

76490
З.В.ЛОВКИС

ГИДРОПРИВОДЫ
СЕЛЬСКО-
ХОЗЯЙСТВЕННОЙ
ТЕХНИКИ
КОНСТРУКЦИЯ
И РАСЧЕТ

631.3
Л686

76480
Л 686

631.3-82

З.В.ЛОВКИС

ГИДРОПРИВОДЫ
СЕЛЬСКО-
ХОЗЯЙСТВЕННОЙ
ТЕХНИКИ:
КОНСТРУКЦИЯ
И РАСЧЕТ

Республиканская научная
сельскохозяйственная библиотека

№ 344573

САО ВАСХНИЛ



МОСКВА ВО «АГРОПРОМИЗДАТ» 1990

Ловкис З. В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники: конструкция и расчет. — М.: Агропромиздат, 1990. — 239 с.: ил. ISBN 5-10-000790-7

Даны анализ конструкций и основы расчета элементов гидропривода (гидромашин, гидроцилиндров, распределителей и других исполнительных и регулирующих рабочих органов), их характеристики в процессе эксплуатации. Отражены вопросы теории, расчета и проектирования гидропривода активных рабочих органов сельскохозяйственной техники. Обобщены данные исследований, приведены схемы гидроприводов сельскохозяйственных машин.

Для научных работников и специалистов, занимающихся разработкой, созданием и эксплуатацией гидроприводов для сельскохозяйственной техники.

Таблиц — 18. Иллюстраций — 143. Библиография — 30 названий.

Редактор Н. Д. Нагайцева

Одна из главных проблем развития сельскохозяйственного производства на современном этапе — внедрение комплексной механизации, предусматривающей применение машин повышенной мощности с использованием гидравлики и автоматики.

Широкое распространение гидравлического привода объясняется целым рядом его преимуществ по сравнению с другими типами приводов: небольшая масса, малые размеры, бесступенчатое регулирование скорости рабочих органов, независимое расположение элементов гидропривода, надежное предохранение от перегрузок, удобство обслуживания и управления, легкость автоматизации процессов и др.

История гидравлического привода начинается с 60-х годов XIX столетия, когда в промышленности получили распространение гидравлические прессы, гидроподъемные механизмы, гидроаккумуляторы. В конце XIX и начале XX века были разработаны гидромоторы и объемные гидропередачи. В 1902 г. профессор Феттингер предложил конструкцию гидродинамической передачи. Широкое применение гидропривода стало возможным только после внедрения технологии массового производства деталей высокой точности для малогабаритных насосов и гидромоторов, тонкой фильтрации рабочей жидкости и выпуска гибких трубопроводов высокого давления, распределительной и предохранительной аппаратуры.

В наше время невозможно представить машины сельскохозяйственного назначения без гидропередач. Гидросистемы малой мощности используют в основном для обслуживания навесного оборудования тракторов, гидросистемы средней мощности (50...60% мощности приводного двигателя) — для обслуживания активных рабочих почвообрабатывающих и уборочных машин, гидросистемы высокой мощности (80...100% мощности приводного двигателя) — для привода мотор-колес и рабочих органов сельскохозяйственных машин. Гидрофикация режущих аппаратов косилок и жаток, транспортеров и дисков разбрасывателей удобрений, высевальных аппаратов сеялок, рабочих органов опрыскивателей, траво-, зерно- и корнеклубнеплодоуборочных машин, почвообрабатывающих машин (фрез, борон, культиваторов, роторных и реактивных плугов и др.) в

наибольшей степени удовлетворяет требованиям современного сельскохозяйственного производства.

Отечественные ученые (В. Н. Прокофьев, Д. Н. Попов, А. П. Кудрявцев, Т. М. Башта, В. А. Хохлов, Н. С. Гамыгин, А. И. Вошин, И. В. Фрумкин, О. В. Лебедев, Б. А. Любимов, В. В. Ведерников, Г. П. Кальбус, И. А. Немировский, В. М. Маркварте и др.) обосновали теоретическую базу и предложили методику расчета гидрообъемных и гидродинамических передач. Развернута научно-исследовательская работа по созданию гидроприводов многоотраслевого назначения.

Переход на более высокие давления жидкости в гидроприводах позволяет уменьшить их массу и габариты, а также снизить влияние газовой составляющей рабочей жидкости. Однако при этом увеличивается температура рабочих жидкостей, что требует создания их новых сортов, а также совершенствования уплотнений и внесения изменений в конструктивные формы гидроэлементов.

Современные гидравлические двигатели, контрольно-регулирующие и другие элементы рассчитаны на рабочее давление 16...20 МПа. Тенденция к повышению давления привела к разработке новых методов расчета, учитывающих динамические процессы и изменяющиеся параметры жидкости, что, в свою очередь, повлияло на технологию и качество производства изделий.

Применяемые в качестве рабочих жидкостей минеральные масла при работе гидропривода быстро стареют и вызывают коррозию деталей, поэтому в настоящее время составляется новый ассортимент рабочих жидкостей, подробно изучаются их физические свойства.

Безусловно работающие фильтрующие устройства — необходимое условие надежной работы элементов гидропривода нового поколения. Ведутся работы по созданию фильтров с тонкостью фильтрации 5...25 мкм и пропускной способностью до 200 дм³/мин. Рабочие жидкости, уплотнения, а также температурные условия работы и динамические нагрузки в гидроприводах взаимосвязаны; это надо учитывать в каждом конкретном случае.

При существующих масштабах производства средств гидропривода становятся актуальными проблемы унификации, агрегатирования, функциональной взаимозаменяемости гидроприводов, что служит основой для создания нового поколения гидрофицированных сельскохозяйственных машин.

В условиях научно-технического прогресса систематизация расчетов гидроприводов, совершенствование конструкций последних и нахождение наиболее полных форм их применения приобретают важное народнохозяйственное значение.

ГЛАВА I

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ГИДРОМАШИН И ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ. ЭЛЕМЕНТЫ РАСЧЕТА

1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Гидравлическая энергия потока рабочей жидкости создается благодаря работе гидронасосов, получающих привод от механических или электрических средств. Гидромоторы, гидродвигатели и гидроцилиндры гидравлическую энергию жидкости преобразуют в механическую работу рабочих органов. Принципиально насосы и гидромоторы — обратимые машины, однако особенности изготовления отдельных сборочных единиц, например системы распределения рабочей жидкости, а также уплотнения могут быть разными.

Гидронасосы подают рабочую жидкость под таким давлением, которое необходимо для преодоления всех видов сопротивлений, возникших в системе.

Гидромоторы передают энергию рабочей жидкости рабочему органу, а жидкость через выходной патрубок уходит в резервуар.

Гидронасосы и гидромоторы подразделяют по следующим признакам:

по принципу действия: а) с постоянным объемом и регулируемым; б) с постоянным и реверсивным потоком; в) одно-, двух- и многократного действия (зависит от числа циклов за один оборот вала);

по конструкции: а) шестеренные, пластинчатые, поршневые и планетарные (рис. 1).

Рабочий процесс в гидромашине протекает в рабочих камерах. Рабочая камера — это пространство, ограниченное рабочими поверхностями элементов, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщаемое с местами входа и выхода рабочей жидкости. Рабочий цикл состоит из следующих процессов: в насосах — всасывания и нагнетания, в гидромоторах — нагнетания и вытеснения. Разделение камер высокого и низкого давлений, нагнетания и всасывания (вытеснения) осуществляется распределением рабочей жидкости, которое может быть торцевым, цапфенным, клапанным и клапотно-щелевым. Основными параметрами гидромашин являются: рабочий объем V , давление p (номинальное — $p_{ном}$; максимальное — $p_{мах}$), частота вращения — n (номинальная — $n_{ном}$, минимальная —

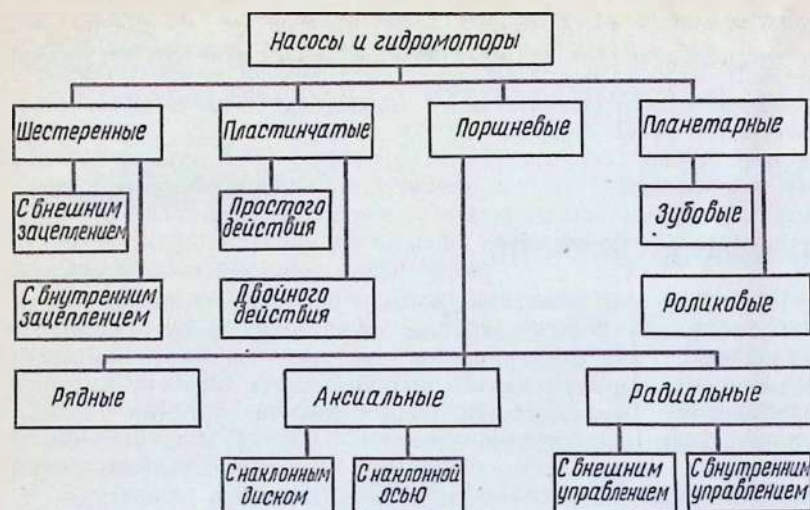


Рис. 1. Классификация гидромашин.

$n_{\text{мин}}$ и максимальная — n_{max}), крутящий момент $M_{\text{кр}}$ и КПД (объемный η_o и механический η_m).

Рабочий объем q_o (см³/об) — основная характеристика любой объемной гидромашин непрерывного действия. Она показывает, какой объем рабочей жидкости проходит через гидромашину в течение одного оборота вала. Значение q_o определяется отношением расхода рабочей жидкости Q к частоте вращения n выходного вала, т. е.

$$q_o = Q/n.$$

Момент на валу гидромашин

$$M = 0,159 q_o \Delta p \eta,$$

где $\Delta p = p_n - p_s$; p_n и p_s — давление соответственно нагнетания и слива; η — КПД гидромашин.

КПД гидромашин

$$\eta = \eta_o \eta_m.$$

Объемный КПД определяется из равенства

$$\eta_o = Q_n / Q_t,$$

где Q_n — действительный расход жидкости; Q_t — теоретический расход (подача).

Теоретический расход превышает действительный на величину ΔQ_t — суммарных объемных потерь в гидромашине, т. е.

$$Q_n = Q_t - \Delta Q_t.$$

Механический КПД

$$\eta_m = N_r / N_t,$$

где N_r — мощность, снимаемая с гидронасоса (подводимая к гидромотору); N_t — теоретическая мощность.

Уравнение движения гидромотора

$$I_n \omega = M - M_{\text{н}} - M_{\text{п}},$$

где I_n — момент инерции; ω — радиальная скорость; $M_{\text{н}}$ — момент нагрузки; $M_{\text{п}}$ — момент потери.

Мощность гидромашин

$$N = \Delta p Q_t \eta.$$

1.2. ШЕСТЕРЕННЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

В гидравлических системах тракторов и сельскохозяйственных машин наибольшее распространение получили роторные шестеренные насосы и гидромоторы с внешним зацеплением.

Шестеренные гидромашин просты по конструкции и имеют постоянный расход.

На рисунке 2, а показана конструктивная схема шестеренного насоса с наружным зацеплением. В корпусе 2 размещены ведомая 1 и ведущая 3 шестерни, имеются всасывающая А и нагнетательная В полости. Рабочая камера образуется ротором (ведущей шестерней 3 с валом 4 и ведомой шестерней 1) и статором (корпусом 2 с боковыми крышками). Шестерни установлены в корпусе с высокой точностью, и при их вращении у входа за счет вакуума впадины наполняются рабочей жидкостью. При вращении шестерни жидкость перемещается вместе с зубьями, у выхода зубья входят в зацепление и выталкивают жидкость в нагнетательную магистраль. Насос подает жидкость под высоким давлением (до 20...50 МПа), поэтому для исключения потерь расхода применяют специальные уплотнения — втулки, установленные на оси шестерен. В зависимости от номинального рабочего давления и объема все шестеренные насосы разделены на четыре группы.

В шестеренных насосах с внутренним зацеплением в корпусе 5 (рис. 2, б) установлена подвижная шестерня 2 с внутренними зубьями, а на валу 4 закреплена шестерня 1 меньшего диаметра с наружными зубьями. Внутренняя шестерня 1 смещена относительно оси симметрии и входит в зацепление с зубьями

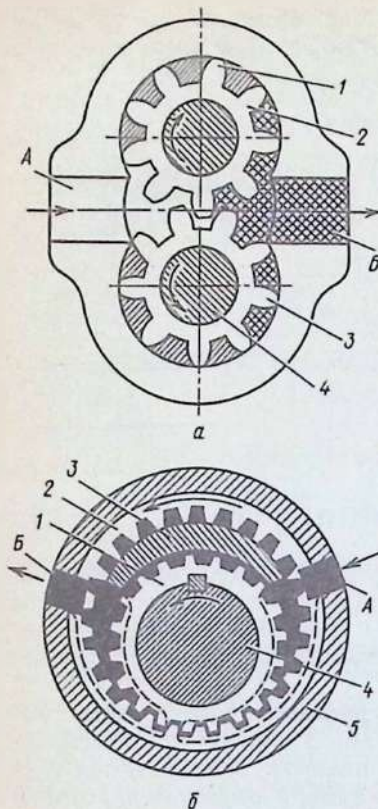


Рис. 2. Схема шестеренных гидромашии: а — с наружным зацеплением: 1 — ведомая шестерня; 2 — корпус; 3 — ведущая шестерня; 4 — вал; А и Б — всасывающая и нагнетательная полости; б — с внутренним зацеплением: 1 — внутренняя шестерня; 2 — подвигатель шестерни; 3 — разделитель; 4 — вал; 5 — корпус; А и Б — всасывающая и нагнетательная полости.

яни шестерни 2. В пространстве между выступами зубьев наружной и внутренней шестерен находится разделитель 3. Рабочая камера образуется пространством между зубьями наружной и внутренней шестерен, разделителем 3 и боковыми крышками.

В процессе работы обе шестерни вращаются в одном направлении, жидкость из всасывающей полости А заполняет пространство между зубьями и закрывается корпусом и разделителем при дальнейшем вращении шестерен, транспортируется к нагнетательной полости Б. В точке сцепления зубьев шестерен жидкость выдавливается и поступает под давлением к исполнительным рабочим элементам. При выходе шестерен из зацепления создается

вакуум и происходит всасывание жидкости.

При подводе рабочей жидкости под высоким давлением эти гидромашины способны работать в режиме гидромотора.

Краткие технические характеристики шестеренных насосов и гидромоторов приведены в таблице 1.

Рабочий объем шестеренного насоса зависит от геометрии зубчатого зацепления и может быть определен по формуле

$$q_n = 2\pi m^2 z b,$$

где m — модуль зацепления; z — число зубьев; b — ширина шестерни.

Мгновенная подача жидкости шестеренным насосом

$$q_t = dq_n/dt = \eta_n b n z (R^2 - r^2 - x^2) \cos \omega t,$$

где η_n — объемный КПД; n — частота вращения; R — радиус окружности годовок; r — радиус начальной окружности; x — расстояние от точки зацепления шестерен до полюса; ωt — угол поворота шестерни.

1. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШЕСТЕРЕННЫХ ГИДРОМАШИН

Показатель	Гидронасосы												Гидромоторы							
	НШ-6-11	НШ-6Е-3	НШ-10-3	НШ-32А-3	НШ-32У-2	НШ-32У-3	НШ-50А-3	НШ-50У-2	НШ-71А-3	НШ-100А-3	НШ-250-3	ГМШ-10-М	ГМШ-50-2	ГМШ-32-3	ГМШ-50-3	ГМШ-100-3				
Рабочий объем, см ³ /об	6,3	6,3	10	31,5	31,7	32	49,1	48,8	69,7	98,8	250	10	49,1	32	50	100				
Рабочее давление, МПа:																				
номинальное	2,5	16	16	16	14	16	16	14	16	16	16	10	14	—	—	—				
максимальное	4,0	20	20	20	17,5	20	20	17,5	20	20	20	12,5	16	17,5	17,5	17,5				
Частота вращения, с ⁻¹ :																				
номинальная	33	40	40	32	32	32	32	32	25	25	25	63	25	25	25	25				
максимальная	42	—	50	40	40	40	40	40	32	32	32	80	32	32	32	32				
минимальная	12	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	12,5	8,33	8,33	8,33	8,33				
Номинальная мощность, кВт	0,6	5,12	7,5	17,6	17,9	21	26,2	25,7	30,5	43,15	106	—	—	10,7	16,6	32,9				
Номинальный крутящий момент, Н·м	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	13,5	93	69,7	108	213,8				
КПД	—	—	0,80	0,82	0,88	0,82	0,9	0,9	0,88	0,86	0,7	0,78	0,78	0,8	0,8	0,8				
Масса, кг	2,13	2,3	2,48	6,57	5,28	5,5	7,17	6,19	16,8	16,8	46,5	2,45	6,2	6,5	7,3	16,7				

Удельный расход жидкости

$$q_v = \eta_0 \pi m^2 b z$$

и среднее значение расхода жидкости

$$Q = 30 \eta_0 i^2 b z n.$$

Насос подает рабочую жидкость неравномерно: мгновенная подача насоса — периодическая функция угла поворота ($\cos \omega t$) ведущей шестерни. Частота колебаний подачи пропорциональна частоте вращения и числу зубьев шестерни. Период колебания подачи определяется временем поворота шестерни на угол, соответствующий одному шагу: $T = 1/nz$. Как показали опыты, неравномерность подачи для насоса НШ-46У составляет 20...25 % и отрицательно сказывается на работе как самого насоса, так и элементов гидропривода.

Коэффициент неравномерности подачи зависит от максимального $Q_{\max}$ и минимального $Q_{\min}$ значений расхода, т. е.

$$\sigma = (Q_{\max} - Q_{\min}) 100 / Q_{\text{ср}}.$$

Снижение пульсаций расхода возможно с увеличением числа зубьев ($z = 6...14$), скорости и установки демпфирующих устройств.

Крутящий момент на валу насоса определяется по формуле

$$M_k = m^2 z b (p_n - p_c) = (R - r)^2 z b \Delta p.$$

Теоретически момент, развиваемый шестеренным гидромотором, подсчитывают по формуле

$$M_t = p_n b (R_t^2 - m^2 \cos \alpha),$$

где R_t — радиус окружности впадин зубьев; α — угол зацепления зубьев.

Однако, несмотря на простоту конструкции, шестеренные гидромоторы не находят широкого применения, так как могут работать только при номинальной частоте вращения и имеют низкий КПД.

Выпускаемые промышленностью шестеренные гидромашины, гидромоторы (МНШ) и насосы (НШ) с рабочим объемом 6...250 см³/об рассчитаны на рабочее давление 14...17,5 МПа с ресурсом 6000 мото-ч (табл. 1).

В сельскохозяйственных машинах устанавливаются гидромашины четвертого исполнения с рабочим давлением 20...25 МПа, увеличенным ресурсом до 8000...10 000 мото-ч, которые обеспечивают работоспособность на всесезонных рабочих жидкостях. Насос состоит из корпуса 1 (рис. 3), крышки 2, ведущей 12 и ведомой 13 шестерен с опорными цапфами. Герметизация зоны высокого давления осуществляется торцевыми уплотнени-

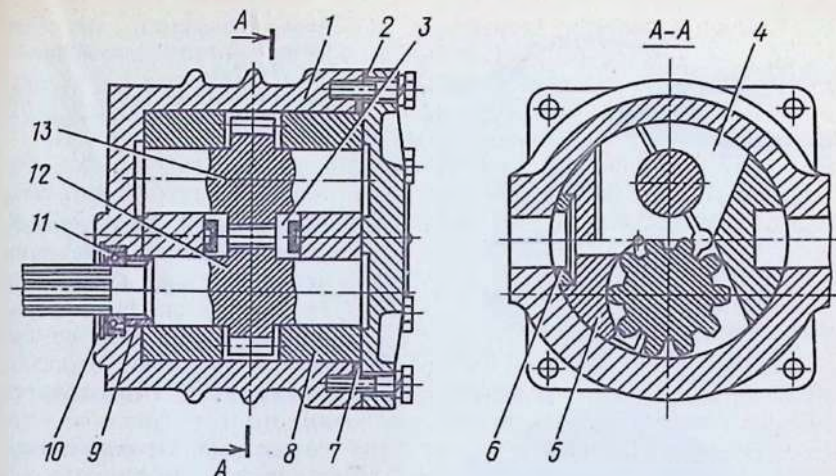


Рис. 3. Шестеренный насос НШ-67:

1 — корпус; 2 — крышка; 3 — торцевое уплотнение; 4 — подшипник; 5 — уплотнение; 6, 10 — манжеты; 7 — кольцо; 8 — подшипниковый блок; 9 — распорное кольцо; 11 — запорное кольцо; 12 — ведущая шестерня; 13 — ведомая шестерня.

ями 3, а со стороны вершин зубьев уплотнением 5. Подшипниковый блок 8, состоящий из подшипников 4, служит зоной замыкания высокого давления. Вокруг выходного отверстия насоса расположена компенсационная камера, уплотненная эластичной манжетой 6. Между крышкой и корпусом установлено уплотнительное кольцо 7. На ведущем валу насоса имеются распорное 9 и запорное 11 кольца, а также манжета 10. Жидкость из зоны высокого давления по сверлениям и проточкам поступает в зону низкого давления, омывая цапфы, тем самым охлаждая и смазывая их поверхности. Корпусные детали насосов изготавливают из алюминиевых сплавов, шестерни выполняются из стали 20Х (18ХГТ, 12ХНЗА и др.) с цементацией на глубину 0,5...0,9 мм и закалкой до твердости HRC 56-62, подшипниковый блок из сплава АМКО 8-1-3.

1.3. РОТОРНО-ПЛАСТИНЧАТЫЕ НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ

В пластинчатых гидромашинах рабочие камеры образуются поверхностями ротора, статора, двух смежных пластин и боковых крышек. Пластинчатый насос состоит из вала, статора 5 (рис. 4) и ротора 4, в пазах которого расположены пластины 2. Ротор расположен эксцентрично по отношению к статору. На боковых крышках имеются два окна: всасывающее 1 и нагне-

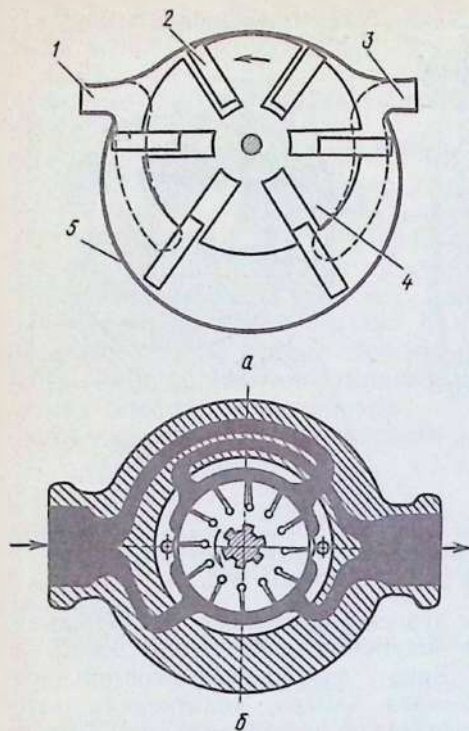


Рис. 4. Пластинчатые насосы однократного (а) и двукратного (б) действия:

1 — всасывающее окно, 2 — пластина; 3 — нагнетательное окно; 4 — ротор; 5 — статор.

тательное 3. При вращении ротора под действием центробежной силы или пружины пластины прижимаются к стенке корпуса и совершают сложное движение: вращаются вместе с ротором и совершают возвратно-поступательное движение в пазах. Правые рабочие камеры сообщены с нагнетательным, а левые рабочие камеры со всасывающими окнами. Вследствие вращения за счет вакуума, создавшегося в левой камере, жидкость всасывается, перемещается в замкнутом объеме и под

давлением нагнетается в правое окно.

У пластинчатого насоса двукратного действия (рис. 4, б) внутреннее пространство выполнено в виде эллипса и разделено на две всасывающие и две нагнетательные камеры. Лопастные гидромашинны могут быть одностороннего действия или реверсивные. Рабочая жидкость поступает в рабочие камеры и отводится из них через распределительные окна, которые совпадают с переходными участками профиля статора. Зона нагнетания от зоны всасывания (слива) перекрывается самими лопатками. При номинальной работе гидромашинны ее лопатки должны быть постоянно прижаты к профилю статора.

Пластинчатые насосы и гидромоторы могут обеспечивать высокую мощность (до 85 кВт) и работать при давлении до 18 МПа с частотой вращения вала ротора до 30 с^{-1} , поэтому в будущем они найдут широкое применение в сельскохозяйственных машинах.

Пластины могут быть расположены под углом $7...15^\circ$ к радиусу, при этом исключается защемление пластин в пазах, снижается трение, но вращение в этом случае допускается только

в одну сторону. Равномерность подачи жидкости зависит от частоты вращения ротора и числа пластин. Одно из преимуществ таких машин — способность обеспечивать большой расход при давлении до 20 МПа и высоком КПД.

