

030^к
Ж 86

Министерство высшего и среднего специального образования БССР

БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ИМЕНИ С.М.КИРОВА

А.В. Жуков

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИВОДОВ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЛЕСНЫХ МАШИН

Тексты лекций для студ. спец. 0519

Часть I

Минск 1986

УДК 634.03.37

Рассмотрены и рекомендованы к изданию Редакционно-издательским советом института.

А.Б.Жуков. Теоретические основы проектирования приводов технологического оборудования лесных машин. Тексты лекций. — Мн.; БТИ им. С.М.Кирова, 1986, — 51 с.

Рассмотрены виды лесных машин и дано общее описание технологического оборудования. Рассмотрены типичные схемы приводов, дана их характеристика. Изложены основные кинематические и динамические показатели механизмов передач, широко применяемых в лесотехнологическом оборудовании. Приведена методика динамического расчета механического привода и изложен инженерный метод определения основных показателей объемного гидропривода. Дано описание гидросхем современных лесных машин.

Для студ. спец. 0519 "Машины и механизмы лесной промышленности."

Научный редактор А.И.Смеян.

Рецензенты: В.В.Гуськов, зав.кафедрой тракторов, профессор БПИ;
Н.Л.Островецков, кандидат технических наук (АН БССР).



0000000295992b

- 3 -

ВВЕДЕНИЕ

КНУ

XXII съезд КПСС поставил задачи перед лесной промышленностью, важнейшими из которых являются дальнейший рост производительности труда, повышение технического уровня производства. Эффективность лесозаготовительного производства зависит от внедрения новых прогрессивных технологических процессов, высокопроизводительных машин и технологического оборудования, их качественного изменения.

Лесосечные работы имеют свои особенности – это сравнительно низкая концентрация древесины на единице площади леса ($0,005-0,05 \text{ м}^3$ на 1 м^2) и в широких пределах изменяющиеся размеры деревьев, формы стволов и крон. Этим определяется необходимость постоянного перемещения мест работы, сложность и большая металлоемкость машин и технологического оборудования.

15
Все процессы лесозаготовительного производства в пред- революционной России – от заготовки до погрузки – производились вручную. После первой пятилетки в лесной промышленности увеличивается численность автомобилей и тракторов, что позволяет расширить перспективы совершенствования технологического процесса и уменьшить число операций, выполняемых вручную. Однако сразу стало ясно, что специфика лесных условий и предмета труда предъявляют новые требования к лесным машинам. В связи с этим и появилась необходимость в создании специальных лесных машин.

Основными операциями технологического процесса лесосечных работ являются: валка, формирование деревьев в пачки, трелевка и погрузка. Выполнение операций технологического процесса требует применения разнообразных однооперационных и многооперационных машин. Технологические процессы различаются и классифицируются с учетом состава и связи операций, выполняемых на лесосеке и погрузочном пункте.

Специальные лесные машины в зависимости от вида выполняемой работы подразделяются на валочные, пакетирующие, трелевочные, погрузочные, транспортные, и смешанные многооперационные. Лесозаготовительные машины, производящие валку деревьев, пакетирование хлыстов, деревьев или сортиментов и другие операции, по способу их выполнения могут быть циклического, циклично-непрерывного или непрерывного действия. Ма-

БГТУ
Имя. С. М. Кирова

шины циклического действия, выполняющие операции последовательно, и циклично-непрерывного, выполняющие часть операций циклическим, а часть непрерывным способом, могут быть узко- и широкозахватными фронтального, манипуляторного или флангового типов в зависимости от расположения технологического оборудования. Машины непрерывного действия подразделяются на фронтальные и фланговые.

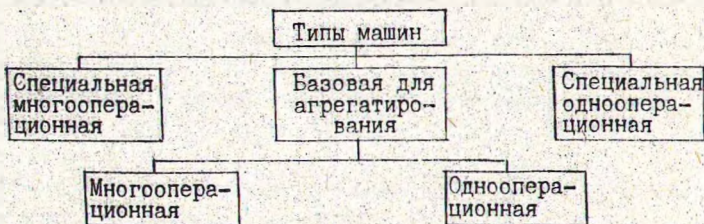
Для выполнения операций технологического процесса на лесные машины устанавливается различное технологическое оборудование: лебедки, манипуляторы, коники, захваты и др.

Эффективность работы технологического оборудования зависит от совершенства конструктивных схем, а также в значительной степени определяется выбранным типом привода, его надежностью, соответствием его параметров параметрам базовой машины и технологического оборудования.

Это и вызывает необходимость изучения теоретических основ проектирования приводов технологического оборудования лесных машин. В текстах лекций первой части курса рассмотрены кинематические и динамические показатели механизмов передач, широко применяемых в лесотехнологическом оборудовании. Дано также описание гидросхем лесных машин, приведена методика определения основных показателей гидрообъемного привода.

1. МЕТОДЫ АГРЕГАТИРОВАНИЯ ЛЕСНЫХ МАШИН, ИХ РАЗНОВИДНОСТИ

Создание специальных лесных машин возможно различными путями в соответствии со следующей схемой:



Как видно из схемы, создание лесной машины однооперационной или многооперационной возможно непосредственным их созданием или выпуском базовой машины с установкой на ней специальных механизмов (технологического оборудования).

В зависимости от устанавливаемого технологического оборудования базовая для агрегатирования машина может стать однооперационной или многооперационной. Многооперационные машины могут выполнять операции технологического процесса последовательно или в смешанном цикле, т.е. часть операций последовательно, а часть параллельно.

От рациональности параметров технологического оборудования, его конструктивных схем и эксплуатационных свойств во многом определяется эффективность применения лесной машины, ее производительность, приемлемость перспективных технологических процессов с ликвидацией ручного труда и соблюдением требований сохранения лесной среды и скорейшего лесовозобновления.

В настоящее время все более широкое распространение получают колесные трелевочные тракторы. На их примере и рассмотрим возможные разновидности технологического оборудования лесных машин.

Опыт эксплуатации показывает, что применение колесных тракторов наиболее эффективно при работе в комплекте с валочно-пакетирующими машинами типа ЛП-19.

Процесс разработки лесосеки начинают с разубки погрузочных площадок с двух сторон лесосеки вдоль намеченных лесовозных усов. Площадку выбирают шириной 30-50 м и расчищают.

Размеры лесосеки зависят от местных условий, стороны ее составляют 300-350 м. Схема разработки лесосеки представлена на рис. 1. Валочно-пакетирующая машина ЛП-19 разубает ленты шириной 12-14 м в обоих направлениях и укладывает пачки на свой след. Трелевочные машины подбирают и трелеют эти пачки, двигаясь по следу машины ЛП-19 и подъезжая к пачке задним ходом. Обрезка сучьев производится на погрузочной площадке.

На базе трактора Т-157 созданы трелевочные, транспортные, погрузочно-транспортные и другие лесные машины.

Трелевочная машина ЛТ-157 предназначена для подбора и трелевки пачки деревьев и хлыстов без применения ручного труда, а также для чокерной трелевки и вспомогательных работ (расчистка волоков, выравнивание торцов пачек и др.). Машина может использоваться для транспортных операций по магистральным дорогам и бездорожью на грунтах с несущей

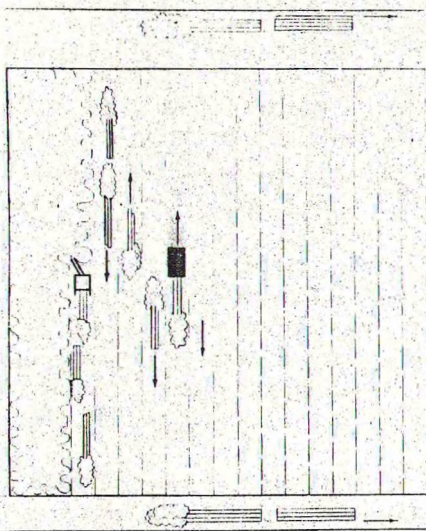


Рис. 1. Схема разработки лесосеки машинами ЛП-19 и ЛТ-157.

(эксплуатационная) 7430 кг. Двигатель СМД-68, $N = 110$ кВт.

Колесная трелёвочная машина ЛТ-171. Назначение трактора аналогично назначению трактора ЛТ-157. Технологическое оборудование имеет принципиальные отличия. За счет наличия грузовой стрелы, соединенной шарнирно с аркой, и двух гидrocилиндров (рис. 2) оборудование имеет большую зону действия.

Машина ЛТ-143 применяется для транспортировки щепы, осмола, гравия, песка, лесосечных отходов и состоит из тягача-трактора Т-157 с седельным устройством и двухосного полуприцепа совкового типа.

Лесотранспортная машина ЛТ-143А имеет то же назначение и отличается от ЛТ-143 главным образом наличием подростенной тележки на полуприцепе.

Погрузочно-транспортная машина ЛТ-175 (рис. 3) предназначена для погрузки и вывозки лесосечных отходов и осмола с верхних и нижних складов лесозаготовительных и осмолозаготовительных предприятий, погрузки и вывозки сыпучих грузов при строительстве дорог.

способностью не ниже 200 кПа с прицепами различной грузоподъемности. Технологическое оборудование трактора ЛТ-157 включает: ограждения радиаторов и кабины, нижнее ограждение, толкатель, лебедку, блок электропневмоклапанов, щит, арку, захват, электро- и гидрооборудование.

Масса базового трактора

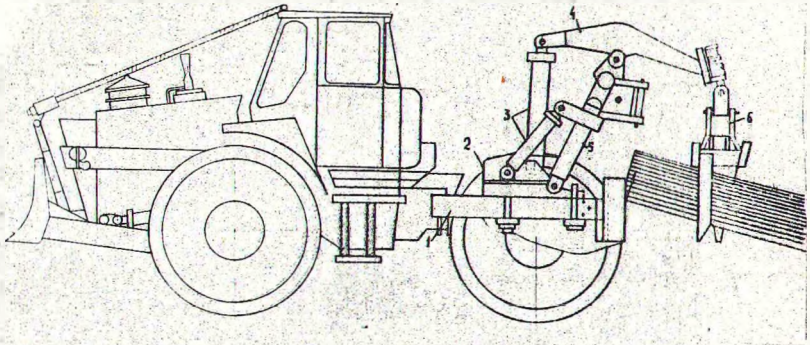


Рис. 2. Технологическое оборудование ЛТ-171: 1 - рама трактора; 2 - лебедка; 3 - гидроцилиндры; 4 - стрела; 5 - арка; 6 - захват.

Машина включает в качестве тягача колесный трактор Т-157 с манипулятором, имеет аутригеры, механизм блокировки полурам, полуприцеп с опрокидывающимся назад кузовом совкового типа.

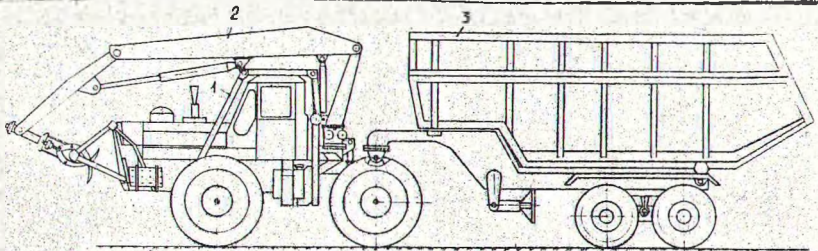


Рис. 3. Погрузочно-транспортная машина ЛТ-175: 1 - тягач; 2 - гидроманипулятор; 3 - полуприцеп.

Тракторный хлыстовоз -- модификация машины ЛТ-175.

Трелевочный трактор ЛТ-157 с технологическим оборудованием трелеует пачку хлыстов к месту погрузки, грузит древесину на прицеп и транспортирует дальше в полностью погруженном положении (рис. 4). При этом отпадает необходимость в погрузчике и в строительстве автомобильной дороги (строится улучшенный волок). Применение трелевочно-погрузочно-транспортных машин целесообразно также при малом объеме лесозаготовок и удаленных участках при отсутствии автомобильных дорог. Трак-

тор дополнительно оборудуется тягово-сцепным устройством для соединения его с прицепом. Прицеп двухосный, состоит из двух одноосных роспусков типа I-P-8, соединенными с помощью дышла

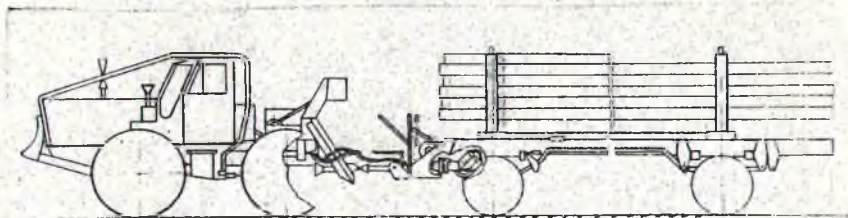


Рис. 4. Трактор ЛТ-157 с прицепом.

и крестообразной сцепки. Погрузочное оборудование состоит из двухбарабанной лебедки, установленной на передней тележке прицепа и канато-блочной системы.

Машина с гидроманипулятором (см.рис. 5) создана на базе трактора Т-157. На тракторе установлен гидроманипулятор типа ТБ-1 и устройство для зажима хлыстов. Последнее возможно двух типов: в виде зажимного коника машины ТБ-1 и раскрывающейся арки с канатной петлей.

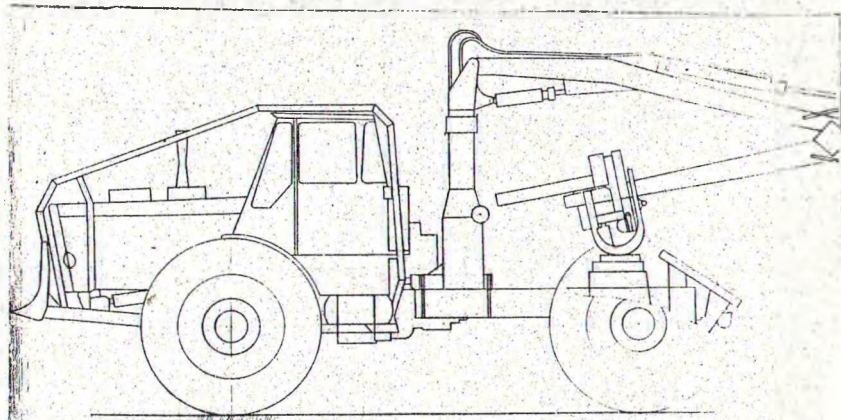


Рис. 5. Машина с гидроманипулятором и коником.

