{зг}}{WE} l = c_1 Q'_{зг};$$

так как на всех консолях

$$l = \text{const}, \quad W = \text{const}, \quad R = \text{const},$$

то сумма разностей $\Sigma(\Delta R_1 - \Delta R_2)$ для всех парных датчиков равна:

$$\Sigma(\Delta R_1 - \Delta R_2) = c_1 (Q'_{зг} + Q''_{зг} + Q'''_{зг} + Q''''_{зг}) = c_1 Q_{зг},$$

где

$$c_1 = \text{const}.$$

Таким образом, при принятой схеме соединения датчиков в полумост по измерительной диагонали $И$ (рис. 168, θ) моста течет ток, пропорциональный сумме разностей $\Sigma(\Delta R_1 - \Delta R_2)$, т. е. пропорциональный измеряемой силе $Q_{зг}$. По аналогичной схеме включены датчики для замера $T_{зг}$.

Таковую же конструкцию имеет тензозвено (рис. 169) к гусенице тракторов типа Т-100МБ.

При замере сил R'_x , R'_y , R''_x и R''_y , использовался тот же метод наклейки датчиков на тензопальцы, что и в тензозвене.

На рис. 167 видно, что все датчики R''_x , расположенные ближе к средней опоре пальцев, соединены в одно плечо полумоста, а все датчики R''_x , расположенные по краям пальцев, соединены в другое плечо измерительного полумоста. Так же соединены датчики R''_{y1} и R''_{y2} . Такой метод, предложенный А. В. Васильевым [2], позволяет замерять силы, действующие на среднюю шейку пальцев, независимо от точки приложения этих сил по длине средней шейки.

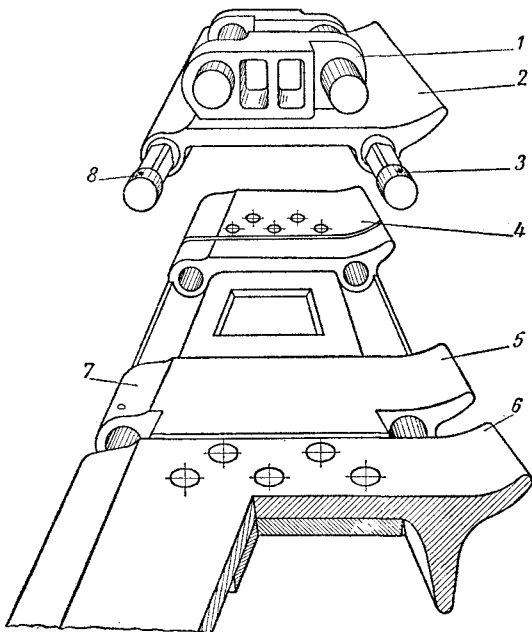


Рис. 169. Тензозвено гусеницы трактора Т-100МБ:

1 — тяговое звено; 2 — верхний тензобашмак; 3, 8 — тензопальцы; 4, 6 — уширители нижнего тензобашмака; 5 — нижний тензобашмак; 7 — стопорный винт

Взаимовлияние сил, например $Q_{зв}$ на $T_{зв}$ или R_x на R_y и наоборот, учитывалось при тарировании тензозвена и тензопальцев с помощью коэффициентов

$$k_Q = \frac{\Delta T_{зв}}{Q_{зв}}; k_T = \frac{\Delta Q_{зв}}{T_{зв}}; k_x = \frac{\Delta R_x}{R_y} \text{ и}$$

т. д., где $\Delta T_{зв}$; $\Delta Q_{зв}$; ΔR_x и т. д. В числителе — ординаты соответствующих сил, зафиксированные осциллографом при тарировании других сил, действующих в перпендикулярной плоскости: $Q_{зв}$, $T_{зв}$, R_y и т. д.

Принцип действия глубиномера, угломера и дифференциатора ясен из рис. 167. Он основан на изменении омического сопротивления реохордов, встроенных в корпуса указанных приборов. Колесо глубиномера остается на поверхности грунта, когда корпус с реохордом, размещенный на башмаке гусеницы, погружается в грунт. Это изменение положения колеса глубиномера относительно его корпуса и вызывает перемещение движка реохорда, связанного с рычагом, а также перемещение движка реохорда, связанного с рычагом колеса зубчатой передачей. В угло-

мере движѳк рѳохорда смещается при повороте одного звена гусеницы относительно другого, а в дифферентометре — при отклонении вертикальной оси машины от оси маятника, размещенного в корпусе дифферентометра.

Для исследования динамических нагрузок, возникающих в приводе рабочих органов машин, на ленту осциллографа записывались крутящие моменты, действующие в одном или нескольких валах привода, и число оборотов этих валов. В машинах с гидроприводом, кроме этого, записывалось давление масла в гидросистеме, а при исследовании машины Д-583 фиксировалась мощность, потребляемая электродвигателями, а также частота и напряжение тока. Измерительными средствами служили тензоталы в комплекте с ртутноамальгамированными токосъемниками, оборудованными контактными датчиками числа оборотов, датчики давления и самопишущие ваттметры.

На рис. 170 показан тензотал 1 в сборе с ртутноамальгамированным токосъемником для исследований динамических нагрузок в приводе фрез машины КФН-1200. Вал 1 вставляется вместо полуоси, соединяющей планетарный редуктор машины с коническим редуктором. Токосъемник оборудован контактными датчиками 3 числа оборотов вала 1. Этот токосъемник в сборе с тензоталом вставляется внутрь трубы планетарного редуктора и крепится к ней болтами через фланец 4. Датчики 2 приклеиваются к шейке тензотала под углом 45° к оси вала с двух концов его диаметра и соединяются в измерительный полумост. Второй полумост находится в усилителе тензостанции. Такой же тензотал устанавливается и на второй фрезе.

На рис. 171 показан тензотал 5 с наклеенными на него датчиками 3, соединенными в измерительный полумост. Тензотал использовался при исследовании машины Д-490М со скребковым рабочим органом. Сигнал от датчиков 3 по проводам 4, через токосъемник 8 по кабелю, подсоединяемому к штепсельному разъему, идет к усилителю тензостанции. Концевой токосъемник 8 конструкции ЦМИС оборудован контактными датчиками 2 числа оборотов вала 5. Соединение валика токосъемника с валом 6 ведущей звездочки скребкового рабочего органа осуществлено с помощью резинового шланга 7. Корпус токосъемника крепится неподвижно к козырьку 9. Тарирование тензотала 5 проводилось непосредственно на машине с помощью специальных приспособлений.

На рис. 172 показан тензотал в сборе с токосъемником для исследований роторного рабочего органа машины Д-490М. В этом случае тензотал устанавливается в конический редуктор, который с помощью карданного шарнира соединен непосредственно с валом отбора мощности трактора. Схема соединения датчиков в измерительный полумост, конструкция токосъемника и датчика оборотов аналогичны описанным выше.

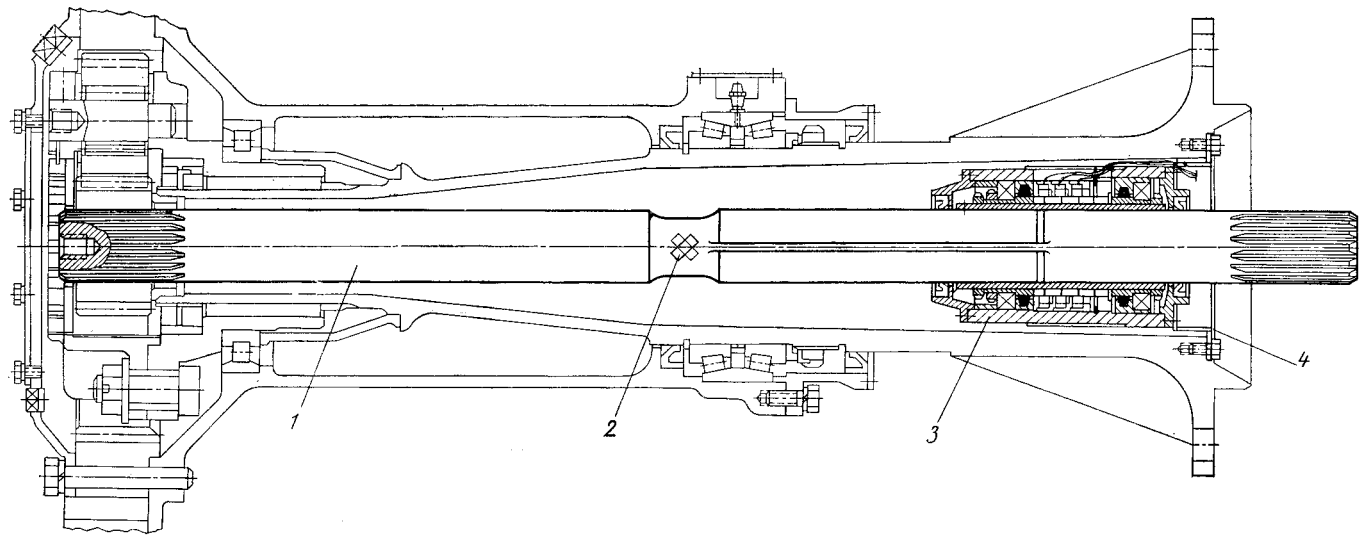


Рис. 170. Тензовал для замера крутящих моментов в приводе машины КФН-1200

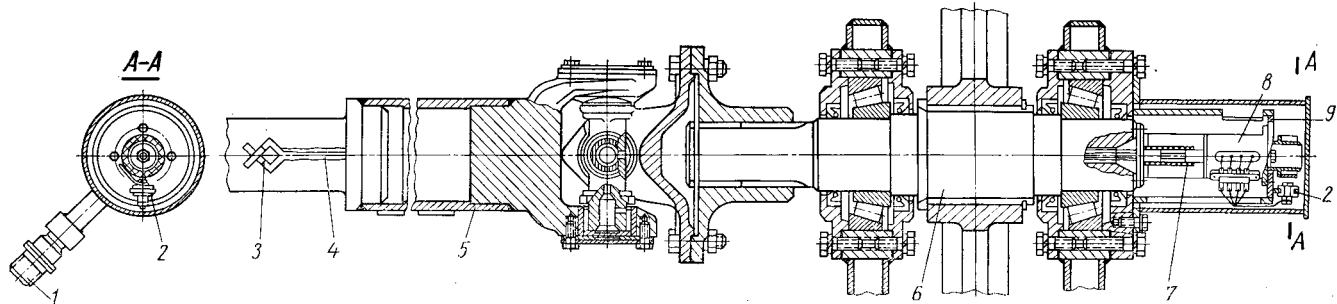


Рис. 171. Тензовал для замера крутящих моментов в приводе машины Д-490М со скребковым органом