Подача пластинчатого насоса зависит от расстояния, на которое перемещаются лопатки в пазах, толщины и числа этих лопаток, ширины ротора и частоты его вращения. Объем рабочей жидкости, подаваемой лопатками за один оборот ротора, для насоса составит

$$q_0 = \eta_0 b[(R^2 - r^2)\pi - zh(R - r)],$$

где η_0 — объемный КПД насоса; b — ширина ротора; R — внутренний радиус статора; r — радиус ротора; z — число лопаток; h — толщина пластины.

Роторно-пластинчатый гидромотор работает аналогично. Рабочая жидкость под давлением действует на пластины. За счет эксцентриситета площадь пластин в камере неодинаковая, поэтому появляется разность сил, действующих на пластины, и возникает момент $M = \sum M_i$, равный сумме составляющих моментов рабочих камер, соединенных с окном нагнетания.

Полный крутящий момент

$$M = \eta_m(p_n - p_c)q_0/(2\pi).$$

Пластина при вращении ротора нагружена силой, поджимающей ее к статору,

$$R_n = R + R_{f1} + R_{f2} + R_f,$$

где $R = pbs$ — сила давления жидкости, действующая на торец пластины, шириной b и толщиной s ; R_{f1} — центробежная сила пластины массой m с центром масс на радиусе r ; $R_{f2} = m\omega^2 r$ — центробежная сила при движении по профилю; e — эксцентриситет; $R_f = f(R \pm R_{f1} + R_{f2})$ — сила трения, зависящая от коэффициента трения и действующих сил.

На рисунке 5 показана конструкция пластинчатого гидромотора, выпускаемого промышленностью. На валу 4 установлен вращающийся в шарикоподшипниках 6 на шлицах ротор 21 с пластинами 2. Статор 3, закрепленный в корпусе 25 между передним диском 22 и задним распределительным диском 16, уплотнен при помощи резинового кольца 9. В крыше 13 установлен неподвижный распределительный диск 16 с золотником 15. Полость золотника 19 отделена пробкой 17 от полости 18. Распределительный диск постоянно поджат к ротору пружинами 14 и давлением жидкости со стороны полости 18. Рабочая жидкость через окно 10 и канал 20, полости 11 и окна 1 проходит в межлопаточные камеры; часть ее поступает под лопатки в полости 8 и прижимает их к профилю статора. Герметичность достигается установкой манжет 5, а вытекающая жидкость через дренажное отверстие 7 возвращается в резервуар. После

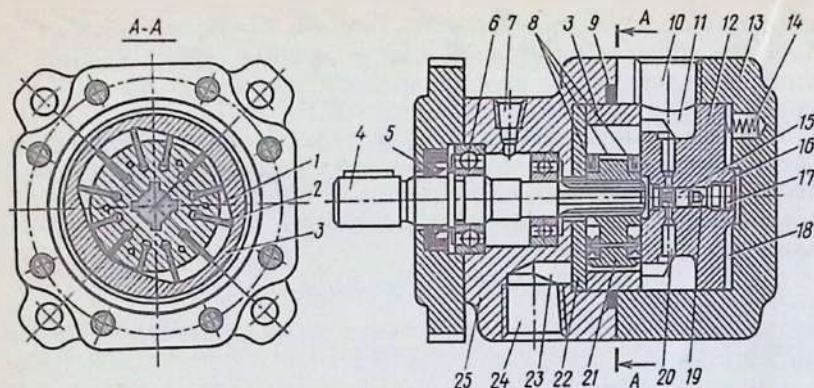


Рис. 5. Пластинчатый гидромотор:

1 — окно; 2 — пластина; 3 — статор; 4 — вал; 5 — манжета; 6 — шарикоподшипник; 7 — дренажное отверстие; 8 — полости высокого давления; 9, 12 — кольца; 10 — окно; 11 — лопость всасывания; 13 — крышка; 14 — пружина; 15 — золотник; 16 — распределительный диск; 17 — пробка; 18, 19 — полости; 20 — соединительный канал; 21 — ро-тор; 22 — диск; 23 — кольцевой канал; 24 — выходное отверстие; 25 — корпус.

вытеснения рабочая жидкость через кольцевой канал 23 и вы-ходное отверстие 24 поступает в гидролинию слива.

Эти гидромоторы применяются с регулируемыми и нерегули-руемыми насосами и работают там, где не предъявляются осо-бенно высокие требования к жесткости характеристики пере-дачи и чистоте рабочей жидкости. Технические характеристики некоторых пластинчатых гидромашин приведены в таблице 2.

2. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОТОРНО-ПЛАСТИНЧАТЫХ ГИДРОМАШИН

Показатель	Насосы				Гидромоторы			
	БГ 12-21	Г 12-31	Г 12-32	Г 12-33	МГ 16-13	МГ 16-14	МГ 16-15	МГ 16-16А
Рабочий объем, см ³ /об	8	12,5	25	40	35	70	140	200
Давление, МПа:								
номинальное	6,3	6,3	6,3	6,3	5	5	5	5
максимальное	12,5	7	7	7	6,5	6,5	6,5	6,5
Частота вращения, с ⁻¹ :								
номинальная	24	16	16	16	—	—	—	—
максимальная	25	25	25	25	36,5	30	25	25
минимальная	10	10	10	10	0,1	0,1	0,1	0,1
Номинальная мощность, кВт	3,1	1,5	2,65	4,5	4,12	8,4	14,3	22,08
КПД:								
объемный	0,65	0,71	0,79	0,91	0,75	0,8	0,88	0,9
полный	0,50	0,55	0,7	0,8	0,5	0,55	0,64	0,68
Масса, кг	9,2	8,7	8,7	8,7	10	24	86	86

1.4. ПОРШНЕВЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

1.4.1. АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ

Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы находят широ-кое применение в гидротрансмиссиях самоходных сельскохо-зяйственных машин, а также в строительно-дорожных машинах. Они отличаются большим постоянством параметров и характе-ристик при длительной эксплуатации с переменными внешними условиями, высокими объемным и механическим КПД при давлени-ях 15...25 МПа.

Рабочие камеры у аксиально-поршневых гидромашин образо-ваны рабочими поверхностями цилиндров и поршней. Оси порш-ней параллельны оси блока цилиндров или составляют с ней угол не более 45°.

В зависимости от расположения вала ротора различают гидромашину с наклонным диском и наклонным блоком.

Гидромашина с наклонным диском состоит из корпуса, блока цилиндров 2 (рис. 6,а), поршней 3, шарнирно связанных с на-клонным диском 4. Блок 2 цилиндров с поршнями 3 приводит-ся во вращение от вала 5. Для подвода и отвода рабочей жид-кости к рабочим камерам в торцевом распределительном диске 1 выполнены два окна: нагнетания и всасывания. Объем жид-кости, заполняющей цилиндры, зависит от угла установки дис-ка к оси вала. Если угол $\beta=0$, расход жидкости отсутствует, в этом случае гидромашина выключена. В процессе работы (в ре-жиме насоса) крутящий момент передается блоку цилиндров и поршни 3 при наклонном положении диска 4 совершают слож-ное движение: вращаются вместе с блоком и возвратно-посту-пательно перемещаются в блоке. Поршень, перемещаясь от рас-пределительного диска, всасывает жидкость и нагнетает ее при повороте вала и уменьшении объема камеры.

Аксиально-поршневые гидромашину выпускаются с ручным изменением подачи, со следящим регулированием подачи, с электрогидравлическим управлением.

В корпусе установлен роликовый подшипник для опоры блока цилиндров и снятия радиальной нагрузки при контак-те толкателя поршня с диском. Контакт между толкателем и упорным диском выполнен при помощи завальцованных брон-зовых подпятников, разгрузка которых осуществляется подво-дом рабочей жидкости.

Приводной вал сопрягается с ротором при помощи эволь-вентного шлицевого соединения. Рабочая жидкость подается и отводится через фланцы передней крышки и распределитель-ный диск. Положение наклонной шайбы изменяется в цилинд-рической направляющей при помощи механизма регулирования.

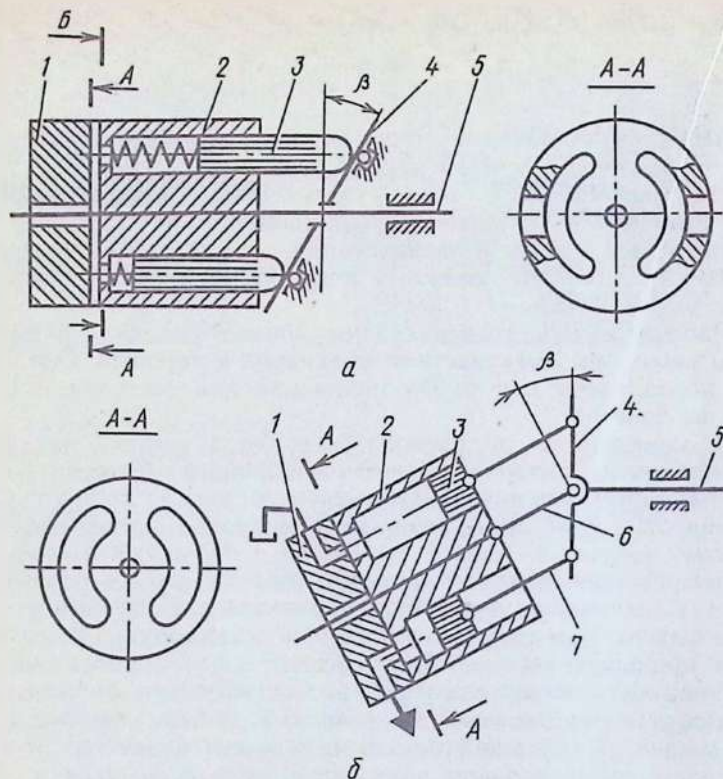


Рис. 6. Схемы аксиально-поршневых гидромашин:

а — с наклонным диском: 1 — распределительный диск; 2 — блок цилиндров; 3 — поршень; 4 — наклонный диск; 5 — вал; б — с наклонным блоком: 1 — распределительный диск; 2 — блок цилиндров; 3 — поршень; 4 — фланец; 5 — вал; б — центрирующий валик; 7 — шатун.

В задней крышке насоса установлено два клапана для обеспечения всасывания и нагнетания.

Гидромашина с наклонным блоком показана на рисунке 6, б. В корпусе на трех подшипниках установлен вал 5, в торцевой части которого имеется фланец с шарнирным креплением, где установлены центрирующий валик 6 и головки шатунов. Блок цилиндров 2 расположен под углом на подшипниках в корпусе и вращается вместе с валом. Поршни 3, находящиеся в блоке цилиндров 2, шарнирно соединены шатунами 7 с фланцем 4 вала 5. Для подвода и отвода рабочей жидкости к рабочим камерам служит распределительный диск 1.

Принцип работы гидромашин (в режиме насоса) заключа-

ется в следующем. При вращении вала насоса поршни 3 совершают сложное движение: вращаются вместе с блоком цилиндров и движутся возвратно-поступательно в цилиндрах; в это время происходят циклы всасывания и нагнетания. При работе возникает осевое усилие давления жидкости на поршни. Скорость движения поршня v_n складывается из скоростей вращательного движения вокруг оси вместе с блоком цилиндров $v_{окр}$ и поступательного движения в цилиндре $v_{отн}$. При проверочных расчетах можно допустить, что шатуны поршней перемещаются параллельно, их оси совпадают с осями цилиндров и угловая скорость постоянна. Тогда относительная скорость поршня $v_{отн}$ определяется по формуле

$$v_{отн} = dx/dt = R\omega \cos \beta \sin \omega t,$$

где β — угол наклона блока; R — радиус окружности блока, на котором расположены оси цилиндров; $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ — угловая скорость.

Окружная скорость: $v_{окр} = \omega R$.

Графически относительная скорость движения поршня может быть представлена в виде синусоиды с максимумом при угле поворота $\varphi = \pi/2$ и минимумом при угле поворота $\varphi = 3\pi/2$.

Ускорение поршня $j_n = j_{отн} + j_{окр}$.

Ускорение относительного движения поршня $j_{отн}$:

$$j_{отн} = dv_{отн}/dt = R\omega^2 \cos \beta \cos \omega t.$$

Максимальное ускорение $j_{отн\max} = R\omega^2 \cos \beta$, а графически ускорение можно представить в виде косинусоиды с максимальным значением при угле поворота $\varphi = 0^\circ$ и минимальным $\varphi = \pi$.

Ускорение вращательного движения $j_{окр} = \omega^2 R$.

Неравномерность вращения блока вызывает дополнительные нагрузки. Силу инерции поршня можно определить по формуле

$$P_{ин} = P_{отн} + P_{окр} = -m\omega^2 R \cos \beta \cos \omega t - m\omega^2 R.$$

Рабочий объем аксиально-поршневой гидромашин

$$V_0 = \pi d_0^2 z R \lg \beta / 2,$$

где d_0 — диаметр поршня; z — число поршней.

Расход жидкости зависит от угла наклона диска (блока). Предельно допустимый угол наклона из расчета работы поршней под действием боковых сил не превышает 20...30°.

Для обеспечения работы аксиально-поршневых гидромашин между блоком и передней крышкой установлен плоский распределитель. В распределителе выполнены два дугообразных канала, которые сообщаются с отверстиями подвода и отвода жидкости. Зазор между блоком и распределителем для исключения утечек должен быть минимальным. В распределительном диске смазывают поверхность во избежание чрезмерного ее износа.

сельскохозяйственная библиотека

№

344573

САО ВАСХНИЛ

С этой целью на поверхности выполнены проточки, периодически соединяющиеся с магистралями всасывания и нагнетания. Давление жидкости в зазоре по уплотнительным пояскам меняется от p_0 до p_n . Ширина a уплотнительного пояска должна быть больше 0,15 см, а радиус окна в распределительном диске и торце блока цилиндров $\rho_0 = (0,2 \dots 0,25)d_n$. Для обеспечения герметичности необходимо, чтобы усилие прижима F_{np} распределительного диска было на 3% выше отжимающего усилия $F_{от}$ действующего на торец блока цилиндров, т. е.

$$F_{np}/F_{от} \geq 1,03.$$

где $F_{np} = p_n d_n^2 \pi / 4$; $F_{от} = 2\pi R(a + 2\rho)p_n / z$.

При работе поршневых гидронасосов в системе с замкнутой циркуляцией рабочая жидкость из сливной магистрали гидродвигателя направляется во всасывающую магистраль насоса. Вследствие упругих деформаций рукавов высокого давления и утечек количество жидкости, поступающей к насосу, меньше, чем необходимо для безкавитационной работы. Поэтому устанавливают дополнительный насос подпитки, который под некоторым давлением подает жидкость во всасывающую магистраль. В случае работы поршневого насоса без подпитки кавитация будет зависеть от скорости движения жидкости в узких каналах, давления и коэффициента расхода.

Скорость протекания жидкости через отверстие в блоке можно определить по формуле

$$v_1 = v_{отн} f / s,$$

где $v_{отн}$ — относительная скорость поршня; f — площадь сечения цилиндра; s — площадь сечения отверстия в донышке цилиндра.

Скорость жидкости v_2 при давлении p_n во всасывающей магистрали

$$v_2 = \mu \sqrt{2\Delta p / \rho},$$

где $\mu = 0,58 \dots 0,6$ — коэффициент расхода.

Тогда для бескавитационного режима работы во всасывании необходимо, чтобы $v_2 \geq v_1$ или

$$\mu \sqrt{2\Delta p / \rho} \geq v_{отн} f / s.$$

Мгновенная подача жидкости одним цилиндром

$$q = v_{отн} f = R \cos \beta \sin \omega t f.$$

Суммарная мгновенная подача

$$Q_n = q_1 + q_2 + \dots + q_n = f R n \cos \beta \sum_{i=1}^n \sin \omega t.$$

Средняя подача насоса

$$Q = 7,5 \eta_0 d^2 h z n,$$

где h — ход поршня ($h = 2R \cos \beta$).

Усилие от действия жидкости P на поршень можно разложить на тангенциальное T и радиальное N .

Тангенциальное усилие

$$T = P \sin \alpha,$$

где α — угол поворота кривошипа ($\alpha = \omega t$).

Момент на валу от одного поршня

$$M_1 = PR \sin \omega t = \Delta p f R \sin \omega t.$$

Для пространственного расположения кривошипа суммарный момент на валу насоса

$$M = \Delta p f R z \cos \beta \sin \omega t.$$

На рисунке 7 показан аксиально-поршневой насос с наклонным диском.

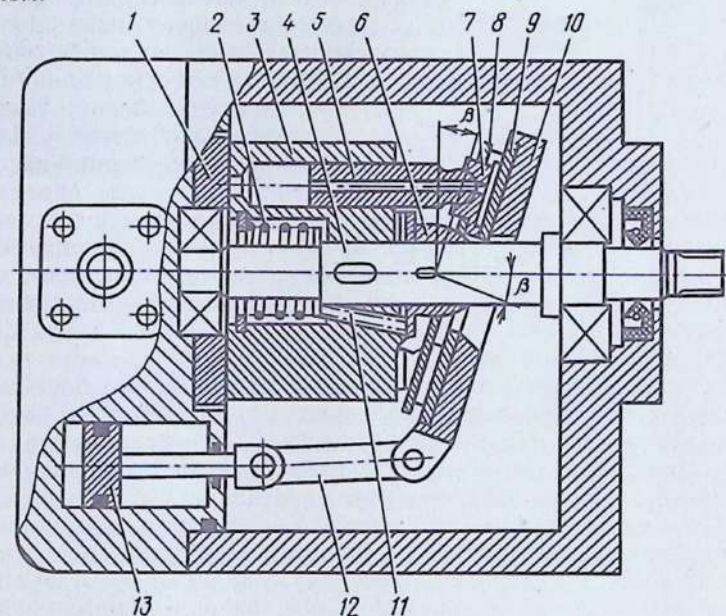


Рис. 7. Аксиально-поршневой насос с наклонным диском:

1 — распределительный диск; 2 — пружина; 3 — блок цилиндров; 4 — пал; 5, 13 — поршни; 6 — штифт; 7 — башмак; 8 — сепаратор; 9 — опорное кольцо; 10 — наклонный диск; 11 — пружина; 12 — тиг.

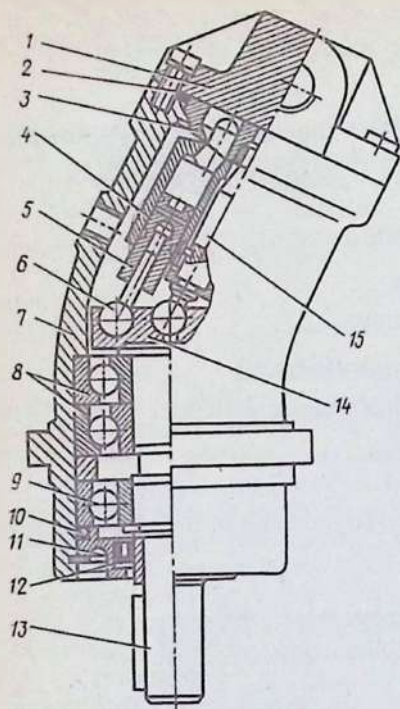


Рис. 8. Аксиально-поршневой гидромотор с наклонным блоком:

1, 11 — крышки; 2, 10 — уплотнительные кольца; 3 — распределительный диск; 4 — блок цилиндров; 5 — поршень; 6 — головка шатуна; 7 — корпус; 8, 9 — подшипники; 12 — манжета; 13 — вал; 14 — приводная шайба; 15 — центральный шип.

Блок 3 цилиндров установлен на валу 4 и поджат пружиной 2 к распределительному диску 1. В цилиндрах блока размещены поршни 5, которые башмаками 7 опираются на опорное кольцо 9 наклонного диска 10. Башмаки, в свою очередь, прижаты к опорному кольцу пружинами 11 через втулку 6 и сепаратор 8. Поворот наклонного диска на угол β осуществляется через тягу 12 перемещением поршня 13 механизма управления. При работе вращаются вал 4, блок 3 цилиндров с поршнями 5 и втулка 6. Поршни совершают

возвратно-поступательное движение в цилиндрах и одновременно вращаются с блоком. Рабочая камера поршня, движущегося от распределительного диска, заполняется жидкостью, происходит всасывание. В момент соединения рабочих камер с полостью нагнетания поршни движутся к распределительному диску, совершается нагнетание.

Аксиально-поршневой гидромотор с наклонным блоком цилиндров состоит из корпуса 7 (рис. 8), в расточках которого на подшипниках 8 и 9 установлен вал 13, соединенный через центральный шип 15 с блоком 4 цилиндров. В блоке размещены поршни 5, которые навальцованы на сферические головки шатунов. Большие сферические головки 6 шатунов завальцованы во фланце приводной шайбы 14. Распределительный диск 3 имеет два дугообразных канала, которые соединены с отверстиями нагнетания и слива крышки 1. Герметизация гидромотора достигается уплотнительными кольцами 2, 10 и манжетой 12, установленной в крышке 11.

В процессе работы жидкость под давлением поступает в рабочую камеру нагнетания и перемещает поршень. Осевая со-

ставляющая силы через шатуны передается на фланец вала под углом. Вертикальная составляющая может быть разложена на радиальную и тангенциальную силы. Радиальная сила воспринимается подшипниками вала, а тангенциальная создает относительно оси вала момент, который преодолевает момент нагрузки и трения и сообщает валу вращение. Вал связан с блоком цилиндров, поэтому при его вращении рабочие камеры соединяются с полостью нагнетания и слива.

Следует отметить, что аксиально-поршневые гидромашины имеют КПД = 0,85...0,95, выпускаются с рабочими объемами от 32 до 250 см³/об. Удельная металлоемкость G_0/V_0 гидромашин постоянной подачи колеблется от 0,5 до 0,625 кг·об/см³, а регулируемых — от 0,8 до 0,97 кг·об/см³.

1.4.2. РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

Типы радиально-поршневых гидромашин. Радиально-поршневые гидромоторы различают по числу рабочих ходов за один оборот выходного вала (многоходовые и одноходовые) и по относительному расположению профилированной направляющей (с внешней и внутренней направляющей).

В гидромоторах с внешней направляющей (рис. 9, а, в) и внутренней (рис. 9, б, г) рабочие камеры выполнены в блоках 1 цилиндров и замыкаются поршнями 2, взаимодействующими с направляющей 3. Рабочие поверхности направляющих в гидромоторах многократного действия (рис. 9, а, б) представляют собой определенным образом спрофилированные участки. Направляющие гидромоторов однократного действия, как правило, выполняют в виде цилиндров, расположенных эксцентрично относительно оси блока цилиндров (рис. 9, в, г). При внешнем расположении такая направляющая имеет форму кольца, а при внутреннем — эксцентрика, связанных с валом гидромотора. В гидромоторах многократного действия усилие от поршней на направляющую передается при помощи катков 4, а в гидромоторах однократного действия для этого используются скользящие опорные башмаки, связанные с поршнем при помощи шатунов (рис. 9, г) или кривошипно-кулисные механизмы. Рабочая жидкость в рассматриваемых гидромоторах распределяется цапфенными распределителями 5 через систему осевых и радиальных каналов, всасывающую и нагнетательную полости. Характер движения поршней определяется профилем направляющей. При воздействии на поршень рабочей жидкости сила давления всегда будет направлена вдоль его оси.

Сила нормального давления на профиль направляющей в любой точке, кроме «мертвых» точек, составляет с осью поршня отличный от нуля угол. Вследствие этого при взаимодействии

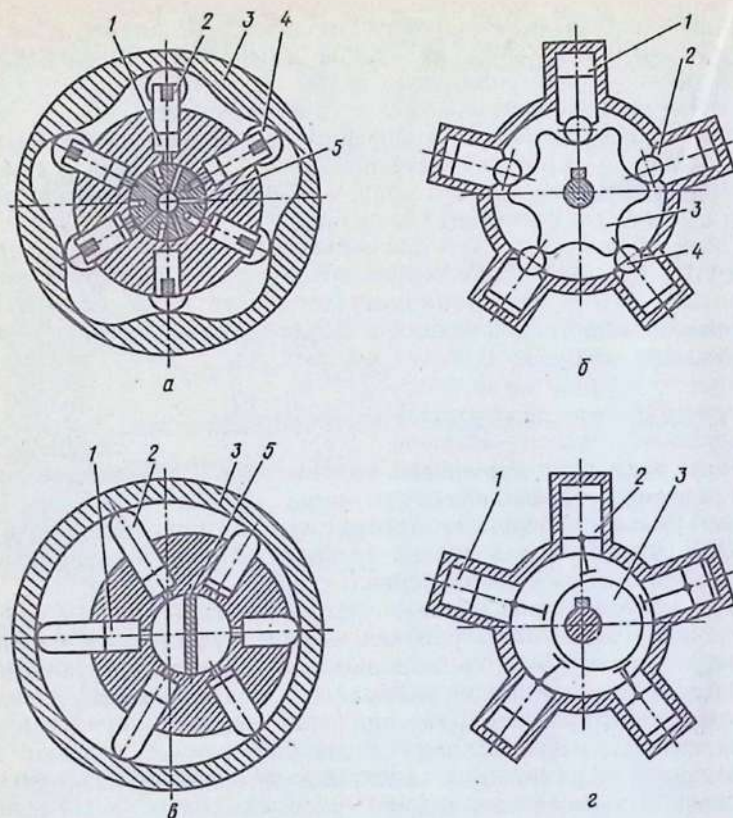


Рис. 9. Схемы радиально-поршневых гидромоторов с внешней (а, в) и внутренней (б, г) направляющими:

1 — блок цилиндров; 2 — поршни; 3 — направляющая; 4 — каток; 5 — распределитель.