Перспективный типаж лесопромышленных тракторов включает трактор тягового класса 3-3,5 с колесной формулой 4x4 и его

модификацию 6х6. Модернизация базового трактора должна проходить в два этапа. На первом предусматривается увеличение колеи трактора до 2250 мм, базы и дорожного просвета за счет применения шин 720х635.

Второй этап включает повышение мощности двигателя до 160 кВт, повышение надежности несущей системы и улучшение условий труда водителя.

Перспективная лебедка должна иметь следующую характеристику: число барабанов 2; тяговое усилие 110 кН (по 55 кН на каждый барабан); скорость движения каната 0,6–1,0 м/с; канатоемкость каждого барабана 80 м.

Трактор Т-157 М может использоваться как база и для других машин. На трактор может быть установлено технологическое оборудование типа ВТМ-4 и машина может быть использована как валочно-трелевочная или валочно-пакетирующая.

При использовании раздвижной арки с канатной петлей вместо коника центр тяжести пакета понижается, что важно при работе машины в условиях сложного рельефа местности. Кроме того, при применении арки за счет ее смещения в сторону, противоположную размещению срезающего механизма, валочного и приемопогрузочного рычагов, происходит выравнивание нагрузок на правую и левую стороны трактора. Возможно применение машины для трелевки деревьев при помощи грузовой балки (рис. 6), применение которой улучшает распределение нагрузок на ходовую часть.

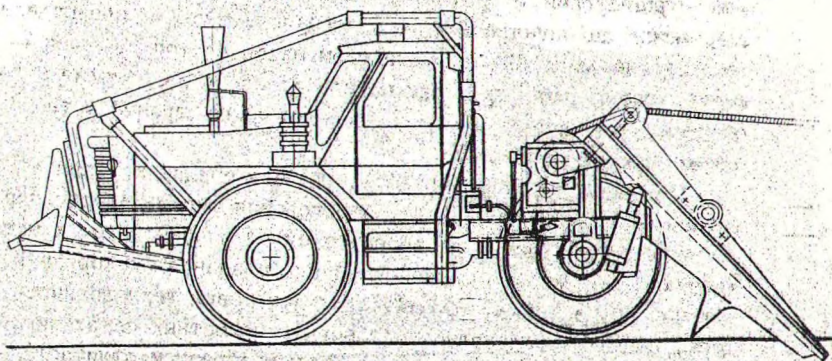


Рис. 6. Трелевочная машина с грузовой балкой.

Машина ЛТ-171 может оборудоваться подвижной аркой, которая при бесчокерной трелевке заменяет лебедку. Это достигается установкой направляющих роликов, в которые запасован канат, свободный конец которого закреплен на подвижной арке.

Машина с увеличенной зоной действия захвата (рис. 7) оборудована грузовым устройством параллелограмного типа и может захватывать пачки при значительном удалении и на уровнях ниже уровня колес.

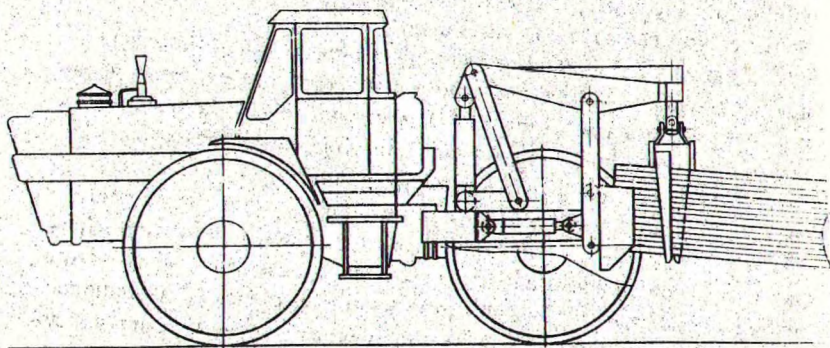


Рис. 7. Трелевочная машина с увеличенной зоной действия захвата.

На колесном шасси может также выполняться валочно-пакетирующая машина манипуляторного типа с зажимным и срезающим устройствами. Манипулятор может устанавливаться непосредственно за кабиной или на задней полураме. Их преимущество в сравнении с ВПМ на гусеничном шасси состоит в возможности осуществлять трелевку пакета деревьев на большие расстояния, что позволяет снизить средства на строительство лесовозных дорог и усов.

На базе трактора Т-157М может быть создан комбайн с установкой технологического оборудования фирмы Катерпиллер. Комбайн срезает деревья, обрезает сучья и пакетирует хлысты. Машина может служить также базой для создания сучкорезной машины, корчевателя, комбайна для заготовки технологической щепы, самоходной канатной установки, челюстных погрузчиков.

Из изложенного видно, каким многообразием отличается технологическое оборудование лесных машин. Любое из них име-

ет тот или иной привод, от надежной работы которого зависит работа машины.

2. ВИДЫ ПРИВОДОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

В общем случае приводом называется устройство, посредством которого осуществляется движение рабочих органов машины. Например, для транспортной машины – это устройство включает механические или другие элементы, передающие вращение от двигателя к колесам или гусеницам. У автомобиля механический привод (трансмиссия) включает (рис. 8): муфту сцепления, коробку перемены передач, карданную передачу, главную передачу с дифференциалом и полуоси, которые вращают колеса.

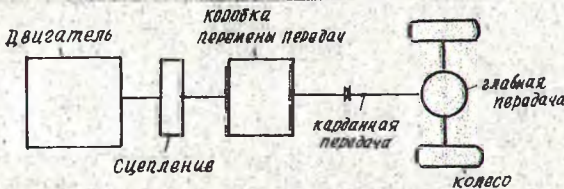


Рис. 8. Привод к колесам автомобиля.

Примени-
тельно к тех-
нологическому
оборудованию
лесных машин
приводом мож-
но назвать
устройство,
посредством

которого осуществляется движения рабочих органов, производящих операции с деревом.

Артоболевский И.И. дает такое определение привода: передаточный механизм (привод) имеет своей задачей передачу движения от двигателя к технологической машине или исполнительным механизмам, что по смыслу равноценно с предыдущей формулировкой.

Развитый привод включает: источник движения того или иного типа (внутреннего сгорания, электрический, гидравлический и др.), рабочую машину и связывающий их механизм. Механический привод может включать различные механизмы, муфты и другие соединения: различного рода редукторы зубчатоременные, червячные и другие механизмы.

Рассмотренные виды технологического оборудования лесных машин имеют различные приводы, в подавляющем большинстве это механический, а также комбинированный, состоящий из сочетания различных механизмов и гидравлических элементов.

Чисто механический привод имеет, например, лебедка лесовозного тягача или трелевочного трактора.

Как видно из рис. 9, привод лебедки лесовозного тягача состоит из коробки отбора мощности (источник движения), карданного вала и червячного редуктора (связывающий механизм). Лебедка, т.е. барабан на подшипниках и трос, является рабочим устройством (рабочей машиной).

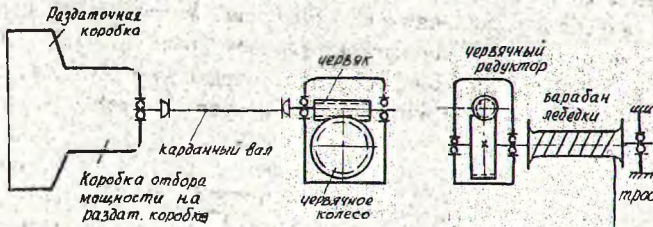


Рис.9. Привод лебедки лесовозного тягача МАЗ-509.

Силовые гидравлические приводы подразделяются на гидрообъемные и гидродинамические. Примером чисто гидравлического привода является привод стрелы манипулятора трактора для бесчokerной трелевки.

Принципиальная схема простейшего гидрообъемного привода приведена на рис.10. От источника движения 8 (коробка отбора мощности и др.) вращение передается посредством карданного вала 7 к насосу 4 (карданный вал может и отсутствовать). Насос по трубопроводу засасывает рабочую жидкость из бака и подает ее к распределителю 3. При нейтральном положении золотника рабочая жидкость сливается назад в бак через сливной трубопровод и фильтр 5. При рабочих положениях золотника жидкость подается в штоковую или бесштоковую полости силового гидроцилиндра I и из противоположной полости сливается по соответствующему трубопроводу в масляный бак 6. Если имеет место перегрузка напорной магистральной линии, то рабочая жидкость сливается в масляный бак через предохранительный клапан 2, рассчитанный обычно на давление на 0,5-1,0 МПа больше расчетного.

В данном приводе рабочим(исполнительным)органом или рабочей машиной является гидроцилиндр с соответствующим звеном манипулятора. К источнику движения помимо коробки отбора

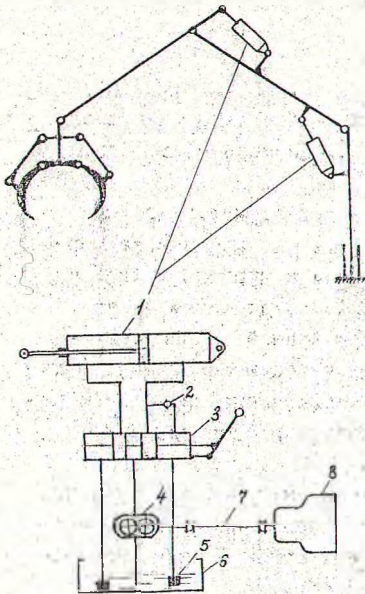


Рис. 10. Гидропривод манипулятора.

мощности и передачи относится гидронасос. Связывающие элементы: бак, трубопроводы, фильтр, распределитель, клапан.

Данный гидропривод может включать два или более гидроцилиндра для привода соответствующих элементов технологического оборудования (например, стрелы, рукояти и захвата манипулятора).

Привод поворота колонки манипулятора может осуществляться с помощью цепной передачи или реечного механизма. Причем данные механизмы могут иметь и гидравлический и механический приводы.

Объемные гидроприводы, помимо открытых, могут быть и закрытые. Закрытая схема гидропривода (рис. 11) выполняется так.

Гидронасос I, обычно регулируемый, соединяется с гидродвигателем 8 трубопроводами. В схему входят напорные клапаны 4 основного насоса 7 и насоса подпитки 2. Напорные клапаны 6 подпитки включены параллельно основной магистрали.

В магистраль подпитки включены последовательно фильтр 3 и напорный клапан 5. Гидронасос I включает узел регулировки напора и направления вращения, поэтому

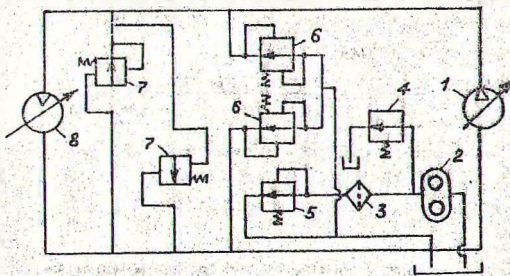


Рис. 11. Схема закрытого гидрообъемного привода.

напорная и сливная магистрали могут меняться. Насос подпитки 2 подает рабочую жидкость через фильтр 3 и клапаны 6 в

основную гидросистему. Избыточная жидкость через клапан 5 сливается в корпус, а если клапан 5 неисправен, то через клапан 4.

Помимо объемных гидроприводов существуют гидродинамические передачи, принцип действия которых основан на передаче вращения от центробежного насоса к турбинному колесу с помощью жидкости. На лесных машинах гидродинамическая передача может найти применение в основной трансмиссии - при передаче вращения от двигателя к ведущим органам. В качестве привода технологического оборудования гидродинамическая передача не применяется и поэтому рассматриваться здесь не будет.

Это же относится и к электрическим приводам, хотя при использовании на базовой машине электротрансмиссии, применение электрического привода рабочих органов технологического оборудования возможно и целесообразно.

3. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ И ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕДАЧ

3.1. Схемы и основные

кинематические соотношения механизмов

Механизмы передачи предназначены для воспроизведения вращательного движения с постоянным передаточным отношением, т.е. их задачей является воспроизведение постоянного передаточного отношения между двумя звеньями. В современных машинах часто применяют сложные механизмы передач, когда кроме ведущего и ведомого звена имеются промежуточные звенья, вращающиеся вокруг своих осей. Каждый сложный механизм можно разделить на отдельные пары звеньев, в соответствии с чем могут иметь место 1, 2, 3 и т.д. ступенчатые передачи.

Кинематические соотношения в одноступенчатом механизме передачи различны в зависимости от расположения осей ведущего и ведомого звена. А расположение осей может быть параллельным, пересекающимся и перекрещивающимся.

При параллельных осях передаточное отношение $i_{1,2}$ звена равно отношению соответствующих угловых скоростей ω_1, ω_2 , т.е. $i_{1,2} = \omega_1 / \omega_2 = -O_2P_0 / O_1P_0 = r_2 / r_1 = const$, где P_0 - мгновенный центр вращения в относительном движении

звеньев I и 2.

Знак минус показывает, что угловые скорости ω_1 и ω_2 имеют разное направление.

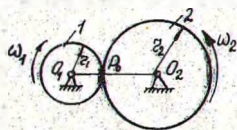


Рис. 12. Одноступенчатый механизм передачи с параллельными осями.

Если оси вращения O_1 и O_2 звеньев I и 2 пересекаются в точке O и заданы постоянные угловые скорости ω_1 и ω_2 вращения соответствующих звеньев, то $i_{1,2} = \omega_1/\omega_2 = \text{const}$, $i_{1,2} = z_1/z_2 = \sin \delta_1/\sin \delta_2$.

В первом случае передача может быть осуществлена круглыми цилиндрическими колесами, во втором — коническими.

При пересекающихся осях и постоянном передаточном отношении передача может осуществляться гиперболоидными колесами.

Механизмы фрикционных передач. Механизмы, в которых передача вращения осуществляется

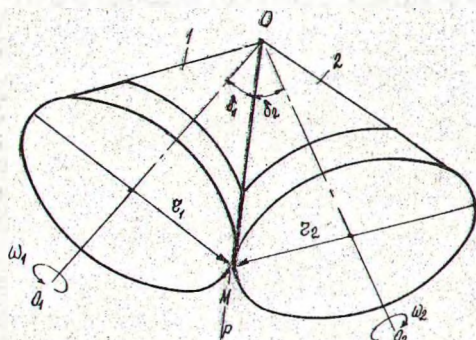


Рис. 13. Одноступенчатый механизм передачи с пересекающимися осями.