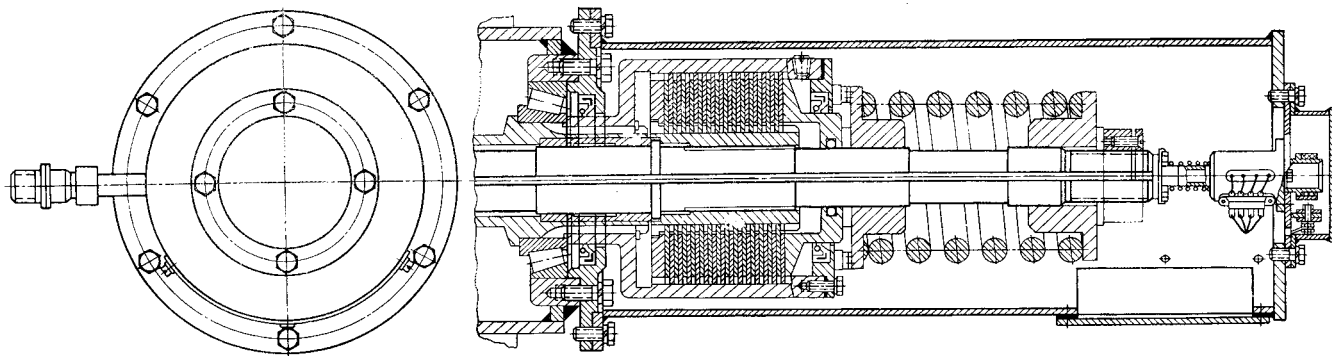


Рис. 172. Тензовал для замера крутящего момента на валу отбора мощности машины Д-490М

На рис. 173 показан тензовал в сборе с токосъемником для исследования динамических нагрузок в приводе косилки МСР-1,2. Здесь вал гидродвигателя 1 соединен с тензовалом 2, конец 4 которого выходит из корпуса редуктора. Этот конец с помощью резинового шланга 5 и насадка 6 соединен с валиком токосъемника 7. Корпус последнего закрыт кожухом 8 и прикреплен к неподвижному щиту рабочего органа. Датчики наклеивались на шейку 3 тензовала. Провода от датчиков укладывались в прорезь на шлицевом участке вала, проходили через сверления в валу и попадали внутрь шланга. Отсюда провода по сверлению в насадке 6 подводились к токосъемнику и от него через штепсельный разъем по кабелю к усилителю тензостанции.

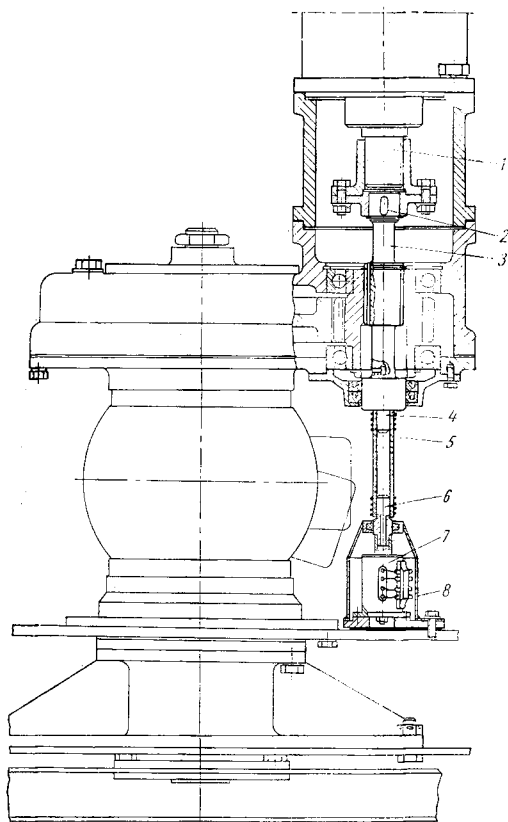


Рис. 173. Тензовал в сборе с токосъемником, применявшийся при исследовании косилки МСР-1,2

Второй тензовал с токосъемником и датчиком оборотов был установлен в редукторе привода насосов вместо вала отбора мощности трактора. Конструкция этого вала, его установка и связь с токосъемником ясны из рис. 175. Кроме этого, на машине МСР-1,2 был установлен датчик давления на напорной магистрали перед гидродвигателем. Конструкция датчика показана на рис. 176.

На рис. 177 показана тензоось 1 с токосъемником 2 для исследования привода фрезы каналочистителя КОБ-1,5. Корпус

датчика числа оборотов ротора косилки МСР-1,2 был вынесен на вал с низким числом оборотов (рис. 174). При вращении шестерни 1 кулачок 2 один раз за оборот, сжимая пружину 3, поднимает толкатель 4, который, касаясь контакта 5, замыкает электрическую цепь, связанную со шлейфом осциллографа. Число замыканий контакта равно числу оборотов шестерни

1. Второй тензовал с токосъемником и датчиком оборотов был установлен в редукторе привода насосов вместо вала отбора мощности трактора. Конструкция этого вала, его установка и связь с токосъемником ясны из рис. 175. Кроме этого, на машине МСР-1,2 был установлен датчик давления на напорной магистрали перед гидродвигателем. Конструкция датчика показана на рис. 176.

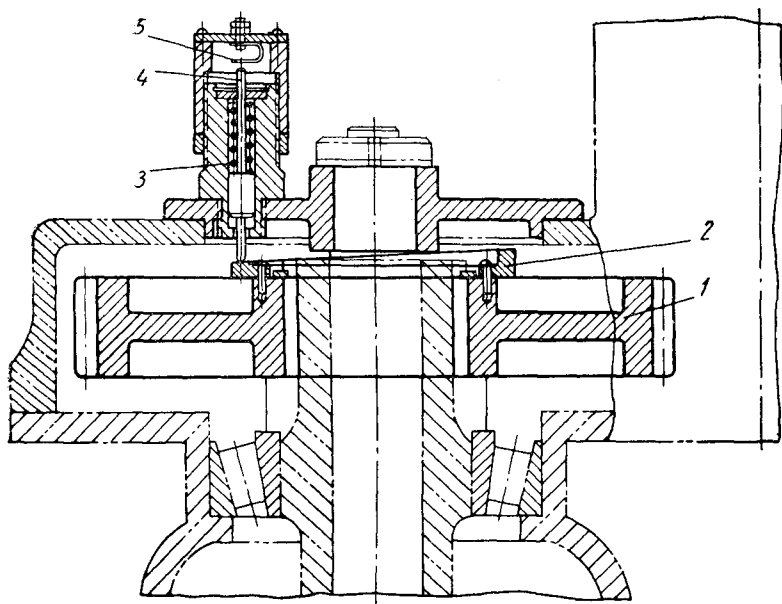


Рис. 174. Датчик числа оборотов ротора косилки МСР-1,2

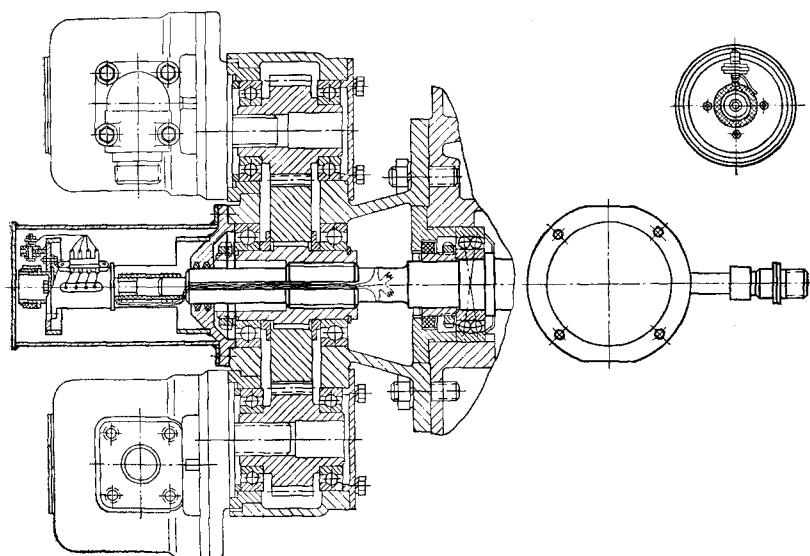


Рис. 175. Тензовал в сборе с токосъемником для замера крутящего момента и числа оборотов вала отбора мощности машины МСР-1,2

токосъемника вращается вместе с тензоосью, а валик токосъемника с помощью отрезка шланга прикреплен к крышке 3. Для защиты от масла токосъемник со стороны тензооси уплотнен круглым резиновым кольцом 4, а со стороны крышки манжетой 5. Пластина 6 контактного датчика числа оборотов расположена на вращающемся корпусе токосъемника. Кроме тензооси, на машине КОБ-1,5 были установлены датчики давления (см. рис. 176): один на напорной магистрали перед гидродвигателем привода фрезы, другой на напорной магистрали перед гидродвигателем привода ротора. Такие же датчики стояли на всасывающих трубопроводах перед гидронасосами и на напорных за гидронасосами. Все датчики ввертывались в патрубки, приваренные к магистральным трубопроводам. Патрубки, как и датчики, были расположены ниже оси основных труб, чтобы воздух не попадал внутрь датчика.

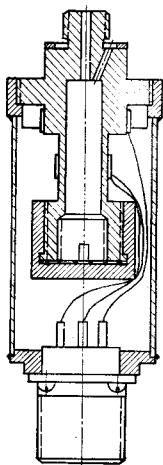


Рис. 176. Датчик давления, применявшийся при исследовании машин КОБ-1,5 и МСР-1,2

Натурные исследования в условиях грунтового канала проводятся при поисковых работах, при сравнительных исследованиях подобных объектов, когда требуется большая точность замеров при малом количестве опытов, а также для проверки результатов моделирования различных рабочих органов и других механизмов.

Грунтовой канал для натурных исследований представляет собой универсальное сооружение. Схематический разрез помещения грунтового канала показан на рис. 178. Основные его элементы следующие: бетонированный кювет 1 длиной L , шириной B и глубиной H ; подготовительная тележка 2 с набором орудий для рыхления, уплотнения и увлажнения грунта, уложенного в кювет; динамометрическая тележка 3, оснащенная измерительными тензоэлементами и устройствами для соединения с различными исследуемыми органами; тяговая станция 4, предназначенная для передвижения динамометрической и подготовительной тележек; тензостанция 5, где установлены приборы, регистрирующие измеряемые процессы и параметры; система токобъема 6, с помощью которой механизмы и аппараты динамометрической и подготовительной тележек получают электроэнергию от внешней энергосистемы; система дренажа кювета; система увлажнения и другое оборудование, а также фотолaborатория и лаборатория для определения свойств грунта, укладываемого в кювет канала. На рис. 179 изображена кинематическая схема привода тяговой станции и способ соединения тяговых тросов с динамометрической и подготовительной

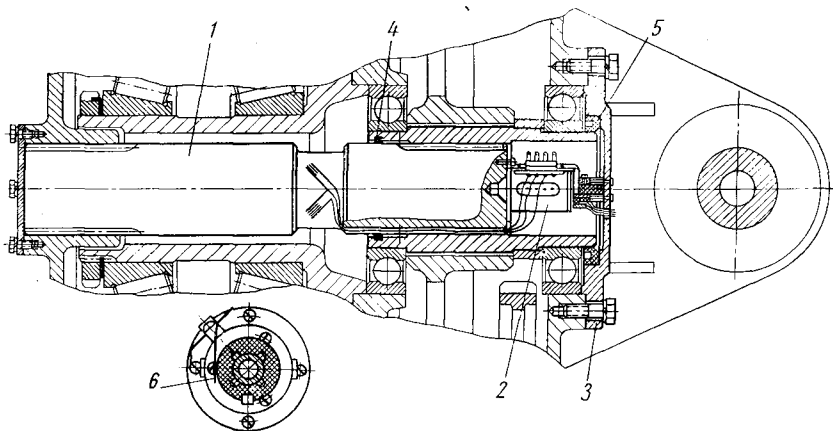


Рис. 177. Тензометрическая полуось в сборе с токосьемником для замера крутящего момента и числа оборотов полуоси привода фрезы машины КОБ-1,5