поршня с направляющей возникает тангенциальная составляющая сила, которая и определяет вращающий момент, формирующийся на каждом из поршней.

Радиально-поршневые гидромоторы многократного действия имеют рабочий объем до $65 \cdot 10^3 \text{ см}^3/\text{об}$ и развивают момент, равный $30 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Рабочий объем радиально-поршневой гидромашины однократного действия

$$q_0 = \eta_0 \pi d^2 e z k / 2,$$

где e — эксцентриситет; k — число рядов поршней; z — число поршней; η_0 — объемный КПД; d — диаметр поршня.

Рабочий объем гидромашины многократного действия

$$q_0 = \eta_0 \pi d^2 x z b / 4,$$

где b — число кулачков профиля направляющей.

Мгновенное значение частоты вращения

$$n = Q / q_0,$$

где Q — подведенный расход рабочей жидкости.

Частоту вращения регулируют изменением эксцентриситета e , площади поршня, числа поршней в ряду и их рядов.

В основу кинематического расчета радиально-поршневого насоса или гидромотора положена схема вращающейся кулисы (рис. 10), которая включает неподвижный кривошип $O_1 O_2$, шатун $O_2 A$ и направляющий цилиндр. Точка O_1 соответствует оси вала, точка O_2 — оси опорной поверхности гидромашины ($O_1 O_2 = e$). При вращении направляющей вокруг точки O_1 ползун совершает вращательное движение вокруг точки O_1 и возвратно-поступательное по направляющей.

Положение поршня определяется углом φ и переменным радиусом

$$p = R \cos \beta + e \cos (180^\circ - \varphi),$$

или при значении $\cos \beta = 1$

$$p = R - e \cos \varphi.$$

Перемещение поршня $x = e (1 - \cos \varphi)$, а полный ход $x = 2e$.

Относительная скорость поршня

$$v_n = \frac{dx}{dt} = e \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} = en \sin \varphi,$$

где n — частота вращения направляющей.

Мгновенный расход (подача) жидкости определяется произведением площади поршня $\pi d^2 / 4$ на относительную скорость перемещения

$$q_n = \frac{\pi d^2}{4} en \sin \varphi.$$

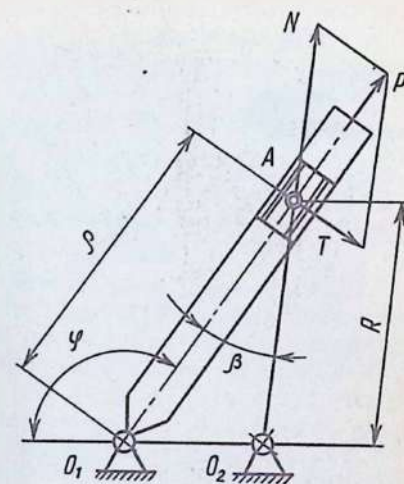


Рис. 10. Схемы вращения вала гидромашины.

Радиально-поршневой насос обеспечивает неравномерную подачу рабочей жидкости. Амплитуда колебаний подачи уменьшается с увеличением числа поршней.

В процессе работы радиально-поршневой гидромашины на каждый поршень действуют сила давления рабочей жидкости $P = p_n \frac{\pi d^2}{4}$ и сила инерции $P_{ин} = m\omega^2 r$. Силу P можно разложить на радиальную $N = P/\cos\beta$ и тангенциальную $T = P \tan\beta$. Тангенциальная составляющая создает на валу момент

$$M_i = T_i r_i = P \tan\beta (R - e \cos\varphi_i).$$

Полный крутящий момент для гидромотора равен сумме моментов сил, действующих на поршни. В конструкциях радиально-роторных гидромашин основные параметры следующие: длина поршня $l = 2(e + d)$, внутренний диаметр опорной поверхности статора $D_o = D_p + 2l$, диаметр цапфенного распределителя $D = (4,5 \dots 5)d_n$, диаметр ротора $D_p = 12,5d$.

Для распределения рабочей жидкости гидромашины снабжены индивидуальными или групповыми распределителями. Все распределители делятся по форме поверхности на плоские, цилиндрические и сферические, а по способу относительного перемещения — на распределители с вращательным, колебательным, возвратно-поступательным и сканирующим (планетарным) движением.

На рисунке 11 показаны некоторые виды распределительных устройств. В распределителе (рис. 11, а) подвижным элементом является вращающаяся цапфа или втулка. На цапфе выполнены два серповидных канала, которые лежат в одной плоскости и сообщены соответственно с подводом и сливом жидкости. В неподвижном корпусе распределителя имеются каналы, сообщающие распределительную поверхность с рабочими камерами гидромотора.

В цапфенном распределителе (рис. 11, б) подвижный элемент совершает не вращательное, а колебательное движение относительно неподвижного элемента 2. Плоский распределитель (рис. 11, в) применяется для гидромашин с неподвижными рабочими камерами и содержит плоский золотник кольцевой формы, установленный на эксцентриковой шейке приводного вала между двумя неподвижными торцевыми поверхностями и совершающий сканирующее движение. В распределителе (рис. 11, г) плоский золотник выполнен составным, с устройством для компенсации зазора. Золотник вращается относительно неподвижного корпуса 2.

Особенности конструкций радиально-поршневых гидромашин. На рисунке 12 показан высокомоментный радиально-поршневой гидромотор шестикратного действия. Гидромотор состоит из корпуса 7 с передней 6 и задней 9 крышками, блока 10 цилиндров

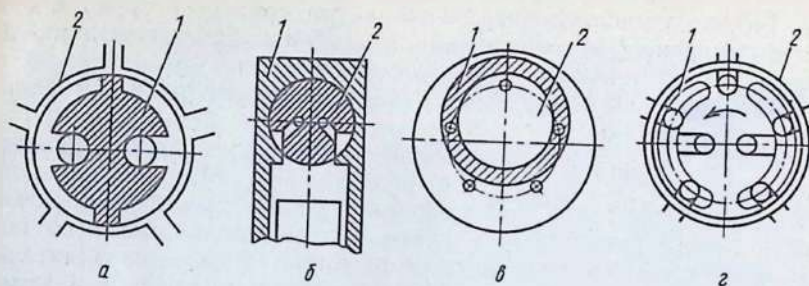


Рис. 11. Схемы распределительных устройств:

а, б — цапфенные; в — плоский; г — с составным золотником; 1 — подвижный элемент; 2 — неподвижный элемент.

с двумя подшипниками качения, одиннадцати поршней 8 в сборе, торцевого распределительного диска 5 с втулками 3 и 4, крышки 2 распределителя со штуцерами 1 и 12, уплотнительных колец и манжеты 11. Рабочие камеры А гидромотора образованы рабочими поверхностями цилиндров блока и поршней. Каждая рабочая камера при помощи каналов и отверстий блока и торцевого распределительного диска соединена со штуцерами 1 или 12 подвода и отвода рабочей жидкости.

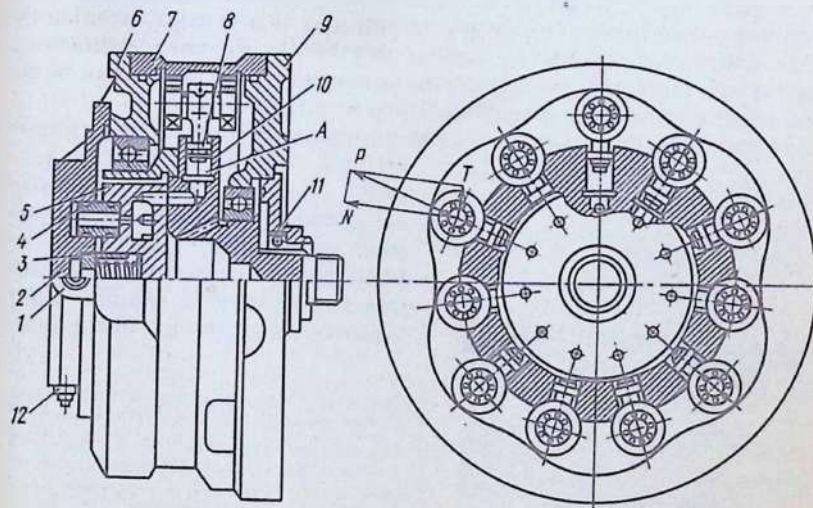


Рис. 12. Высокомоментный радиально-поршневой гидромотор:

1, 12 — штуцера; 2 — крышка; 3, 4 — втулки; 5 — распределительный диск; 6 — передняя крышка; 7 — корпус; 8 — поршень; 9 — задняя крышка; 10 — блок цилиндров; 11 — манжета.

Торцевой распределительный диск 5 прижат к торцу блока 10 цилиндров через компенсационную шайбу пружинкой втулки 3. В распределительном диске установлено по три втулки 3 и 4, которые соединяют каналы распределительного диска с каналами крышки 2.

В процессе работы каждый из одиннадцати поршней совершает за один оборот вала в определенной последовательности шесть двойных ходов, при которых в рабочих камерах происходит сначала нагнетание, а затем вытеснение. Подаваемая под давлением рабочая жидкость от штуцера 12 через соединительные втулки 4 поступает к распределительному диску 5 и далее через торцевые отверстия попадает в те рабочие камеры, поршневые группы которых в этот момент расположены на рабочих участках копира корпуса 7. В этих камерах происходит процесс нагнетания, поршни выходят из цилиндров и через ось с двумя подшипниками действуют на копир корпуса с силой P . В точке контакта силу P можно разложить на силу нормального давления N , направленную по нормали к опорной поверхности, и тангенциальную силу T , которая и создает крутящий момент, вращающий блок цилиндров и вал гидромотора. При вращении блока цилиндров в других рабочих камерах гидромотора происходит вытеснение рабочей жидкости. В этот момент подшипники качения поршневых групп расположены на холостых участках копира. Поршни под действием сил N совершают обратный ход и вытесняют рабочую жидкость из рабочих камер, которая через торцевые отверстия блока цилиндров и распределительного диска поступает на выход через штуцер 1. Частота вращения зависит от расхода жидкости, а изменением направления подвода жидкости можно реверсировать вращение вала.

На рисунке 13 показана схема радиально-поршневого гидромотора многократного действия, разработанного фирмой «Партек» (Финляндия) и применяемого в транспортных устройствах и мотор-колесах сельскохозяйственных машин. Гидромотор состоит из неподвиж-

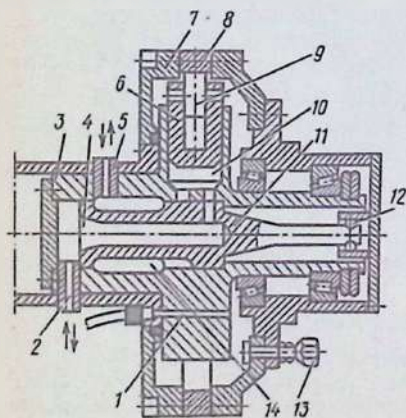


Рис. 13. Радиально-поршневой гидромотор фирмы «Партек» (Финляндия): 1 — входное отверстие; 2, 5 — штуцера; 3 — блок цилиндров; 4 — центральное отверстие; 6 — поршень; 7 — вращающийся корпус; 8 — направляющая; 9 — каток; 10 — радиальная расточка; 11 — цапфенный распределитель; 12 — карданная муфта; 13 — гайки; 14 — кольцевой коллектор.

3. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМОТОРОВ

Показатель	Рядные			Аксиально-поршневые						Радиально-поршневые				
	МР-Ф-100/250	МР-450	МТ-100 «Сан»	210.2	210.16	207.25	ГСТ-90 (ГСТ-112)		МР-1100	21.50	Фирмы «Партек»			
							НП-90 (НП-112)	МП-90 (МП-112)			Н.15. 600.2X	Н.23. 1750.2X	с редуктором с.24	
Рабочий объем, см ³ /об	100	450	150	11,6	28,1	107	0...89 (0...111)	87...91 (110...112)	1126	2360	596	2411	1738	
Подача, л/мин	—	—	—	—	—	—	119(213)	—	—	—	—	—	—	
Частота вращения, с ⁻¹	0,1	2	0,1	45	37	20	25(33)	25(33)	3,3	—	—	—	—	
Давление рабочей жидкости, МПа:	16	3,7	8	83	67	—	43(50)	43(50)	9,3	1,7	2	1,1	0,43	
номинальное	—	—	—	16	16	16	22(25,5)	22(25,5)	21	12,5	30	30	30	
максимальное	25	25	30	25	25	25	34(42)	34(42)	25	25	40	40	34	
Давление дренажа, МПа	0,15	0,15	0,2	0,1	0,1	0,15	—	0,245	0,1	0,15	0,2	0,2	0,2	
Номинальный вращающий момент, Н·м	375	1386	3336	29,5	71,6	—	—	273,8(390)	3380	4350	275	1100	2800	
КПД	0,8	0,8	0,85	0,9	0,9	0,85	0,88(0,88)	0,89(0,89)	0,9	0,9	0,95	0,95	0,92	
Масса, кг	42	75	25	5,5	12,5	116	78(78)	48(50)	150	350	136	335	650	

ного блока цилиндров 3, который обычно крепится к оси или непосредственно к раме машины и вращающегося корпуса 7, к которому гайками 13 крепится колесо. В радиальных расточках 10 блока цилиндров помещены поршневые группы, катки 9 которых контактируют с криволинейными участками профилированной направляющей 8. Распределение рабочей жидкости, поступающей в цилиндры, осуществляется цапфенным распределителем 11. Распределитель приводится во вращение от корпуса мотора через карданную муфту 12. Рабочая жидкость подводится к гидромотору и отводится от него через штуцера 2, 5, кольцевой коллектор 14 и центральное отверстие 4 в распределителе. Характерная особенность гидромоторов фирмы «Партек» — возможность выключения поршневых групп при буксировании самоходных и транспортных средств с большими скоростями. Для этого напорную магистраль соединяют со сливной, а в корпус через отверстие 1 подводят рабочую жидкость с давлением до 0,3 МПа, которая перемещает к центру все поршни 6. Гидромоторы данной группы имеют 5...10 поршней и 8 профилированных направляющих. В конструкциях радиально-поршневых насосов однократного действия применяются 3, 5 и 10 поршней и различные формы эксцентриситета с рабочим объемом 1,5...19,4 см³/об при давлении до 50...70 МПа. Гидромоторы однократного действия могут быть с несколькими поршнями звездообразной формы, у которых кривошипный механизм бесшатушный.

Технические характеристики поршневых гидромашин представлены в таблице 3.

1.5. ПЛАНЕТАРНЫЕ (ГЕРОТОРНЫЕ) ГИДРОМАШИНЫ

Рабочие органы сельскохозяйственных машин работают в диапазоне частоты вращения 0,1...15 с⁻¹ с различными моментами сопротивления. Для их привода используют гидромоторы героторного типа (рис. 14, а, б). Качающий узел этих гидромашин представляет собой шестеренную пару внутреннего эпитрохондного зацепления с профилем зубьев внутренней шестерни (ротора) 1 и круговыми зубьями охватывающей кольцевой шестерни (статора) 2. Статор имеет на один зуб больше, чем ротор. Зубья шестерен находятся в непрерывно взаимном контакте и образуют ряд замкнутых рабочих камер без каких-либо дополнительных разделительных элементов, что позволяет осуществить планетарное движение одной из шестерен с передачей относительной (замедленной) составляющей этого движения на выходной вал.

Для исключения скольжения зубьев ротора по поверхности статора и улучшения технологии изготовления гидромашин вместо зубьев статора используют ролики (рис. 14, б). При вра-

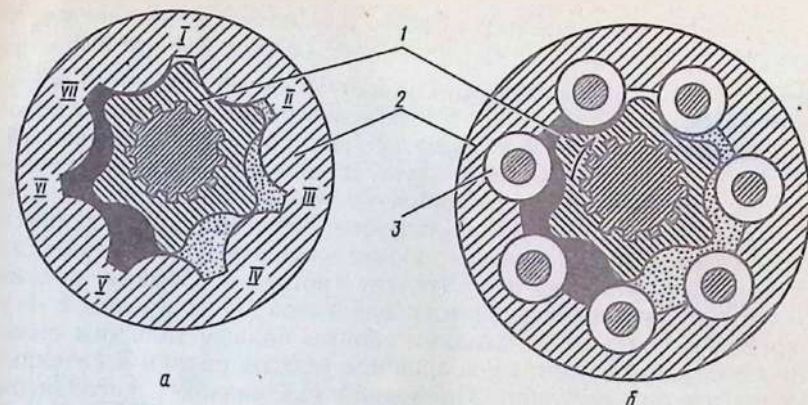


Рис. 14. Схемы планетарных гидромашин с зубчатым (а) и с роликовым (б) статорами:

1 — ротор; 2 — статор; 3 — ролик.

щении ротора объем рабочих камер левой и правой сторон гидромашин постепенно изменяется. После поворота ротора на $25\frac{5}{7}^\circ$ распределитель переключает камеры нагнетания I, II, IV (рис. 14) и всасывания (слива) V, VI, VII. Распределитель расположен на валу статора и имеет по шесть сливных (всасывающих) и нагнетательных каналов. Таким образом, одна впадина статора (седьмая) в процессе работы разобщена с линиями нагнетания и слива; она находится при положении зуба внутри ротора 1. При повороте вала на один оборот происходит переключение каналов по следующему циклу: I — IV — VII — VI — II — V — I. Следовательно, за один оборот ротора у гидромашин происходит шесть рабочих циклов при семи циклах распределителя.

Конструкции таких гидромашин отечественного и зарубежного производства имеют общую схему: неподвижную кольцевую шестерню (статор) и ротор, совершающий сложное планетарное движение. У гидромашин с цапфенным распределителем имеется карданный вал, который передает относительное вращение ротора на выходной вал и служит для синхронного по скорости и фазе привода распределителя. В гидромоторах с торцевым распределителем движение на подвижный диск распределителя передается дополнительным карданным валом или от основного вала при планетарном движении статора.

За один оборот вала при шести циклах и ширине b шестерни удельный расход жидкости

$$q = 7,7b.$$

Секундный расход жидкости

$$Q = 2eb\omega n D_2 z_2 / z_1.$$

где e — высота зуба; ω — угловая скорость; D_c — диаметр делительной окружности зацепления; z_1 и z_2 — число зубьев соответственно ротора и статора.

Насос-дозатор обеспечивает подачу рабочей жидкости в полость гидроцилиндра управляемых колес пропорционально повороту рулевого колеса. В корпусе 11 (рис. 15) установлен вал 13, хвостовик которого соединен через карданную передачу с рулевым колесом. Вал, вращающийся на игольчатом 14 и упорном 12 подшипниках, при помощи штифтов 1 связан с вращающимся распределителем 3. Основные рабочие элементы насоса — обойма (статор) 6 с роликами 9 и сателлит (ротор) 8. Обойма, ролики и сателлит установлены между пластиной 10 и крышкой 4 и закреплены болтами 5. Толщина обоймы больше толщины роликов и сателлитов, поэтому в процессе работы ролики и сателлит вращаются без заедания. Приводной вал связан с сателлитом при помощи карданного вала 2 и штифтов 7. Распределитель 3 имеет овальные отверстия, которые соединяются с расточкой в корпусе при помощи промежуточного концентричного канала.

Обойма, сателлит и ролики образуют семь рабочих камер. При вращении рулевого колеса, например, против часовой стрелки движение через валы передается сателлиту, зубья которого, скользя по роликам, уменьшают или увеличивают рабочий объем вследствие изменения объема рабочих камер. Если при вращении сателлита рабочий объем камеры уменьшился, то жидкость вытесняется из камеры и по осевому каналу вращающегося золотника распределителя поступает в одну из по-

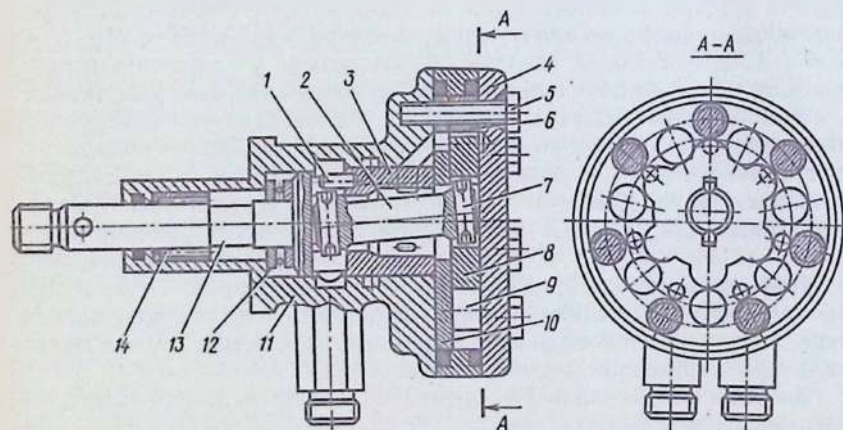


Рис. 15. Насос-дозатор рулевого управления:

1, 7 — штифты; 2 — карданный вал; 3 — распределитель; 4 — крышка; 5 — болт; 6 — обойма; 8 — сателлит; 9 — ролик; 10 — пластина; 11 — корпус; 12, 14 — подшипники; 13 — вал.

4. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМАШИН

Показатель	Насос-дозатор Г.А. 36000А	Планетарные гидромоторы											
		ПМТ-320	ПМТ-400	ПМТ-500	ПМТ-630	ПМТ-800	ПМТ-1000	МГП-80	МГП-100	МГП-125	МГП-160	МГП-200	МГП-315
Рабочий объем, см³/об	120	322,4	403	503,8	644,8	806,0	1007,6	80,5	100	125,7	159,7	200	314,9
Давление на входе, МПа:													
номинальное	1,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	16	16	16	16	16	16
максимальное	10	1,6	16	16	16	16	16	21	21	21	21	21	21
Давление на выходе, МПа	0...8	0...8	0...8	0...8	0...8	0...8	0...8	1	1	1	1	1	1
Номинальный перепад давления, МПа	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	14	14	14	14	11	7
Максимальное давление дренажа, МПа	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	1	1	1	1	1	1
Частота вращения, с⁻¹:													
номинальная	1	3,2	2,5	2,5	3,2	2,5	2,0	5,75	4,6	3,67	2,87	2,34	1,48
минимальная	0,1	0,3	0,34	0,3	0,3	0,3	0,3	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17
максимальная	2	6,5	6	5,5	5,5	5,0	4,5	13,5	10,8	8,67	6,67	5,41	5,50
Крутящий момент, Н·м	3	590	738	922	1180	1459	1824	151	189	237	303	300	300
Полный КПД, не менее	0,75	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78
Полезная мощность, кВт	—	11,8	11,59	14,48	23,73	22,92	22,92	6	6	6	6	4,5	3,0
Масса, кг	8	20,8	22,0	23,5	28,4	31,1	34,1	9,8	10,0	10,3	10,7	11,7	12,3

лостей гидроцилиндра управляемых колес. Давление в полостях, из которых вытесняется жидкость, одинаково и равно давлению, необходимому для поворота колес на угол, пропорциональный углу поворота рулевого колеса. Техническая характеристика насоса-дозатора ГА-36000А приведена в таблице 4.

Конструкция гидромотора с планетарным поступательным движением кольцевой шестерни и простым вращательным движением ротора, установленного соосно на центрально расположенном выходном валу гидромотора, показана на рисунке 16.

Качающий узел гидромоторов серии ПМТ состоит из находящегося во взаимном зацеплении ротора 23 с эпитрохондным профилем зубьев и кольцевой шестерни 22 с внутренним зубчатым венцом, выполненным в виде вставных цилиндрических роликов 24. Число зубьев ротора и кольцевой шестерни, определяющие кратность гидромотора, выбраны соответственно равными шести и семи. Центральным расположенный ротор связан посредством стандартного соединения с валом, вращающимся в двух радиально-упорных роликовых подшипниках 3 и 10, способных воспринимать внешние радиальную и осевую нагрузки на вал. Эти подшипники установлены соответственно в передней 2 и задней 13 крышках, являющихся одновременно торцевыми замыкателями рабочих камер 15.