за счет сил трения, называются фрикционными.

Механизмы фрикционных круглых цилиндрических колес могут быть с внешним и внутренним соприкосновением колес. Передача осуществляется силой трения между ободьями колес, создаваемой нажатием одного колеса на другое. Проскальзывание отсутствует, т.к. мы рассматриваем центроидную пару.

$$i_{1,2} = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2 = r_2/r_1,$$

где n_1 и n_2 — числа оборотов соответствующих звеньев.

Фрикционные конические колеса обычно представляют собой прямые конусы, которые являются оксоидами в относительном движении звеньев, их оси пересекаются в одной

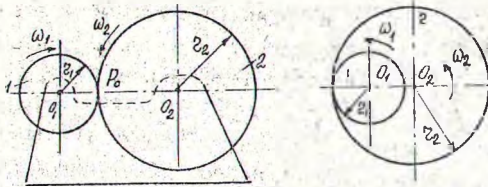


Рис. 14. Фрикционные круглые цилиндрические колеса с внешним (а) и внутренним (б) соприкосновением.

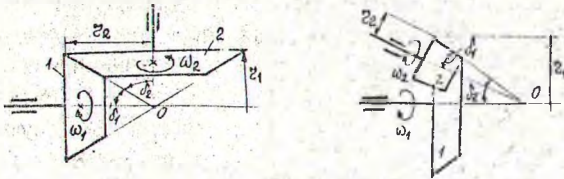


Рис. 15. Фрикционные конические колеса с внешним (а) и внутренним (б) соприкосновением.

$$= n_1/n_2 = z_2/z_1 = \sin d_2' / \sin d_1'$$

Если угол $d' = d_1' + d_2'$ равен 90° , то $i_{1,2} = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2 = z_2/z_1 = \operatorname{ctg} d_1' = \operatorname{ctg} d_2'$.

Помимо конических, известны и другие виды фрикционных передач. К ним относится механизм лобовой и фрикционной передачи:

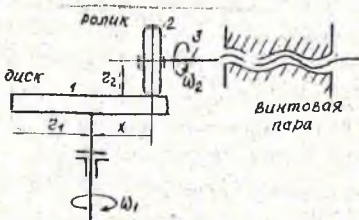


Рис. 16. Схема лобовой фрикционной передачи.

Такая передача относится к числу бесступенчатых и носит название вариатора скоростей. Могут быть различные их разновидности, например, с двумя дисками и промежуточным роликом (рис. 17), с коническими барабанами (рис. 18)

точке.

На рис. 15 показаны два вида фрикционных передач: круглая коническая фрикционная передача с внешним соприкосновением и круглая коническая фрикционная передача с внутренним соприкосновением.

Передаточное отношение $i_{1,2}$ равно

$$i_{1,2} = \omega_1/\omega_2 =$$

Передаточное отношение $i_{1,2}$ равно $i_{21} = \omega_2/\omega_1 = \pm x/z_2$.

При $x = z_1$: $i_{21} = \pm z_1/z_2$.

При данной передаче передаточное отношение может плавно меняться в пределах $z_1/z_2 \geq i_{21} \geq -z_1/z_2$.

Такая передача относится к числу бесступенчатых и носит название вариатора скоростей.

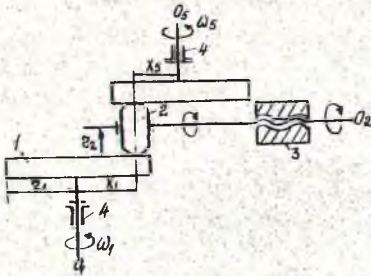


Рис. 17. Схема лобовой передачи с промежуточным роликом.

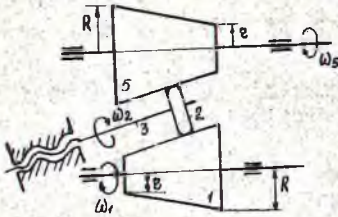


Рис. 18. Схема лобовой передачи с коническими барабанами.

Зубчатые механизмы находят самое широкое распространение. Схемы зубчатых механизмов с внешним и внутренним зацеплением показаны на рис. 19.

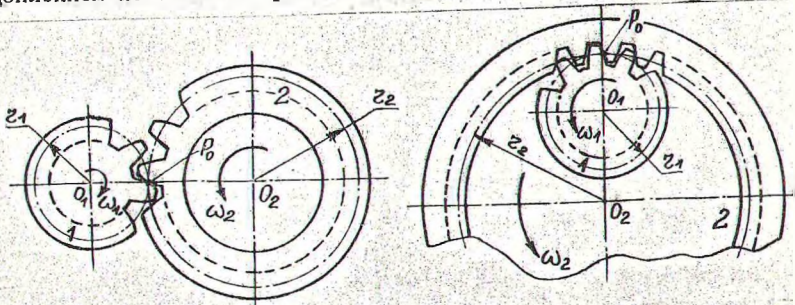


Рис. 19. Схемы зубчатых механизмов с внешним (а) и внутренним (б) зацеплением.

и другие.

Передаточное отношение между параллельными осями O_1 и O_2 можно плавно менять в пределах:

$$i_{1, \min} / i_{1, \max} \leq i_{s1} \leq i_{1, \max} / i_{s \min};$$

$$2/R \leq i_{s1} \leq R/2.$$

При работе фрикционных передач имеет место проскальзывание, его эффект учитывается коэффициентом относительного скольжения:

$$\psi = (v_1 - v_2) / v_1,$$
 где v_1 и v_2 - окружные скорости соприкасающихся фрикционных колес.

Так как $v = \omega \cdot r$,
 а $v_2 = \omega_2 r_2$, то

$$\psi = 1 - \omega_2 r_2 / \omega_1 r_1$$
, а учитывая, что $\omega_1 / \omega_2 = i_{12}$,
 можно записать $i_{12} = z_1 / z_2 \times \psi / (1 - \psi)$; $\psi = 0,01 - 0,03$.

Механизм реечного зацепления показан на рис. 20.

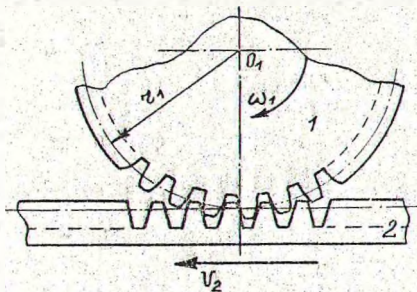


Рис. 20. Схема реечной передачи.

Для механизмов круглых цилиндрических колес с зубчатым зацеплением, если известны радиусы r_1 и r_2 начальных окружностей, то $i_{12} = \omega_1/\omega_2 = \pm r_2/r_1$.

При числе зубьев z_1 и z_2 имеет место соотношение: $r_2/r_1 = 2\pi r_2/2\pi r_1 = z_2/z_1$.

Передачное отношение $i_{12} = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2 = \pm z_2/z_1 = \pm z_2/z_1$.

При реечном зацеплении $v_2 = \omega_1 \cdot r_1$.

Так как $v_2 = dS_2/dt$ и $\omega_1 = d\varphi_1/dt$ (где φ_1 - угол поворота колеса I, а S_2 - перемещение рейки 2), то $dS_2/dt = d\varphi_1/dt \cdot r_1$, или $(v_2)_{\varphi_1} = dS_2/d\varphi_1 = r_1$.

К трехзвенным пространственным механизмам зубчатых передач относятся механизмы конических зубчатых колес и механизмы червячных передач.

Механизмы трехзвенных зубчатых передач являются одноступенчатыми передачами простейшего вида. При воспроизведении значительных передаточных отношений применяют несколько последовательно соединенных колес - многоступенчатые передачи или редукторы скоростей. Передаточное отношение многоступенчатой передачи представляется как произведение взятых со своими знаками передаточных отношений отдельных его ступеней.

В отличие от зубчатых передач с неподвижными осями применяют передачи, когда оси отдельных колес являются подвижными. Примером такого механизма может служить трехзвенный планетарный механизм (рис. 21).

Передачное число i_{21} равно:

$$i_{21} = \omega_2/\omega_1 = (z_2 - z_1)/z_2 = 1 - z_1/z_2 = 1 - i_{21}$$

где i_{21} - передаточное отношение отдельного трехзвенного механизма с неподвижными осями; i_{21} - передаточное отношение при неподвижном колесе I.

Такие механизмы называются сателлитными, и могут быть весьма сложными с цилиндрическими колесами и коническими, с

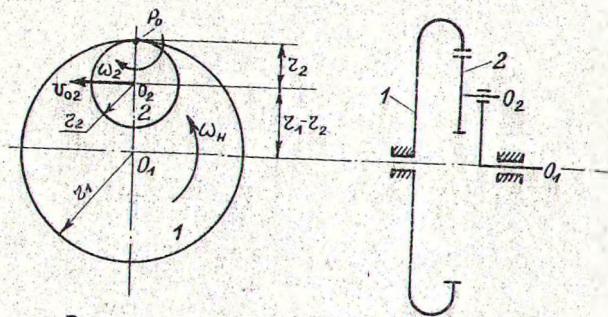


Рис. 21. Схема планетарного механизма.

внутренним и внешним зацеплениями, с различным числом звеньев. Для примера на рис. 22 приведена схема четырехзвенного планетарного механизма Джемса.

ного планетарного механизма Джемса.

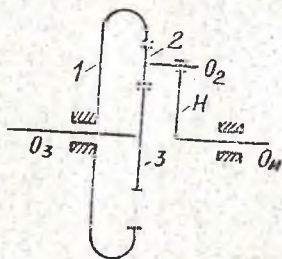


Рис. 22. Схема четырехзвенного планетарного механизма.

Сателлитные механизмы с двумя или более степенями подвижности называют дифференциальными механизмами, или дифференциалами.

Механизмы пелелач с гибкими звеньями. К таким передачам относятся передачи ременные, канатные, цепные и др.

На рис. 23 показана передача гибким звеном посредством шкивов. Такая передача носит название открытой. Передаточное отношение i_{13} равно $i_{13} = \omega_1 / \omega_3 = R_3 / R_1$

На рис. 24 показана перекрестная передача, для нее $i_{13} = \omega_1 / \omega_3 = R_3 / R_1$.

При передачах с гибким звеном может легко быть получен бесступенчатый вариатор скорости. Для этого шкивы выполняются в

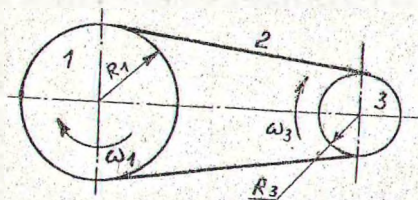


Рис. 23. Открытая передача с гибким звеном.

виде конусов, которые можно сдвигать или раздвигать, меняя

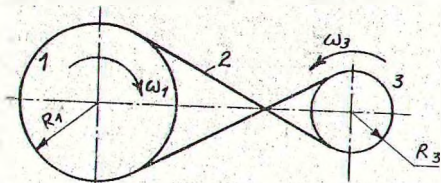


Рис.24. Схема перекрестной гибкой передачи.

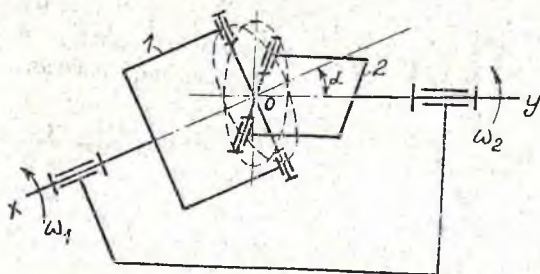


Рис.25. Схема универсального шарнира.

го шарнира, или шарнира Гука.

Для данного механизма имеет место соотношение $i_{21} =$

$$i_{21} = \omega_2 / \omega_1 = \cos \alpha / (\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \varphi_1 \cos^2 \alpha),$$

где φ_1 и φ_2 - углы поворота звеньев шарнира.

Из этого соотношения следует, что при равномерном вращении одного вала, другой вал вращается неравномерно. При $\varphi_1 = 0$ или $\varphi_1 = 180^\circ$ имеем $i_{21} = \omega_2 / \omega_1 = 1 / \cos \alpha$.

При $\varphi_1 = 90^\circ$ или $\varphi_1 = 270^\circ$ имеем $i_{21} = \omega_2 / \omega_1 = \cos \alpha$.

Таким образом передаточное отношение шарнира изменяется от $1/\cos \alpha$ до $\cos \alpha$.

В ряде машин применяют механизм двойного универсального шарнира, который можно рассматривать как два универсальных шарнира, имеющих общее звено.

3.2. Динамический анализ механизмов

3.2.1. Общие положения. При кинематическом анализе

тем самым радиусы R_1 и R_3 .

Механизмы универсального шарнира. При передаче вращения от звена I к звену 2, осей валов которых пересекаются под углом α , применяют специальные механизмы шарнирного четырехзвенника. В практике часто встречается частный вид такого механизма, носящего название универсально-

механизмов рассматривается только структура и геометрические соотношения между размерами их звеньев. При этом движение ведущих звеньев задается, а ведомых - изучается, в зависимости от движения ведущих. Силовые явления при этом не рассматриваются.

При динамическом анализе механизмов ставятся две задачи: силовой анализ, изучающий внешние силы, силы веса звеньев, силы трения и инерции. При этом устанавливаются способы уменьшения динамических нагрузок, возникающих при движении механизма; изучаются режимы движения механизмов под действием заданных сил, обеспечиваются заданные режимы движения механизма. Эта задача носит название динамики механизмов.

При решении первой задачи определяются внешние силы, действующие на звенья механизма, а также силы (реакции), возникающие в кинематических парах при движении механизма. К внешним силам можно, например, отнести крутящий момент, развиваемый на валу источника движения привода. Такие силы, как сопротивление среды, силы трения возникают в результате движения механизма. Также при движении вследствие инерции звеньев возникают динамические реакции в кинематических парах механизмов.

Силовой расчет механизмов предполагает при известных внешних силах и известных законах движения звеньев механизма определение сил трения и реакций связей в кинематических парах, сил сопротивления среды, сил инерции и других сил, возникающих при движении механизмов. При решении второй задачи определяется мощность, необходимая для заданного движения механизма, ее распределение и степень использования, а также истинное движение механизма под действием приложенных к нему сил, т.е. находятся режимы его движения. Вопросы рассматриваются под углом зрения выбора рациональных соотношений между силами, массами и размерами звеньев механизмов или машин. Такая задача обычно носит название теории движения механизма или машины.