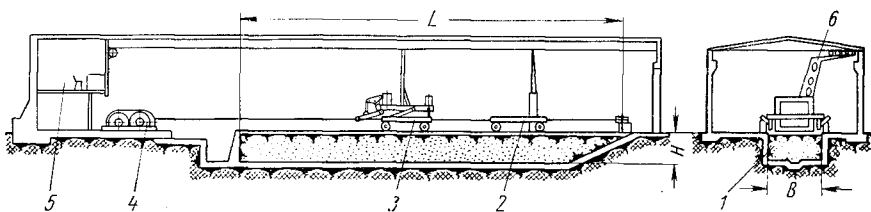


Рис. 178. Схема здания грунтового канала

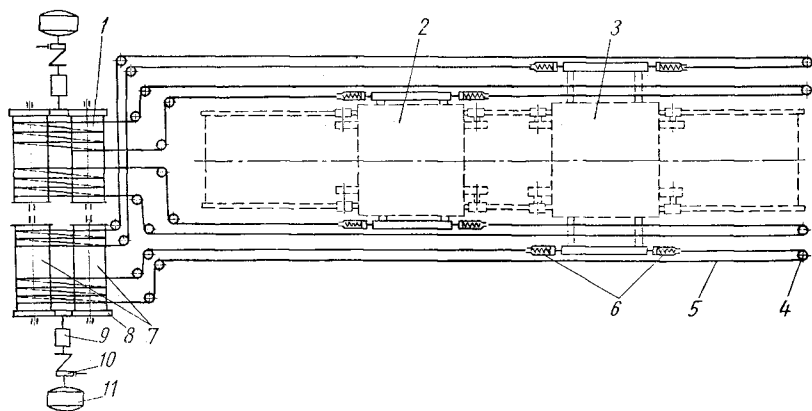


Рис. 179. Кинематическая схема привода тяговой станции:

1 — тяговая станция; 2 — динамометрическая тележка; 3 — подготовительная тележка; 4 — неподвижный блок; 5 — тяговый трос; 6 — устройства, компенсирующие вытяжку тросов; 7 — тяговые барабаны; 8 — приводные шестерни; 9 — коробка передач; 10 — тормоз; 11 — приводной электродвигатель

Техническая характеристика

Организация	Параметры кювета (ширина×длина× глубина) в м	Вид оборудо- вания	Мощность привода хода тележки в кат	Тип привода тележки
УКРНИИГиМ	2×50×1,15	ТС, ТД, ТП	33	Канатная тяга
УНИИМЭСХ	2×30×0,8	ТС, ТД	10	Канатная тяга
ВНИИМЭСХ	$\frac{2 \times 36 \times 1,5}{1,4 \times 27,5 \times 0,43}$	ТС, ТД	12	Канатная тяга
БСХА	4,9×108×2	ТУ	55	Самоходная (3 ведущие оси)
БПИ	$\frac{1,3 \times 13 \times 1,2}{0,6 \times 5,5 \times 1,2}$	ТС, ТД	7	Канатная тяга
ЦНИИМЭСХ	2,85×4,12×16	ТУ	28	Самоходная
КПИ	3,1×14,7×1,1	ТС, ТД	4,5	Канатная тяга
МАДИ	2,25×24×1,55	ТС, ТУ	25	Канатная тяга
ЦНИИС	2,8×40×1,5	ТС, ТУ	30	Канатная тяга
СоюзДОРНИИ	4,5×97,4×1,6	ТУ	45	Самоходная
ЦНИПВНИИСДМ	3,5×54×1,9	ТС, ТД, ТЛ	70	Канатная тяга
ВИМ	1×18,5×0,7	ТС, ТД, ТП	10	Самоходная и тяговая лебедка

тика грунтовых каналов

Скорость движения в м/сек; регулировка	Орудия для подготовки грунта	Система увлажнения и сушки	Расположение пульта управления	Система токо-схема для привода механизмов тележки
0,12—2,2; коробка передач и реостат	Культиватор, отвал, катки, щетка, бункер для земли	Поверхностная	На тележке	—
Коробка передач	Каток, культиватор, отвал	Поверхностная	Дистанционное	От тензостанции, движущейся вдоль канала
3,75; реостат	Катки, планировщики, лущильники	Поверхностная	Дистанционное	Кабель, перемещаемый по тросу вдоль канала
0,5; 6,4; коробка передач	—	Поверхностная и донная сушка потоком горячего воздуха через систему труб	Дистанционное и на тележке	Кабель, перемещаемый с помощью специальной каретки на трех тросах
0,12—8,5; коробка передач	Каток, отвал, рыхлитель	Донное и боковое	Дистанционное	Кабель, перемещаемый по тросу вдоль канала
0,48—4; коробка передач	Рыхлители, каток, ножи-отвалы	Поверхностное	Дистанционное и на тележке	От полиспада
0,014—2; коробка передач	Подающая плита с приводом от лебедки, фреза	Поверхностная сушка с помощью труб с горячим воздухом	Дистанционное	Кабель, перемещаемый по тросу вдоль канала
0,025—2; коробка передач	Рыхлитель, грейдер, электровибратор, каток	Поверхностная	На тележке	Кабель, перемещаемый по тросу вдоль канала
0,2—2; коробка передач, реостат	Рыхлитель, бульдозерный отвал, каток	Поверхностная	Дистанционное	Кабель разматывается с подвижного полиспада
0,305—2,52; коробка передач	Рыхлитель, отвал, трамбующие грузы	Поверхностная	Дистанционное	Троллейный
0,038—2,53; коробка передач	Грейдер, рыхлитель, фреза, трамбующие грузы	Поверхностная	На тележке	Троллейный
0,08—16,6; коробка передач и реостат	Грейдер, культиватор, каток	Поверхностная сушка обогрeвом воздухом сверху и трубами—снизу	Дистанционное и на тележке	Кабель, перемещаемый по тросу вдоль канала

Организация	Параметры кювета (ширина×длина× глубина) в м	Вид оборудования	Мощность привода хода тележки в квт	Тип привода тележки
ВИСХОМ	$1,8 \times 50 \times 1$ $1 \times 50,5 \times 0,6$	ТС, ТД ТУ	40	Самоходная и тяговая лебедка
САЦМЭ	$2,5 \times 45 \times 0,7$ $2,7 \times 40 \times 1$	ТС, ТУ	14 42	Канатная тяга
САНИИВПиГ	3,5	ТС, ТД, ТП	—	Канатная тяга
МГМИ	$1,7 \times 12 \times 1,5$	ТС, ТД	10	Канатная тяга
Лаборатория сель- скохозяйствен- ных машин Штат Мэриленд (США)	9 кюветов $7 \times 76 \times 0,6$	ТД, ТП	—	Самоходная
Набор фирмы Ка- терпиллер Штат Иллинойс (США)	$1,37 \times 42,5 \times 0,46$ $0,16 \times 9,15 \times 0,1$	ТУ	—	Самоходная

Примечание. ТС — тяговая станция, ТП, ТД, ТУ — тележки соответственно

тележками. Краткие технические характеристики некоторых отечественных и зарубежных грунтовых канатов приведены в табл. 49.

При исследовании в условиях грунтового канала макетами являются варианты рабочих органов, а не сами машины в сборе с двигателями, силовыми передачами и т. д., как при исследовании в эксплуатационных условиях. Это обстоятельство позволяет снизить стоимость и сократить сроки проектирования и изготовления макетов, т. е. ускорить процесс исследования.

Значительно сокращается и продолжительность работы над созданием измерительных средств и методики исследования, так как большинство замеров производится по типовой методике универсальными измерительными моделями, легко монтируемыми или постоянно установленными на динамометрической тележке.

Ускорение хода замеров в условиях грунтового канала производится теми же методами, что и в эксплуатационных условиях (использование киносъемки и электротензометрии с синхронной

Скорость движения в м/сек; регулировка	Орудия для подготовки грунта	Система увлажнения и сушки	Расположение пульта управления	Система токо-схема для при-вода механизмов тележки
40; коробка передач и реостат	Рыхлители, риф-ленный каток, уплотняющие грузы, отвал	Поверхностная	Дистанционное и на тележке	Кабель, переме-щаемый по тросу вдоль канала
До 4,2	Виброкаток, планировщик, рыхлители	Поверхностная	Дистанционное	Кабель, переме-щаемый по тросу вдоль канала
0,038—2,52	Грейдер, рых-литель, фреза, трамбующие грузы	Поверхностная	На тележке	Троллейный
—	Ручная трам-бовка, отвал	Поверхностная	Дистанционное	Кабель, переме-щаемый по тросу вдоль канала
0,08—4,4	Рыхлитель, фреза, диски, каток	Поверхностная	На тележке	—
0,67—2,2	Фреза, каток, рыхлители, планировщик	—	На тележке	Кабель, разма-тываемый с ба-рабана

подготовительная, динамометрическая, универсальная.

записью многих параметров и т. д.). При этом значительно повышается точность получаемых данных, так как исключается влияние таких факторов, как неоднородность грунта, различие в погодно-климатических условиях, неровность рельефа (динамометрическая тележка движется по стальным рельсам). Эти обстоятельства позволяют также резко сократить число и продолжительность опытов.

При исследовании в грунтовом канале улучшается организация исследований и ремонта изучаемых макетов: близость опытного завода или мастерских, непосредственный контакт с центром, анализирующим и обрабатывающим осциллограммы и другую информацию.

Этапом, сдерживающим ускорение работ в условиях грунтового канала, является подготовка грунта и особенно замена одного типа грунта в кювете канала другим. В США некоторые институты идут по пути создания нескольких кюветов (до 7—10), расположенных параллельно один другому. В этом случае

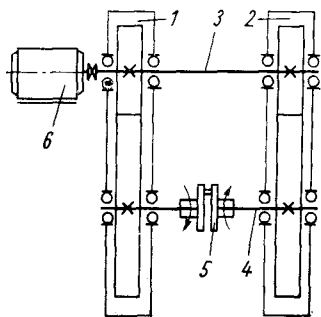
имеется возможность, не прекращая исследований, готовить несколько типов и состояний грунтов. Чаще применяется другой способ: при замене грунта или при подготовке нового состояния этого грунта исследования прекращаются. В этот период работает подготовительная тележка с набором орудий (рыхлитель, каток, планировочный отвал, поливочное устройство и др.) или бульдозер, очищающий кювет от грунта, в комплекте с экскаватором и автосамосвалами.