Кольцевая шестерня 22 имеет также наружный зубчатый венец, находящийся в зацеплении с неподвижным зубчатым кольцом 17, число внутренних зубьев которого равно числу наружных зубьев кольцевой шестерни. Такое зацепление при постоянном смещении оси кольцевой шестерни относительно оси гидромотора и кольца на величину эксцентриситета допускает планетарное поступательное движение кольцевой шестерни, при котором каждая ее точка движется по окружности с радиусом, равным эксцентриситету.

Неподвижное кольцо 17 с крышками выполняет роль корпуса, для уменьшения износа кольцевой шестерни предусмотрена расточка 6 под масляную ванну, а герметичность достигается установкой уплотнителей 1. Положение крышек с распределителем относительно ротора должно быть строго определенным. Это достигается установкой фиксаторов 18. В задней 13 и передней 2 крышках на прилегающих к ротору поверхностях и поверхности шестерни 16 выполнены семь прямоугольных каналов 4 и фигурные окна 20, через которые подводится и отводится рабочая жидкость. Утечки жидкости отводятся через дренажный канал 19. Рабочая жидкость поступает в одну из магистралей 8 или 12 и далее по кольцевой камере 9 или 11 через каналы 7 или 14 и 5 в рабочие камеры по одну сторону от плоскости симметрии. Таким образом, создается одностороннее давление на ротор, вследствие чего он перемещается и совершает плане-

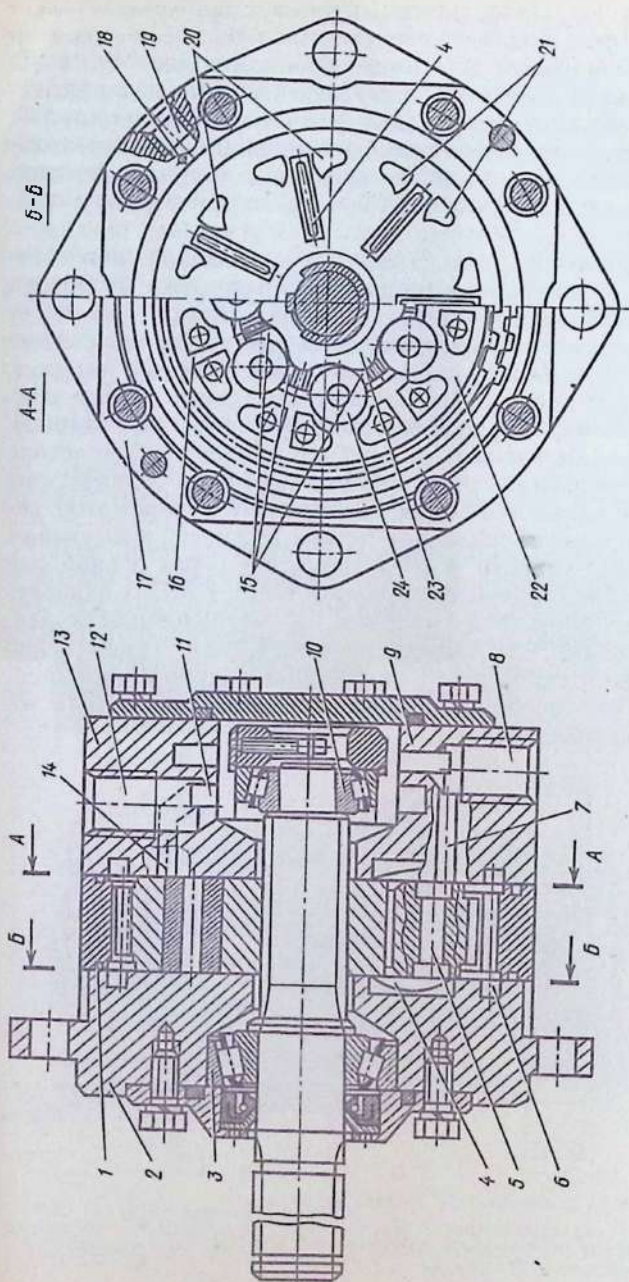


Рис. 16. Планетарный гидромотор:

1 — уплотнитель; 2 — передняя крышка; 3, 10 — подшипники; 4, 5, 7, 14 — каналы; 6 — расточка; 8, 12 — магистраль; 9, 11 — кольцевые камеры; 13 — задняя крышка; 15 — рабочая камера; 16 — шестерня; 17 — фиксатор; 18 — фиксатор; 19 — дренажный канал; 20, 21 — фигурные окна; 22 — шестерня; 23 — ротор; 24 — ролик.

тарное движение. Из камер, расположенных с противоположной плоскости симметрии, жидкость вытесняется зубьями ротора и по соответствующим каналам и кольцевой камере идет на слив.

Реверсирование гидромотора достигается изменением направления потока масла. Достоинство подобной конструкции — непосредственное распределение рабочей жидкости и обеспечение высокого КПД (0,99). Технические характеристики гидромоторов данной серии, а также серий ПМТТ и МГП приведены в таблице 4.

Гидромотор фирмы «Данфос» состоит из неподвижного статора 5 (рис. 17) с внутренним зацеплением, подвижного ротора 13, у которого число зубьев на один меньше, чем у статора. Крутящий момент передается через выходной вал 1, который имеет дополнительный карданно-шлицевый вал 2, связанный с ротором, и карданный вал привода синхронного по скорости и фазе привода распределителя 7. Вал вращается в двух радиально-упорных подшипниках 4, установленных в передней крышке 3. В пластине 6 выполнен ряд сверлений, через которые поступает жидкость из соответствующих каналов 11 распределителя 7. Гидромотор реверсирует изменением направления потока жидкости к штуцерам 8, 9 в его передней крышке. Утечки жидкости через дренажный канал 12 (допускается превышение давления по 1 МПа) отводятся в гидрولينию слива. Если сравнить по металлоемкости различные гидромашины, то можно заметить, что существенно меньшую металлоемкость имеют героторные гидромашины фирмы «Данфос», что особенно важно для мобильных сельскохозяйственных машин.

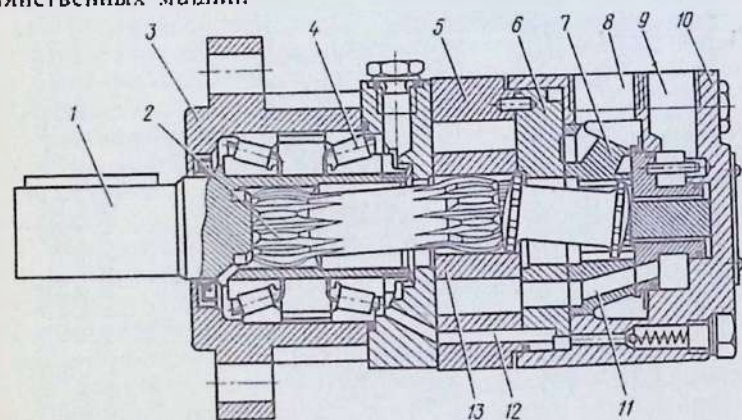


Рис. 17. Планетарный гидромотор МП фирмы «Данфос»:

1 — выходной вал; 2 — карданно-шлицевый вал; 3 — передняя крышка; 4 — подшипник; 5 — статор; 6 — пластина; 7 — распределитель; 8, 9 — штуцера; 10 — крышка; 11 — канал; 12 — дренажный канал; 13 — ротор.

1.6. ВИНТОВЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

Особенностью конструкции винтовых насосов объемного действия является то, что в одном корпусе 1 (рис. 18) размещено несколько ходовых винтов 4. Центральный винт 5 с правосторонней нарезкой приводится в движение с помощью вала 2 и передает вращающее движение на внешние винты 4 с левой нарезкой. Корпус 1, два шага внешних винтов и один шаг ведущего винта образуют замкнутую камеру. Всасывающая и нагнетательная камеры ограничены крышками 6. При вращении винтов замкнутая камера постоянно движется из стороны всасывания в сторону нагнетания. Винтовые насосы обеспечивают равномерную подачу жидкости при невысоких рабочих давлениях.

1.7. ГИДРОДВИГАТЕЛИ

1.7.1. БЫСТРОХОДНЫЕ ДВИГАТЕЛИ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ

Для привода ножей режущих аппаратов, активных лемехов и других рабочих органов сельскохозяйственных машин используют гидродвигатели возвратно-поступательного движения. Гидродвигатель является преобразователем энергии гидравлического потока рабочей жидкости непосредственно в возвратно-поступательное движение рабочего органа.

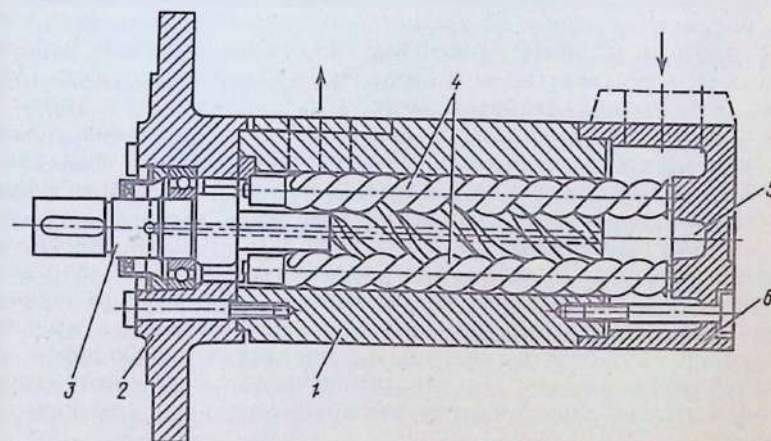


Рис. 18. Винтовая гидромашинка:

1 — корпус; 2 — вал вала; 3 — окно; 4 — ходовой винт; 5 — центральный винт; 6 — крышка.

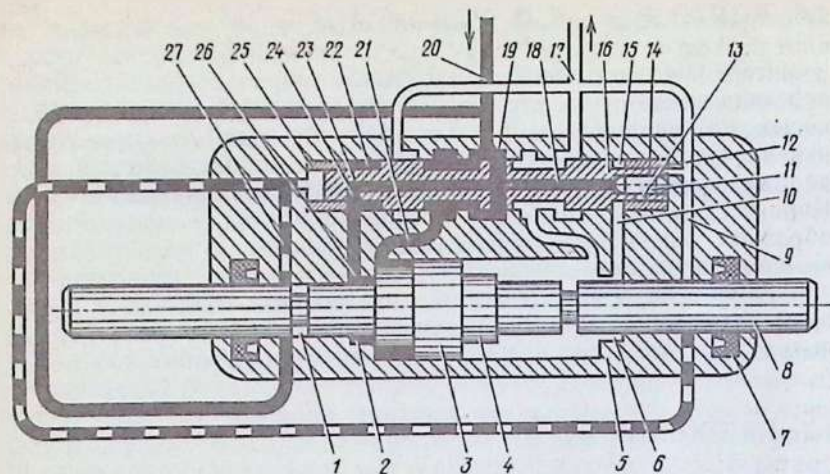


Рис. 19. Гидродвигатель возвратно-поступательного движения:

1 — управляющие окна; 2, 6 — камеры; 3 — поршень; 4 — мультипликаторный выступ; 5 — корпус; 7 — уплотнение; 8 — шток; 9, 27 — управляющие каналы; 10 — канал; 11 — плунжер; 12, 25 — втулки; 13, 19, 24 — радиальные каналы; 14, 23 — концевые участки плунжера; 15, 22 — канавки; 16 — золотник; 17 — сливная магистраль; 18 — осевой канал; 20 — напорная магистраль; 21 — рабочий канал; 26 — подпиточный канал.

Такой двигатель представляет собой гидравлический цилиндр, в котором находится поршень 3 (рис. 19) с двусторонним штоком 8, служащим для выравнивания скоростей движения поршня в обоих направлениях. В корпус 5 двигателя встроены реверсивный золотник 16, который изменяет направление потока рабочей жидкости и соответственно направление движения поршня. Поршень 3 с каждой стороны имеет мультипликаторные выступы. В плунжере 11 реверсивного золотника в центральном пояске сделаны глухой осевой канал 18 и сообщающиеся с ним радиальные каналы, постоянно соединенные с напорной магистралью 20. Радиальные каналы 13 и 24 на концевых участках плунжера служат для подпитки камер 2 и 6, в которые входят мультипликаторные выступы поршня, что увеличивает полезную площадь поршня при его разгоне. В открытый конец осевого канала входит дополнительный плунжер 11, размещенный в крайней управляющей полости золотника, постоянно соединенной со сливной магистралью 17. Это обеспечивает надежный запуск гидродвигателя при произвольном положении золотника и поршня.

В корпусе 5 с двумя крышками размещены уплотнения 7 штоков. Поршень, кроме выступов, имеет два управляющих окна 1. Радиальные каналы 19 золотника 16 постоянно соединены с

напорной магистралью 20. В открытый конец осевого канала 18 входит дополнительный плунжер 11, упирающийся в крышку. Концевые участки 14 и 23 плунжера имеют меньший диаметр, чем рабочие пояски. Эти участки входят во втулки 12 и 25, в которых выполнены окна, сообщающиеся с управляющими каналами 9 и 27. Кольцевые канавки 15 и 22, в которых размещены управляющие уступы между концевыми участками 14 и 23 и рабочими поясками плунжера, соединены каналами 10 и 26 с камерами 2 и 6. Концевая управляющая полость во втулке 12 постоянно соединена со сливной магистралью 17.

Если поршень смещается влево под действием давления в осевом канале 18 и канавках 15 и 22, то левый мультипликаторный выступ поршня входит в камеру 2 и начинает вытеснять из нее жидкость в канавку 22. Одновременно левое управляющее окно 1 на штоке поршня открывает управляющий канал 27 и сообщает полость втулки 25 с напорной магистралью 20. Вследствие инерционного перебега поршня, вызывающего повышение давления в канавке 22, и действия давления на торец плунжера 11 последний смещается вправо. При этом левый рабочий канал 21 сообщается с напорной магистралью 20, а подпиточный канал 26 — с осевым каналом 18. В результате происходит окончательное торможение поршня 3 и последующий его разгон вправо. При подходе поршня 3 к правому крайнему положению правый мультипликаторный выступ 4 запирает камеру 6, вызывая повышение давления в ней и в канавке 15, а правое управляющее окно 1 на штоке 8 открывает канал 9, сообщая полость втулки 25 с полостью втулки 12 и со сливной магистралью 17.

Гидравлический вибратор состоит из корпуса 1 (рис. 20), поршня 2, золотника 18 и крышек 11 и 19. На корпусе имеются нагнетательный и сливной штуцера.

Жидкость поступает в нагнетательный штуцер, а затем в кольцевую полость 5, расположенную в корпусе 1 вибратора. В корпусе поршня имеются два сквозных канала — нагнетательный и сливной. Из кольцевой полости 5 жидкость по нагнетательному каналу поршня поступает в кольцевую полость 6 золотника, откуда направляется в кольцевые каналы 7 и 13, а затем в полость 12. Под давлением жидкости поршень перемещается влево, а вытесненная из полости 3 жидкость через отверстие 17 проходит по центральному и радиальному 14 сверлениям золотника на слив. При движении поршня вместе с золотником в левую сторону полость 15 соединяется с нагнетательным штуцером и жидкость по каналу 9 попадает в полость 10.

Под давлением жидкости золотник перемещается в крайнее левое положение, при этом канал 13 отключается от нагнетательной магистрали и перекрывается путь жидкости в полость 12. В этот момент поршень 2 останавливается, а жидкость

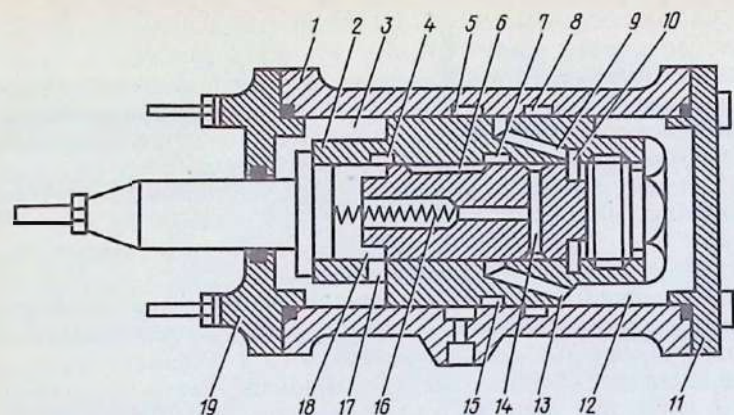


Рис. 20. Гидравлический вибратор:

1 — корпус; 2 — поршень; 3 — полость; 4, 5, 6, 8, 10, 12, 15 — кольцевые полости; 7, 13 — кольцевые каналы; 9 — канал; 11, 19 — крышки; 14 — радиальное сверление; 16 — пружина; 17 — отверстие; 18 — золотник.

через полость 6 и отверстие 17 нагнетается в полость 3, расположенную с левой стороны поршня. Последний под давлением жидкости вместе с золотником перемещается вправо. При движении поршня полости 10 и 15 отключаются от нагнетательной линии и золотник под действием пружины вытесняет жидкость на слив. В дальнейшем цикл повторяется.

Технические характеристики гидродвигателей приведены в таблице 5.

В гидродвигателях возвратно-поступательного действия при работе возникает кинетическая энергия

$$E_k = mv^2/2,$$

где m — движущаяся масса; v — скорость движения.

Часть этой энергии в виде инерционной нагрузки передается на опоры, в результате чего происходит деформация последних (днища цилиндра, головки). При движении поршня со скоростью 0,1 м/с необходимо включить гидравлическое торможение или демпфирование во избежание динамических нагрузок.

5. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ

Марка гидродвигателя	Рабочий объем, см ³ /цикл	Давление, МПа		Частота (цикл/с) движения		Усилие на штоке, кН	КПД	Масса, кг
		номинальное	максимальное	номинальное	максимальное			
ДВП-80×8000	80	12,5	16,0	4,7	11,7	5	0,75	13,0
ГА-40000Б	12	4,0	6,3	3,5	—	2	0,70	5,8

1.7.2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ЦИЛИНДРЫ

Гидравлический цилиндр — это гидравлический двигатель возвратно-поступательного движения. В конструкциях сельскохозяйственных машин применяются поршневые, плунжерные, телескопические и мембранные гидравлические цилиндры одностороннего и двустороннего действия. Поршневые гидравлические цилиндры широко применяются для подъема и опускания рабочих органов, плунжерные — для управления вариаторами и рабочими органами с невысокой металлоемкостью, телескопические — для разгрузки самосвалов прицепов и выполнения операций в погрузчиках, мембранные — для управления тормозами, муфтами и др.

Поршневые и плунжерные гидроцилиндры одностороннего действия состоят из корпуса 2, внутри которого находится поршень 5 (рис. 21, а), соединенный со штоком, или плунжер 1 (рис. 21, б). Герметизация поршня осуществляется двумя манжетами, а плунжера — резиновыми и защитными уплотнительными кольцами 3 и манжетой. Цилиндр имеет поршневую, или рабочую, А и штокową В полости. При работе гидравлического цилиндра одностороннего действия поршневая полость А соединяется с напорной линией гидравлического насоса и под действием давления рабочей жидкости поршень (плунжер) перемещается, поднимая какой-либо рабочий орган. Штокóвая полость В поршневого гидравлического цилиндра одностороннего действия через сапун 4 сообщается с атмосферой. В обратном направлении поршень (плунжер) перемещается под действием веса машины, рабочего органа или пружины. Такие гидроцилиндры применяют как с подвижным штоком, так и с подвижным корпусом.

В гидравлических цилиндрах двустороннего действия (рис. 22) имеются две рабочие полости: поршневая и штокóвая. Перемещение поршня со штоком под давлением рабочей жидкости возможно в двух направлениях. Такие гидроцилиндры могут иметь два или один шток 2,

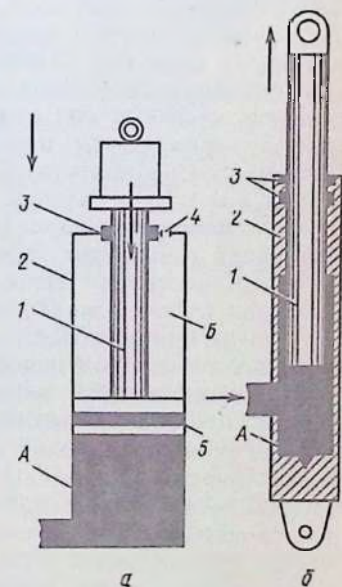


Рис. 21. Гидравлические цилиндры одностороннего действия:

а — поршневой; б — плунжерный; 1 — плунжер; 2 — корпус; 3 — уплотнительное кольцо; 4 — сапун; 5 — поршень.

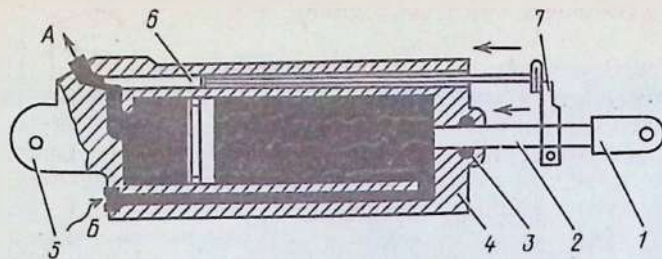


Рис. 22. Гидравлический цилиндр двустороннего действия:
1 — проушина; 2 — шток; 3 — кольцо; 4 — корпус; 5 — нижняя крышка; 6 — запорный клапан; 7 — упор.

герметизированный уплотнительными манжетами и кольцами 3, установленными в крышках гидроцилиндра. В проушинах 1 штока и нижней крышки 5 могут быть установлены подшипники скольжения или качения. Рабочая жидкость подводится и отводится по каналам А и Б. В некоторых гидравлических цилиндрах для ограничения хода поршня (штока) в сливном канале А установлен запорный клапан 6, связанный с упором 7, который закреплен на штоке. Принцип работы гидравлического цилиндра двустороннего действия заключается в следующем. При подводе рабочей жидкости под давлением в полость Б поршень со штоком 2 переместится влево. Одновременно рабочая жидкость вытесняется из полости. В тот момент, когда упор 7 достигнет штока клапана и клапан 6 перекроет сливную магистраль А, за счет повышения давления в линии нагнетания золотник автоматически выключает управление (распределитель) и гидроцилиндр остановится. Шток может перемещаться под действием давления рабочей жидкости в двух направлениях.

Иногда применяются гидравлические цилиндры двустороннего действия с подвижным корпусом.

Телескопический гидроцилиндр состоит из корпуса 3 (рис. 23), нижней крышки 2 с проушиной 6 или опорной пятой, концентрично расположенных поршней 4 разного диаметра, перемещающихся относительно друг друга и штока 5. При подводе рабочей жидкости в подпоршневую магистраль 1 происходит последовательное выдвижение поршней 4 и штока 5. В этом случае максимальное перемещение (подъем) осуществляется на длину, равную сумме ходов всех поршней и штока.

Гидравлические цилиндры должны обеспечивать плавную работу рабочих органов и машин; при этом не допускаются утечки через уплотнения и внутренние перетечки жидкости. С целью уменьшения ударных воздействий при подходе поршня в крайнее положение в конструкциях гидравлических цилиндров

предусматривают демпфирующие устройства.

Уравнение движения гидроцилиндра:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = p_n s_n - p_c s_c + c_1 (y_{01} - y) - c_2 (y_{02} + y) - F_z,$$

где y_{01} , y_{02} — начальное предварительное сжатие пружины; p_n , p_c — давление нагнетания, слива; s_n , s_c — площадь поршня в линиях нагнетания и слива; c_1 , c_2 — жесткости пружин в цилиндрах; y — положение поршня; m — приведенная масса поршня и металлических частей; F_z — нагружающая сила.

При расчете гидроцилиндров необходимо учитывать номинальное давление рабочей жидкости p_n , диаметры цилиндра D и штока d , ход штока l .

Усилие, которое может развить гидроцилиндр,

$$R = p_n s_n \eta_n,$$

где η_n — коэффициент, учитывающий сухое, жидкостное трение и потери ($\eta_n = 0,85 \dots 0,95$).

Площадь поршня со стороны бесштоковой полости $s_1 = \pi D^2 / 4$, а площадь со стороны штока $s_2 = \pi (D^2 - d^2) / 4$.

При работе гидроцилиндра двустороннего действия усилие, развиваемое гидроцилиндром,

$$R = (p_n s_n - p_c s_c) \eta_n,$$

где p_c — давление слива рабочей жидкости; s_c — площадь поршня в полости слива.

Усилие, развиваемое гидроцилиндром, идет на преодоление веса орудия $G = mg$, силы трения $R_{тр}$ в конструктивных элементах и шарнирах и силы инерции R_n , т. е.

$$R = k_n G + R_{тр} + R_n,$$

где k_n — коэффициент, учитывающий плечи шарниров рычагов, которые передают движение.