Если силовой расчет производится без учета дополнительных сил, возникающих при движении, то такой расчет носит название статического, в отличие от динамического, когда в расчет принимаются как статические, так и динамические силы.

Силовой расчет выполняется разными методами. Среди них широко распространен метод на основе обыкновенных уравнений твердых тел в форме Даламбера. При этом силу инерции, приложенную к телу, сообщающему ускорение движущемуся телу, условно переносят на это ускоряемое тело. Эта сила уравновешивается со всеми остальными внешними силами и реакциями, действующими на тело, т.е. механизм или звено условно рассматриваются в равновесии. Такой метод силового расчета механизмов с использованием сил инерции и применением уравнений динамического равновесия носит название кинетостатического расчета механизмов. От статического расчета он отличается учетом сил инерции звеньев механизма.

В такой постановке динамический анализ механизмов рассматривается подробно в курсе теории механизмов и машин. Но в динамический анализ механизмов необходимо включить и некоторые другие задачи, имеющие важное значение. Среди них следует выделить задачу динамического анализа механизмов с учетом колебаний их звеньев, которая в теории механизмов и машин не рассматривается, ввиду принятия предположения об абсолютно жестких звеньях механизмов. Однако методы теоретической механики дают полное основание для применения их при проведении динамического анализа механизмов с учетом упругой податливости и диссипативных свойств их звеньев.

Учитывая актуальность проведения динамического анализа механизмов в такой постановке, остановимся на рассмотрении их колебательных систем.

3.2.2. Колебания в приводах машин. Для приводов машин и оборудования характерны вынужденные колебания, вызываемые периодическими внешними силами. При этом наиболее интенсивные вынужденные колебания происходят при совпадении частоты внешних сил с одной из частот собственных колебаний системы. Это так называемые резонансные колебания, которые опасны с точки зрения долговечности, а иногда и прочности звеньев механизмов и оборудования. Не менее опасны и автоколебания, возникновение которых обусловлено динамической неустойчивостью некоторых рабочих режимов и не зависит от внешних периодических сил.

Третьим характерным видом колебаний являются переходные процессы, возникающие при неустановившемся движении.

Например, при пуске и торможении двигателя, при переходе с одного режима движения на другой.

Лесные машины, кроме транспортных, выполняют также операции по сбору и формированию пачек деревьев, их погрузке и т.д., что связано с использованием разнообразного технологического оборудования. Формирующиеся в его приводе усилия являются источником колебаний машин при выполнении тех или иных лесозаготовительных операций. Изменение ускоряющих или замедляющих сил по времени и их характер могут быть различными в зависимости от вида выполняемых работ, типа оборудования и привода. Гидропривод лесных машин включает насос, как правило, шестеренчатого типа, силовые цилиндры, систему управления, соединительные трубопроводы и вспомогательные устройства. Усилие в гидроцилиндре запишем в виде $F(t) = fP(t)$, где f - площадь поршня цилиндра; $P(t)$ - переменное по времени давление в гидросистеме. Полученное из уравнения баланса расхода жидкости (с учетом объемной деформации гидросистемы и без учета инерционных потерь давления и потерь, связанных с сопротивлением движению жидкости в трубопроводах) уравнение связи между давлением в гидросистеме и скоростью штока цилиндра имеет следующий вид: $dS_4/dt = q_n n_n \eta_n \eta_u / f - K_V \eta_u / f \cdot dP/dt$. Здесь S_4 - перемещение поршня в цилиндре; q_n - объемная постоянная насоса; n_n - число оборотов вала насоса; η_n - объемный КПД насоса и распределителя; η_u - объемный КПД цилиндра; K_V - коэффициент пропорциональности, характеризующий зависимость объемной деформации гидросистемы от давления.

Уравнение связи можно записать в виде

$$dS_4/dt = a - bP - c \, dP/dt,$$

где $a = q_n n_n / f \eta_n \eta_u$, $b = q_n n_n / f (K_V \eta_u + K_u \eta_u)$, $c = K_V \eta_u / f$. η_n и η_u - теоретические объемные КПД насоса с гидрораспределителем и гидроцилиндра; K_n и K_u - коэффициенты пропорциональности, характеризующие зависимость η_n и η_u от давления P . Данное уравнение устанавливает связь между скоростью штока цилиндра и давлением в гидросистеме, а следовательно, и усилием $F (f)$ для разгона при подъеме груза и торможении при его опускании. Усилие находится путем совместного решения уравнений, описывающих колебания системы в рассматриваемом режиме и соответствующего уравнения связи.

Коэффициенты уравнения для случая торможения груза при

его опускании равны $a = v_0'$, $b = v_0' K_{\text{т}}$, $c = K_{\text{т}} \eta'_{\text{т}} / R_{\text{т}}$, где v_0' — скорость опускания груза перед началом торможения.

Как показывает анализ расчетных и опытных данных, нарастание движущих или тормозных сил (моментов) по времени происходит весьма интенсивно и характеризуется значительными амплитудами (рис. 26).

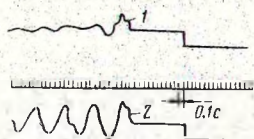


Рис. 26. Экспериментальная запись изменения динамического давления в напорной полости гидроцилиндра погрузчика манипуляторного типа: 1 — разгон свободно висящего груза; 2 — торможение груза при опускании.

При проектировании валочно-пакетирующих, бесчокерных трелевочных и других лесных машин воздействие привода гидроманипулятора может задаваться кусочно-линейной функцией вида

$$S_4(t) = \mu t \quad \text{при } 0 \leq t \leq T; \\ S_4(t) = \mu T = \text{const} \quad \text{при } t > T;$$

где T — время действия гидропривода (при подъеме или опускании дерева $T = 2-4$ с), μS_4 — скорость и величина выдвигания штока гидроцилиндра.

Вид возмущающих функций в силовых элементах технологического оборудования, имеющего механический

привод с трособлочной системой, зависит от характеристики силовой установки, типа и конструкции приводного устройства.

Максимальные значения ускоряющей P_n или тормозящей P_m сил при наличии в приводе лебедки равны

$P_n = M_{\text{дв}} i_{\text{т}} \eta_{\text{т}} / R_{\text{т}}$; $P_m = M_{\text{т}} i_{\text{т}} / R_{\text{т}} \eta_{\text{т}}$, где $M_{\text{дв}}$, $M_{\text{т}}$ — соответственно максимальный момент двигателя и момент, создаваемый тормозом и приведенный к валу двигателя; $i_{\text{т}}$ — передаточное число механизма; $R_{\text{т}}$ — радиус барабана лебедки; $\eta_{\text{т}}$ — КПД механизма.

Время нарастания или спада сил P_n и P_m зависит от интенсивности режимов и обычно невелико. Время нарастания тормозного момента (усилия) до значения $M_{\text{т max}} (P_{\text{т max}})$ составляет всего 0,05 с, затем тормозящий момент (усилие) изменяется незначительно и его можно принимать постоянным (рис. 27).

Скочкообразная функция (рис. 28) характеризуется мгновенным возрастанием амплитуды входной величины $P_{\text{т}}$ в момент времени t_1 до некоторой новой $P_{\text{т}}'$. При $t_1 < t < \infty$ амплитуда возмущающей силы остается неизменной. Движение системы, которое

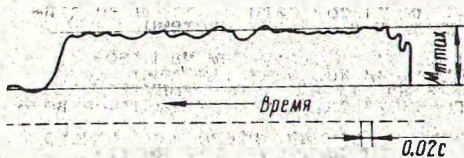


Рис.27. Осциллограмма изменения тормозного момента.

установившейся. Амплитуда P_p' равна отношению P_B/K_g' , где K_g' - коэффициент демпфирования установившейся реакции на возмущение.

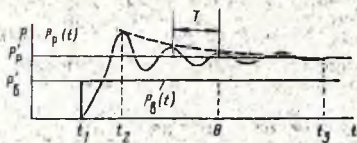


Рис.28. Скачкообразная возмущающая функция и переходная реакция на возмущение.

Если закон изменения нагрузки таков, что при времени $t = \theta$ происходит внезапное приложение отрицательной силы P_B , то происходит новое движение, и если переходная реакция еще не затухла, то полное движение системы при $t > \theta$ суммируется от обеих нагрузок. Аналитически такая возмущающая функция записывается так:

$$P_B(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } t < t_1, \\ P_B' & \text{при } t_1 < t < \theta, \\ 0 & \text{при } t > \theta. \end{cases}$$

При решении задач о колебаниях системы используются методы, основанные на теории функциональных преобразований. В этом случае необходимо иметь изображение оригинала.

Использование теоремы смещения для оригинала позволяет записать его изображение по Лапласу в виде $P_B(s) = P_B'(1 - e^{-s\theta})/s$, где s - комплексная переменная.

Эта функция представляет особый интерес, если на нее накладывається условие $P_B' = 1/(\theta - t_1)$. В пределе при $(\theta - t_1) \rightarrow 0$ она обращается в известную единичную импульсную функцию или δ -функцию

$$s = \int P_B(t) dt = 1.$$

В данном случае её физический смысл выражается как действие бесконечно большой силы в течение бесконечно малого времени. При действии на колебательную систему кратковременных сил

при этом происходит, называется переходной реакцией на возмущение, оно изменяется со временем и неизбежно прекращается, после чего остается реакция P_p' системы, называемая

установившейся. Амплитуда P_p' равна отношению P_B/K_g' , где K_g' - коэффициент демпфирования установившейся реакции на возмущение.

Если закон изменения

нагрузки таков, что при

времени $t = \theta$ происходит

внезапное приложение отрицательной силы P_B , то происходит новое движение, и если переходная реакция еще не затухла, то полное движение системы при $t > \theta$ суммируется от обеих нагрузок.

Аналитически такая возмущающая функция записывается так:

Эта функция представляет особый интерес, если на нее накладывається условие $P_B' = 1/(\theta - t_1)$. В пределе при $(\theta - t_1) \rightarrow 0$ она обращается в известную единичную импульсную функцию или δ -функцию

$$s = \int P_B(t) dt = 1.$$

В данном случае её физический смысл выражается как действие бесконечно большой силы в течение бесконечно малого времени. При действии на колебательную систему кратковременных сил

реакции определяются не величиной силы и характером ее изменения, а только величиной импульсов силы за время ее действия.

Практически при исследовании колебаний системы, если известно решение единичного импульса, с учетом масштаба воздействие можно распространить на случай любого импульсного воздействия.

Импульсными воздействия могут задаваться во многих случаях, встречающихся в эксплуатации лесных машин. Например, ударное нагружение транспортных систем при погрузочно-разгрузочных операциях, воздействие на автомобиль-самосвал, возникающее при загрузке его сыпучим грузом, и др.

Колебания валочно-пакетирующих машин и деревьев при ударно-импульсном способе направленной валки также вызываются импульсными ударными силами, формирующимися в специальных устройствах, вид которых зависит от типа конструкции ударников.

Ударные возмущающие силы возникают при гравитационном способе пакетирования и погрузки деревьев. Рассмотрим осциллограммы, полученные регистрацией нагрузок при ударе падающего дерева о приемную балку (рис. 29). При ударе дерева о жесткую опору (рис.29.б, кривая 1) продолжительность про-

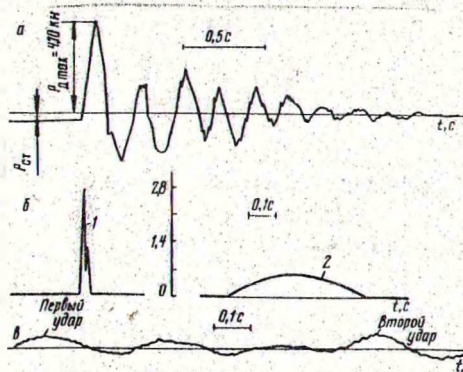


Рис.29.Осциллограммы процесса удара деревьев:а-сосны, масса 130 кг, упругая балка на двух опорах;б-осины (1), масса 1200 кг, балка жестко соединена с прицепом; Осины (2), масса 1150 кг, балка опирается на пружины (в обоих случаях балка наклонена к горизонту под углом 35°); в-ели, масса 400кг, балка закреплена на пружинах и установлена на без-

рессорном прицепе, второй удар кроной о землю.

цесса кратковременна - 0,03 с. При поддрессировании приемных устройств время действия ударных сил возрастает (рис.29 б, кривая 2). В зависимости от конструкции и типа валочно-па-

кетирующих машин величина и характер ударных возмущающих сил могут быть разными. Оценка характера этого воздействия требует учета параметров дерева, расстояния его от машины, количества приемных балок, расстояния между ними и т.д.

Возможны варианты валочно-пакетирующих машин фронтального типа с одной, двумя или более приемными балками. При отсутствии второй приемной балки в момент второго удара дерева кроной о землю на первой приемной балке возникают ударные усилия, соизмеримые с усилиями первого удара (рис.29 а).

Соотношение между ударной силой и импульсом, известное из теории удара, имеет вид

$$S = \int_0^{\tau_y} N(t) dt = N_c \tau_y,$$

где τ_y - продолжительность удара; N_c - среднее ударное усилие. Возможно также определение ударных нагрузок непосредственно, минуя импульс ударных сил.

Воздействие на шасси ВПМ гравитационного типа зависит от скорости перемещения приемных балок при ударе дерева. Разработанная методика расчета кинематических показателей систем "ВПМ-дерево" позволяет моделировать колебания ВПМ в зависимости от конструктивных параметров машины, массы дерева и др.

Описанные источники возбуждения колебаний учитывают их основные виды, однако следует иметь в виду, что при сочетании разных операций возможно одновременное действие на систему возмущающих сил различного вида.

Прежде чем приступить к математическому изучению динамических процессов, необходимо схематизировать реальный объект, т.е. выбрать его идеализированную физическую модель. Различают динамические и статистические модели, причем, как правило, построение статистической модели производится на основе динамической модели. Следует при этом сказать, что часто при рассмотрении динамики приводов достаточно иметь достоверную динамическую модель, что позволяет решать вопросы эксплуатационной надежности машин.