В грунтовом канале больших размеров ($L \geq 50$ м) можно исследовать 6—20 машин в год. При этом денежные затраты на исследование будут составлять около 350 тыс. руб. в год.

Натурные исследования на специальных стендах проводятся в основном с целью определения и повышения работоспособности, надежности и долговечности узлов и деталей машин, а также с целью определения динамики, к. п. д., нагрузочной способности различных типов силовых передач и изучения путей улучшения эксплуатационных качеств передач.

На стендах создаются с помощью специальных устройств типовые эксплуатационные или смоделированные условия и режимы работы исследуемых изделий. Стендовые исследования возможны после получения данных

Рис. 180. Схема стенда, работающего по замкнутому контуру



тензометрирования или результатов испытаний машин, экспериментальных установок и макетов в эксплуатационных условиях, в грунтовом канале или после получения данных моделирования.

В мелиоративном машиностроении используются различные стенды.

Стенды для исследований шестерен, редукторов и трансмиссий в целом применяются двух видов: 1) разомкнутого типа, т. е. с прямым потоком энергии от двигателя через исследуемый редуктор к тормозному устройству, в котором большая часть энергии превращается в неиспользуемое тепло; 2) с замкнутым потоком мощности, в которых от двигателя потребляется лишь такое количество энергии, которое необходимо для компенсации потерь в трансмиссии стенда и в исследуемом изделии.

Принципиальная схема стенда, работающего по принципу замкнутого потока мощности, показана на рис. 180. В этом стенде редуктор 1 замкнут на редуктор 2 с помощью двух валов 3 и 4. Вал 4 состоит из двух частей, соединяемых муфтой 5. Образованный из редукторов и валов замкнутый контур приводится во вращение двигателем 6. Если левую и правую части муфты 5 (на-

грузателя) нагрузить разными по знаку внешними крутящими моментами и в таком положении зафиксировать, то в зубчатых колесах возникнут контактные напряжения, в подшипниках — опорные реакции, а в валах — напряжения кручения и изгиба. При включении двигателя в замкнутом контуре будет циркулировать мощность [21]:

$$N_{\Sigma} = N_{ynp} + N_{\partialв} = \frac{n_{\partialв}}{716,2} (M_{ynp} + M_{\partialв}),$$

где M_{ynp} — момент закрутки вала 4, приведенный к валу двигателя;

$M_{\partialв} = M_{ynp} (1 - \eta_{тп})$ — крутящий момент двигателя.

В зависимости от величины M_{ynp} и числа передач в редукторах замкнутого контура значения к. п. д. трансмиссии стенда $\eta_{тп}$ изменяются от 0,5 до 0,96. Меньшие значения коэффициента $\eta_{тп}$ соответствуют малым величинам M_{ynp} и большому числу кинематических пар, большие значения $\eta_{тп}$ — значительным величинам M_{ynp} и малому числу пар.

Как известно [20],

$$\eta_{тп} = \eta_{к} \eta_{хол},$$

где $\eta_{к}$ — к. п. д., учитывающий потери, возникающие при передаче нагрузки;

$\eta_{хол}$ — к. п. д., учитывающий потери холостого хода, поэтому с уменьшением нагрузки отношение $\frac{M_{\partialв}}{M_{ynp}}$ будет увеличиваться.

Существует большое количество конструкций нагрузателей, предназначенных для создания крутящего момента закрутки в валах стенда с замкнутым энергетическим потоком.

На рис. 181, а показана схема нагрузателя, состоящего из двух полумуфт с отверстиями *a*, *b*, *c*. В одной полумуфте они расположены равномерно, в другой — с переменным возрастающим шагом. При закручивании полумуфт на необходимую величину в совпадающие отверстия вставляется палец, фиксирующий угол закручивания.

На рис. 181, б изображен гидронагрузатель-муфта. Ротор 2 этой муфты через пустотелый вал соединяется в одно целое с шестерней 4, а корпус 1 — с шестерней 3. Масло под давлением подается через вал в камеры А и поворачивает ротор относительно корпуса, т. е. закручивает шестерни 3 и 4 в разные стороны.

На рис. 181, в показан способ нагружения зубчатых пар 6—7 и 9—10 поворотом корпуса редуктора вокруг оси Б. Цилиндры 5 и 8 могут работать на переменном режиме, осуществляя нагружение по заданной программе.

Нагружение с помощью косозубых колес изображено на рис. 181, г. Здесь колесо 13 перемещают вдоль оси. Это движение

закручивает валы 11 и 12. На рис. 181, *д* закручивание осуществляется с помощью винтовой пары 16 и 15. Муфта 15 и вал 14 имеют шлицевое соединение. Перемещение муфты 15 производится с помощью гидроцилиндра 17.

На рис. 181, *е* нагружение производится с помощью гидросистемы насос — гидродвигатель. Нагружение испытываемого редуктора 18 осуществляется благодаря различной скорости электродвигателя 19 и гидродвигателя 20. Величина нагрузки регулируется подачей масла в гидродвигатель.

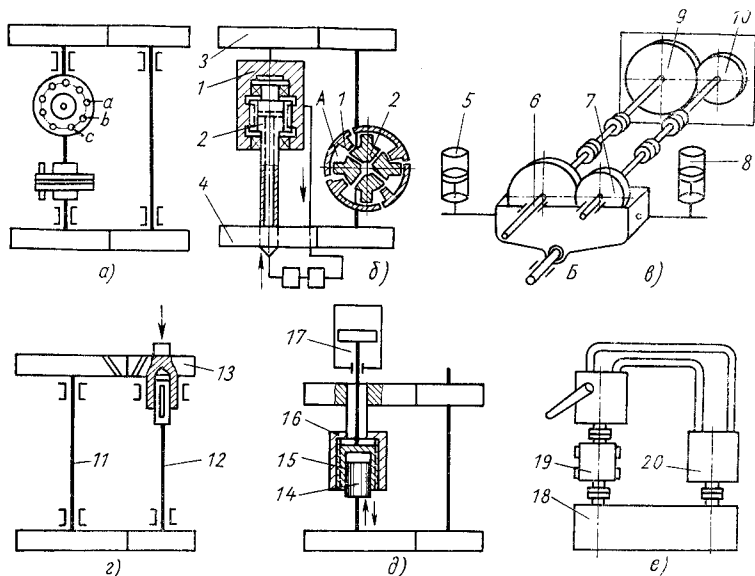


Рис. 181. Конструктивные схемы нагружателей стендов, работающих по замкнутому контуру

Применение замкнутого контура возможно в стендах, предназначенных для испытаний и исследований более сложных механизмов и машин в целом.

Имеются также стенды для исследований на износ режущих элементов фрез, скребков, плужных отвалов и других рабочих органов. Различают стенды лабораторного и полигонного типа. Конструктивная схема полигонного стенда для исследования на износ пассивных рабочих органов показана на рис. 182. Здесь электродвигатель 1 через силовую передачу 2 приводит во вращение раму 3, к которой крепится рабочий орган 4. Канал, разрабатываемый рабочим органом 4, засыпается отвалом 5. Рабочей средой в этом стенде служит смесь песка с гравием.

Используются также стенды для исследований различных муфт и тормозов [19], рам, ходовых устройств [1], гидроаппара-

тов и т. д. На рис. 183, например, показана схема полигонного стенда для исследований рам машин и тракторов на прочность. Шпалы 1 уложены по окружности. Исследуемая машина 4 буксируется трактором через раму 2. Рама опирается на колеса 3 и вращается вокруг оси. Тензостанция и трактор могут присоединяться также к раме колеса 3. Возможно создание стенда для исследования любых узлов или деталей машины.

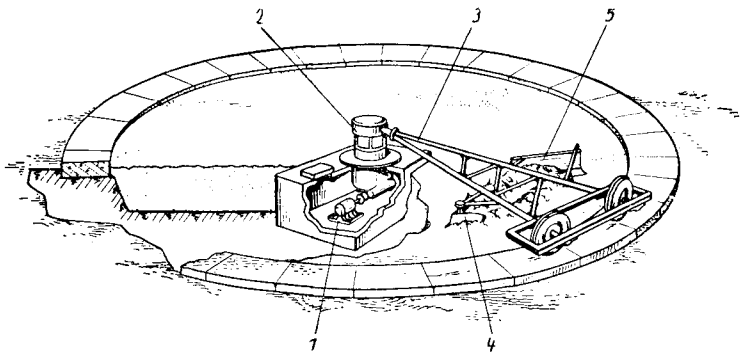


Рис. 182. Схема стенда для исследования на износ и прочность пассивных рабочих органов каналокопателей

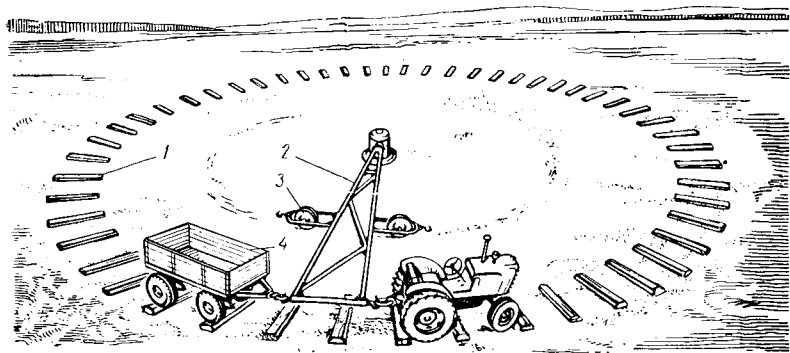


Рис. 183. Стенд для исследования остова машины на прочность

Различают исследования изделий, имеющих опыт эксплуатации и не имеющих такового.

При исследовании изделий, не имеющих опыта эксплуатации, на стендах воспроизводятся типовые нагрузки (условия) либо максимальные нагрузки. Эти нагрузки определяются, например, из осциллограмм, полученных при тензометрировании экспериментальной установки, макета или модели. В этом случае ускорение стендовых исследований достигается в основном путем увели-

чения продолжительности непрерывной работы изделий на стендах. При таких исследованиях сначала оценивается работоспособность изделий, а затем их условная долговечность, срок службы.

При исследовании прочности и долговечности узлов и деталей машин, по которым имеются эксплуатационные данные об износе или о других видах разрушения, на стендах воспроизводятся в основном смоделированные нагрузки или условия работы. Модели нагрузок или условий выбираются экспериментально путем применения метода, который напоминает известный в кибернетике метод «черного ящика». Суть его состоит в том, что при тождественности конечных результатов (в данном случае характера и величины разрушений) имеется сходство и между эксплуатационными и смоделированными нагрузками или условиями, которые определили тождественность конечных результатов (тождественность «выхода»). Поэтому задача исследований сводится к подбору таких параметров нагрузок или условий, которые бы дали возможность в весьма короткий срок получить определенные, наперед известные из эксплуатации параметры износа или других видов разрушения исследуемых изделий.

Таким образом, моделируется не изделие, а функция исследуемого изделия или среда (условия), с которой взаимодействует изделие.

Задавая различные параметры нагрузок или условий и анализируя соответствующие им виды разрушений, исследователь приходит к определенной более или менее точной форме функциональной зависимости между параметрами нагрузки (условий) и видом разрушения.