Сила трения в шарнирах

$$R_{тр} = fN,$$

где f — коэффициент трения; N — сила нормального давления.

Сила инерции движущихся частей

$$R_n = \pm Ma,$$

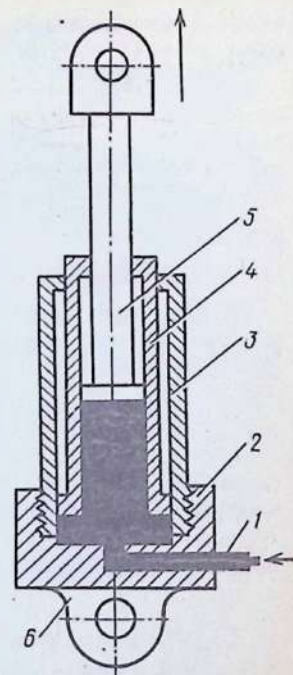


Рис. 23. Телескопический гидроцилиндр:

1 — подпоршневая магистраль; 2 — нижняя крышка; 3 — корпус; 4 — поршни; 5 — шток; 6 — проушина.

где M — масса движущихся частей, приведенных к штоку цилиндра; a — ускорение (+) или замедление (—) движения.

Во время разгона

$$R_n = k_n G / (gt) = k_n mv / t,$$

где v — максимальная скорость хода штока; t — время разгона.

Расчетная скорость движения штока

$$v_p = Q / s_n,$$

где Q — расход рабочей жидкости.

Если гидроцилиндр двустороннего действия с односторонним штоком, то скорости штока при прямом v_{pn} и обратном v_{po} ходе при постоянном расходе различны

$$v_{pn} = 4Q / (\pi D^2); \quad v_{po} = 4Q / [\pi (D^2 - d^2)].$$

Отношение $c = v_{pn} / v_{po}$ называется коэффициентом увеличения скорости. При подборе гидравлического цилиндра по известной нагрузке R диаметр поршня цилиндра

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi p_n \eta_n} \left(k_n mg + sN + \frac{k_n mv}{t} \right)}.$$

С учетом подъема орудия (при подаче рабочей жидкости в штоковую полость) диаметр поршня цилиндра

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi p_n \eta_n} \left(k_n mg + fN + \frac{k_n mv}{t} \right) + d^2}.$$

Шток работает на растяжение или сжатие.

При заданном соотношении скоростей ($v_1 < v_2$) прямого и обратного ходов при постоянном расходе жидкости диаметр штока

$$d = D \sqrt{1 - v_1 / v_2}.$$

Если при дифференциальном включении цилиндра обе камеры ($s_1 + s_2$) одновременно соединены с напорной линией ($p_1 = p_2 = p_n$) при $Q = \text{const}$, поршень будет перемещаться с усилием $R_1 = \eta_1 p d^2 / 1,27$.

В процессе оборудования исполнительного рабочего органа гидроцилиндром или двигателем возвратно-поступательного действия необходимо учитывать действие нагрузки, трения, веса, а также инерционные нагрузки (силы трения, момент инерции, момент от сил инерции).

Максимальная рабочая нагрузка на штоке гидроцилиндра с учетом продольного изгиба

$$R_{\max} = R_n / k_1,$$

где R_n — нагрузка при продольном изгибе; k_1 — коэффициент, учитывающий запас прочности ($k_1 = 2,5 \dots 3,5$).

Нагрузка при продольном изгибе

$$R_n = \pi^2 EI / l_n^2,$$

где E — модуль упругости (для стали $E = 21 \cdot 10^6$ Н/см²); I — момент инерции (для круглого сечения $I = 0,0499 l d^4$ см⁴).

Допустимое давление в цилиндре из условия устойчивости

$$p_d \leq 4R_n / [\pi (D^2 - d^2)],$$

где R_n — допустимая эксплуатационная нагрузка.

Диаметр штока $d = (0,3 \dots 0,7) D$. Необходимую толщину стенок цилиндра определяют по формуле Лямэ

$$\delta_c \geq \frac{D}{2} \sqrt{\frac{[\sigma] + 1,2 p_{\max}}{[\sigma] - 1,2 p_{\max}}},$$

где $[\sigma]$ — допустимое напряжение растяжения материала цилиндра; $p_{\max}$ — максимальное давление нагнетания.

Деформация стенок цилиндра при циклической нагрузке

$$\Delta D = p D^2 (1 - 0,5 \mu_n) / (2 E \delta_c),$$

где $\mu_n = 0,29$ — коэффициент Пуассона.

Прочность крышек цилиндров определяют из условия

$$[\sigma] = 1,2 p_{\max} / W,$$

где $W = 4 \delta^2 / (\pi D^2)$ — момент сопротивления (δ — толщина плоского дна цилиндра).

Теоретическая мощность гидравлического цилиндра

$$N_r = (p_n s_n - p_c s_c) v.$$

С целью снижения динамических ударов при опускании рабочего органа или орудия в сливной полости устанавливают замедлительный клапан.

Технические характеристики отдельных гидроцилиндров приведены в таблице 6.

1.7.3. ПОВОРОТНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДВИГАТЕЛИ

Гидродвигатель с ограниченным углом поворота выходного вала называется поворотным.

Такие гидродвигатели применяют в рулевых управлениях тракторов и сельхозмашин, в конструкциях сельхозмашин для управления рабочими органами при повороте в пределах $0 \dots 360^\circ$.

По конструкции поворотные гидравлические двигатели могут быть пластинчатыми и поршневыми.

6. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЦИЛИНДРОВ И АККУМУЛЯТОРОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИНАХ

Показатель	Гидравлические цилиндры						Гидравлические аккумуляторы	
	54-9-145	Ц-40-250	Ц-55	Ц-75	Ц-110	Ц-125	70-4609065А	АП.60000
Тип	Плунжерный (односторонний)	Поршневой (односторонний)	Поршневой				Пружинно-гидравлический	Гидропневматический
Диаметр поршня, мм	25	40	55	75	110	125	50	—
Ход поршня, мм	240	25...400	50...250	110	200	250	160	—
Давление, МПа:								
минимальное	—	—	—	—	—	—	8	—
номинальное	14	16	14	14	14	16	—	15
максимальное	16	20	17,5	17,5	17,5	20	3,1	—
зарядки	—	—	—	—	—	—	—	6,5
Усилие на штоке, кН	—	20	33,2	62	133	196	—	—
Масса, кг	3,96	4,5	12,4	13,6	34,2	46,8	14,5	Вместимость 2,5 л
Общий КПД	—	0,96	0,91	0,91	0,91	0,91	—	—

В практике чаще применяются двух- или четырехпоршневые и одно- или двухпластинчатые гидравлические двигатели. Четырехпоршневой поворотный гидравлический двигатель состоит из корпуса цилиндров 1 (рис. 24), поршней 2, 4, 5 и 10, жестко соединенных с зубчатыми рейками 3 и 6. Рейка входит в зацепление с шестерней 7, закрепленной на выходном валу 9. Упорами 8 устанавливают зазор в зацеплении и определенное положение реек во избежание поворота. Работа осуществляется следующим образом: при подаче жидкости под определенным давлением p в рабочие камеры А и В поршни 2 и 5, а также рейки 3 и 6 перемещаются в противоположные стороны, поворачивая шестерню 7 с валом 9 по часовой стрелке. Из камер Б и Г жидкость поршнями 4 и 10 вытесняется в сливную магистраль. Управление потоком рабочей жидкости и реверсирование механизма выполняет распределительное устройство.

Крутящий момент на валу поршневого поворотного гидравлического двигателя рассчитывают по формуле

$$M = \Delta p s_n D_k z / 2,$$

где Δp — перепад давления; s_n — площадь поршня; D_k — диаметр делительной окружности шестерни; z — число одновременно работающих поршней.

Угловая скорость вала

$$\omega = 8Q / (\pi d^2 D_k z).$$

Пластинчатый поворотный гидравлический двигатель состоит из корпуса 1 (рис. 25) с боковыми крышками 3 и 4, пластины 2, жестко установленной на валу 5. При подводе под давлением рабочей жидкости в одну из камер А или Б пластина с валом будет поворачиваться на заданный угол. При этом крутящий момент на валу двигателя

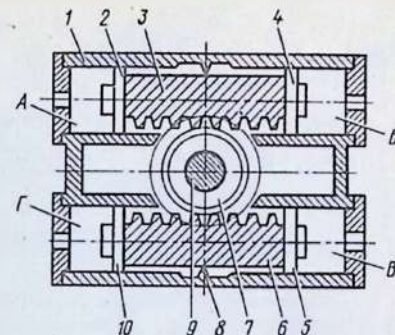


Рис. 24. Поршневой поворотный гидродвигатель:
1 — корпус; 2, 4, 5, 10 — поршни; 3, 6 — рейки; 7 — шестерня; 8 — упор; 9 — выходной вал.

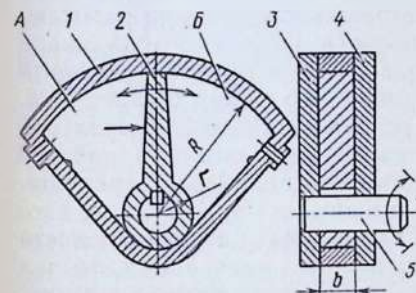


Рис. 25. Пластинчатый поворотный гидродвигатель:
1 — корпус; 2 — пластина; 3, 4 — крышки; 5 — вал.

$$M = \Delta psl,$$

где $s = (R - r) b$ — площадь рабочей части пластины; (R и r — большой и малый радиусы пластины); $l = (R + r)/2$ — плечо приложения силы давления.

А угловая скорость поворота вала

$$\omega = 2Q/[b(R^2 - r^2)].$$

1.8. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ АККУМУЛЯТОРЫ

Гидравлический аккумулятор предназначен для накопления и возврата в гидравлическую систему энергии рабочей жидкости. Накопление или аккумулятирование энергии рабочей жидкости под давлением происходит во время зарядки аккумулятора, а возврат энергии — в процессе разрядки. Такие аккумуляторы применяются как основные или дополнительные источники энергии жидкости в гидросистемах тракторов и сельхозмашин, в линиях нагнетания для сглаживания пиковых перегрузок вращательного и возвратно-поступательного гидравлического привода рабочих органов, в индивидуальных и групповых предохранительных устройствах плугов, автоматических прореживателях сахарной свеклы.

Гидроаккумуляторы также используют для уменьшения пульсаций расхода жидкости в напорных гидравлических магистралях и защиты гидросистем от гидравлических ударов.

В зависимости от способа накопления энергии они могут быть пружинными и пневматическими. В пружинных аккумуляторах возврат энергии рабочей жидкости происходит сжатой пружиной, а в пневматических — в результате расширения сжатого газа.

Гидравлический аккумулятор пружинного типа состоит из неподвижного наружного корпуса 4 (рис. 26, а) и подвижного внутреннего цилиндра 5, между которыми установлена работающая на сжатие пружина 3. В полости подвижного цилиндра расположен неподвижный поршень 6 с полым штоком 2, который жестко связан с передней крышкой 1 наружного цилиндра 5.

Принцип работы пружинного гидравлического аккумулятора заключается в следующем. При увеличении давления рабочей жидкости в линии нагнетания подвижный цилиндр 5 перемещается относительно поршня вправо и сжимает пружину, т. е. происходит зарядка аккумулятора. Если давление рабочей жидкости в линии нагнетания по какой-либо причине уменьшится, то под действием силы пружины цилиндр 5 переместится влево и вытеснит часть жидкости под давлением из полости гидроаккумулятора в напорную магистраль, т. е. произойдет разрядка аккумулятора.

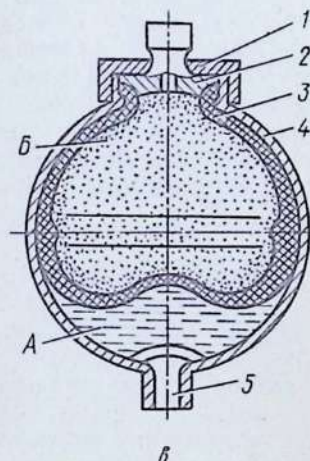
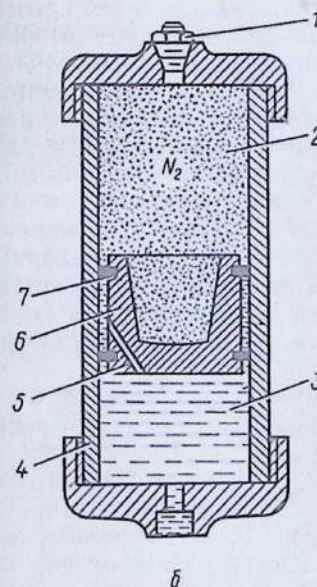
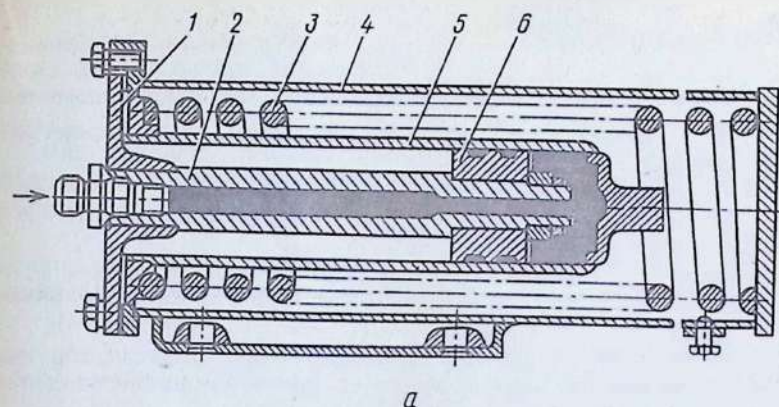


Рис. 26. Гидроаккумуляторы:

а — пружинный: 1 — крышка; 2 — шток; 3 — пружина; 4 — корпус; 5 — цилиндр; б — поршень; 6 — поршневой; 7 — клапан; 2, 3 — пневматическая и гидравлическая полости; 4 — корпус; 5 — канал; 6 — поршень; 7 — кольцо; в — мембранный гидроаккумулятор: 1 — гайка; 2 — крышка; 3 — мембрана; 4 — корпус; 5 — штуцер.

Объем пружинных гидроаккумуляторов определяют по формуле

$$V = sh,$$

где s — площадь поршня; h — деформация (усадка) пружины после зарядки.

Текущее давление жидкости в пружинных гидравлических аккумуляторах

$$p_a = \frac{c(h_1 + h) - R_r - R_n}{s},$$

где c — жесткость пружины; h_1 — предварительная деформация пружины; R_r — сила сухого (учитывающая гистерезис) трения пружины; R_n — сила трения поршня.

Пневматические гидроаккумуляторы по форме корпусов могут быть цилиндрическими и сферическими, а по форме разделителя — поршневыми, мембранными и балонными.

Поршневой пневматический гидроаккумулятор состоит из цилиндрического корпуса 4 (рис. 26, б), нижней и верхней крышек. Внутри корпуса установлен разделительный поршень 6 с уплотнительными кольцами 7. Верхняя пневматическая полость 2 аккумулятора заполняется через клапан 1 сжатым газом (азотом) с некоторым первоначальным давлением. Нижняя полость аккумулятора соединяется с гидравлической магистралью.

Принцип работы аккумулятора следующий. Предварительно полость 2 заряжается газом с определенным давлением. При увеличении давления рабочей жидкости в гидросистеме поршень поднимается, происходит сжатие инертного газа, т. е. зарядка аккумулятора. При снижении давления жидкости в гидросистеме поршень под действием давления газа перемещается вниз, вытесняет часть рабочей жидкости в магистраль, т. е. аккумулятор разряжается.

Мембранные сферические гидроаккумуляторы (рис. 26, в) состоят из сферического корпуса, эластичной мембраны 3, крышки 2 и накидной гайки 1. В верхней крышке имеется штуцер для заправки полости Б газом, а в нижней части сферического корпуса — штуцер 5 для соединения полости А аккумулятора с нагнетательной магистралью гидросистемы. Рабочий процесс мембранных сферических аккумуляторов протекает аналогично рассмотренным выше гидравлическим аккумуляторам. Технические характеристики отдельных гидравлических аккумуляторов представлены в таблице 6.

Сжатие газа в гидравлическом пневмоаккумуляторе представляет собой политропный процесс, который может быть описан уравнением

$$p_1 V_1^n = p(V_1 - V)^n,$$

где V_1 — объем газа в гидроаккумуляторе при давлении; p — текущее значение давления; V — текущее изменение объема; n — показатель степени.

Давление наполнения газа должно составлять 0,7...0,9 от минимального рабочего давления, т. е. $p_r \leq (0,7...0,9)p_{\min}$, что позволяет предохранить эластичную камеру от возможных повреждений.

Относительное падение давления при отборе определенного объема жидкости с исходным давлением p , соответствующим объему газа V , до давления p_1 составляет

$$\Delta p = (1 - p/p_1)100.$$

Полезный объем гидроаккумулятора

$$V_n = [(p_r/p_{\max})^{1/n} - (p_r/p_{\min})^{1/n}] V_0,$$

где $p_{\min}$, $p_{\max}$ — давления при минимальном и максимальном объеме газа; V_0 — полный объем гидроаккумулятора.

1.9. ИСПЫТАНИЕ ГИДРОМАШИН

Общая методика. Перед исследованием объемных гидropередач проводят отдельные испытания насоса, гидромотора, а затем исследуют гидропривод в целом.

Стендовые исследования объемного привода включают в себя определение его надежности, снятие внешних характеристик, исследование пусковых свойств, испытание на долговечность, определение скоростных и нагрузочных параметров, утечек и др. Все стендовые испытания проводят на специально оборудованном контрольно-измерительном стенде.

Принципиальная схема универсального стенда для испытания насосов и гидромоторов, а также всей гидropередачи показана на рисунке 27.

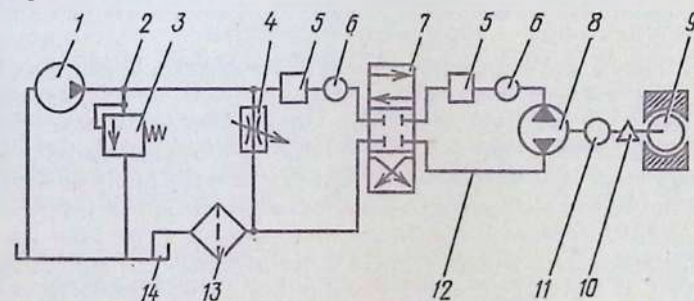


Рис. 27. Схема стенда для испытания гидропривода:

1 — насос; 2, 12 — трубопроводы; 3 — предохранительный клапан; 4 — дроссель-регулятор расхода; 5 — датчик расхода; 6 — датчик давления; 7 — золотник; 8 — гидромотор; 9 — тормоз; 10 — датчик частоты вращения; 11 — измеритель момента; 13 — фильтр; 14 — резервуар.

Насос 1 по трубопроводу 2 подает жидкость в гидромотор 8, откуда она по трубопроводу 12 через фильтр 13 возвращается в резервуар 14. Вал гидромотора соединен с тормозом 9. В зависимости от нагрузки на валу гидромотора изменяются расход жидкости, давление в гидросистеме. Испытание насоса, гидромотора, а также регулирующих элементов привода в целом проводится при различных режимах.

Частота вращения гидромотора при обычном регулировании изменяется путем управления подачей насоса, делителем потока или дросселем-регулятором расхода 4. Для защиты системы от перегрузки предусмотрен предохранительный клапан 3, подключенный к магистралям через обратные клапаны. Управление и реверсирование гидромотора осуществляется золотником распределителя.

Для определения параметров гидропривода устанавливают манометры и тензометрические датчики давления 6, датчики-расходомеры 5, измерители момента 11 и датчики частоты вращения 10.

Параметры необходимо измерять приборами высокого класса точности (0,1...0,2), а методика испытаний должна исключать случайные ошибки измерений.

Во время испытаний насосов определяют крутящий момент, частоту вращения, давление, расход жидкости, температуру, утечку жидкости, перемещение и другие показатели.

Крутящий момент на валу гидромашин измеряют при помощи рычажно-весовых, гидравлических, электрических измерительных устройств. Точность измерения усилия составляют $\pm (0,2...0,5 \%)$ при испытаниях серийных машин, $\pm (0,02...0,1 \%)$ при исследованиях опытных образцов.

При испытаниях насосов применяют простые нагрузочные устройства (дроссели, предохранительные клапаны), а при испытаниях гидромоторов — тормозные устройства.

Тормозные устройства и установки должны позволять получить определенные нагрузки от нуля до максимально допустимого для данного привода значения. Наиболее просты по конструкции фрикционные тормоза (ленточные, колодочные, дисковые). Их рекомендуется применять в тех случаях, когда требуется реализовать большую мощность на валу, для создания повышенных и кратковременных нагрузок.

Широкое распространение получили гидравлические тормоза, в которых используется сила гидродинамического сопротивления жидкости. Тормозной момент регулируют изменением заполнения рабочей полости тормоза или ее перекрытием. В качестве гидравлического тормоза может быть использована любая гидромашинная объемного действия, способная работать в режиме насоса.

Электрические тормозные установки наиболее универсальны

и могут применяться при испытаниях гидропередач всех типов. Электромагнитные тормоза имеют наибольшие размеры; они позволяют стабильно поддерживать необходимые тормозные моменты, а также изменять тормозной момент по заданной программе с частотой до 10 Гц. Действие электромагнитного тормоза основано на следующем явлении: если пространство между двумя параллельными стальными пластинами заполнить ферромагнитным порошком и поместить эти пластины в магнитное поле, направленное перпендикулярно их поверхности, то частицы порошка сцепят эти пластины и будут препятствовать сдвигу пластин в направлении, перпендикулярном полю.

В качестве электротормозов также используют электрические машины постоянного тока, которые могут работать в качестве как генераторов (тормозов), так и двигателей. При специальных испытаниях нагружение гидромоторов возможно путем установки второго работающего в насосном режиме тормозного гидромотора, который подает жидкость в магистраль с регулируемым дросселем или предохранительными клапанами.

Крутящий момент, передаваемый гидромашинной, может быть записан на осциллографическую или другую бумагу при помощи реохордных датчиков, соединенных со стрелкой рычажно-механического весового механизма (тензоманометра), тягового звена или мессдозы.

Частота вращения валов гидропередач может быть точно определена механическими, электрическими (электронными) или гидравлическими тахометрами, а при осциллографировании — прерывателями, тахогенераторами, бесконтактными переключателями.

Давление жидкости в гидроприводах измеряется показывающими (самопишущими) манометрами, тензоманометрами, специальными датчиками давления или манганиновыми датчиками давления.

Измерение расхода. Расход рабочей жидкости в системе гидропривода необходимо измерять с большой точностью, так как расходы жидкости определяют такие показатели, как КПД, мощность, динамические явления. Для измерения расхода находят применение тахометрические и электромагнитные преобразователи расхода. Используют также тахометрические преобразователи расхода или гидравлические машины, у которых частота вращения рабочего элемента, взаимодействующего с потоком рабочей жидкости, пропорциональна рабочему расходу.

У электромагнитного преобразователя расхода измерительный элемент вращается с частотой, пропорциональной объемному расходу жидкости, вызывает электромагнитную индукцию и вырабатывает электродвижущую силу.

Расходомер простейшей конструкции показан на рисунке

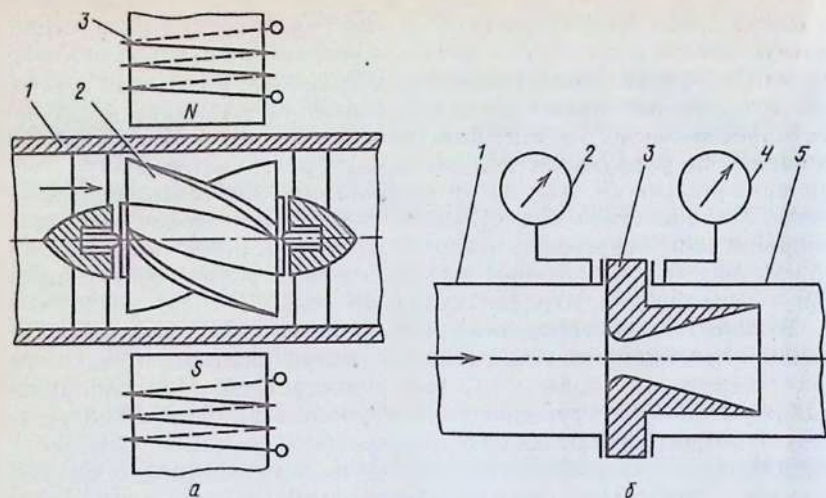


Рис. 28. Схема расходомеров:

а — электромагнитного: 1 — корпус; 2 — турбина; 3 — электромагнит; 4 — с сужающим сечением; 1 и 5 — патрубки; 2, 4 — манометры; 3 — сопло.