При построении динамических моделей для решения инженерных задач физические системы упрощаются и учитываются только главные факторы, имеющие решающее значение при изучении рассматриваемых процессов. Допустимость принимаемых идеализаций обычно проверяется сопоставлением результатов расчета с экспериментальными данными.

Схематизация реальных систем может быть двух видов: динамические модели (схемы) с сосредоточенными параметрами (дискретные модели); динамические модели (схемы) с распределенными параметрами (непрерывные модели).

В первом случае масса объекта рассматривается как сосредоточенная в точке масса, сосредоточенная сила, действующая в точке, упругая связь в виде безинерционного соединения. Во втором случае допускается идеализированное представление реальных систем в виде упругоинерционных сплошных сред. Однако при исследовании приводов достаточно правомерными в большинстве случаев оказываются динамические модели первого вида. Процессы в механической системе, соответствующей динамической модели с сосредоточенными параметрами могут быть описаны системой обыкновенных дифференциальных уравнений. Это и есть математическая модель реальной механической системы.

Свойства упругих соединений в приводах определяются их характеристиками. Упругие характеристики представляют собой зависимости силы или момента от деформации. Наиболее типичные из них: кусочно-линейные; гладкие нелинейные.

На рис.30 показаны соединения с кусочно-линейными упругими характеристиками.

Приведенная на рис. 30, а характеристика соответствует упругому соединению с зазором (шлицевые и шпоночные соединения, зубчатые передачи и муфты).

Ее математическое описание:

$$P(z) = \begin{cases} c(z-z_1) & \text{при } z > z_1; \\ 0 & \text{при } -z_1 \leq z \leq z_1; \\ c(z+z_1) & \text{при } z < -z_1. \end{cases}$$

Упругие соединения с ограничителями (пружинные муфты) (рис. 30, б) имеют характеристики, математическое описание которых следующее:

$$P_2 = \begin{cases} c_2 z - (c_2 - c_1) z_1 & \text{при } z > z_1; \\ c_1 z & \text{при } -z_1 \leq z \leq z_1; \\ c_2 z + (c_2 - c_1) z_1 & \text{при } z < -z_1. \end{cases}$$

Кусочно-линейную характеристику имеют также соединения с предварительным натягом и ограничителями (рис.30, в). Для таких соединений (пружинные муфты с предварительным натягом и с ограничителями) имеем:

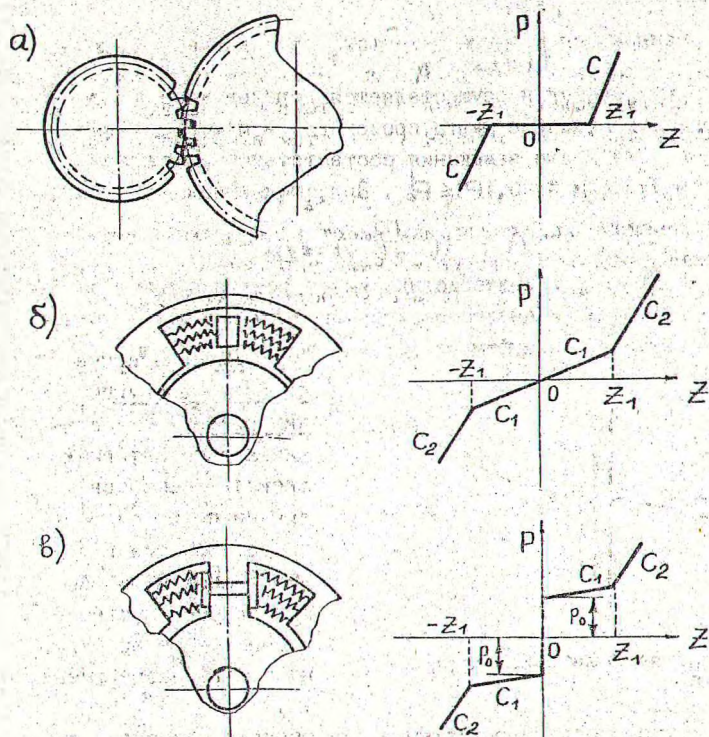


Рис. 30. Упругие кусочно-линейные характеристики.

$$P(z) = \begin{cases} C_2 z - (C_2 - C_1) z_1 & \text{при } z > z_1; \\ C_1 z & \text{при } -z_1 \leq z \leq z_1; \\ C_2 z + (C_2 - C_1) z_1 & \text{при } z < -z_1, \\ z = 0 & \text{при } |P| \leq P_0. \end{cases}$$

Если момент, передаваемый муфтой, не превосходит по абсолютной величине момент предварительной затяжки пружин, т.е. $|y_2 / (y_1 + y_2) P - y_1 / (y_1 + y_2) P_0| \leq P_0$, то динамическая модель муфты будет представляться в виде сосредоточенной массы с коэффициентом инерции $y = y_1 + y_2$.

Если в момент времени t_{y_1} , соответствующий замыканию муфты, выполняются условия

$$|P(t_{y_1})| = \left| \frac{J_2}{J_1 + J_2} P_1(t_{y_1}) - \frac{J_1}{J_1 + J_2} P_2(t_{y_1}) \right| = P_0;$$

$$\left| \left(\frac{dP}{dt} \right)_{t=t_{g_1}} \right| > 0,$$

то муфта размыкается и осуществляется переход к ее двухмассовой модели. Замыкание муфты происходит в моменты времени t_{g_2} . Ее работа после замыкания соответствует участку упругой характеристики $Z=0, |P| \leq P_0$. При этом выполняются условия

$$|P(t_{g_2})| = P_0; \quad \left| \left(\frac{dP}{dt} \right)_{t=t_{g_2}} \right| < 0.$$

Гладкие нелинейные характеристики имеют всевозможные механизмы с резиновыми и пневмо-резиновыми упругими элементами, шинно-пневматические муфты, шариковые подшипники и др. (рис. 31).

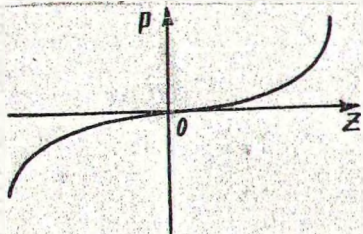


Рис. 31. Упругая нелинейная характеристика.

Силы внутреннего сопротивления в материале наиболее изучены. Выражаются они гистерезисными потерями энергии при деформации элементов систем. Эти потери практически не зависят от скорости деформации и имеют нелинейный вид.

Вязкое сопротивление пропорционально скорости сосредоточенной массы или деформации соединения (рис. 32),

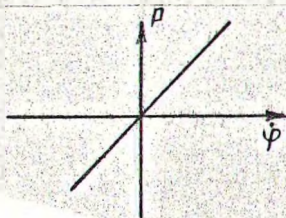


Рис. 32. Линейная характеристика вязкого сопротивления.

При рассмотрении широкого скоростного диапазона более достоверна степенная зависимость силы от скорости:

$$P = \text{Sign } \dot{\varphi} \cdot k \cdot |\dot{\varphi}|^n,$$

где n - показатель степени, зависящий от рассматриваемого диапазона скоростей.

Кулоново трение - неупругое сопротивление, характеризуется силами, противоположными скорости скольжения. Эти силы постоянны по величине:

$$P = \text{Sign } v \cdot b \cdot |v|.$$

Сухое трение. В общем случае характеристики сухого трения имеют весьма сложный нелинейный вид, однако в ряде случаев могут приниматься в виде постоянной силы трения и вязкого сопротивления с отрицательным коэффициентом пропорциональности:

$$P = P_0 + b v.$$

Диссипативные силы оказывают существенное влияние на колебания систем. Их наличие приводит к затуханию свободных колебаний, возникающих при переходных режимах работы машинного агрегата. Их влияние особенно важно знать при рассмотрении резонансных явлений и при автоколебаниях.

Представление характеристик систем в нелинейном виде дает основание для точного моделирования динамических процессов. Однако достаточной точности результатов по оценке спектра собственных частот, резонансным режимом в эксплуатационном диапазоне можно получить на основе линеаризованной динамической модели. При этом нелинейные упругие характеристики заменяют линейными вида

$$P(z) \approx \tilde{C} z + P_{cp},$$

где $\tilde{C} = \left(\frac{\partial P}{\partial z} \right)_{z=z_0}$; z_0 - деформация соединения от действия постоянной средней силы P_{cp} . Математически производится разложение функции $P(z)$ в ряд Тейлора в окрестности точки $z = z_0$ и удержании первых двух членов разложения.

Линеаризация позволяет с помощью достаточно простых методов производить анализ свободных и вынужденных колебаний, переходных процессов, рассматривают малые колебания системы вблизи положения равновесия.

вило, предшествуют более углубленному рациональному анализу нелинейных систем. При рассмотрении колебаний механических систем в большинстве случаев их можно представить в виде цепных систем, т.е. состоящих из ряда сосредоточенных масс, связанных между собой упругими соединениями. На смещения и скорости масс не накладывается никаких ограничений, т.е. рассматривается динамическое поведение в независимых обоб-

ценных координатах. Все это характерно для свободных механических систем при отсутствии связей, накладывающих определенные условия на перемещения и скорости отдельных звеньев. Сложные несвободные механические системы не имеют зримой цепной связи. На движения масс таких систем накладываются ограничения, выражаемые уравнениями связей, которые представляют собой функции координат и скоростей звеньев системы и времени:

$$f(z_1, \dots, z_k; \dot{z}_1, \dots, \dot{z}_k, t) = 0.$$

В частном случае, характерном для механических систем, рассматриваются стационарные позиционные связи, не зависящие от времени. Они накладываются только на перемещения:

$$f(z_1, \dots, z_k) = 0.$$

Разновидностью стационарных позиционных связей являются кинematicкие связи — ограничения, накладываемые только на скорости звеньев системы.

Структура цепной динамической схемы несвободной механической системы устанавливается при анализе идеализированного поведения системы в независимых обобщенных координатах, выраженных в виде дифференциальных уравнений. Причем структура цепной динамической схемы зависит от выбора обобщенных координат.

Теоретическое изучение динамических процессов в реальной механической системе производится на основе ее математической модели.

Схематизация динамических свойств приводных двигателей значительно влияет на достоверность результатов исследований.

Для привода технологического оборудования широко распространены гидрприводы вращательного движения с объемным и дроссельным регулированием скорости.

Дифференциальное уравнение движения гидропривода с объемным регулированием имеет вид

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = M_2 + M; \quad M_2 + T_2 \frac{dM_2}{dt} + \frac{T_c + T_p}{v \cdot \omega_0} \dot{\varphi}_1 + \frac{\varphi_1}{v \cdot \omega_0} = \psi^{-1},$$

где J_1 — момент инерции ротора гидродвигателя; M_2 — момент гидродвигателя; M — реактивный момент, характеризующий действие на ротор гидродвигателя также и механической части оборудования; T_2 — гидравлическая постоянная времени, учитывающая влияние утечек и сжимаемости жидкости; T_c — постоянная времени слива, учитывающая влияние изменения давления в магист-

рали слива на динамику гидросистемы; T_2 - постоянная времени, учитывающая влияние вязкости жидкости; ν - коэффициент крутизны статической характеристики гидропривода, который зависит от расхода насоса, скольжения гидропривода, утечки насоса и гидродвигателя и целого ряда других показателей привода; ω_0 - угловая скорость идеального холостого хода гидродвигателя.

Если ввести в рассмотрение функцию

$$\psi_2(t) = C_2 M \varphi_1(t) + \beta \vartheta \omega_0^{-1} \varphi_1(t) + \nu^{-1} C \vartheta^{-1},$$

где $C_2, \beta \vartheta$ - произвольные коэффициенты, к которым приводим зависимости:

$$C \vartheta = \frac{1}{\nu \omega_0 T_2} \left(1 - \frac{T_0 + T_f}{T_2} \right); \quad \beta \vartheta = \frac{T_0 + T_f}{\nu \omega_0 T_2}; \quad C \vartheta T_2 = Z g,$$

то уравнения движения гидропривода с объемным регулированием можно привести к виду:

$$\left. \begin{aligned} \nu \dot{\psi}_1 + \beta g \psi_1 + C \vartheta (\psi_1 - \psi_2) &= M + \nu^{-1}; \\ C \vartheta (\psi_2 - \psi_1) + Z g \psi_2 &= 0. \end{aligned} \right\}$$

Данной математической модели соответствует цепная динамическая схема, приведенная на рис. 33.

Для примера рассмотрим динамику простейшего механизма подъема подвешенного груза (рис. 34).

Для рассматриваемой системы: m_1 - приведенная масса движущихся частей привода (например, двигателя, редуктора и лебедки); m_2 - приведенная масса груза; C_0 - жесткость упругой системы поддресоривания привода; C - жесткость упругого звена подвеса груза.

Под действием движущей силы $G + f(t)$ массы m_1 и m_2 получают перемещения Z_1 и Z_2 в подвижной системе координат (Z_0 - перемещение всей системы - металлоконструкции в неподвижной системе координат).

Усилие в тяговом элементе определяется в виде $F = (Z_1 - Z_2)C$, где $(Z_1 - Z_2)$ - деформация тягового элемента и элементов механизма подъема в момент времени t . Задача и будет заключаться в определении силы F .