Например, при исследовании редукторов и шестерен на стендах часто получают тождественность «выходов» при удвоении величины крутящего момента для быстроходных передач и путем увеличения окружной скорости при номинальном крутящем моменте для тихоходных передач.

При исследовании на износ режущих элементов машин применяют вместо естественного грунта модель в виде полотна губчатой резины с наклеенной на нее плотной тканью, на которую, в свою очередь, наклеены песчаные зерна размером 250—500 мк [19].

Во всех случаях при стендовых исследованиях натуральных объектов используется электротензометрирование, кино съемка, микрометраж, изотопная техника и другие средства измерений.

Недостатком некоторых стендов является их сложность и высокая стоимость. Поэтому, как правило, стенды (после установления функциональной зависимости вида и степени разрушения от параметров нагрузок или условий) используются для ускоренных испытаний прототипных изделий и для исследований других подобных изделий.

В современной науке метод моделей получает все большее распространение и применяется на всех этапах исследования [7].

Задача моделирования состоит в замене объекта недоступного или труднодоступного для исследования более доступным объектом.

Различают материальные модели (геометрическо-физические и математические), функционирующие после создания или выбора по своим объективным, не зависящим от исследователя законам, и идеальные (модели — представления и знаковые модели), которые не существуют вне деятельности исследователя. Об идеальных моделях в виде представлений-гипотез и в виде знаков (расчетов, графиков и т. д.) упоминалось ранее. Для эксперимента большое значение имеют геометрическо-физические и математические модели исследуемых объектов. Эти модели вызваны спецификой современного научного познания: экспериментальные установки и макеты усложняются, часто они должны быть очень громоздкими, дорогостоящими. При этом нередко бывает необходимо в короткие сроки из множества вариантов найти оптимальное решение сложной системы — машины. В этих условиях моделирование позволяет резко сократить продолжительность и стоимость исследований, упрощает выявление дефектов проекта установки или макета и упрощает совершенствование заложенных в них принципов и идей еще до сооружения установки или макета в оригинале.

Геометрическо-физическое моделирование применяется:

1) при поисковых исследованиях рабочих органов землеройно-мелиоративных машин. В этом случае, как правило, задачей исследования модели является определение значений силы копания или резания грунта рабочими органами;

2) при исследовании прочности, долговечности и тепловых режимов отдельных узлов и деталей машин;

3) при измерениях различных параметров исследуемых машин (тензометрировании, динамометрировании и т. п.).

Рассмотрим первые два случая. Опыты с моделями рабочих органов проводятся в грунтовых каналах (лотках). Размеры кюветов таких каналов обычно находятся в пределах: длина 6—40 м, ширина 0,5—1,5 м и глубина 0,2—0,5 м. Оборудование лотков такое же, как у грунтовых каналов, используемых для исследования натуральных образцов, но меньших размеров.

Модели изделий обычно выполняют из металла (из жести или тонкого стального листа), реже из неметаллических материалов. Наибольший размер модели рабочего органа может быть в пределах 0,2—1,5 м. Рассмотрим общие принципы геометрическо-физического моделирования рабочих органов применительно к фрезерным каналокопателям.

Рекомендуемые масштабы геометрического подобия лежат в пределах 1 : 10; 1 : 20, т. е. все сходственные размеры модели в 10—20 раз меньше, чем у натурального изделия:

$$\frac{D_n}{D_m} = \frac{B_n}{B_m} = \frac{H_n}{H_m} = \frac{S_n}{S_m} = l,$$

где D_n , B_n , H_n и S_n — соответственно диаметр и ширина натуральной фрезы, глубина натурального канала и толщина стружки, срезаемой натуральной фрезой;

D_m , B_m , H_m и S_m — то же для модели;

l — масштаб геометрического подобия.

Геометрическое моделирование рабочих органов требует подобного изменения кинематических и динамических параметров и свойств грунта. Для соблюдения кинематического подобия натуре и модели необходимо, чтобы их сходственные скорости находились в отношении

$$\frac{V_n}{V_m} = v,$$

где V_n — скорости точек натурального изделия;

V_m — сходственные скорости модели;

v — масштаб скоростей.

Для динамического подобия натуральных изделий, например фрез каналокопателей и их моделей, необходимо выдерживать следующие два условия:

1. Инерционные силы, действующие со стороны грунта на натурные фрезы и на их модели, должны находиться в отношении (подобие по Фруду) [9]

$$\frac{R_n}{R_m} = \frac{\rho_n D_n^3}{\rho_m D_m^3} = r l^3,$$

где R_n и R_m — соответственно силы, действующие на натуре и модель, в $\kappa\Gamma$;

ρ_n и ρ_m — соответственно плотность единицы массы естественного и смоделированного грунтов в $\kappa\Gamma \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$;

$r = \frac{\rho_n}{\rho_m}$ — масштаб плотностей.

По общему закону подобия Ньютона [9] отношение сил

$$\frac{R_n}{R_m} = r l^2 v^2.$$

Сравнивая отношения сил R_n и R_m по подобию Фруда и по подобию Ньютона, получим

$$r l^3 = r l^2 v^2; \quad v = \sqrt{l},$$

т. е. масштаб скоростей (кинематическое подобие) должен быть равен корню квадратному из величины масштаба геометрического подобия.

2. Силы сопротивления копанию грунта Q_n при работе режущих элементов натуральных фрез и силы сопротивления копанию режущих элементов модели Q_m должны находиться в отношении

$$\frac{Q_n}{Q_m} = kl^2.$$

Поясним это. Примем, что сила сопротивления копанию грунта подчиняется закону

$$Q = (c + \mu q) F = kF,$$

где c — сцепление грунта;
 μ — коэффициент внутреннего трения грунта;
 q — нормальное давление на грунт;
 F — площадь скалываемого грунта;
 $k = (c + \mu q)$ — сопротивление (модуль) сдвига грунта по Кулону.

Тогда

$$\frac{Q_n}{Q_m} = \frac{k_n F_n}{k_m F_m} = kl^2,$$

где $k = \frac{k_n}{k_m}$ — масштаб модулей сдвига грунта.

Однако по общему закону подобия Ньютона

$$\frac{Q_n}{Q_m} = rl^2v^2.$$

Сравнивая выражения для $\frac{Q_n}{Q_m}$, получим

$$kl^2 = rl^2v^2 \text{ или } k = rv^2;$$

отсюда

$$v = \sqrt{\frac{k}{r}};$$

но выше было найдено, что $v = \sqrt{l}$, значит, для полного подобия необходимо, чтобы

$$\sqrt{\frac{k}{r}} = \sqrt{l}; \quad k = rl.$$

При $r = 1$, $k = l$.

Для полного подобия процессов копания грунта натурной фрезой и ее моделью при равных плотностях грунтов модельного и естественного первый должен иметь сопротивление сдвигу в l раз меньше, чем естественный грунт. При этом кинематические

и динамические масштабы модели по отношению к параметрам природы должны быть следующими: масштаб скоростей поступательного движения или вращения $v = \sqrt{l}$; масштаб сопротивления сдвигу грунта $k = l$; масштаб плотностей грунта $r = 1$. Тогда силы Q_n и R_n , действующие на натурные фрезы, будут определяться из соотношений

$$Q_n = Q_m l^3; \quad R_n = R_m l^3; \quad Q_n + R_n = (Q_m + R_m) l^3,$$

где Q_m и R_m — сходственные силы, действующие на модель и замеряемые при исследовании путем тензометрирования модели.

Моделирование свойств грунта — дело относительно новое и сложное, поэтому, если нет достаточных опытных данных, рекомендуется провести исследование серии геометрически подобных моделей, экстраполируя результаты испытаний на натурную область.

В качестве искусственного грунта часто применяют различные смеси, например, смеси из глины, песка и масла, из опилок и масла, пластмассовые шарики и т. п.

При исследовании моделей, так же как и при исследовании натуральных изделий, замеряются различные параметры с помощью электротензометрирования, кино съемки и других измерительных моделей.

При исследовании прочности, долговечности и тепловых режимов деталей машин различают следующие геометрическо-физические модели [10]:

1) для изучения напряженного и деформированного состояний при однократном нагружении;

2) для исследований при циклических нагружениях;

3) действующие модели машин или рабочих органов для проверки взаимодействия узлов и деталей и для определения напряжений и деформаций в деталях. Эта группа моделей не требует особых пояснений.

К первой группе моделей относятся: а) геометрическо-физически подобные детали и узлы, выполненные из того же материала, что и натура, или из пластмасс и приготовленные для электротензометрирования. Назначение этих моделей — измерять напряжения и деформации;

б) геометрическо-физически подобные модели, изготовленные из оптически-активных материалов и предназначенные для изучения напряжений в основном поляризационно-оптическим методом.

Если модели первой группы имеют с натурой полное геометрическое подобие, выполнены из одинакового материала и если действием силы тяжести для них можно пренебречь, то для полного подобия природы и модели необходимо, чтобы внешние силы были приложены в сходных точках и сохраняли по отношению

к масштабу l геометрического подобия следующие соотношения:
момент силы

$$M = l^3;$$

сосредоточенная сила

$$Q = l^2;$$

равномерно распределенная нагрузка

$$p = l;$$

давление

$$q = 1.$$

Если материал модели и природы неодинаков, то возможно лишь частичное подобие: по напряжениям, либо по относительным деформациям. В каждом случае необходимо подбирать свои критерии моделирования так, чтобы сохранялось подобие упругой системы. В общем случае такое подобие возможно и тогда, когда нет полного геометрического подобия природы и модели, и когда упругие константы их материалов не равны.

Обычно для нахождения критериев подобия рассматриваются следующие выражения: закон Гука, уравнение прогиба балок, условия равновесия и т. п. При моделировании сопрягаемых деталей необходимо изменять также в масштабе геометрического подобия допуски и посадки, качество обрабатываемых поверхностей. При этом следует моделировать также удельные давления и ряд других факторов.

Вторая группа моделей также создается на основе геометрическо-физического подобия. При исследовании этих моделей тоже используется электротензометрия и т. п. Отличие состоит в том, что на результаты усталостных исследований моделей влияет эффект геометрического масштаба: в малых моделях более благоприятно деформируются внутренние слои материала. В больших объемах натуральных деталей это происходит хуже. Кроме этого, в малых моделях меньше проявляется неоднородность механических свойств, выше градиент напряжений. Поэтому при исследовании моделей второй группы часто используют метод испытаний серий геометрически подобных моделей, возрастающих по размерам. Такие испытания позволяют учесть названные выше явления и экстраполировать результаты на природу.

При определении масштабов и критериев подобия при исследованиях моделей на усталость следует учитывать качество обработки поверхностей деталей, точность их изготовления, абсолютные размеры моделей. Методы учета названных факторов и примеры моделирования приведены в работе [10].

Математическое моделирование применительно к исследованиям является новым видом материального моделирования, появившимся благодаря достижениям электронно-вычислительной техники и кибернетики. Различают четыре вида математического

моделирования: аналоговое, структурно-аналоговое, цифровое и функционально-кибернетическое. В современной технике наибольшее распространение получили пока первые два вида моделирования, основой которых является подобие математических описаний процессов, относящихся к разным областям явлений.