28,а. В корпусе 1, который выполнен в виде трубы, установлена на подшипниках турбина 2. Снаружи корпуса укреплен постоянный электромагнит 3 с электрическими обмотками, а лопасти турбины изготовлены из магнитопроводящего материала. В процессе работы в потоке рабочей жидкости лопасти турбины при ее вращении пересекают магнитное поле и периодически изменяют его напряженность. Вследствие этого в катушке электромагнита возникает ЭДС, импульсный сигнал которой передается на регистрирующий прибор.

Расходомер с сужающимся сечением (рис. 28,б) состоит из патрубков 1 и 5, между которыми установлено сопло 3. Сужение потока рабочей жидкости приводит к перепаду давления до и после сопла. Перепад давления зависит от расхода жидкости и фиксируется манометрами 2 и 4. Кроме рассмотренных выше приборов, для определения расхода жидкости промышленностью выпускаются счетчики с овальными шестернями.

Колебание подачи жидкости может быть определено при помощи тензометрического расходомера. Тензометрический расходомер состоит из стального корпуса 4 (рис. 29,а), крышки 8 со штенсельным разъемом 6, упругой пластины 1, на которую наклеен рабочий тензодатчик 2, оси 3, стопора 5 и компенсационного тензодатчика 7. Оба тензодатчика соединены в полумостовую схему. Упругая пластина с рабочим тензодатчиком расположена под углом α к направлению потока жидкости. При неус-

тановившейся подаче жидкости меняется скорость последней и соответственно усилие, с которым изгибается пластина с тензодатчиком. Опыты показывают, что расходомер устойчиво работает при ламинарном движении жидкости, поэтому, прежде чем приступить к измерениям, необходимо определить характер движения жидкости по формуле

$$Re = v_0 D / \nu,$$

где Re — число Рейнольдса; $v_0 = Q_0/s$ — средняя скорость жидкости; Q_0 — средняя подача; D — диаметр рабочей полости датчика; s — площадь поперечного сечения датчика; ν — коэффициент кинематической вязкости.

Из расчетов следует, что частота собственных колебаний пластины на порядок выше колебаний подачи жидкости. Распределение скорости в трубе круглого сечения при ламинарном движении выражается уравнением

$$v = 2v_0(1 - r/R)^2,$$

где R — радиус трубы; r — текущая координата радиуса.

Усилие, создаваемое реакцией струи на пластину,

$$P = \rho s_n v^2 \sin \alpha,$$

где ρ — плотность жидкости; s_n — площадь пластины в проекции на плоскость, перпендикулярную оси датчика; α — угол наклона пластины датчика к оси потока.

Эюры распределения скорости v и характер распределения усилия P в рабочей полости датчика показаны на рисунке 29, б. Под действием неравномерно распределенной нагрузки N/l пластина прогибается на величину

$$f = Nl^2 / (15C),$$

где l — длина пластины; $C = EI$ — жесткость пластины; E — модуль упругости; I — момент инерции.

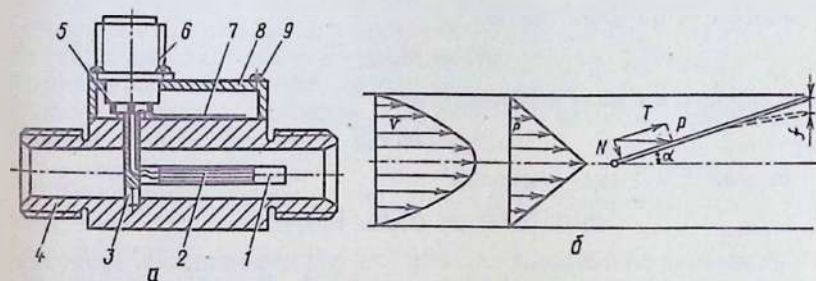


Рис. 29. Тензометрический расход жидкости (а) и эюры (б) распределения скорости v и усилия P в рабочей полости датчика:

1 — упругая пластина; 2, 7 — тензодатчики; 3 — ось; 4 — корпус; 5 — стопор; 6 — разъем; 8 — крышка; 9 — шпиг.

Прогиб пластины от расхода жидкости

$$f = 4ql^3 S_n \sin^2 \alpha Q^2 / (15EI S^2).$$

Расходомер позволяет с достаточно высокой точностью получить колебания расхода в виде записи на осциллографе.

При испытаниях элементов гидропривода необходим контроль температуры рабочей жидкости. С этой целью широкое применение находят термометры: ртутные, манометрические, сопротивления, термопары.

В процессе испытаний гидропривода поступательного действия перемещение рабочего органа определяют при помощи потенциометров, упругих элементов с тензодатчиками или индуктивных датчиков.

Для усиления сигналов, поступающих от электрических датчиков, служат усилители различных марок, а для регистрации — осциллографы.

Характеристики гидромашин. Внешние характеристики наиболее полно отражают свойства и качества гидромашин, так как по ним выбирают гидромашину для конкретных условий эксплуатации, анализируют режим работы машин, определяют эффективность применения гидропривода и т. д.

Внешней характеристикой гидрообъемной передачи называют зависимость момента на входном и выходном валах и КПД передачи от частоты вращения выходного вала: $M_n = f(n)$, $M_v = f(n)$, $\eta = f(n)$. Внешние характеристики снимают на стендах, позволяющих получить на всем диапазоне частоты вращения момент от нуля до максимально допустимого для данного привода. Характеристики гидропривода снимают при постоянной частоте вращения приводного двигателя насоса; при этом определяют моменты на валу и частоту вращения. По измеренным показателям можно вычислить:

мощность на валу насоса

$$N_n = M_n n_n;$$

мощность на валу гидромотора

$$N_r = M_n n_n;$$

полный КПД гидропривода

$$\eta = N_m / N_n = M_n n_m / (M_n n_n).$$

В процессе испытания насосов при установившемся тепловом режиме измеряют давление, расход рабочей жидкости, частоту вращения вала и крутящий момент. Подачу насоса проверяют при номинальной частоте вращения

$$Q_n = Q_{из} n_n / n_{из},$$

где $Q_{из}$ — подача, измеренная расходомером; n_n — номинальная частота вращения вала насоса; $n_{из}$ — измеренная частота вращения вала насоса

Характеристику насоса $Q = f(p)$ строят по полученным значениям подачи Q при различном давлении на выходе p (рис. 30). Наклон кривой $Q = f(p)$ объясняется объемными потерями, которые возрастают при увеличении рабочего давления, а крутизна — регулирующей предохранительной клапана.

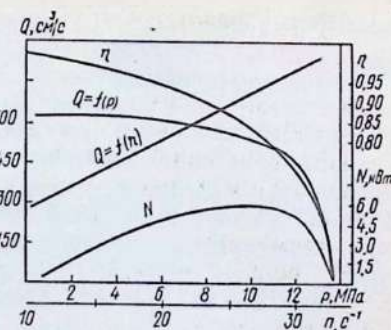


Рис. 30. Характеристика насоса НШ-32-2

КПД насоса определяют по формуле

$$\eta_n = pQ / (M_{кр} n),$$

где p — давление на выходе из насоса; Q — подача насоса; $M_{кр}$ — крутящий момент; n — частота вращения.

Коэффициент подачи при измерении расхода Q_p

$$k_Q = Q_p / (V_o n),$$

где V_o — рабочий объем насоса.

Объемный КПД насоса

$$\eta_v = Q_n / Q_{хх},$$

где $Q_{хх}$ — подача насоса при минимальном давлении на выходе из насоса (холостой ход); Q_n — подача насоса при номинальном давлении на выходе.

Мгновенный расход жидкости, поступающей от насоса, носит неустановившийся характер, т. е. расход и давление являются функцией как положения точки, так и времени $Q(p) = f(x, y, z, t)$. На характер пульсирующего потока жидкости, который исходит от шестеренного насоса, оказывает влияние частота вращения приводного вала. Частота пульсации жидкости, создаваемая насосом, характеризуется числом зубьев и частотой вращения вала насоса.

По опытным данным, амплитуда колебаний подачи Δq_n при выходе из насоса НШ-464 равна 200 см³/с. По мере прохождения по рукавам высокого давления (через клапаны и др.) амплитуда высокочастотных колебаний расхода уменьшается в 4 раза при подходе к исполнительному цилиндру. Амплитуда давления, обусловленная изменением высокочастотного подаваемого объема, колеблется в пределах 0,5...0,15 МПа. Высокочастотный спектр изменения подачи оказывает отрицательное влияние на

работу рукавов высокого давления, так как резко снижается их долговечность, а также происходит нагрев жидкости, что влечет за собой изменение вязкости.

Внешние характеристики гидромоторов снимают при постоянной подаче рабочей жидкости от насоса при 7...10 ступенях нагрузки. При испытаниях определяют момент на валу гидромотора M_n , частоту вращения вала гидромотора n_n , давление рабочей жидкости на входе в гидромотор p_1 , давление на выходе из гидромотора p_2 , количество жидкости, поступающей в гидромотор, Q_n .

Теоретическая частота вращения вала гидромотора

$$n_n = Q_n / q_0,$$

где q_0 — объемная постоянная гидромотора.

Объемная постоянная определяется при отсутствии нагрузки на валу (на холостом ходу) и исключении утечек

$$q_0 = Q_{n(x)} / n_{n(x)}.$$

Объемный КПД гидромотора

$$\eta_0 = n_n / n_t,$$

где n_t — теоретическая частота вращения.

Фактический момент равен

$$M_n = M_t - M_k - M_{тр} - M_x.$$

где M_k — момент от вязкого сопротивления вращению ротора; $M_{тр}$ — момент сопротивления от механического трения, обусловленного перепадом давления, сопротивления рабочего хода; M_x — момент сопротивления от механического трения, не зависящего от перепада давления (момент сопротивления холостого хода).

Теоретический момент, развиваемый гидромотором, подсчитывают по формуле

$$M_t = q_0 (p_1 - p_2).$$

Момент от вязкого сопротивления вращению ротора определяется по формуле

$$M_k = k_{ж} q_0 n \mu,$$

где $k_{ж}$ — коэффициент сопротивления сдвига слоев жидкости; μ — коэффициент динамической вязкости жидкости; n — частота вращения.

Момент сопротивления от механического трения

$$M_{тр} = k_{тр} q_0 (p_1 - p_2),$$

где $k_{тр}$ — коэффициент сопротивления трению.

Тогда фактический момент

$$M_n = q_0 (p_1 - p_2) - k_{ж} q_0 n \mu - k_{тр} q_0 (p_1 - p_2) - M_x.$$

Гидромеханический КПД гидромотора

$$\eta_m = M_n / M_t,$$

Полный КПД гидромотора

$$\eta = \eta_0 \eta_m.$$

Характеристики гидромоторов МГП-125 представлены на рисунке 31.

Строятся также универсальные (топографические) характеристики гидромоторов для различных значений расхода рабочей жидкости (рис. 32).

При испытании гидроприводов, кроме снятия внешних характеристик, определяют и другие показатели, влияющие на качество работы.

Пусковые свойства гидропривода характеризуются механическим КПД при скорости, равной нулю. КПД пускового момента показывает, какую часть теоретического момента составляет пусковой момент при том же давлении. Замечено, что механический КПД в пусковом режиме составляет 0,6...0,98, что значительно ниже, чем при номинальном режиме, и поэтому пусковые свойства привода ухудшаются. Давление рабочей жидкости зависит от пускового момента $p = f(M_n)$ (рис. 33,а).

Устойчивость частоты вращения гидромашин и степень регулирования во многом зависят от характера нагрузки на рабочем органе, а также свойств гидромашин: объемных и механических.

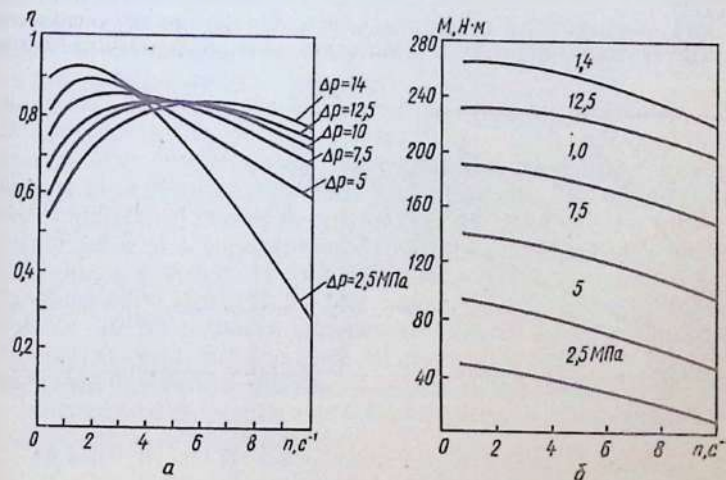


Рис. 31. Характеристики гидромотора МГП-125:
а — $\eta = f(n)$; б — $M = f(n)$.

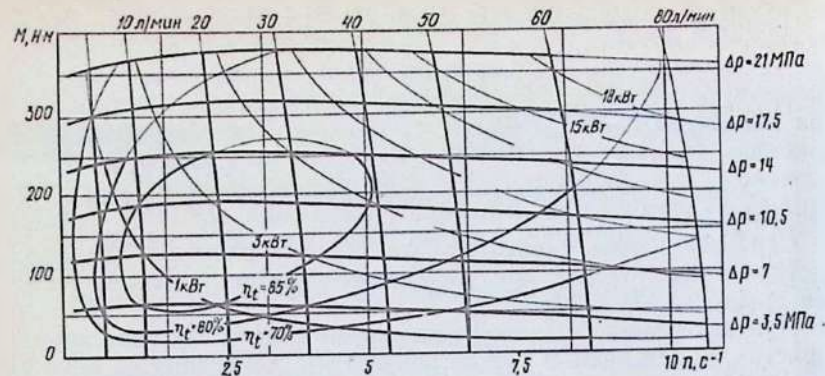


Рис. 32. Внешняя универсальная (тонографическая) характеристика гидромотора МГП-125.

ких потерь, равномерности подачи, температуры рабочей жидкости и др. Во время испытаний устанавливают минимальную и максимальную частоту вращения, а также допускаемые отклонения. Изменения угловой скорости гидромоторов связаны с изменением нагрузки (33, б).

Объемные потери в гидромашинах и угловая скорость зависят от нагрузки и температуры рабочей жидкости (рис. 34) и оказывают существенное влияние на характеристику гидромашин.

Неравномерность подачи рабочей жидкости насоса и частоты вращения гидромотора приводит к нежелательным динамическим нагрузкам в гидромашинах и исполнительных механизмах. Поэтому

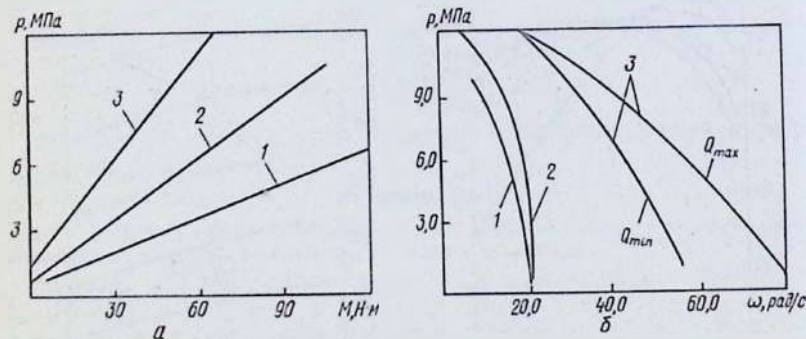
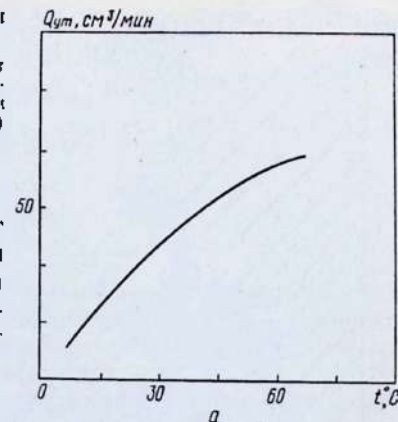


Рис. 33. Пусковые характеристики гидромоторов МГП-125 (1), НПА-64 (2) и 210-12 (3):

а — влияние пускового момента на давление; б — зависимость давления от угловой скорости гидромоторов.

Рис. 34. Влияние температуры жидкости на параметры гидропривода:

а — зависимость утечек (при $p = 7$ МПа) от температуры жидкости; б — зависимость рабочего давления от угловой скорости при $t = 15^\circ\text{C}$ (1), $t = 30^\circ\text{C}$ (2), $t = 50^\circ\text{C}$ (3) и $t = 80^\circ\text{C}$ (4).



в процессе испытаний следует также определять коэффициенты неравномерности подачи насоса δ_Q , момента δ_M и частоты вращения гидромотора δ_n . Коэффициент неравномерности подачи насоса

$$\delta_Q = (Q_{\max} - Q_{\min}) / Q_{\text{ср}},$$

где $Q_{\max}$, $Q_{\min}$, $Q_{\text{ср}}$ — максимальная, минимальная и средняя подачи насоса.

Маневренные свойства гидропривода определяют допустимые ускорение и замедление привода при различных режимах нагружения, а также точность управления и зависят от параметров рабочих машин. Эти свойства характеризуются максимально допустимыми градиентами нарастания давления и расхода жидкости и выявляются путем осциллографирования параметров.

Надежность и долговечность гидропривода и отдельно гидромашин являются основными показателями, определяющими вид привода. Их находят в процессе продолжительных ресурсных испытаний.

Долговечность определяется продолжительностью работы гидромашин, в течение которой объемный КПД не снижается ниже установленного (0,8). При испытаниях на долговечность большое значение имеет влияние динамики износа основных элементов гидромашин. При моторесурсе гидромашин 5000 ч и более целесообразно проводить форсированные и ускоренные испытания.

Долговечность гидромашин может быть с достаточной точностью определена по формуле

$$T = T_{\text{ном}} (p_{\text{ном}} / p)^m n_{\text{ном}} / n,$$

где $T_{\text{ном}}$, $p_{\text{ном}}$, $n_{\text{ном}}$ — номинальные значения соответственно срока службы, рабочего давления и частоты вращения; m — показатель степени ($m = 3 \dots 3,3$).

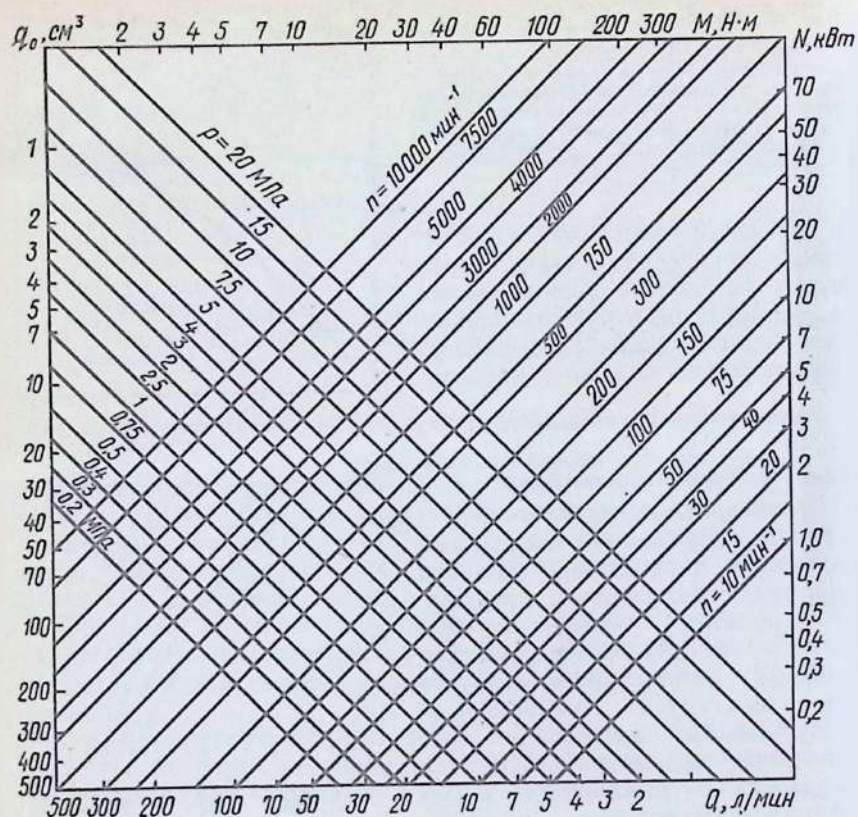


Рис. 35. Номограмма для определения параметров насосов.

При работе гидромашинна издает повышенный шум, который влияет на производительность труда. Шум возникает при работе распределительного узла гидромотора вследствие внезапного сообщения камер низкого и высокого давления и возникновения колебательного движения жидкости.

Уровень шума (дБ) рассчитывают по относительному звуковому давлению

$$L = 20 \lg(p/p_0),$$

где p — среднеквадратичное звуковое давление; p_0 — пороговое значение звукового давления, $2 \cdot 10^{-5}$ Па.

Общий уровень шума определяется шумомером и не должен превышать допустимых норм.

Для упрощенных расчетов основных параметров насосов можно пользоваться номограммой (рис. 35).

ГЛАВА 2

КОНТРОЛЬНО-РЕГУЛИРУЮЩИЕ И РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА. ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОАВТОМАТИКИ

2.1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ КЛАПАНЫ

Клапан — это автоматический гидроаппарат, который под воздействием расхода и давления рабочей жидкости изменяет проходное сечение гидролинии. Клапан давления служит для регулирования давления рабочей жидкости.

Клапаны давления классифицируют: по назначению — напорные (предохранительные, перепускные и переливные), редукционные и разности давлений; по действию — клапаны прямого и непрямого действия.

Предохранительные клапаны служат для предохранения гидроприводов от давлений рабочих жидкостей, превышающих допустимые. Предохранительные клапаны все эпизодического действия, так как при нормальном режиме работы гидропривода они находятся в закрытом состоянии, а включаются в работу только при превышении давления в гидросистеме.

В предохранительных клапанах прямого действия рабочая жидкость непосредственно воздействует на исполнительный элемент, а в клапанах непрямого действия основной рабочий клапан изменяет свое положение в результате воздействия жидкости предварительно на вспомогательный клапан.

Предохранительные клапаны прямого действия: шариковые (рис. 36, а) или конусные (рис. 36, б) состоят из корпуса 1, запорного устройства 2, пружины 3 и регулировочного винта, изменяющего силу сжатия пружины ($F_{пр}$). В процессе работы при превышении давления p жидкости в гидроприводе выше расчетного пружина сжимается на величину h и запорное устройство открывает путь жидкости в сливную магистраль.

При расчете предохранительных клапанов прямого действия необходимо подбирать параметры посадочного гнезда и жесткость пружины, так как давление жидкости p , действуя на поверхность клапана площадью s , создает силу $P_d = ps$, противодействующую силе сжатой пружины $F_{пр}$. При нормальной работе гидропривода $P_d \leq F_{пр}$, т. е. клапан закрыт, а в случае увеличения давления p сила $P_d \geq F_{пр}$.

Для практических расчетов площадь условного сечения s , на которое действует давление p , можно определять по формулам:

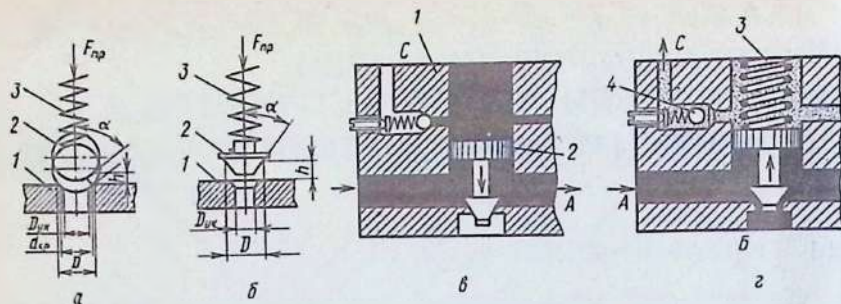


Рис. 36. Предохранительные клапаны прямого действия:

а — шариковый; б — конусный; 1 — корпус; 2 — запорное устройство; 3 — пружина; в, г — перепускные клапаны: 1 — корпус; 2 — клапан; 3 — пружина; 4 — запорное устройство.

для шарикового клапана

$$s = \pi D_{\text{уш}}^2 / 4,$$

для конусного клапана

$$s = \pi D_{\text{ук}}^2 / 4 + \pi (D^2 - D_{\text{ук}}^2) / 8,$$

где $D_{\text{уш(к)}}$ — условный диаметр проходного сечения для шарикового (конусного) клапана; $D_{\text{уш(к)}} = (D + D_{\text{ср}}) / 2$; D — наружный диаметр уплотнительного пояса.