Кинетическая и потенциальная энергии подвижной части системы:

$$T_1 = 0,5 m_1 \dot{Z}_1^2 + 0,5 m_2 \dot{Z}_2^2;$$

$$P_1 = 0,5 (Z_1 - Z_2)^2 C.$$

Дифференциальное уравнение движения массы m_1 , на которую непосредственно действует внешняя сила $G + f(t)$, составим в форме уравнения Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_1}{\partial \dot{Z}_1} \right) + \frac{\partial P_1}{\partial Z_1} = G + f(t)$$

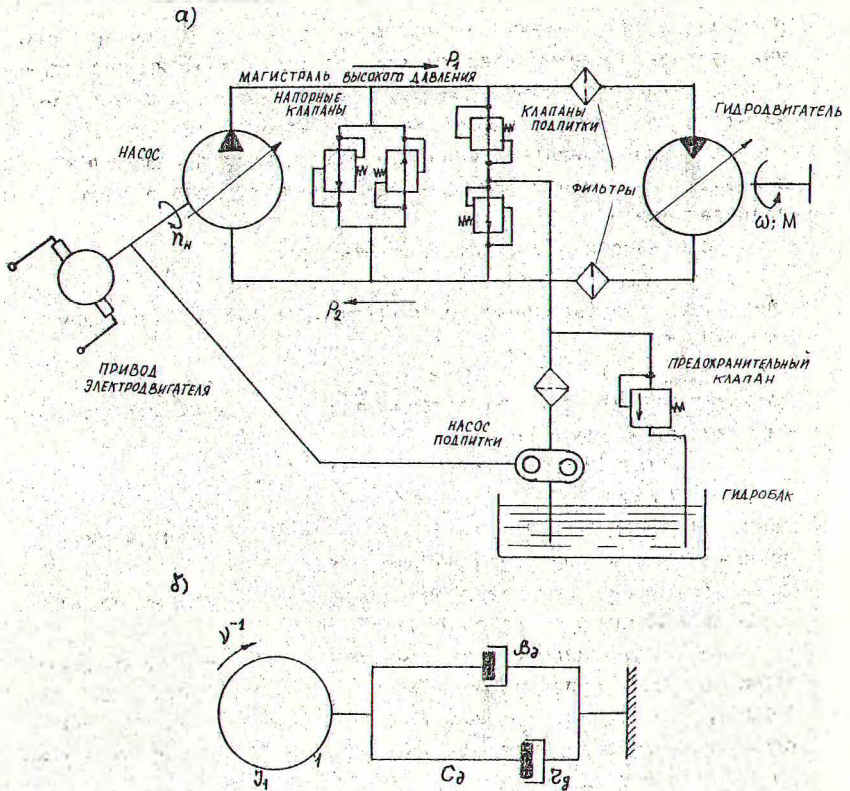


Рис. 33. Объемный гидравлический привод: а - гидравлическая схема реальной системы; б - цепная динамическая схема.

После дифференцирования T_1 по \dot{z}_1 и t , а Π_1 по \dot{z}_1 получим

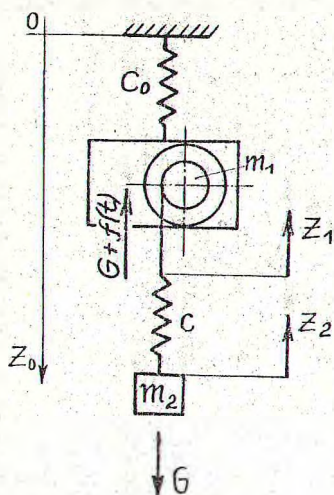
$$m_1 \ddot{z}_1 + (z_1 - z_2)C = G + f(t). \quad (I)$$

Рассматривая движение массы m_2 , учитываем упругие перемещения всей системы в неподвижной системе координат, тогда абсолютная скорость движения массы m_2 равна $\dot{z}_2 - \dot{z}_0$. Кинетическая и потенциальная энергия выразятся следующим образом

$$T_2 = 0,5 m_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_0)^2; \quad \Pi_2 = 0,5 (z_1 - z_2)^2 C.$$

С учетом того, что на массу m_2 действует внешняя сила G , можно записать дифференциальное уравнение движения массы m_2 в виде

$$m_2 = (\ddot{z}_2 - \ddot{z}_0) - (z_1 - z_2)C = -Q. \quad (2)$$



Для металлоконструкции (масса m_0): $T_0 = 0,5 m_0 \ddot{z}_0^2$; $\Gamma_0 = 0,5 C_0 z_0^2$.
 Внешняя же сила, действующая на нее, равна $(z_1 - z_2)C$, тогда дифференциальное уравнение движения массы m_0 будет иметь вид $m_0 \ddot{z}_0 + C_0 z_0 = (z_1 - z_2) C$. (3)
 Принимаем допущение $C_0 z_0 \approx z(z_1 - z_2) C$, что вносит в расчет небольшую ошибку. После двойного дифференцирования по t $z_0 = C/C_0 (\ddot{z}_1 - \ddot{z}_2)$. Подставив значение \ddot{z}_0 в уравнение, получим $m_1 \ddot{z}_2 - m_2 \frac{C}{C_0} (\ddot{z}_1 - \ddot{z}_2) - (z_1 - z_2) C = -G$. (4)

Рис. 34. Расчетная схема механизма подъема груза.

Умножив уравнение (1) на m_2 и уравнение (4) на m_1 , найдем

$$m_1 m_2 \ddot{z}_1 + m_2 (z_1 - z_2) C = G m_2 + m_1 f(t);$$

$$m_1 m_2 \ddot{z}_2 - m_1 m_2 \frac{C}{C_0} (\ddot{z}_1 - \ddot{z}_2) - m_1 (z_1 - z_2) C = -m_1 G.$$

Вычитая из первого уравнения второе и преобразуя, получим следующее уравнение

$$(\ddot{z}_1 - \ddot{z}_2) + \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} \frac{C_0 C}{(C_0 + C)} (z_1 - z_2) = \frac{(m_1 + m_2) G C_0}{m_1 m_2 (C_0 + C)} + \frac{C_0 f(t)}{m_1 (C_0 + C)}. \quad (5)$$

Общее решение уравнения (5) имеет вид

$$(z_1 - z_2) = A \sin \sqrt{\frac{(m_1 + m_2) C_0 C}{m_1 m_2 (C_0 + C)}} t + B \cos \sqrt{\frac{(m_1 + m_2) C_0 C}{m_1 m_2 (C_0 + C)}} t + \varphi(t),$$

где $\varphi(t)$ - частное решение, зависящее от значения $f(t)$. Для отыскания максимального усилия в упругом звене можно положить, что $f(t) \approx P = \text{const}$, так как она зависит главным образом от начального значения избыточной силы, если изменение этой мере по отношению к периоду колебаний системы.

При $t = 0$ примем, что $(z_1 - z_2) = G/C$; $\dot{z}_1 - \dot{z}_2 = 0$. Такие начальные условия берутся ввиду того, что если груз висит и неподвижен, то в момент начала подъема деформация механизма

равна ее статической величине. Скорость деформации до начала подъема очевидно равна нулю.

Частное решение получим в виде $\varphi(t) = Pm_2/c(m_1+m_2) + \frac{Q}{c}$.
 Полное общее решение уравнения (5) с учетом введения приведенного коэффициента жесткости $C_n = c_0 c / (c_0 + c)$:

$$z_1 - z_2 = A \sin \sqrt{\frac{C_n (m_1 + m_2)}{m_1 m_2}} t + B \cos \sqrt{\frac{C_n (m_1 + m_2)}{m_1 m_2}} t + \frac{Pm_2}{c(m_1 + m_2)} + \frac{Q}{c}$$

Используя принятые начальные условия, получим $A = 0$; $B = -Pm_2/c(m_1+m_2)$

и найдем окончательно $(z_1 - z_2) = \frac{Pm_2}{c(m_1+m_2)} \left[\left(1 - \cos \sqrt{\frac{C_n (m_1 + m_2)}{m_1 m_2}} t \right) \right] + Q/c$.

Тогда усилие в упругом звене будет выражаться

$$F = (z_1 - z_2)C = \frac{Pm_2}{(m_1 + m_2)} \left[\left(1 - \cos \sqrt{\frac{C_n (m_1 + m_2)}{m_1 m_2}} t \right) \right] + Q$$

Его максимальное значение равно $\left[2 Pm_2 / (m_1 + m_2) \right] + Q$.

4. ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД

4.1. Общие сведения

Объемный гидропривод имеет по сравнению с механическим более низкий КПД, чувствителен к низким температурам, ремонт их представляет значительные трудности. Однако малая масса, меньшая сложность, отсутствие специальных тормозных систем для фиксирования рабочих органов, легкость реверсирования и бесступенчатое регулирование делают гидрообъемную передачу незаменимой для привода технологического оборудования лесных машин и машин другого назначения.

Гидропривод включает гидронасос и гидродвигатель, соединяемые гидромагистральями, а также регулирующие или управляющие органы, защитные и другие устройства.

Мощность, потребляемая насосом, равна

$$N = M\omega,$$

где M - крутящий момент на валу насоса; ω - угловая скорость вращения вала ($\omega = \pi n / 30$). Полезная мощность насоса, т.е. мощность, сообщаемая насосом жидкости:

$$N_n = Q\gamma H,$$

где Q - объемная подача насоса (объем жидкости, подаваемой насосом в единицу времени); H - напор насоса, $H = p/\gamma$ (γ - плотность жидкости). Объемная подача насоса связана с рабочим объемом насоса V_0 (разность наибольшего и наименьшего значений объема рабочей камеры за один оборот вала или за

двойной ход рабочего органа насоса) соотношением:

$$Q = V_0 n$$

где n — частота вращения вала насоса.

Подача насоса зависит от давления рабочей жидкости и числа оборотов приводного вала, меняющихся в определенных пределах. Валы современных роторных и плунжерных насосов работают со скоростью более 10000 об/мин. Однако при больших скоростях вращения возможно появление кавитации на всасывании вследствие недозаполнения жидкостью рабочих впадин ротора. Для предотвращения кавитаций применяют подпитывание основного насоса дополнительным, подающим рабочую жидкость во всасывающую полость основного насоса под избыточным давлением.

Выбор скорости вращения радиально-поршневого насоса производится с учетом кориолисовых сил инерции масс поршней вращающегося цилиндрического блока. Для аксиально-поршневого насоса с торцовым распределением учитываются как силы инерции поршня, так и окружные скорости на торцовой поверхности распределителя.

Нагрев жидкости в гидросистеме — вредное явление, которое особенно значительно при отсутствии разгрузки насоса, при больших сопротивлениях на сливе, при низком КПД насоса и гидродвигателя и дроссельном регулировании.

4.2. Рабочие жидкости

Рабочая жидкость — рабочее тело, передающее мощность от гидродвигателя к гидромотору. Одновременно жидкость смазывает трущиеся поверхности и охлаждает узлы и детали гидропривода.

Показатели, характеризующие рабочую жидкость: вязкость, химическая и физическая стабильность, смазочная способность, антикоррозийность.

Вязкость жидкостей, применяемых для гидроприводов машин, составляет 10–25 сСт при температуре 50° С.

Для практических целей используют отношение:

$$\mu_p / \mu_0 = a \left(\frac{p}{p_0} \right)^a,$$

где μ_p и μ_0 — вязкости при давлении p и соответственно при атмосферном давлении p_0 ; a — коэффициент, равный для минеральных масел 1,003.

В практике проектирования гидроприводов при давлении до 50 МПа используется эмпирическая зависимость вязкости от

давления.

$$\mu_p = 10(1 + K_n P) \mu_0,$$

где K_n - коэффициент, зависящий от марки масла (для легких масел $K_n = 0,002$, для тяжелых $K_n = 0,003$); P - давление масла, МПа.

4.3. Коэффициент полезного действия гидропередачи

Полный КПД передачи η_n определяется как

$$\eta_n = \eta_p \eta_v \eta_m,$$

где η_p - КПД, учитывающий гидравлические потери; η_v - КПД, учитывающий объемные потери; η_m - КПД, учитывающий механические потери в узлах гидромашин. Объемный КПД насоса:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_{ид}}$$

где $Q_{ид} = Q + \Delta Q_y$ - идеальная подача насоса (ΔQ_y - потери в насосе за счет утечек).

Механический КПД η_m насоса или гидромотора можно пред-

ставить $\eta_m = \frac{N - N_m}{N}$,
где N_m - механические потери мощности.

Гидравлический КПД

$$\eta_p = P_n / P_T,$$

где $P_T = p_n - \Delta p$ - потери давления, связанные с перетеканием рабочей жидкости; p_n - давление в магистрали.

Потери давления Δp определяются зависимостью

$$\Delta p = \lambda \ell / d \cdot v^2 / 2g\gamma,$$

где λ - коэффициент сопротивления при числе Рейнольдса $Re = \frac{vd}{\nu} < 2320$ $\lambda = \frac{75}{Re}$ (ламинарный режим); ℓ - длина трубопровода; v - скорость жидкости, $v = \frac{4Q}{\pi d^2}$; γ - плотность жидкости; d - диаметр канала.

При движении жидкости в деформированной трубе (турбулентный режим) коэффициент λ изменяется. Например, если в трубе имеются вмятины глубиной 0,1-0,2 диаметра трубы $\lambda = 80/Re \div 15/Re$, при вмятинах глубиной до половины диаметра трубы коэффициент λ возрастает до $155/Re$.

Приведенная длина трубопровода ℓ_n определяется с учетом местных сопротивлений (повороты, расширения, сужения), которые учитываются коэффициентом n_x , т.е.

$$\ell_n = \ell + 1350 n_x d.$$

Коэффициент n_x определяется по специальным таблицам.

Полный КПД объемной гидропередачи изменяется в пределах 0,7-0,85.

4.4. Насосы и гидромоторы

В приводах технологического оборудования лесных машин преимущественно распространены шестеренчатые внешнего зацепления и аксиально-поршневые насосы.

Из всасывающей камеры А в нагнетательную камеру Б (рис. 35) жидкость переносится за счет того, что при вращении шес-

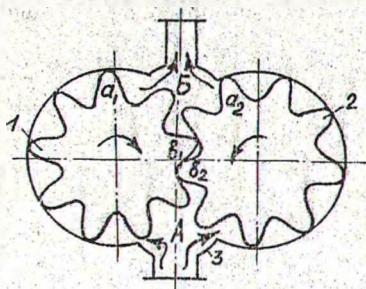


Рис. 35. Схема шестеренчатого насоса: 1 — ведущая шестерня; 2 — ведомая шестерня; 3 — корпус насоса.

терен зубья a_1 и a_2 вытесняют больше жидкости, чем ее может поместиться в пространстве, освобожденном зубьями b_1 и b_2 , которые на-

ходятся в зацеплении. Формула подачи насоса с одинаковыми шестернями имеет вид

$Q_n = \gamma_v 2\pi d_n m b n$,
где d_n — диаметр начальной окружности шестерен; b —

модуль зацепления и ширина шестерни; n — частота вращения шестерни. В гидросистемах широко используют насосы марок НШ-10, НШ-32, НШ-46, которые обеспечивают рабочее давление 10 МПа и существенно различаются по подаче ($n = 1300-1625$ об/мин):

НШ	- 10	- 13	- 16,25	л/мин;
НШ	- 32	- 42	- 53	л/мин
НШ	- 46	- 61,5	- 77	л/мин.

Цифра в обозначении марки соответствует объемной постоянной в см³. Промышленностью выпускаются также гидромашин реверсивного типа, работающие как насос и как гидромотор (МНШ-32 и МНШ-46).