При аналоговом моделировании сначала выявляется аналогия между дифференциальными уравнениями, описывающими оригинальную исследуемую систему, и дифференциальными уравнениями, описывающими модель; затем вместо изучения оригинала исследуется модель. Например, движение механического маятника при определенных условиях под действием силы $F(t)$ описывается дифференциальным уравнением [3]

$$J \frac{d^2\varphi}{dt^2} + h \frac{d\varphi}{dt} + mgl\varphi = F(t).$$

Аналогичным дифференциальным уравнением описывается и движение электрических зарядов в цепи с параметрами R, L, C , к которой приложено напряжение $u(t)$:

$$L \frac{d^2q}{dt^2} + R \frac{dq}{dt} + \frac{1}{C} q = u(t).$$

Аналогичность этих двух уравнений (после выбора постоянных) позволяет механические колебания маятника исследовать на электрической модели (или наоборот).

Однако такие аналогии не всегда можно подобрать, и тогда применяют структурно-аналоговое моделирование, при котором аналогово моделируются не все уравнения или уравнение, а лишь некоторые его члены или операции. Такие модели собираются из отдельных блоков, которые производят последовательно и непрерывно отдельные математические операции: один блок складывает, другой интегрирует, третий дифференцирует и т. д. Каждый блок модели выполняет только одну операцию, но все операции происходят одновременно и, суммируясь, дают непрерывный процесс, который может быть записан на осциллографе точно так же, как процесс другой физической природы, происходящий в оригинале. Наибольшее распространение получили ЭМУ — электронно-моделирующие установки или, как их еще называют, аналоговые вычислительные машины непрерывного действия.

Поясним работу ЭМУ на следующем примере. Пусть исследованию подлежит механический процесс, описанный дифференциальным уравнением вида

$$\frac{d^2x}{dt^2} + a \frac{dx}{dt} + bx + cx^3 = A \cos \omega t.$$

Решение этого уравнения должно заключаться в операциях интегрирования, суммирования, возведения в степень и получения косинусоидальной зависимости от независимой переменной t .

Предположим, что в нашем распоряжении имеются отдельные блоки, выполняющие указанные математические операции (интеграторы, сумматоры, множители и т. д.). Для получения интеграла уравнения блоки соединяются между собой по схеме, отражающей те операции, которые надо произвести для интегрирования уравнения. Перепишем уравнения в виде

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -a \frac{dx}{dt} - bx - cx^3 + A \cos \omega t.$$

Предположим, что величина $\frac{d^2x}{dt^2}$, которая в ЭМУ представляется напряжением в точке 1 (рис. 184), известна. Тогда на

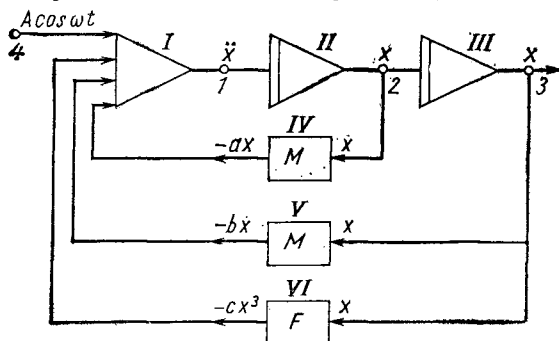


Рис. 184. К объяснению математического структурно-аналогового моделирования

выходе блока II (интегратора) получим напряжение, представляющее в определенном масштабе $\frac{dx}{dt}$. Подав его на следующий блок (интегратор) III, получим на выходе значение x . Подключив точки 2 и 3 к блокам (множителям) IV и V на их выходе, получим значения напряжений, представляющих в определенном масштабе величины $-a \frac{dx}{dt}$ и $-bx$. Подключив точку 3 ко входу блока VI (фиксированная нелинейность), получим на выходе этого блока величину $-cx^3$. Аналогичным образом представив величину $A \cos \omega t$ в виде напряжения в точке 4 и подав на вход суммирующего блока I напряжение, выходящее от блоков IV, V и VI, получим на выходе этого блока сумму напряжений, которая согласно исходному уравнению равна величине $\frac{d^2x}{dt^2}$, принятой нами за исходную величину.

Таким образом, очевидно, что блок-схема, изображенная на рис. 184, соответствует исходному уравнению и напряжения в точках 1, 2 и 3 пропорциональны значениям $\frac{d^2x}{dt^2}$; $\frac{dx}{dt}$; x . Эти

переменные величины непрерывно изменяются и могут быть записаны на осциллографе, отражая тем самым течение переходного процесса.

При исследовании динамических процессов часто приходится решать уравнения, в которых параметры, зависящие от x , являются нелинейными уравнениями. Для воспроизведения нелинейности разработаны специальные схемы и созданы типовые блоки, отражающие:

1) типовые нелинейности (люфты, трения, релейные характеристики с зоной нечувствительности, различные петлеобразные характеристики и т. д.);

2) фиксированные нелинейности, т. е. тригонометрические функции, возведение в квадрат, куб и т. д.;

3) произвольные нелинейности — блоки, создающие функции одной переменной, и блоки, отражающие функции двух переменных и позволяющие получить произведения или частные от деления двух величин.

Наборы блоков дают возможность решать большое количество различных задач, возникающих при исследовании переходных процессов в механических и гидро-электромеханических системах меллиоративных машин. Все ЭМУ состоят из такого рода блоков. Серийно выпускаются ЭМУ следующих марок: МНБ-1, МН-7, ЭМУ-8 и др.

Набор задачи на ЭМУ заключается в определении масштабов моделируемых параметров и масштабов времени, в настройке типовых блоков и в соединении различных блоков в соответствии со структурной схемой модели, отвечающей определенной системе уравнений. Начальные условия задачи задаются подачей напряжения постоянной величины в соответствующем масштабе на входы сумматоров и предварительной зарядкой емкостей обратных связей интеграторов. Результаты решения задачи записываются на осциллограф.

На математических аналоговых машинах (ЭМУ) решаются следующие задачи:

1) исследуют динамические процессы, происходящие в трансмиссиях машин с любым видом привода; при этом выбирается наилучший вид;

2) определяют оптимальные варианты и параметры приводов машин до их постройки в натуральных образцах;

3) отработывают системы автоматического регулирования управлением машин.

При пользовании методом математического моделирования основная задача исследователя состоит в выборе структурной схемы привода или системы управления машины и в четком математическом описании этой схемы или системы. Основная трудность этого этапа — обеспечение достаточной достоверности в отображении реальных условий. Дальнейшую работу по исследо-

ванию, вплоть до выдачи осциллограмм, выполняет ЭМУ. Возможно также использование электронно-вычислительных машин и для обработки и анализа полученных осциллограмм.

В качестве конкретного примера математического моделирования приводим опыт применения аналоговой машины МН-7, дооборудованной двумя аналоговыми функциональными блоками АФБ-1, для исследования динамических нагрузок, возникающих в трансмиссии трактора Т-130 [13]. На рис. 185 показана расчетная динамическая схема трактора. Буква J с соответствующими индексами обозначает следующие приведенные моменты инерции:

J_1 — вращающихся деталей двигателя и ведущих деталей муфты сцепления; J_2 — ведомых деталей муфты сцепления и масс, связанных с ними относительно жесткими валами; J_3 — муфт поворота и масс, связанных с ними жесткими валами; J_4 и J_5 — левого и правого движителей; J_6 — массы трактора. Буквами e обозначены податливость; C_1 имитирует на схеме трение в главной муфте сцепления, C_2 и C_3 — сцепление гусениц с грунтом.

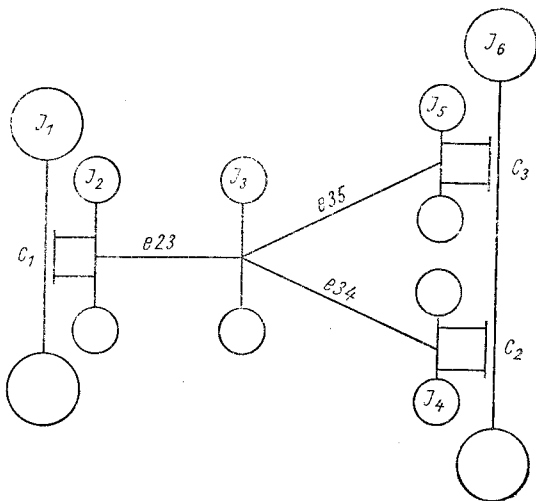


Рис. 185. Динамическая схема трактора Т-130

Динамические процессы, происходящие в схеме, приведенной на рис. 185, могут быть описаны системой дифференциальных уравнений:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + M_{C_1} = 0;$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 + \frac{\varphi_2 - \varphi_3}{e_{23}} = M_{C_1};$$

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 + \frac{\varphi_3 - \varphi_4}{e_{34}} + \frac{\varphi_3 - \varphi_5}{e_{35}} = \frac{\varphi_2 - \varphi_3}{e_{23}};$$

$$J_4 \ddot{\varphi}_4 + M_{C_2} = \frac{\varphi_3 - \varphi_4}{e_{34}};$$

$$J_5 \ddot{\varphi}_5 + M_{C_3} = \frac{\varphi_3 - \varphi_5}{e_{35}}.$$

В этих уравнениях M_{C_1} , M_{C_2} и M_{C_3} — моменты трения муфт C_1 , C_2 и C_3 ; φ — угол закрутки отдельных масс.

Результат исследования был выдан в виде наибольших величин крутящих моментов, возникающих в первичном валу коробки передач и на валу ступиц ведущих звездочек. Более подробный разбор методов решения задач на ЭМУ применительно к строительным машинам приведен в работе [4].

Цифровое моделирование осуществляется с помощью универсальных (ЭЦВМ) электронно-вычислительных цифровых машин дискретного действия либо с помощью специальных цифровых моделей. Цифровые машины, вычисляя какую-либо функцию, перерабатывают, хранят и выдают информацию, создавая формальную модель — алгоритм вычисляемой функции. Напомним, что под алгоритмом принято понимать точное задание однозначно определенной последовательности операций, перерабатывающих условия A в решение B или значение n в значение $m = \varphi(n)$, которое и определяет сам вычислительный процесс [3]. ЭЦВМ выдают результаты с очень большой точностью, но эти машины очень сложны и дороги. ЭЦВМ применяются главным образом при экономических обоснованиях систем машин и типажей, когда требуется найти оптимальное решение из громадного числа вариантов. В последнее время ЭЦВМ стали применяться для непрерывного управления режимами работы машин, т. е. для решения кибернетических задач.

Следует отметить, что для решения ряда задач на ЭЦВМ требуется предварительно составлять специальные программы. Для облегчения этой задачи разработаны правила под названием «Автокод» [12], «Алгол» и др.

§ 33. МЕТОДЫ ОБРАБОТКИ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ И ОЦЕНОЧНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Методы обработки осциллограмм

Обработка осциллограмм проводится следующими способами: планиметрированием, методом трапеций с применением электрических счетных машин и с помощью электронных установок типа «Силуэт», работающих в комплексе с электронно-вычислительной машиной.