Расход жидкости через клапан

$$Q_{\text{с}} = \mu_{\text{к}} s_{\text{н}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_{\text{сн}})},$$

где $\mu_{\text{к}}$ — коэффициент расхода ($\mu_{\text{к}} = 0,6 \dots 0,72$); $s_{\text{н}}$ — площадь щели рабочего окна; ρ — плотность рабочей жидкости; p_1 — давление срабатывания предохранительного клапана; $p_{\text{сн}}$ — давление слива.

Следовательно, клапан при работе должен быть приподнят на высоту от седла

$$h = \frac{Q_{\text{с}}}{\mu_{\text{к}} d_{\text{ср}} \sin \alpha} \sqrt{\frac{\rho}{2(p_1 - p_{\text{сн}})}}.$$

Значение давления срабатывания находят из условия

$$p_1 \geq p_{\text{сн}} + ch / s_{\text{н}},$$

где c — жесткость пружины.

Площадь дроссельной щели шарикового клапана

$$s_{\text{ш}} = \frac{\pi}{2} (d_{\text{ср}} + \frac{d_{\text{ср}} d_{\text{ш}}}{2A}) (A - d_{\text{ш}} / 2),$$

где $d_{\text{ш}}$ — диаметр шарика; A — характеристика клапана (постоянный коэффициент)

$$A = \sqrt{\frac{d_{\text{ср}}^2}{4} \left(\pi + \sqrt{\frac{d_{\text{ш}}^2 - d_{\text{ср}}^2}{4}} \right)^2}.$$

Для конусного клапана (рис. 36, б)

$$s_{\text{к}} = \frac{\pi}{2} (h \sin \alpha + 2D_{\text{в}}) h \sin(\alpha/2),$$

или приближенно

$$s_{\text{к}} = \pi D_{\text{в}} h \sin(\alpha/2).$$

Закрытие клапана происходит при давлении несколько меньшем, так как пружина за счет сил внутреннего трения имеет характеристику в виде петли гистерезиса.

Следовательно, жесткость пружины предохранительного клапана

$$c \leq \frac{s_{\text{н}} \mu_{\text{к}} d_{\text{ср}} \sin \alpha}{Q_{\text{с}}} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_{\text{сн}})^3}{\rho}},$$

где $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр окна клапана; α — угол конусности седла клапана ($\alpha = 45^\circ$ для шарикового клапана, $\alpha = 30 \dots 60^\circ$ для конического клапана).

Перепускные клапаны служат для слива рабочей жидкости при работающем насосе и выключенном потребителе ее гидравлической энергии.

Перепускной клапан состоит из корпуса 1 (рис. 36, в, г), клапана 2, цилиндрической пружины 3, запорного клапана 4, рабочей полости А, сливного канала Б и канала управления С. Принцип работы клапана заключается в следующем. При функционировании гидропривода золотник управления перекрывает канал управления С, а жидкость через рабочую полость А поступает к исполнительному рабочему органу, давления жидкости p над цилиндрической частью клапана и в рабочей полости равны, поэтому за счет разности площадей верхней $s_{\text{н}}$ и нижней $s_{\text{н}}$ частей клапана и жесткости c пружины возникает сила $F_{\text{н}}$, прижимающая конус клапана к седлу,

$$F_{\text{н}} = p(s_{\text{н}} - s_{\text{н}}) + ch.$$

Если золотник управления открывает канал С и соединяет его со сливом, то за счет разности давлений в надклапанной камере и рабочей полости А происходит подъем клапана, часть

рабочей жидкости проходит через сверление в цилиндрической части клапана и через запорный клапан на слив, а основной поток жидкости — в полость *Б*. При этом происходит разгрузка насоса, так как давление нагнетания равно давлению слива жидкости.

Переливные клапаны служат для поддержания определенного давления в напорной магистрали путем слива рабочей жидкости во время работы. Они могут быть шариковыми, конусными и золотниковыми. Золотниковый переливной клапан состоит из корпуса 1 (рис. 37, а), золотника 2, пружины 3 и регулировочного винта 4. В корпусе имеются полости нагнетания *А* и слива *Б*. Принцип работы клапана заключается в следующем. При подводе рабочей жидкости под давлением золотник 2 под действием разности сил давления жидкости и пружины поднимается и открывает расточку сливной полости *Б*. Часть жидкости сливается. Давление жидкости в напорной магистрали p_n будет пропорционально подъему золотника, жесткости и степени предварительного сжатия пружины:

$$p_n = (ch + ch_1)/s,$$

где c — жесткость пружины; h — высота подъема золотника; h_1 — величина предварительного сжатия пружины; s — площадь золотника.

Редукционные клапаны (рис. 37, б) предназначены для снижения давления отводимого потока рабочей жидкости. Они находят применение в гидроприводах с одним источником питания и несколькими потребителями энергии. При последовательном включении клапана в схему гидросистемы рабочая жидкость

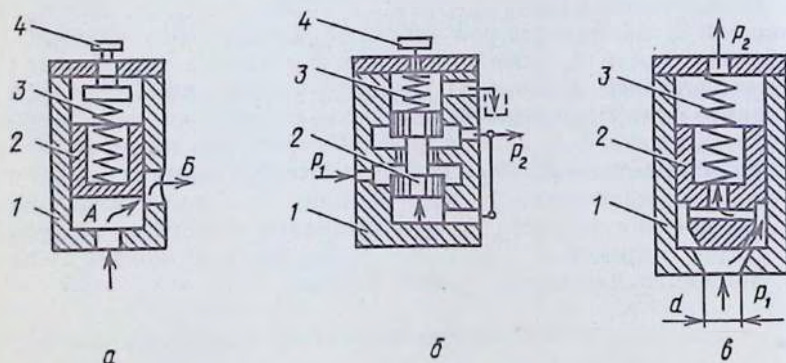


Рис. 37. Клапаны:

а — переливной; б — редукционный; в — разности давлений; 1 — корпус; 2 — золотник; 3 — пружина; 4 — регулировочный винт.

под давлением p_1 проходит в полость расточки корпуса и дросселируется через рабочее сечение клапана, вследствие чего давление на выходе клапана p_2 понижается. Если давление p_2 повысится сверх установленного значения, золотник 2, сжимая пружину 3, переместится вверх, тем самым перекрывая проходное сечение клапана. Гидравлическое сопротивление уменьшится, поэтому давление p_2 повысится до установленного значения.

При работе клапана золотник будет находиться в уравновешенном состоянии, если значения сил связаны следующей зависимостью:

$$R_1 + F_1 + ch = sp_2,$$

где R_1 — сила предварительно деформированной пружины; F_1 — сила трения; c — жесткость пружины; h — ход золотника; s — площадь торцевой поверхности золотника; p_2 — редуцированное давление.

Клапаны разностей давлений (рис. 37, в) служат для поддержания установленной постоянной разности давлений в подводящей и отводимой полостях. Такой клапан применяется в системах гидропривода во всасывающих магистралях с подпиткой от дополнительного насоса и работает аналогично редукционному клапану.

Разность давлений в клапане определяют по формуле

$$\Delta p = p_1 - p_2 = 4(F_n + F_f)/(\pi d^2),$$

где F_n и F_f — силы сжатия пружины и трения.

Все рассмотренные выше клапаны могут быть выполнены с усилительными элементами, что позволяет применить пружины с меньшей жесткостью и улучшить качество работы. Такой клапан принято называть клапаном непрямого действия. Он состоит из корпуса 1 (рис. 38), крышки 7, основного конического 2 и вспомогательного шарикового 4 клапанов с пружинами 3 и 5, регулировочного винта 6. Полости *А* конического клапана и *С* шарикового соединены каналом 8, а полость *В* — дроссельным отверстием с линией нагнетания. Принцип действия клапана непрямого действия заключается в следующем. При допустимом рабочем давлении в линии нагнетания

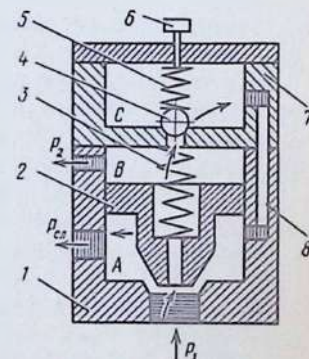


Рис. 38. Клапан непрямого действия:

1 — корпус; 2, 4 — клапаны; 3, 5 — пружины; 6 — регулировочный винт; 7 — крышка; 8 — канал.

клапан 2 прижат к седлу пружиной 3, а вспомогательный клапан 4 закрыт. В этом случае сила пружины F_n и сила давления жидкости $p_2 s_2$ уравновешивают силу давления $p_1 s_1$, т. е.

$$p_1 s_1 \leq p_2 s_2 + F_n,$$

где s_1, s_2 — площади торца клапана и поверхности клапана в полости Б.

При превышении давления рабочей жидкости сверх допустимого значения давление в полости В растет, открывается шариковый клапан 4 и рабочая жидкость из полости В по каналу 8 поступает в полость слива А. Это приводит к уменьшению давления p_2 , и под действием давления жидкости p_1 сжимается пружина 3, клапан 2 открывается, направляя жидкость в сливную магистраль $p_{св}$. Все клапаны требуют тщательного расчета и настройки в заданных условиях работы индивидуально для каждой гидросистемы. В противном случае клапан может работать в автоколебательном режиме, когда возникают незатухающие колебания, которые приводят к ударам и значительным колебаниям давления в гидравлических системах. Это объясняется тем, что при открытии клапана вследствие сил трения давление перед клапаном возрастает и последний, получив импульс силы, открывается со значительным ускорением. Пружина сжимается и накапливает потенциальную энергию. Одновременно ввиду открытия канала при подъеме золотника на высоту $h + \Delta h$ скорость жидкости резко возрастает, а давление падает. За счет накопленной энергии сжатой пружины и падения давления клапан возвращается в исходное положение с ускорением, вызывая резкое закрытие магистрали, удар и повышение давления. Затем такой цикл повторяется.

Обратные клапаны служат для свободного пропускания рабочей жидкости только в одном направлении. Они применяются в сложных схемах гидропривода, состоящих из нескольких насосов, а также для подпитки систем и в реверсивных магистралях.

Обратные клапаны могут быть с шариковыми и коническими запорными элементами.

Клапан с шариковым рабочим органом состоит из корпуса 1 (рис. 39, а) с седлом 2, клапана 3, цилиндрической пружины 4 и крышки 5. Пружина клапана имеет малую жесткость и практически не оказывает сопротивления рабочей жидкости. При работе жидкость из полости А проходит в полость Б и далее в магистраль, поднимая клапан 3 от седла 2 за счет усилия, создаваемого давлением. При обратном движении рабочей жидкости клапан 3 силой давления плотно прижимается к седлу, перекрывая проход жидкости из полости Б в полость А (беспружинные обратные клапаны устанавливаются только в вертикаль-

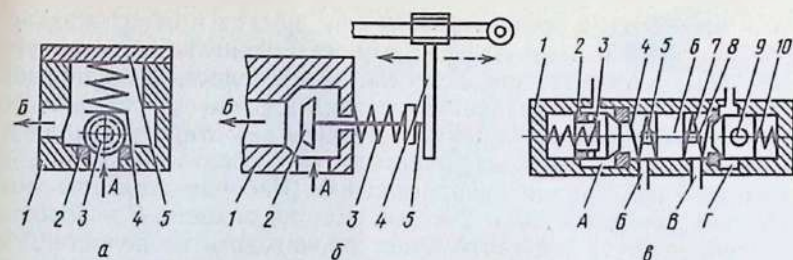


Рис. 39. Гидрозамки:

а — обратный клапан: 1 — корпус; 2 — седло; 3 — клапан; 4 — цилиндрическая пружина; 5 — крышка; б — односторонний гидрозамок: 1 — корпус; 2 — клапан; 3 — пружина; 4 — механическое звено; 5 — толкатель; в — двусторонний гидрозамок: 1 — корпус; 2, 9 — клапаны; 3, 10 — пружины; 4, 8 — толкатели; 5, 7 — пружины; 6 — поршень.

ном положении, чтобы сила тяжести прижимала запорный элемент к седлу).

Гидравлические замки и запорные клапаны предназначены для управления потоком рабочей жидкости, т. е. пропускания жидкости в одном направлении и запираания в обратном. Они используются в гидроприводах для автоматического запираания рабочей жидкости в полостях гидроцилиндров и гидродвигателей с целью их стопорения в заданном положении и управляются механическими звеньями, электромагнитами, пневмо- и гидроэлементами.

Гидравлические замки могут быть односторонними и двусторонними, с шариковыми и коническими клапанами.

Односторонний гидрозамок состоит из конического клапана 2 (рис. 39, б), установленного в гидроцилиндр (напорную магистраль), пружины 3 и толкателя 5. Под действием пружины клапан отводится от гнезда, и рабочая жидкость свободно поступает из полости А в полость Б и обратно. Если оказать воздействие на толкатель 5 при помощи, например, механического звена 4, которое прижимает клапан к седлу, то происходит запираание полости Б. Такая конструкция запорного клапана применяется на гидроцилиндрах. Механическое звено 4 в этом случае устанавливается в определенном положении на штоке поршня и перемещается вместе с ним.

Двусторонний гидрозамок состоит из корпуса 1 (рис. 39, в), двух запорных конических клапанов 2 и 9, пружин 3 и 10, плавающего поршня 6 с двумя толкателями 4, 8 и пружинами 5, 7. В корпусе гидрозамка имеются полости А и Г, которые соединены с исполнительным рабочим органом гидропривода (гидродвигателем), и полости Б и В, связанные с напорной или сливной магистралью. Работает гидрозамок так. При нейтральном положении электромагнит обесточен, поршень с толка-

телями находится в среднем положении, подвод и отвод жидкости к полостям *Б* и *В* отсутствует, т. е. гидродвигатель застопорен в определенном положении. Если соединить полость *Б* с напорной магистралью, а *В* со сливной, тогда поршень *б* с помощью электромагнита сместится вправо и толкатель откроет клапан *9*. При этом клапан *2* будет работать как обратный клапан, а клапан *9* — как клапан распределителя. Рабочая жидкость под давлением откроет клапан *2* и поступит из полости *Б* в полость *А*, а слив рабочей жидкости будет происходить из полости *Г* в полость *В* через открытый толкателем клапан *9*. Рабочий цикл повторяется аналогично в случае переключения распределителем полостей нагнетания и слива (*Б*, *В*) гидрозамка.

2.2 ДРОССЕЛИ

Дроссели служат для установки и поддержания заданного расхода рабочей жидкости в напорной или сливной магистрали в зависимости от давления. При помощи дросселей регулируют скорости двигателей, работающих при постоянных нагрузках. Применяют дроссели золотникового типа (рис. 40, *а, б*) и крановые (рис. 40, *в, г*). Золотниковый дроссель управляет потоком рабочей жидкости кромками расточек в корпусе и в золотнике, а крановый — кромками расточек в корпусе и щелью крана.

На рисунке 40, *д* показана конструкция кранового дросселя. В корпусе *1* имеются радиальные сверления для прохода рабочей жидкости, проточки для установки уплотнительных колец *3* и *6*. На корпус благодаря специальной резьбе *2* навернута обойма-регулятор *4* с лимбом. Внутри корпуса установлен обратный клапан *5*, который прижат к седлу цилиндрической пружины. Пружина опирается на седло *8*, удерживаемое стопорным кольцом. Канал *А* служит для подвода, а *Б* для отвода рабочей жидкости. Радиальные сверления и расточка в корпусе образуют дроссельное регулируемое отверстие.

Принцип работы дросселя заключается в следующем. Дроссель устанавливается непосредственно в магистраль, полость *А* соединяется с напорной линией, а полость *Б* с линией слива. Рабочая жидкость из полости *А* проходит по сверлениям седла *8* и клапана *5* через дросселируемую полость *В* и поступает на выход из дросселя. Расход рабочей жидкости через дроссель зависит от площади сечения рабочей щели, которая изменяется поворотом обоймы-регулятора *4*. Обратный клапан выполняет функции, изложенные выше. Расход жидкости через дроссель зависит не только от площади рабочего проходного сечения, но и от перепада и колебания давления (изменения нагрузки) на исполнительном рабочем органе (рис. 41).

Расход жидкости в щели дросселя при ламинарном течении

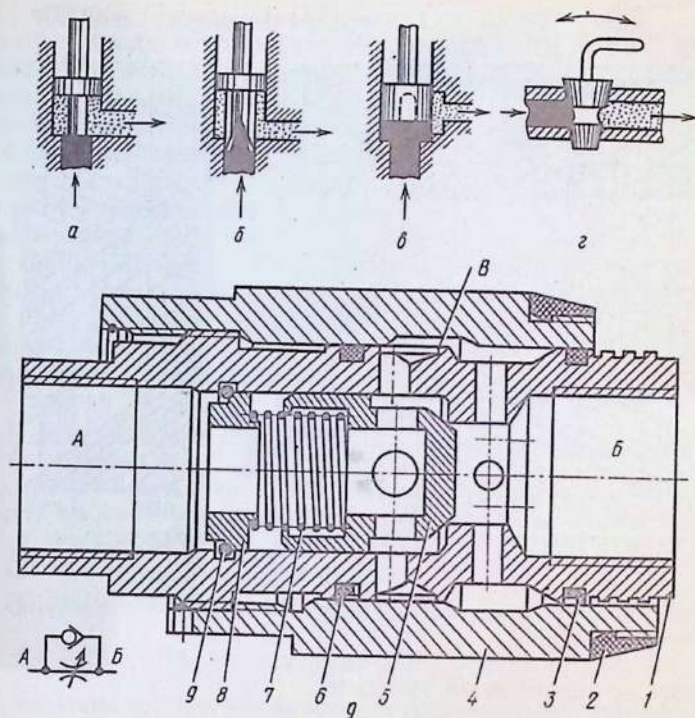


Рис. 40. Схемы дросселей золотниковых (*а, б*), крановых (*в, г*) и устройство кранового дросселя (*д*):

1 — корпус; 2 — резьба; 3, 6, 9 — уплотнительные кольца; 4 — обойма-регулятор; 5 — обратный клапан; 7 — пружина; 8 — седло.

$$Q = \mu_k f \sqrt{2\Delta p / \rho},$$

где μ_k — коэффициент расхода; f — площадь сечения дросселя.

Коэффициент расхода

$$\mu_k = \sqrt{1/\xi},$$

где ξ — коэффициент сопротивления, $\xi = 164\nu/(vd_n^2)$ (здесь ν — вязкость; v — скорость течения; l — длина дросселирующей щели; d_n — гидравлический диаметр).

Гидравлический диаметр

$$d_n = 4f/U,$$

где U — площадь смазываемой поверхности.

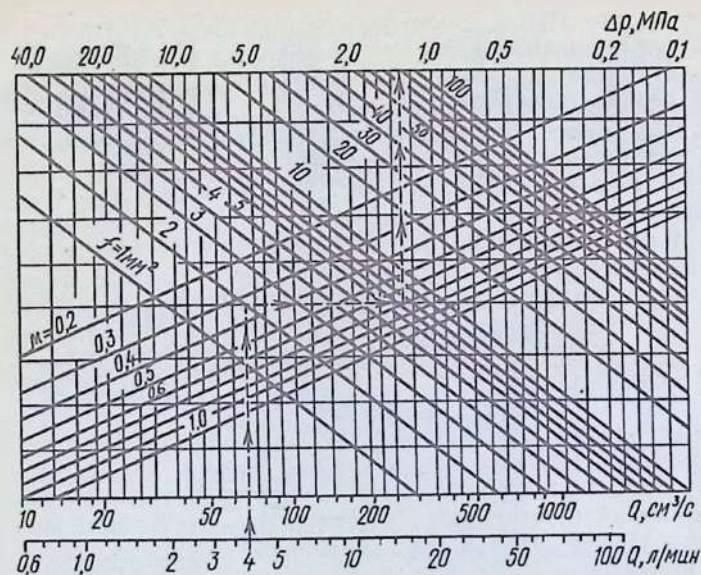


Рис. 41. Номограмма расхода жидкости через дроссельную щель при $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$.

Перепад давления на дросселе

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q}{\mu S_n} \right)^2.$$

2.3. РЕГУЛЯТОРЫ ПОТОКА

Регулятор потока предназначен для поддержания определенного расхода рабочей жидкости независимо от перепада давления на входе и выходе. Он состоит из дросселя и последовательно включенного редукционного клапана или дросселя и параллельно включенного переливного клапана. Дросселем в этом случае устанавливается расход рабочей жидкости, а клапаны служат для автоматического поддержания перепада давления на дросселе.

Регулятор потока с параллельным включением переливного клапана состоит из корпуса 1 (рис. 42), золотника переливного клапана 2 с пружиной 5, регулируемого дросселя 4. Полости Б и Г переливного клапана соединены каналами с линией нагнетания (входа), полость А через дроссельное отверстие с выходом из регулятора, а полость В со сливной магистралью.

При работе жидкость под давлением p_1 поступает в регулятор и делится на два потока: часть жидкости через дроссель

3 поступает на выход из регулятора, другая часть жидкости сливается через золотник 2 переливного клапана в резервуар. В полостях регулятора Б и Г на золотник клапана действует давление p_1 , а со стороны полости А — сила пружины 5 и давление p_2 . Давление p_2 зависит от нагрузки на гидродвигатель и изменяется пропорционально ей. При возрастании давления p_2 золотник клапана 2 перемещается вниз и уменьшает рабочее сечение, т. е. расход жидкости, поступающей на слив $Q_{сл}$. Это приводит к увеличению давления p_1 и расхода жидкости через дроссель. При уменьшении давления p_2 золотник клапана 2 перемещается вверх, проходное сечение и расход жидкости на слив увеличиваются, давление p_1 уменьшается и расход рабочей жидкости через дроссель снижается.

Перепад давления на дросселе

$$\Delta p = p_1 - p_2 = 4ch / (\pi D_s),$$

где c — жесткость пружины; h — деформации пружины; D_s — наружный диаметр золотника.

2.4. ДЕЛИТЕЛИ ПОТОКА

Применяются дроссельные и объемные делители потока. При работе сельскохозяйственных машин, рабочие органы которых приводятся в действие гидродвигателями, для их синхронной согласованной работы независимо от рабочего давления используют шестеренные делители потока.

Делитель потока представляет собой две и более шестеренные универсальные гидромашины — секции 2 (рис. 43) и 5, ведущие роторы 1 и 6, которые связаны между собой жесткой кинематической связью при помощи соединительных валов 4. При работе гидравлический насос подает рабочую жидкость под давлением в делитель, где, разделяясь на два потока I и II, жидкость поступает к двум работающим гидродвигателям. Они позволяют перераспределить мощность от менее нагруженной к более нагруженной секции, т. е. в делителе соблюдается следующее соотношение между входной и выходной мощностью

$$Q_0 p_0 \eta_n = Q_1 p_1 + Q_2 p_2,$$

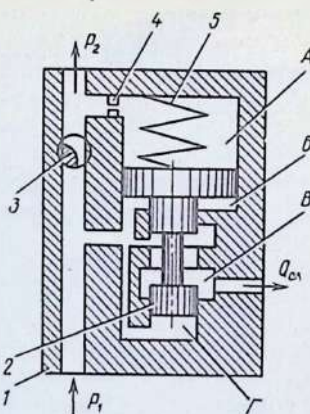


Рис. 42. Регулятор потока:
1 — корпус; 2 — золотник переливного клапана; 3 — дроссель; 4 — регулируемый дроссель; 5 — пружина.

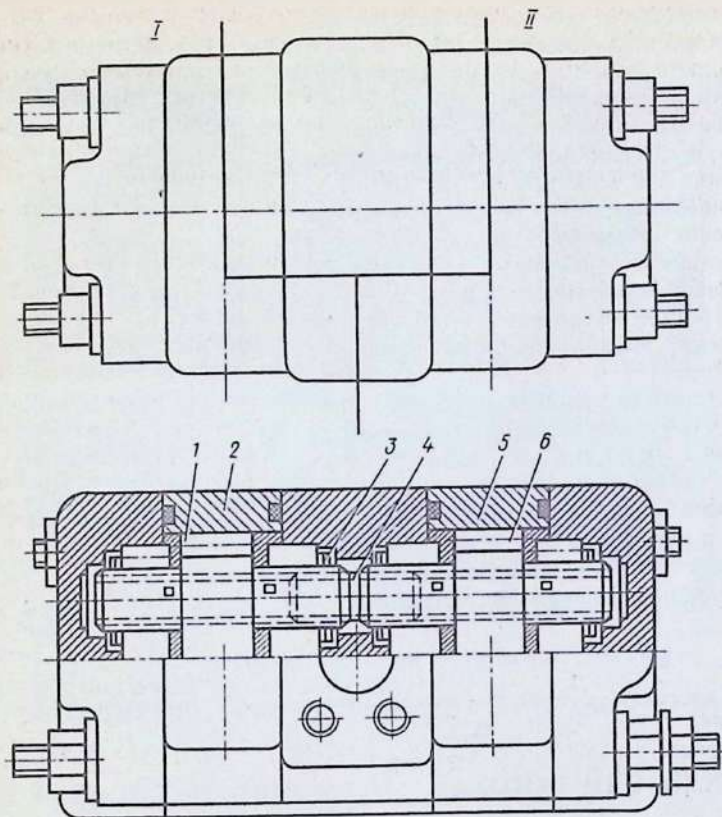


Рис. 43. Делитель потока:
1, 6 — входные роторы; 2, 5 — секции; 3 — уплотнение; 4 — соединительный вал; I, II — потоки жидкости.