Помимо шестеренчатых применяют шибрные (лопастные) и поршневые насосы. Поршневые делятся на аксиально-поршневые, радиально-поршневые и поршневые эксцентриковые.

Из этой группы наибольшее распространение на лесных машинах получили аксиально-поршневые насосы и гидромоторы.

Объемный КПД у них выше, чем у шестеренчатых. Если у шестеренчатых он равен 0,9, то у аксиально-поршневых 0,97-

0,98, полный их КПД составляет 0,94-0,95.

Принципиальная схема аксиально-поршневого насоса представлена на рис. 36.

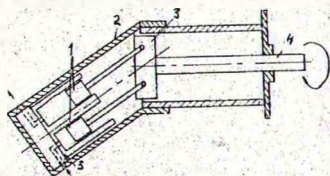


Рис.36. Схема аксиально-поршневого насоса.

Как видно из схемы, вал 4 с диском 3 установлен под углом к качающему узлу, содержащему цилиндрический блок с поршнями 1, установленными в корпусе 2. За счет шарнирной связи с диском поршни с шатунами при вращении приводного вала 4 совершают возвратно-

поступательные движения в цилиндрах блока, который вращается вместе с валом. Вращающийся блок соприкасается с распределителем, соединяющим цилиндры с нагнетательным или всасывающим трубопроводом.

Число поршней аксиально-поршневых насосов 5-9. Число оборотов приводного вала аксиально-поршневых насосов не превышает 3000 об/мин, давление 20-30 МПа.

Теоретическая подача аксиально-поршневого насоса $Q_{тн}$ равна

$$Q_{тн} = \pi d^2 z D n \operatorname{tg} \gamma / 4,$$

где d и z - диаметр и число цилиндров в блоке насоса; D - диаметр окружности, проведенной из центра диска по центрам заделки шатунов; n - частота вращения вала насоса; γ - угол наклона оси диска.

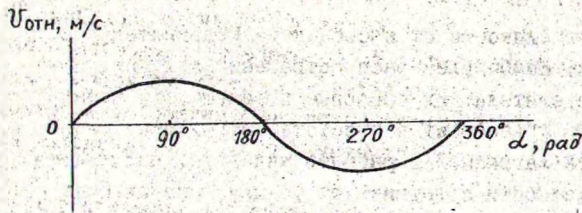
4.5. Кинематика и динамика поршня

Скорость поршня складывается из скорости относительного движения поршня в цилиндре $V_{отн}$ и скорости вращательного движения $\omega = d\alpha/dt$. Скорость относительного движения выражается следующим образом:

$$V_{отн} = dx/dt = R \cos \beta \sin \alpha \cdot d\alpha/dt,$$

так как $d\alpha/dt = \omega$ и $\beta = 90 - \gamma$, то $V_{отн} = R \sin \gamma \sin \alpha \cdot \omega$, где R - радиус качающего диска.

Из полученной формулы следует, что скорость относительного движения поршня изменяется по синусоидальному закону, причем максимум синусоиды имеет место при угле поворота $\pi/2$ рад (90°) и минимум - при $3/2\pi$ рад (270°) - рис. 37.



Ускоре-
ние во вра-
щательном
движении
равно

$$j_{\text{вр}} = \omega^2 R.$$

Макси-
мальное ус-
корение:

$$j_{\text{отн. max}} = \pm R \omega^2 \cos \beta.$$

Рис. 37. Кривая зависимости относительной скорости поршня от угла поворота α .

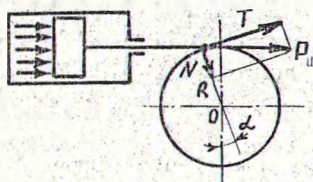
Силы инерции поршня в относительном и вращательном движе-
ниях находятся из выражений

$$F_{\text{отн}} = -m v_{\text{вр}}^2 / R \cos \beta \cos \alpha;$$

$$F_{\text{вр}} = -m j_{\text{вр}} = -m R \omega^2.$$

4.6. Крутящий момент насоса

Усилие P_w давления жидкости на шток поршня имеет две-
составляющие (рис. 38): тангенциальную T и радиальную N .



Тангенциальное усилие
 $T = P_w \sin \alpha$, а момент
на валу кривошипа вы-
разится следующим об-
разом

$$M = T \cdot R = P_w \cdot R \cdot \sin \alpha.$$

С учетом поворота кри-
вошипа относительно

оси поршня имеем

$$T = P_w \cdot \sin \alpha \cdot \sin \beta;$$

$$M = P_w \cdot R \cdot \sin \alpha \cdot \sin \beta.$$

С учетом всех поршней
 n , находящихся в зо-
не нагнетания:

$$M_{\text{рез}} = P_w \cdot R \cdot \sin \beta \sum_{i=1}^n \sin \alpha_i$$

где $\sum_{i=1}^n \sin \alpha_i = \sin \alpha_1 + \sin \alpha_2 + \dots + \sin \alpha_n$.

На линии слива создают противодействие, за счет чего разви-
вается момент, противодействующий моменту на линии нагнета-
ния, тогда результирующий момент равен

$$M_{\text{рез}} = M_{\text{нагн}} - M_{\text{прот.}}$$

4.7. Распределительные устройства

Распределители предназначаются для направления и распр-

ределения потоков жидкости от насоса к гидродвигателям и отвода ее на слив. Наибольшее распространение получили золотниковые распределители. Их основные преимущества перед крановыми состоят в простоте устройства, малой чувствительности к загрязнению рабочей жидкости, надежности действия, разгруженности золотника от усилий, создаваемых давлением жидкости.

Принципиальная схема золотникового распределителя приведена на рис. 39. При перемещении золотника 3 в корпусе 1

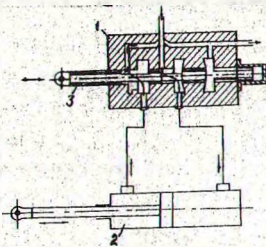


Рис. 39. Схема действия золотникового распределителя.

где b - ширина щели; h - величина открытия щели.

Перепад давления ΔP в каналах распределителя в зависимости от влияющих параметров выражается следующим образом:

$$\Delta P = Q^2 \gamma / 2 (\pi \mu_p d h)^2,$$

где d - диаметр сопла; μ_p - коэффициент расхода, зависящий от величины открытия проходных сечений ($\mu_p = 0,6-0,62$).

4.8. Гидроцилиндры

Гидроцилиндр представляет собой гидродвигатель с прямолинейным возвратно-поступательным движением силового органа.

В гидросистемах лесных машин в основном применяют гидроцилиндры с односторонним штоком (рис. 40).

Гидроцилиндры проектируются из расчета рабочего давления до 10 МПа.

При проектировании гидроприводов цилиндры подбираются по нормалам.

Эффективное (действительное) усилие, создаваемое гидроцилиндром, определяется по формуле

$$P_{эф} = P_g \cdot Z_{max},$$

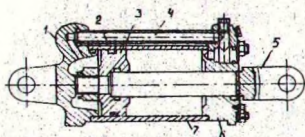


Рис. 40. Гидроцилиндр трактора ТДТ-55А: 1-задняя крышка; 2-уплотнительное кольцо; 3-поршень; 4-маслопровод; 5-шток; 6-передняя крышка; 7-корпус.

где P_0 - движущее усилие в штоковой или бесштоковой полостях,

Механический КПД гидроцилиндров изменяется в пределах 0,92-0,99, в среднем $\eta_{мех} = 0,95$.

Усилия, создаваемые в бесштоковой P' и соответственно в штоковой P'' полостях, равны:

$$P' = P \frac{D^2}{4}; \quad P'' = P \frac{\pi(D-d)^2}{4},$$

где P - давление рабочей жидкости; D - диаметр цилиндра; d - диаметр штока.

Эффективная скорость движения поршня определяется по уравнению

$$V_{эф} = \frac{Q \eta_{эф}}{F},$$

где F - площадь живого сечения поршня.

Объемный КПД гидроцилиндров при применении резиновых уплотнений равен η_v , при использовании поршневых металлических колец $\eta_{сч} = 0,98 - 0,99$.

Толщины стенок чугунных $t_ч$ и стальных $t_с$ гидроцилиндров рассчитываются по формулам $t_ч = \frac{D}{2} (\sqrt{(\sigma+p)/(\sigma-p)} - 1)$; $t_с = \frac{D}{2} [\sqrt{(\sigma+p)(1-2\mu_n)/(\sigma-p)(1+2\mu_n)} - 1]$,

где σ - допускаемое напряжение растяжения материала гидроцилиндра. Для чугуна $\sigma = 150 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$, для стали $\sigma = (500 - 600) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$; μ_n - коэффициент Пуассона (для стали $\mu_n = 0,3$).

При работе технологического оборудования лесные машины, помимо собственных значительных масс рабочих органов включают и массу деревьев. При этом для амортизации сил инерции целесообразно применять демпферные устройства, действие которых основано на запирании некоторого объема жидкости и выпуске ее через дроссельное отверстие, что тормозит движущиеся массы.

Противодавление ΔP_0 , создаваемое в демпферном устройстве при соосном положении демпферной пары, зависит от вязкости жидкости μ , проходного сечения щели (длина щели L , ширина щели S), средней скорости жидкости в щели $v_{ср}$:

$$\Delta P_0 = 12 \mu L v_{ср} / S^3.$$

Скорость v_{cp} равна:

$$v_{cp} = v_n \cdot f / \pi \cdot d_{ш} \cdot S,$$

где v_n - скорость перемещения поршня гидроцилиндра; f - площадь штока; $d_{ш}$ - средний диаметр щели, принимаемый обычно равным диаметру демпферного штока d_c .

С учетом выражения для v_{cp} противодавление выразится следующим образом:

$$\Delta P_g = 12 \mu \cdot L \cdot v_n f / \pi \cdot d_c \cdot S^3,$$

так как $f = \pi d_c^2 / 4$,

то $\Delta P_g = 3 \mu L v_n d_c / S^3$;

Скорость движения поршня гидроцилиндра $v_n = Q / F_n$,

где F_n - площадь поршня; Q - объем жидкости, поступающей в гидроцилиндр в единицу времени.

Усилие, создаваемое демпферным устройством, находят из уравнения

$$P_g = \Delta P_g f = \Delta P_g \pi d_c^2 / 4.$$

Скорость поршня связана со скоростью протекания жидкости через кольцевую щель демпфера соотношением

$$v_n F_n = v_{cp} f_{ш} = v_{cp} \pi \cdot d_{ш} \cdot S = v_{cp} \pi d_c S,$$

откуда

$$v_n = v_{cp} \pi d_c S / F_n = 4 v_{cp} d_c S / D_n^2.$$

С учетом ΔP_g выражение для усилия в демпферном устройстве примет вид

$$P_g = 3 \mu L d_c^4 v_{cp} / S^2 D_n^2.$$

4.9. Контрольно-регулирующая аппаратура

В гидросистемах используется контрольно-регулирующая аппаратура, включающая регулирующие и направляющие клапаны, а также гидроаппараты для контроля и ограничения давления.

Расчет пружин клапанов производится на необходимое усилие по общеизвестным формулам расчета винтовых пружин.

Для примера рассмотрим расчет шарикового предохранительного клапана.

Диаметр клапана d_0 зависит от расхода через канал Q и скорость v прохождения через него жидкости, т.е.

$$d_0 = \sqrt{4Q / \pi v}.$$

Скорость жидкости при изменении давления от 0,5 до 1,2 МПа принимают от 5 до 12 м/с.

Диаметр шарика $d_w = 1,5 d_0$.

Начальное усилие открытия клапана P_1 , от которого зависят параметры пружин, равно

$$P_1 = p \pi d_0^2 / 4.$$

Параметры пружины: диаметр проволоки $d_{np} = 0,6 \sqrt{P_1}$; средний диаметр пружины $D = (1 - 1,2) d_0$; число рабочих витков $n = \frac{H - l \cdot d_{np}}{t_{np}}$,

где H - длина пружины в свободном состоянии; l - коэффициент, зависящий от числа нерабочих витков (при $n_1 = 2,5$ $l = 1,5$ при $n_1 = 4$ $l = 3$); шаг пружины $t_{np} = (2,0 - 2,5) d_{np}$; жесткость пружины $C = G \cdot d_{np}^4 / 8 \cdot n \cdot D^3$, здесь G - модуль упругости пружинной стали.

Пружина должна удовлетворять требованию $n(t - d_{np}) > \lambda_1$, где λ - начальная деформация пружины, $\lambda_1 = P_1 / C$.

Для ограничения подачи жидкости к исполнительному органу (гидроцилиндру или гидродвигателю) с целью регулирования скорости его движения могут применяться дроссельные устройства (щелевые или пластинчатые). Скорость протекания жидкости через дроссель, а следовательно, и скорость исполнительного органа определяются перепадом давления в дросселе. Расчет параметров дросселя ведется на основе уравнения равновесия сил, действующих на исполнительный орган, например, гидроцилиндр:

$$G_{ш} + P_{раб} f = P_{нр} f_{нр},$$

где $P_{раб}$ и $P_{нр}$ - давление жидкости в рабочей и в нерабочей полости гидроцилиндра; f и $f_{нр}$ - площадь рабочей и соответственно нерабочей полости гидроцилиндра; $G_{ш}$ - нагрузка (усилие), приложенное к штоку гидроцилиндра.

Левая часть уравнения постоянна для данной регулировки дросселя. Изменение $P_{нр}$, стоящего в правой части, связано с изменением усилия $G_{ш}$.

Целая группа узлов относится к вспомогательным устройствам гидропривода, а именно: аккумуляторы, фильтры, маслобаки, гидроусилители следящих устройств, синхронизаторы движения и др.

4.10. Трубопроводы и соединения

Трубопроводы и гибкие соединения предназначены для подачи рабочей жидкости от насоса к распределителям и исполнительным механизмам. Причем, если не имеется взаимного смещения узлов, то применяют стальные трубопроводы.

Подбор внутреннего диаметра трубы d производится из расчета средней скорости жидкости v :

$$d = 2 \sqrt{v / \pi \cdot v}$$

Тонкостенные трубы проверяют, исходя из допускаемого напряжения σ_p на разрыв:

$$\sigma_p = Pd / 2S,$$

где P - давление жидкости в трубе; S - толщина стенки трубы.

Можно принимать расчетную скорость жидкости в нагнетательном трубопроводе 5 м/с, во всасывающем 1-1,5 м/с.