При планиметрировании определяются средние значения измеряемых величин. Метод трапеций позволяет определить, кроме средних значений, координаты центра тяжести площадей под кривыми. С большей точностью, чем при планиметрировании, можно вычислить средние значения достаточной малой части измеряемой площади, а также значения текущих, так называемых мгновенных значений измеряемых параметров. При пользовании методом трапеций осциллограммы предварительно увеличивают

в 5—10 раз через эпидиаскоп и наносят на миллиметровую бумагу. Затем считывают ординаты увеличенной таким образом осциллограммы и заполняют табл. 50. Арифметические действия по данным табл. 50 производят на счетных ручных машинах.

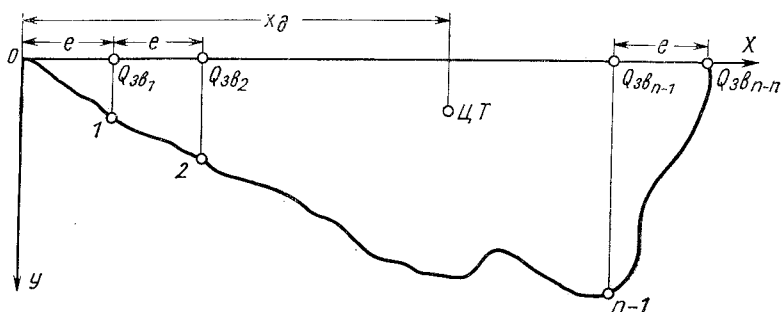


Рис. 186. К объяснению метода трапеций

Обозначения, принятые в табл. 50, объяснены на рис. 186. Площадь S под кривой и абсциссу $x_д$ центра тяжести этой площади определяют, пользуясь данными табл. 50, по формулам

$$S = lA; \quad x_д = l \frac{B}{A}.$$

При 5—10-кратном увеличении бумажных осциллограмм величину l шага ординат выбирают равной 2—3 мм. Этот метод очень трудоемок. Например, для обработки одного натурального участка осциллограммы длиной 100—150 мм с двумя кривыми требуется не менее двух человеко-дней.

Некоторую механизацию в считывании ординат исследователи получают путем применения полуавтоматического прибора для обработки бумажных диаграмм (ПОБД-12) конструкции ВИСХОМа. Прибор ПОБД-12 изготавливается мастерскими Центральной машиноиспытательной станции В/О «Союзсельхозтехника» [17]. Схема прибора показана на рис. 187. На основании 7 размещены салазки 8, которые могут перемещаться посредством винта 17. На салазках в точках O закреплен рычаг 10, оборудованный рукояткой 16 и иглой 19. Последняя всегда касается какой-либо из контактных пластин 6, соединенных со счетчиками импульсов 5. Рычаг 10 через шатун 9 связан шарнирно со стержнем 3, на котором сидит копировальная игла 1. Положение точки соединения шатуна с рычагом 10 регулируется винтом 15, а положение иглы 1 на стержне 3 — винтом 2. Колебания рычага лимитируются ограничителем 18.

Осциллограмма 4 протягивается лентопротяжным механизмом 14, установленным на столе 11. При этом лаборант, обрабатывающий диаграмму, перемещает рукоятку 16 так, чтобы

копировальная игла 1 все время находилась на линии обрабатываемой кривой. Во время движения ленты вращается текстолитовый диск 13, в пазах которого установлено 37 бронзовых пластин толщиной 0,5 мм. Эти пластины замыкаются с контактной пластиной 12 через каждые 0,8 мм длины осциллограммы. В это время по цепи идет электрический ток от аккумулятора к одному из счетчиков 5 через пластину 12, пластины диска 13, основание 7, иглу 19 и пластины 6. Перед началом работы на осцилло-

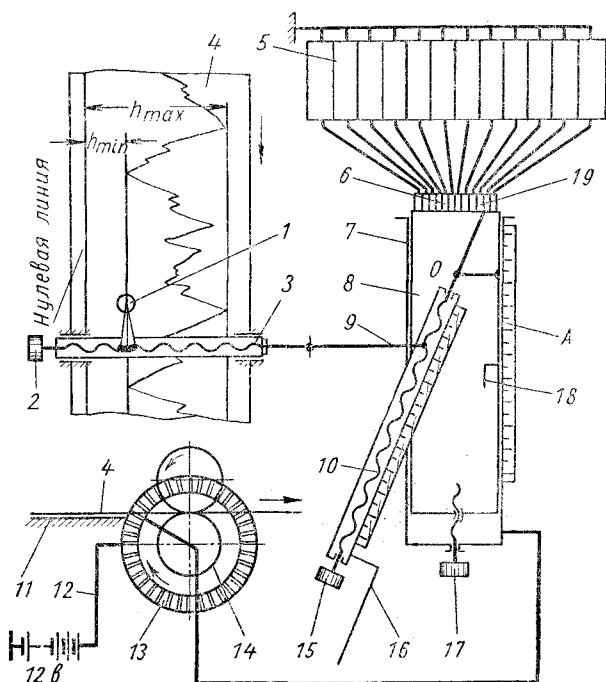


Рис. 187. Кинематическая схема прибора ПОБД-12

грамме наносят линии, соответствующие минимальной h_{\min} и максимальной h_{\max} ординатам кривой, после чего измеряют размах $H = h_{\max} - h_{\min}$. Делением размаха H на количество счетчиков определяется цена промежутка, фиксируемого каждой пластиной 6 и счетчиками 5. После этого производится копирование кривой.

По данным счетчиков вычисляются среднее значение измеряемой величины, среднее квадратическое отклонение от среднего значения величины и другие показатели. Прибор ПОБД облегчает и ускоряет обработку осциллограмм, но не избавляет исследователя от математических преобразований полученных данных.

В последнее время стала применяться аппаратура для авто-

матической обработки осциллограмм. Для этой цели Паневежский оптико-механический завод освоил выпуск машин «Силуэт». Эта машина автоматически считывает ординаты одной и даже двух кривых, изображенных на осциллограмме, кодирует значения ординат и выводит их на ленточный перфоратор. Конечным продуктом машины «Силуэт» является перфолента. Здесь каждая ордината кривой представлена пятизначным, международным кодом в виде трехзначных чисел по десятичной системе. Обработку перфоленты производит счетно-вычислительная машина с перфоленточным вводом. Применение машины «Силуэт» в комплексе, например, с электронно-вычислительной машиной позволяет выдавать в короткие сроки большое количество интересующих данных: среднее значение измеряемой величины за любой промежуток времени, максимальные значения, частоту появления различных ординат и т. д.

Таблица 50

Данные для определения площади S под кривой и абсциссы x_D центра тяжести

i	$Q_{зв_i}$	$iQ_{зв_i}$
0	$Q_{зв_0}$	$0 \cdot Q_{зв_0}$
1	$Q_{зв_1}$	$1 \cdot Q_{зв_1}$
2	$Q_{зв_2}$	$2 \cdot Q_{зв_2}$
⋮	⋮	⋮
⋮	⋮	⋮
n	$Q_{зв_n}$	$n \cdot Q_{зв_n}$
Суммы	$\sum_{i=0}^n Q_{зв_i}$	$\sum_{i=0}^n iQ_{зв_i}$
Поправки	$\varepsilon = \frac{Q_{зв_0} + Q_{зв_n}}{2}$	$\varepsilon_1 = \frac{0 \cdot Q_{зв_0} + nQ_{зв_n}}{2}$
Исправленные суммы	$A = \sum_{i=0}^n Q_{зв_i} - \varepsilon$	$B = \sum_{i=0}^n iQ_{зв_i} - \varepsilon_1$

Принцип считывания ординат машиной «Силуэт» показан на рис. 188, где приведена схема основной части машины — оптико-электронного преобразователя (ОЭП), состоящего из фотообъек-

тива 2 и преобразователя оптического изображения в электрические сигналы. Преобразователь представляет собой телевизионную передающую трубку с фотосопротивлением (видикон). Изображение считываемой кривой при помощи фотообъектива 2 проектируется на светочувствительный слой 3 видикона и возбуждает фотоэлектронный ток. Фокусирующая 6 и отклоняющая 5 катушки призваны фокусировать и перемещать электронный луч 4, создаваемый видиконом. При пересечении этим лучом

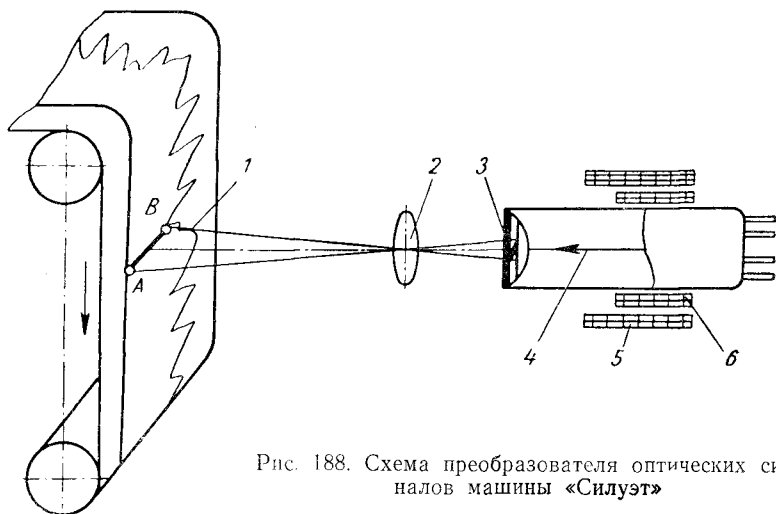


Рис. 188. Схема преобразователя оптических сигналов машины «Силуэт»

изображения кривой 1 возникает фотоэлектронный импульс, который через усилитель подается на перфоратор. Последний кодирует импульс на ленте.

Приводим некоторые технические данные машины «Силуэт». Машина обрабатывает осциллограммы шириной от 60 до 300 мм и киноленту шириной 35 мм. Максимальная крутизна кривых 84°. Толщина кривых 0,3—0,5 мм. Минимальная частота выдачи кода числа — 4 ординаты в секунду. Максимальная частота — 40 ординат в секунду. Соответственно интервал между ординатами равен 0,5 мм при скорости протягивания осциллограммы 2 мм/сек и 0,1—0,5 мм при скорости 4—20 мм/сек. Потребляемая мощность 900 вт, точность измерения машины $\pm 1\%$.

Оценочные параметры

При исследовании проходимости и тягово-сцепных свойств мелиоративных машин применяются следующие оценочные измерители.

Максимальная величина среднего давления под одним звеном гусеницы

$$q_{\max} = Q_{z_{\max}} M_q \text{ кг/см}^2,$$

где $Q_{z_{\max}}$ — максимальное значение ординаты на осциллограммной эпюре нормальных реакций грунта $Q_{z_{\max}}$ с учетом взаимовлияний сил в мм;

M_q — масштаб записи $Q_{z_{\max}}$ в $\frac{\text{кг/см}^2}{\text{мм}}$ (берется из тарировочных графиков).

Глубина осадки в грунт звена гусеницы

$$h_{z_{\max}} = h_{\max} M_h \text{ мм},$$

где h_{\max} — максимальная ордината осциллограммной эпюры осадок, записанной глубиномером, в мм;

M_h — масштаб записи $h_{z_{\max}}$ в мм/мм (берется по тарировочным данным).