5. СХЕМА ГИДРОСИСТЕМ ЛЕСНЫХ МАШИН

5.1. Трактор ТБ-1

Гидросистема трактора ТБ-1 включает в себя самостоятельные подсистемы: гидропривод управления технологическим оборудованием и гидропривод управления трактором.

Гидросистема управления технологическим оборудованием (рис. 41) состоит из бака 1 насосов 2 и 3: типа НШ-98 К

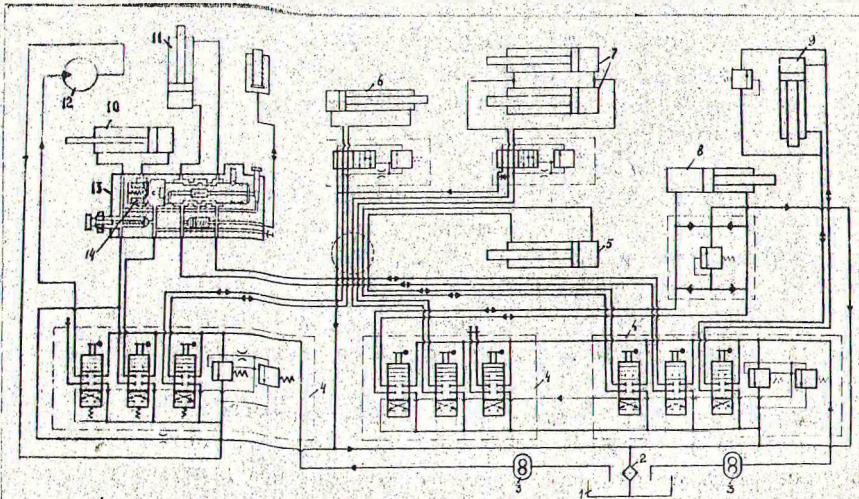


Рис. 41. Схема гидросистемы трактора ТБ-1.

$[P = 10 \text{ МПа}; Q_{дн} = 0,168 \text{ м}^3/\text{мин}]$ и типа НШ-50 К $[P = 12,5 \text{ МПа}; Q_{дн} = 0,088 \text{ м}^3/\text{мин}]$ трех распределителей 4, гидроцилиндров: захвата 5, рукояти 6, подъема стрелы 7. Входят гидроцилиндры поворота стрелы 8, гидроцилиндр подъема - опускания толкателя 9, гидроцилиндров зажимных рычагов 10 и поворота коника 11, гидродвигатель лебедки 12, МНШ-98.

Для управления гидроцилиндрами IO-II применена гидропанель I3. Гидропанель включает гидрозамок I4, предохраняющий поршневую полость гидроцилиндра IO от утечек рабочей жидкости через золотник распределителя по окончании зажима пачки и установки золотника в нейтральное положение.

5.2. Челюстной погрузчик ПЛ-I

Рабочая жидкость - дизельное масло ДС-II - летом, ДС-В - зимой. Рабочая жидкость из бака I6 (рис. 42) подается насосом I4 типа НШ-98 [$Q_{гн} = 0,14 \text{ м}^3/\text{мин}$ (140 л/мин)] в напорную магистраль I3. Далее рабочая жидкость поступает в гидрораспределитель II и к манометру I2. Распределитель типа Р-75П включает в себя две секции с ручным управлением и имеет предохранительный клапан с переливным золотником.

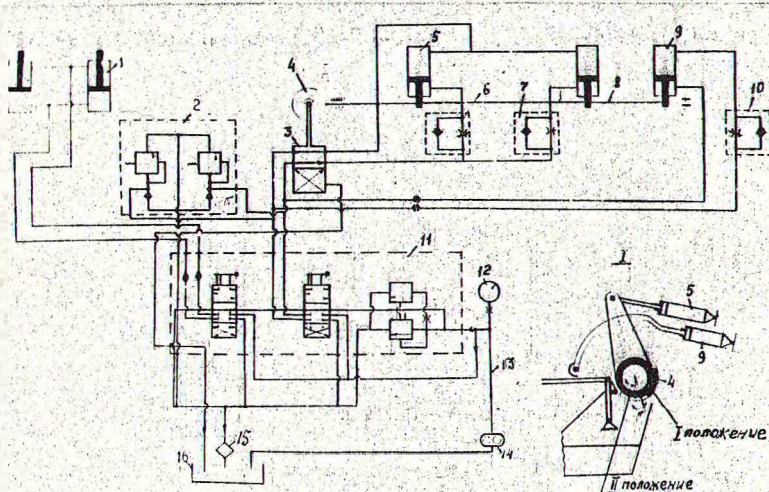


Рис. 42. Схема гидросистемы челюстного погрузчика ПЛ-I.

К: одной секции распределителя подсоединены основные 5 и вспомогательные 9 гидроцилиндры стрелы, к другой - гидроцилиндры I нижней челюсти захвата. Рукоятки управления секциями имеют три положения: нейтральное, подъем, опускание для челюсти захвата - нейтральное, закрытие, открытие.

После поворота стрелы вверх на 101° гидроцилиндры 5 полностью выбирают свой ход и попадают в мертвую зону. В это время приводом от кулачка 4, расположенного на валу

стрелы 8, переключаются позиции реверсивного распределителя 3, что приводит к изменению потока жидкости на участке магистрали между распределителем 3 и гидроцилиндрами 5. Вспомогательный гидроцилиндр 9 выводит гидроцилиндры стрелы из зоны кулевого плеча.

При опускании стрелы на нижнем участке вспомогательный цилиндр работает с противодавлением. Для ограничения высоких давлений, возникающих при резких остановках стрелы, в гидросистеме установлены предохранительный и обратный клапаны 2. Для плавного опускания стрелы установлены дроссели 6, 7 и 10.

5.3. Валочная машина ВМ-4

В состав гидросистемы ВМ-4 (рис. 43) входят насосы НШ-100-Л-2 и НШ-50-Л-2, гидромотор ГМШ 100-Л-2, распределители Р-150, Р-75 ПГ-1Л, Р-75-13-ПГ-2Б, гидроцилиндры, рукава

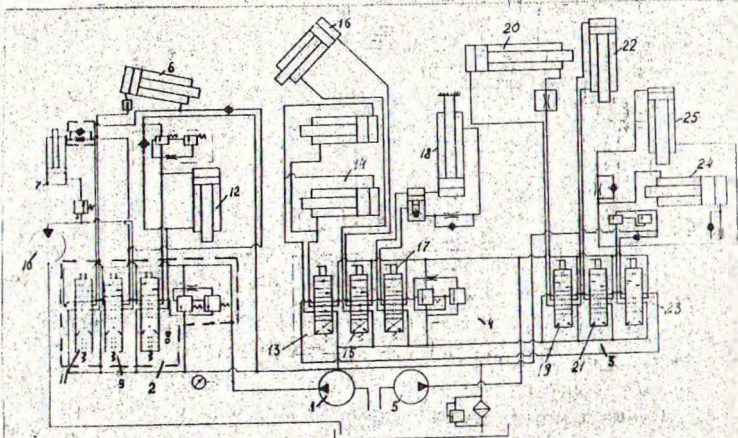


Рис. 43. Схема гидросистемы ВМ-4.

высокого и низкого давления, клапаны различного назначения, масляный бак и стальные маслопроводы. Насос I (НШ-100-Л-2) через распределитель 2 (Р-150) приводит в движение механизм срезания, механизм повала (поворот валочного рычага) и технологический рычаг.

Насос 5 (НШ-50-Л-2) с помощью распределителей 3 и 4

(Р 75-ПГ-1А и Р 75-43-ПГ-26) приводит в действие механизмы: бульдозера, снегоочистителя, выдвижения балки механизма повала деревьев, вертикального перемещения подвески (подъем и опускание параллелограмма), выдвижения подвески, поворота подвески.

При включении первой секции 8 распределителя 2 рабочая жидкость поступает в гидроцилиндр поворота рычага повала 6 и гидроцилиндр управления поворотом подвески 7. Одновременно с отводом рычага повала в исходное положение осуществляется автоматический отвод пильной шины. Второй золотник 9 распределителя 2 управляет гидромотором привода пильной цепи 10. От третьей секции 11 распределителя 2 рабочая жидкость поступает к гидроцилиндру технологического рычага 12.

При помощи золотника 13 I-й секции распределителя 4 осуществляется подача рабочей жидкости к гидроцилиндрам 14 подъема и опускания бульдозера. Вторая золотниковая секция 15 подает рабочую жидкость к гидроцилиндру 16, выдвигающему балку механизма повала дерева. К выводам третьей секции 17 подключен гидроцилиндр 18 вертикальной подвески механизма срезания.

Первая секция 19 распределителя 3 соединена с гидроцилиндром 20 горизонтального поворота подвески. Вторая секция 21 распределителя 3 управляет гидроцилиндром 22 выдвижения подвески механизма срезания. Третья секция 23 связана с гидроцилиндром 24 опускания снегоочистителя и гидроцилиндра 25 выдвижения снегоочистителя.

5.4. Валочно-пакетирующая машина ЛП-19

Гидросистема машины ЛП-19 (рис. 44) включает в себя насосную установку, распределительную и предохранительную аппаратуру, трубопроводы, бак рабочей жидкости, исполнительные рабочие органы: гидромоторы и гидроцилиндры. С помощью гидросистемы машина передвигается, срезает деревья, укладывает их в пачки. Гидросистема машины состоит из 2-х частей: силовой и вспомогательной.

В силовую гидросистему входят следующие основные гидромашинные аппараты и приборы: аксиально-поршневой насос, распределители I, 3, 4-секционные, бак рабочей жидкости, фильтр магистральный, золотник плавающего положения стойки захвата, рабочие цилиндры: рукояти, стрелы поворота, стойки захвата,

зажимных рычагов, механизма срезания, гидромотора хода машины, механизма срезания, поворота платформы, манометры и их краны, масляный радиатор, шестеренчатый насос НШ-46V, шайбы дроссельные, коллектор центральный, трубопроводы.

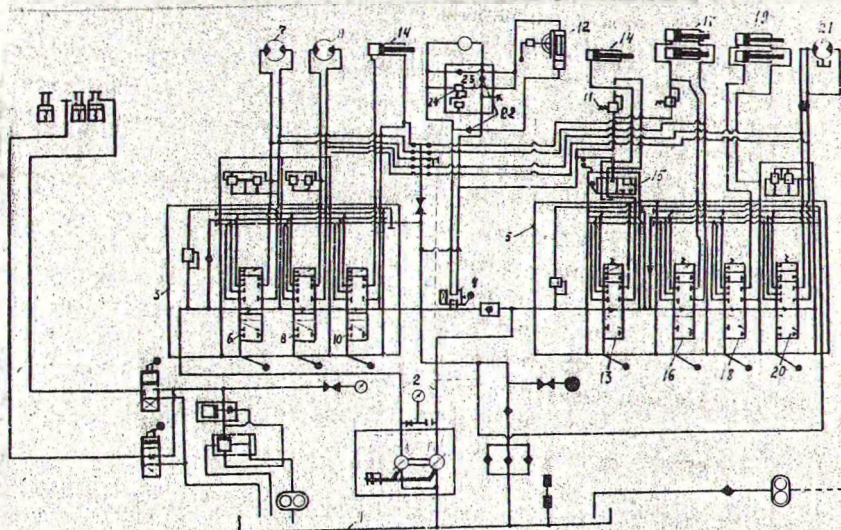


Рис. 44. Схема гидросистемы ВМП ЛП-19.

Во вспомогательную гидросистему входят шестеренный насос НШ-10, гидроаккумулятор, краны управления, золотник напорный, гидроразмыкатели тормоза поворота платформы, манометр тормозной системы.

Насосы А и Б регулируемой производительности с сумматором мощности, общей производительностью $Q_{\Sigma} = 0,3 \text{ м}^3/\text{мин}$, приводятся от двигателя через раздаточную коробку. Рабочая жидкость из бака I насосами А и Б подается по трубопроводам 2 к золотниковым распределителям 3 и 5.

Насос А через распределитель 3 приводит в движение золотником 6 гидромотор левой гусеницы 7, золотником 8 – гидромотор поворота платформы 9 и золотником 10 – гидроцилиндр стрелы 14. Распределитель 4 – односекционный управления механизма срезания 12.

Насос В через распределитель 5 золотником 13 приводит в движение гидроцилиндр 14 стойки захвата, золотником 15

управляет опусканием стойки захвата, золотником 16 приводятся в движение гидроцилиндры стрелы 17, золотником 18 управляются гидроцилиндры 19 зажимных рычагов, золотником 20 управляется гидромотор 21 правой гусеницы.

Обратный клапан 22 с дросселем 23 стоят в линии между трубопроводами надвигания механизма срезания и возврата его в исходное положение. Усилие надвигания отрегулировано редукционным клапаном 24 на давление 3МПа. При возврате за счет дроссельной шайбы 23 усилие отрегулировано из расчета давления $P = 7 \text{ МПа}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жуков А.В., Кадошко Л.И. Основы проектирования специальных машин с учетом их колебаний. - Мн: Наука и техника, 1978. - 264 с.
2. Ерахтин Д.Д., Багин Ю.И. Гидросистемы лесозаготовительных машин. - М.: Лесная промышленность, 1979. - 200 с.
3. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. - М.: 1974г. 670 с.
4. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. и др. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. - Мн.: Высшая школа, 1985. - 382 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. Методы агрегатирования лесных машин, их разновидности	4
2. Виды приводов технологического оборудования	II
3. Кинематические показатели и динамический анализ механизмов передач	I4
3.1. Схемы и основные кинематические соотношения механизмов	I4
3.2. Динамический анализ механизмов	20
4. Силовой гидростатический привод	36
4.1. Общие положения	36
4.2. Рабочие жидкости	37
4.3. Коэффициент полезного действия гидропередачи	38
4.4. Насосы и гидромоторы	39
4.5. Кинематика и динамика поршня	40
4.6. Крутящий момент насоса	41
4.7. Распределительные устройства	41

4.8. Гидроцилиндры	42
4.9. Контрольно-регулирующая аппаратура	44
4.10. Трубопроводы и соединения	45
5. Схемы гидросистем лесных машин	46
5.1. Трактор ТБ-1	46
5.2. Челюстной погрузчик ПЛ-1	47
5.3. Валочная машина ВМ-4	48
5.4. Валочно-пакетирующая машина ЛП-19	49
Литература	51