Среднее давление гусениц на грунт

$$q_{\text{ср}} = \frac{S_Q}{L_Q} M_q \text{ кг/см}^2,$$

где S_Q — площадь эпюры нормальных реакций грунта $Q_{z_{\max}}$ в мм²;
 L_Q — длина эпюры $Q_{z_{\max}}$ в мм.

Координата центра давления машины относительно первого или последнего звена опорной ветви гусеницы

$$x_{\partial} = \frac{M_s}{S_Q} M_l \text{ мм},$$

где M_s — статический момент площади эпюры $Q_{z_{\max}}$, найденный методом трапеций (табл. 50);

M_l — масштаб длин на осциллограмме в мм/мм.

Касательная сила тяги гусеницы

$$T_{\kappa} = \frac{S_{\tau}}{L_{\tau}} z M_{\tau} \text{ кг},$$

где S_{τ} — площадь эпюры касательных реакций грунта $T_{z_{\max}}$, действующих на тензобашмак, в мм²;

L_{τ} — длина эпюры сил $T_{z_{\max}}$ в мм;

z — число звеньев, соответствующих длине L_{τ} ;

M_{τ} — масштаб записи сил $T_{z_{\max}}$ в кг/мм (берется по тарировочным данным).

Тяговое сопротивление навесной машины T_x и ее нормальное силовое воздействие T_y на гусеницы трактора:

$$T_x = (R''_x - R'_x) M_x \text{ кг};$$

$$T_y = (R''_y \pm R'_y) M_y \text{ кг},$$

где R_x'' , R_x' , R_y' и R_y'' — горизонтальные и вертикальные составляющие сил, действующих на три точки навесного устройства трактора со стороны навесной машины, в мм (берутся с осциллограмм).

Аналогично определяются величины сил T_s , растягивающих гусеницу; углы $\alpha_{ав}$ поворота звеньев один относительно другого и Δ — дифферент машины.

Величина буксования гусениц

$$\delta = \frac{v_T - v}{v_T} 100\%,$$

где v_T и v — соответственно теоретическая и действительная скорости движения машины. Величина v определяется как частное от деления фактически пройденного за опыт пути на время опыта.

При исследовании динамических нагрузок, возникающих в приводе рабочих органов, оценочными параметрами являются следующие положения и величины.

Закон изменения во времени $M_{сек}$ среднесекундных значений крутящих моментов, действующих на тензовал:

$$M_{сек} = \frac{S_{сек i}}{L_{сек}} M_m \text{ кгМ},$$

где $S_{сек i}$ — площадь под кривой крутящего момента, действующего на тензовал в течение i -й секунды, в мм²;

$L_{сек}$ — длина осциллограммы, соответствующая 1 сек, в мм;

M_m — масштаб записи $M_{кр}$ в кг·м/мм (определяется по тарировочным данным).

Коэффициент неравномерности загрузки рабочего органа

$$k_{нр} = \frac{M_{сек. max} - M_{сек. min}}{M_{сек. ср}} 100\%,$$

где $M_{сек. max}$, $M_{сек. min}$ и $M_{сек. ср}$ — соответственно максимальное, минимальное и среднее значения среднесекундного крутящего момента. Величина $M_{сек. ср}$ определяется планиметрированием кривой $M_{сек}$, методом трапеций или другими методами.

Коэффициент динамичности работы привода

$$k_{д} = \frac{M_{мгн}}{M_{ср}},$$

где $M_{мгн}$ — мгновенное наибольшее значение крутящего момента в кгМ;

$M_{ср}$ — среднее значение крутящего момента, определяемое планиметрированием (или другим методом) кривой $M_{кр}$, в кгм.

Кроме этого, определяются мощность, потребляемая рабочим органом в различные промежутки времени, к. п. д. привода при различных режимах, период колебаний крутящего момента, действующего на тензовалы; частота повторения $M_{мгн}$, $M_{сек. max}$ и $M_{кр}$ (текущих значений $M_{кр}$). Все эти данные используются для оценки энергоемкости машин и для расчета деталей привода на прочность и выносливость.

Некоторые примеры использования названных оценочных параметров при решении вопросов совершенствования машин и их агрегатов показаны в предыдущих разделах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бобиков Н. Ф. Методика и оборудование для ускоренных испытаний гусеничных цепей на износ. Труды НАТИ. Вып. 172. ОНТИ — НАТИ. М., 1964.
2. Васильев А. В. Измерение реакций грунта на гусеницы посредством тензометрического башмака. Труды НАТИ. Вып. 20. Машгиз, 1960.
3. Венников В. А. Теория подобия и моделирования применительно к задачам электроэнергетики. М., изд-во «Высшая школа», 1966.
4. Волков Д. П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов. М., Машгиз, 1965.
5. Гасанов С. М. Обоснование оптимальных параметров плужных канавокопателей. Сб. Вопросы земледельческой механики. Т. XIV, Минск, изд-во «Урожай», 1964.
6. Гарбузов З. Е. и др. Землеройные машины непрерывного действия. М., Машгиз, 1965.
7. Глинский Б. А. и др. Моделирование как метод научного исследования. Изд. Московского университета, 1965.
8. Зеленин А. Н. Физические основы теории резания грунтов. М., изд-во АН СССР, 1950.
9. Лукашевич А. А. и др. Теория корабля. Л., Судпромгиз, 1950.
10. Морозов Б. А. Моделирование и прочность металлургических машин. М., Машгиз, 1963.
11. Нарет Г. Б. Интенсификация работы роторных экскаваторов. НИИИНФстройдоркоммунмаш, 1965.
12. Неменман Н. Е. и др. Автокод для решения инженерных задач на машине Минск-2. ИНТИП. Минск, 1965.
13. Рожанский А. А. и Молибощко Л. А. Опыт применения аналоговых вычислительных машин для расчета динамических нагрузок. Сб. трудов БИМСХ. Минск, 1967.
14. Скотников В. А. Проходимость гусеничных тракторов. «Тракторы и сельхозмашины», 1963, № 1.
15. Скотников В. А. Некоторые особенности работы гусеничного движителя на слабых почвах. «Тракторы и сельхозмашины», 1964, № 1.
16. Скотников В. А. К теории взаимодействия гусениц с почвой. Сб. научных трудов аспирантов БИМСХ. Минск, 1965.
17. Урусов М. С. и др. Использование безусилительной тензометрии при испытании сельхозмашин и тракторов. БТИР В/О Сельхозтехника. М., 1964.

18. Ф о м и н В. И. К расчету ротационного режущего аппарата. «Труды ВИСХОМа». Вып. 29. М., 1961.

19. Ч и н ч и н а д з е А. В. и др. Стенд для испытания материалов на трение и износ с применением упруго-абразивной поверхности. Материалы к все-союзной конференции по повышению надежности и долговечности машин, оборудования и приборов. Т. I—IV. М., ЦИНТИАМ, 1964.

20. Ч у д а к о в Д. А. Основы теории трактора и автомобиля. М., Машгиз, 1962.

21. Ч у д а к о в К. П., Т е р к е л ь А. Л. Стенды по обкатке и контролю долговечности машин. «Строительные и дорожные машины», 1966, № 4.

22. Ч у д а к о в Д. А., С к о т н и к о в В. А., А с т р а х а н ц е в М. М. Перспективы развития болотоходных мелиоративных тракторов. «Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства», 1967, № 6.



ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава I. Открытые каналы и технология их строительства и содержания	5
§ 1. Классификация	5
§ 2. Типы и формы	7
§ 3. Сохранность	9
§ 4. Методы строительства	11
§ 5. Ремонт и содержание	19
Глава II. Машины для строительства каналов	27
§ 6. Классификация каналокопателей и требования к ним	27
§ 7. Типаж каналокопателей	29
§ 8. Каналокопатели с пассивными рабочими органами	32
§ 9. Каналокопатели с активными рабочими органами	37
§ 10. Каналокопатели с активными и пассивными рабочими органами	84
§ 11. Машины для укрепления дна и откосов каналов и кавальеро-разравниватели	93
§ 12. Машины иностранного производства для строительства осушительных каналов	105
Глава III. Машины для ремонта и содержания каналов	108
§ 13. Мелиоративные экскаваторы и каналочистители	108
§ 14. Каналочистители с пассивными рабочими органами	110
§ 15. Каналочистители с активными рабочими органами	112
§ 16. Каналочистители-косилки с роторным рабочим органом	148
§ 17. Каналочистительные машины иностранного производства	154
Глава IV. Внешние сопротивления. Элементы теории и расчета	160
§ 18. Результаты исследований каналокопателя КФН-1200	160
§ 19. Результаты исследований экскаватора-каналокопателя Д-583	171
§ 20. Элементы теории и расчет энергозатрат на привод фрезерных каналокопателей	175
§ 21. Результаты исследований каналочистителя Д-490М	185
§ 22. Особенности совместной работы ротора и фрезы с объемным гидроприводом на каналочистителе КОБ-1,5	201
§ 23. Исследования каналочистителя-косилки МСР-1,2	209
§ 24. Статический расчет и элементы теории каналочистителей и каналочистителей-косилок	218
Глава V. Механизмы для получения заданного уклона дна каналов	228
§ 25. Требования к механизмам и их классификация	228
§ 26. Типы механизмов	229

<i>Глава VI. Проходимость мелиоративных машин</i>	251
§ 27. Исследование трактора Т-100 МБГС, агрегатируемого с каналокопателем КФН-1200	252
§ 28. Исследование трактора ДТ-55А, агрегатируемого с мелиоративными машинами	262
§ 29. Элементы теории взаимодействия гусениц с грунтом и метод расчета проходимости машин	273
§ 30. Пути развития болотоходных мелиоративных тракторов и предложения по их типажу	301
<i>Глава VII. Исследования и испытания мелиоративных машин</i>	308
§ 31. Подготовка к исследованию. Постановка вопроса	309
§ 32. Методы экспериментального исследования	316
§ 33. Методы обработки результатов исследований и оценочные параметры	348
Литература	356



Валерий Александрович Скотников,
Яков Акимович Волчек,
Владимир Титович Радкевич,
Марк Давидович Бернштейн
Дмитрий Дмитриевич Петрович

«МАШИНЫ ДЛЯ СТРОИТЕЛЬСТВА
И СОДЕРЖАНИЯ
ОСУШИТЕЛЬНЫХ КАНАЛОВ»

Редактор издательства: *Л. П. Стрелецкая*
Технический редактор *В. Д. Элькин*
Корректор *И. Г. Петрова*
Переплет художника *А. Я. Михайлова*

Сдано в производство 24/V 1968 г.
Подписано к печати 12/XII 1968 г.
Т-16852 Тираж 1700 экз. Печ. л. 22,5 Бум. л. 11,25
Уч.-изд. л. 23,5 Формат 60×90¹/₁₆
Цена 1 р. 44 к. Зак. № 319

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Москва, Б-66, 1-й Басманный пер., 3

Экспериментальная типография ВНИИП
Комитета по печати при Совете Министров СССР
Москва К-51, Цветной бульвар, 30