где Q_0 , Q_1 , Q_2 — расходы жидкости соответственно от насоса, от первой и второй секций делителя; p_0 , p_1 , p_2 — давления жидкости, создаваемые насосом и соответственно первой и второй секциями; η_m — механический КПД делителя.

Шестеренные делители потока имеют незначительные потери по сравнению с дроссельными и могут быть изготовлены из различного числа секций с требуемыми объемами.

2.5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

Направляющие распределители предназначены для изменения направления рабочей жидкости, а дросселирующие распределители — для изменения направления, расхода и давления рабочей жидкости.

Распределители, применяемые в сельскохозяйственных машинах, выпускаются золотникового, кранового и клапанного типа. В зависимости от числа внешних гидролиний применяют распределители одно-, двух-, трех- и многосекционного исполнения. По числу фиксированных позиций золотников различают двух-, трех- и четырехпозиционные распределители. По виду управления распределители можно классифицировать так: с ручным, механическим, электрическим, гидравлическим, пневматическим и комбинированным управлением.

Золотниковые распределители по конструкции золотника могут быть с цилиндрическим (преимущественно в сельскохозяйственном гидроприводе) и плоским золотниками.

В цилиндрических золотниковых распределителях рабочая пара представлена золотником и гильзой, золотник имеет ряд цилиндрических поясков, а гильза — расточек с острыми кромками. Радиальный зазор между золотником и гильзой составляет 4...10 мкм.

В зависимости от ширины цилиндрического пояска a золотника и цилиндрической расточки b гильзы распределители подразделяют на три группы: с нулевым ($a = b$), положительным ($a > b$) и отрицательным ($a < b$) перекрытиями. Характеристики расходов жидкости Q , для каждого типа распределителей в зависимости от перемещения золотника x показаны на рисунке 44.

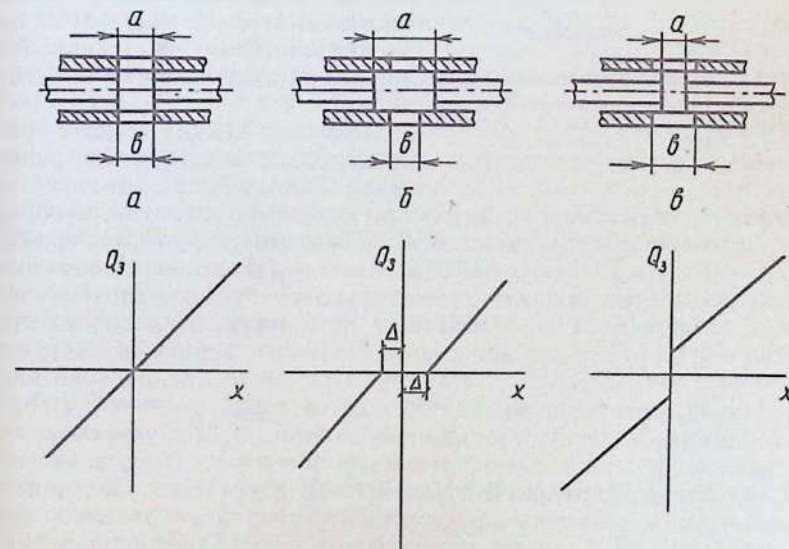


Рис. 44. Схемы золотниковых распределителей с нулевым (а), положительным (б) и отрицательным (в) перекрытием и их расходные характеристики.

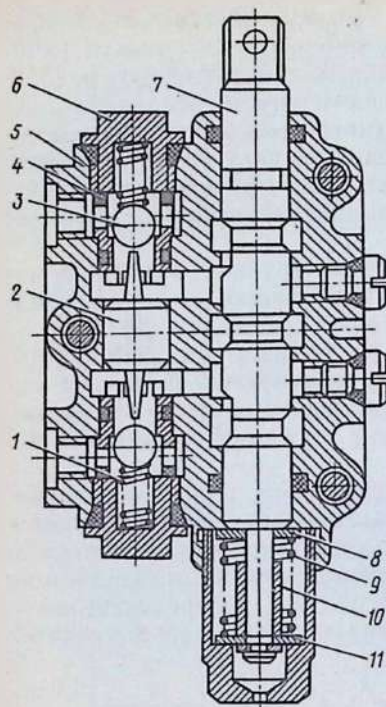


Рис. 45. Секция распределителя:
1, 9 — пружины; 2 — поршень; 3 — обратный клапан; 4 — втулка; 5 — корпус; 6 — пробка; 7 — золотник; 8, 11 — шайбы; 10 — дистанционная втулка.

золотник 7, поршень 2 с двумя толкателями, шариковые обратные клапаны 3 с втулками 4 и пружинами 1, которые пробками 6 крепятся к корпусу. Золотник 7 в нейтральное положение устанавливается под действием пружины 9, опирающейся торцами на шайбы 8 и 11. Шайбы при нейтральном положении золотника усилием пружины прижимаются к торцевым поверхностям расточек корпуса и стакана. При перемещении золотника вверх или вниз одна из шайб касается торца расточки корпуса или торца расточки стакана, а вторая шайба, перемещаясь совместно с золотником, сжимает пружину. Ход золотника ограничен дистанционной втулкой 10. В корпусе под золотником имеется пять кольцевых расточек, через крайние расточки проходят сквозные сливные отверстия, а через центральную расточку — нагнетательный канал. Две средние расточки соединены отверстиями с полостями над и под поршнем 2.

Распределители с нулевым перекрытием (рис. 44, а) обладают линейной характеристикой, но требуют точной фиксации золотника в установленном положении. Распределители с положительным перекрытием (рис. 44, б) имеют большие зоны нечувствительности Δ , хотя обладают меньшими утечками. Распределители с отрицательными перекрытиями (рис. 44, в) имеют повышенные утечки рабочей жидкости, но имеют релейную характеристику расхода. Рабочие окна в гильзах распределителей выполняют в виде круглых отверстий, пазов и отверстий с внутренней расточкой. Рабочие кромки поясков золотников могут быть торцевыми, коническими и с профилированными канавками.

На сельскохозяйственных уборочных машинах устанавливают многосекционные гидравлические распределители. Их технические характеристики приведены в таблице 7.

Рабочая секция такого распределителя показана на рисунке 45. В корпусе 5 находятся золотник 7, поршень 2 с двумя толкателями, шариковые обратные клапаны 3 с втулками 4 и пружинами 1, которые пробками 6 крепятся к корпусу. Золотник 7 в нейтральное положение устанавливается под действием пружины 9, опирающейся торцами на шайбы 8 и 11. Шайбы при нейтральном положении золотника усилием пружины прижимаются к торцевым поверхностям расточек корпуса и стакана. При перемещении золотника вверх или вниз одна из шайб касается торца расточки корпуса или торца расточки стакана, а вторая шайба, перемещаясь совместно с золотником, сжимает пружину. Ход золотника ограничен дистанционной втулкой 10. В корпусе под золотником имеется пять кольцевых расточек, через крайние расточки проходят сквозные сливные отверстия, а через центральную расточку — нагнетательный канал. Две средние расточки соединены отверстиями с полостями над и под поршнем 2.

7. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ

Показатель	Р80-2/3-44	КР-34-9-2	ГА-31000В	Р50-3	151-40-053	34-9-3	ЭГР-1	РЭГ-50
Максимальная пропускная способность, л/мин	80	60	50	60	30	17	90	60
Число золотников	3	1	5-7	5	1	1	1	3
Условный проход, мм	—	—	—	12	2,5	2	—	12
Рабочее давление, МПа	14	2,5	6,3	16	7	5	20	16
Давление срабатывания автоматического устройства возврата золотников в нейтральное положение, МПа	12	5	11	20	—	—	16	20
Масса, кг	15,1	4,7	22,3	19	6,3	7,4	4,5	4,7

Распределение потока рабочей жидкости происходит следующим образом. При перемещении золотника распределителя, например, вверх нагнетательный канал соединяется с полостью, расположенной под поршнем. Под действием силы давления рабочая жидкость открывает верхний запорный клапан и поступает в нагнетательную магистраль гидравлического исполнительного устройства. Одновременно с открытием верхнего клапана поршень 2 под действием силы давления рабочей жидкости перемещается вниз и своим толкателем смещает нижний запорный клапан, открывая путь жидкости со сливной магистрали.

На рисунке 46 показан гидравлический распределитель типа Р75-43. В корпусе 3 размещены три золотника 1, предохранительный 22 и перепускной 6 клапаны. Сверху и снизу корпус закрыт крышками 2 и 9. Управление золотниками осуществляется рычагами 21. Для подвода рабочей жидкости в корпусе золотника имеются полости Н, каналы управления 20 и слива 19.

При нейтральном или «плавающем» положении золотника рабочая жидкость заполняет полость Н, управляющий и сливной каналы. Перепускной клапан 6 вследствие разности площадей и перепада давления в дроссельном отверстии 5, преодолевая силу пружины 4, открывается и рабочая жидкость делится на два потока: часть по каналам 20 и 19 поступает в сливную полость, а другая непосредственно через рабочее окно 7 в сливное окно 8.

В рабочих положениях золотник 1 перекрывает кромкой канал управления 20, давление жидкости по обе стороны дроссельного отверстия 5 выравнивается и перепускной клапан 6 закрывается. Жидкость поступает в полость высокого давления и в зависимости от положения рычага управления проходит в одну из полостей А (Б) и к гидродвигателю, а затем со сливной магистрали через полость Б(А) и рабочие окна распределителя она поступает на слив.

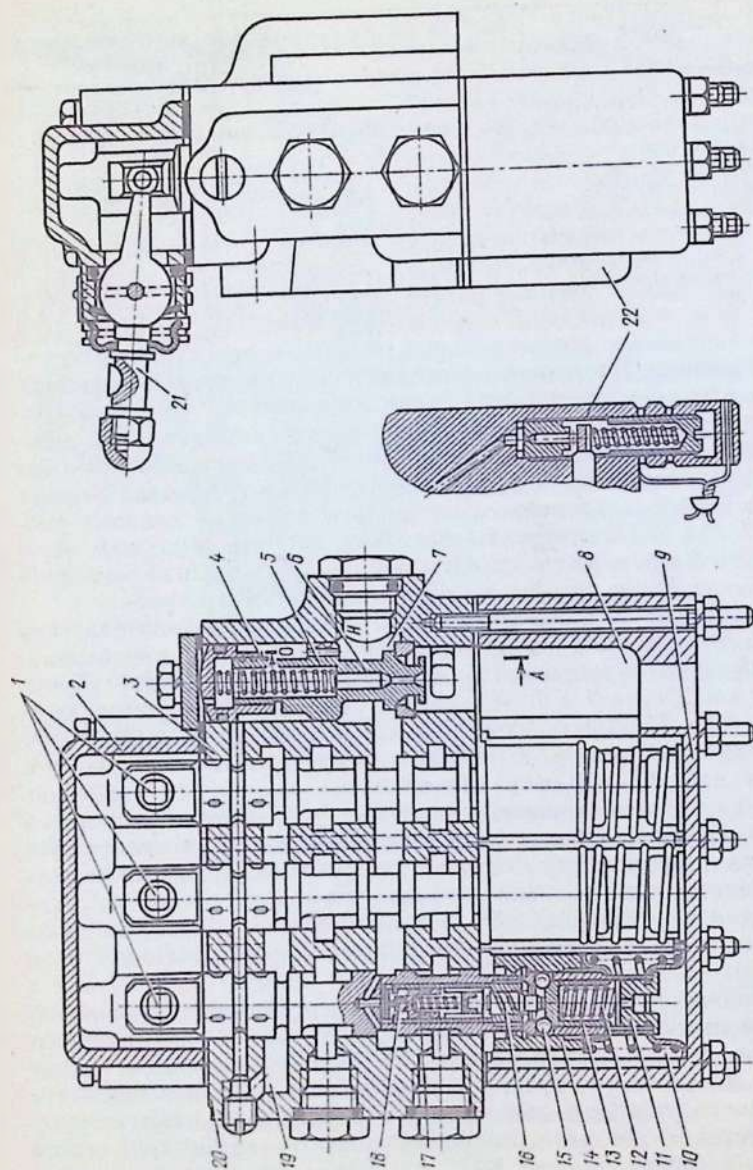


Рис. 46. Распределитель:

1 — золотник; 2, 9 — крышки; 3 — корпус; 4, 10, 12 — пружины; 5 — дроссельное отверстие; 6 — перепускной клапан; 7 — рабочее окно; 8 — сливное окно; 11 — толкатель; 13 — втулка; 14 — обойма; 15 — фиксатор; 16 — направляющая; 17 — гильза; 18 — клапан; 19, 20 — каналы слива и управления; 21 — рычаг; 22 — предохранительный клапан.

При плавающем положении золотника обе магистрали, идущие к исполнительному гидродвигателю, сообщаются со сливной полостью распределителя, а насос разгружается и через перепускной клапан перекачивает жидкость в резервуар. Золотник фиксируется в определенных положениях при помощи шариковых фиксаторов 15, которые удерживаются в гнездах втулкой 13 и пружиной 12. Автоматическое устройство возврата золотника в нейтральное положение находится в нижней части самого золотника. Оно состоит из гильзы 17 с клапаном 18, который прижат к гнезду пружинной и направляющей 16.

Регулировку клапана на давление осуществляют винтом пружины клапана. В нижней части гильзы расположен толкатель 11. На наружную цилиндрическую поверхность золотника надета обойма 14 с тремя внутренними расточками, куда входят шариковые фиксаторы 15. Когда золотник находится в «плавающем» положении, фиксаторы располагаются в верхней расточке, при положении «опускание» — в средней и при положении «подъем» — в нижней. На золотник через обойму 14 действует пружина 10, помещенная между нижним и верхним стаканами. При верхнем положении обоймы, когда она касается выступа корпуса распределителя, пружина через стакан, который резьбой соединен с золотником, отжимает последний вниз. При нижнем положении, когда стакан касается нижней крышки, пружина через стакан отжимает золотник вверх.

Работа автомата возврата золотника в нейтральном положении протекает так. При повышении давления в одной из магистралей до допустимого максимального значения открывается шариковый клапан 18 и жидкость по осевому каналу поступает внутрь золотника, действует на толкатель, который, в свою очередь, сдвигает вниз втулку 13 фиксаторов. При этом фиксаторы выходят из расточки обоймы и пружина 10 возвращает золотник в нейтральное положение. При понижении в системе давления шариковый клапан под воздействием пружины закрывает осевой канал, и пружина 12 возвращает толкатель в исходное положение.

Гидрораспределители с электрогидравлическим управлением типа РЭГ 50-3 устанавливают на самоходных сельскохозяйственных машинах и комбайнах.

В корпусе 1 (рис. 47) имеются запорные клапаны 2, электромагниты 3, клапаны и цилиндрический золотник 4. Золотник имеет кольцевые проточки, цилиндрические пояски, радиальные и осевые сверления, в которых размещены седла клапана 7, центральная втулка 5, кольца. В нейтральное положение золотник устанавливается пружинами 6.

Управление золотником осуществляется кнопкой управления, электрический сигнал от которой поступает на якорь 9 электро-

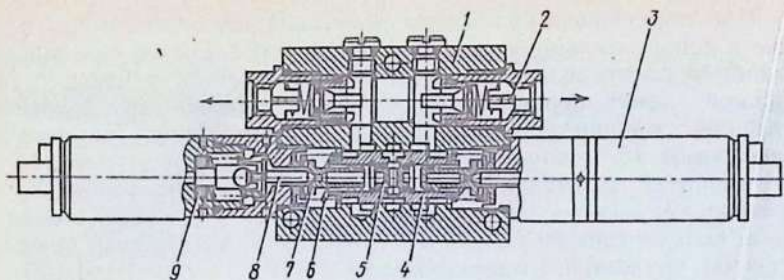


Рис. 47. Электрогидравлический распределитель:

1 — корпус; 2 — запорный клапан; 3 — электромагнит; 4 — цилиндрический золотник; 5 — центральная штулка; 6 — пружина; 7 — седло клапана; 8 — игла; 9 — якорь электромагнита.

магнита, посредством которого смещается игла 8. Золотник открывает канал управления и жидкость поступает в правую или левую секцию запорных клапанов и далее к гидроцилиндрам.

Электрогидравлический распределитель ЭГР-4 предназначен для распределения потока рабочей жидкости от насоса с управлением разгрузкой к гидродвигателю исполнительного механизма. Распределитель состоит из датчиков сервоуправления 1 и 4 (рис. 48), электромагнитов 2 и 3, плунжера 8, рабочих каналов 11 и 12, канала управления 6, подводящего канала 7, обратного клапана 9, подпружиненного реверсивного золотника 5 и выпускного клапана 10.

Работает электрогидравлический распределитель в таком порядке. При фиксировании навесного устройства канал управления сообщается через датчик 4 при обесточенном электромагните 3 со сливом, что обеспечивает разгрузку подводящего канала. Под действием давления в рабочем канале 12, создаваемого весом орудия, обратный и выпускной клапаны разобщают этот канал со сливом.

При подъеме орудия включают электромагнит 3, который перемещает датчик 4 и разобщает канал управления со сливом. При этом под действием давления в канале управления посредством реверсивного золотника плунжер смещается влево от исходного положения, сообщая подводящий канал 7 с рабочим каналом 12, а рабочий канал 11 — со сливом.

Опускание навесного устройства происходит под собственным весом при включении электромагнита 2, который, перемещая датчик 1, сообщает пружинную полость выпускного клапана со сливом. Под действием давления, создаваемого весом навесного орудия, выпускной клапан открывается, что обеспечивает перетекание рабочей жидкости из рабочего канала 12 на слив.

При одновременном включении электромагнитов происходит принудительное опускание навесного орудия.

Распределители с плоскими золотниками и крановые распределители применяют при небольших расходах и давлениях жидкости в промышленных машинах и установках.

Клапанные распределители применяются в быстроразъемных соединениях трубопроводов и в гидрозамках.

Расход жидкости через золотник

$$Q_0 = s \mu_k \sqrt{2g\Delta p / \gamma},$$

где s — площадь проходного сечения рабочего окна; μ_k — коэффициент расхода; Δp — перепад давления; γ — плотность рабочей жидкости.

Если золотник цилиндрический, а проточка в гильзе кольцевая, то площадь проходного сечения

$$s = \pi d_z x,$$

где d_z — диаметр золотника; x — перемещение золотника (открытие окна).

Когда золотник имеет коническую часть с углом α , а проточка в гильзе кольцевая, то площадь проходного сечения

$$s = \pi d_z x \sin \alpha.$$

Если золотник имеет нарезанные под углом α шлицы шириной b , то площадь проходного сечения

$$s = z b x \sin \alpha,$$

где z — число шлицев.

Линеаризованное уравнение расхода Q жидкости (для малых смещений золотника) можно записать в виде

$$Q = k_{Qx} x - k_{Qp} p \quad \text{или} \quad p = k_{px} x - k_{pq} Q,$$

где k_{Qx} , k_{Qp} — коэффициенты расхода в функции открытия золотника и давления; k_{px} , k_{pq} — коэффициенты давления в функции открытия золотника и расхода жидкости.

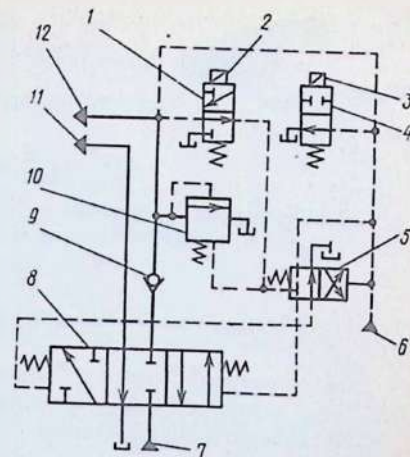


Рис. 48. Схема электрогидравлического распределителя:

1, 4 — датчики сервоуправления; 2, 3 — электромагниты; 5 — реверсивный золотник; 6 — канал управления; 7 — подводящий канал; 8 — плунжер; 9 — обратный клапан; 10 — выпускной клапан; 11, 12 — рабочие каналы.

Коэффициенты уравнений связаны зависимостями

$$k_{Qx}/k_{px} = k_{Qp} = 1/k_{pQ} \text{ или } k_{px}/k_{Qx} = k_{pQ} = 1/k_{Qp}.$$

Коэффициент крутизны расходной характеристики можно получить при $p=0$

$$k_{Qx} \approx \mu b \sqrt{p_0/\rho}.$$

Коэффициент давления

$$k_{px} \approx k_\delta p_0.$$

где k_δ — коэффициент пропорциональности из графика (рис. 49, а) $p_0 = p_n$ — p_{cs} — давление питания.

Сила, необходимая для перемещения золотника, складывается из сил контактного гидродинамического и вязкого трения и определяется выражением

$$F_z = F_x + F_\tau + F_n + F_p + F_i.$$

где F_x — осевая гидродинамическая сила; F_τ — сила трения; F_n — сила инерции; F_p — сила сжатия пружины; F_i — сила, возникающая от неуравновешенных давлений жидкости.

Осевая гидродинамическая сила

$$F_x = Q_s \sqrt{\Delta p \cos \theta} \gamma / g,$$

где θ — угол наклона струи жидкости, $\cos \theta \approx 0,36$.

При расчетах можно принять $F_x = 0,61 \cdot 10^{-2} Q_s \sqrt{\Delta p}$.

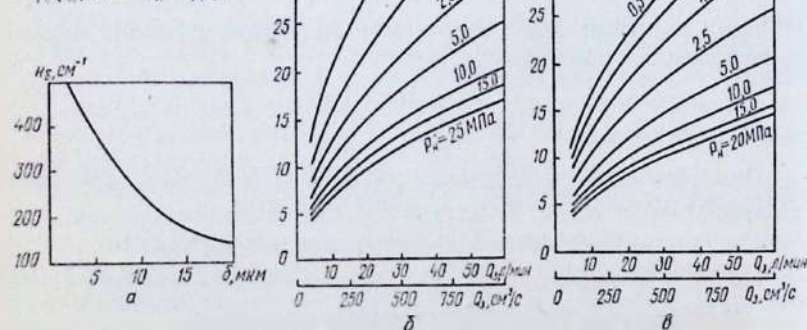
Сила инерции

$$F_n = ma,$$

где m — масса золотника; a — ускорение золотника.

Рис. 49. Графики зависимостей:

а — $k_\delta = f(\delta)$; б — $d_3 = f(Q_s)$; в — $d_n = f(Q_s)$.



Сила трения

$$F_\tau = F_n + F_c,$$

где F_n — сила вязкого трения; F_c — сила сухого трения.

Сила вязкого трения

$$F_n = \frac{\gamma v}{g \epsilon_0} v b l,$$

где $\epsilon_0 = (d_1 - d_2)/2$ — зазор в золотниковой паре; v — относительная скорость; l и b — длина и ширина щели.

Сила сжатия пружины

$$F_n = cx,$$

где c — жесткость пружины.

Радиальный зазор в цилиндрической золотниковой паре

$$\epsilon = \epsilon_0 + \Delta \epsilon_t + \Delta \epsilon_p,$$

где $\Delta \epsilon_t$ — изменение зазора от температуры; $\Delta \epsilon_p$ — изменение зазора от давления.

Изменение зазора (мкм) в цилиндрическом золотнике под действием внутреннего давления жидкости

$$\Delta \epsilon_p = \frac{p d_3}{20} \left(\frac{d_3^2 + d_1^2}{d_1^2 - d_3^2} + \mu_n \right),$$

где μ_n — коэффициент Пуассона ($\mu_n = 0,57$).

Изменение зазора (мкм) в заданном диапазоне температур

$$\Delta \epsilon_t = \frac{d_1}{20} [\alpha_1(t_1 - t_0) - \alpha_2(t_2 - t_0)]$$

или при медленном нагревании или охлаждении

$$\Delta \epsilon_t = \frac{d_1}{20} \Delta \alpha \Delta t,$$

где $\Delta \alpha = \alpha_1 - \alpha_2$; $\Delta t = t_1 - t_0$; α_1 и α_2 — коэффициенты температурного расширения материала гильзы и золотника; t_0 , t_1 , t_2 — температура соответственно жидкости, гильзы и золотника.

Утечки жидкости через кольцевую щель в золотниковом распределителе

$$\Delta Q = \pi d \epsilon^3 \Delta p / (12 \nu p l),$$

где d — диаметр гильзы; l — длина щели.

На рисунке 49, б представлены рекомендуемые зависимости диаметра золотника d_3 от расхода жидкости Q_s и давления p_n на входе, а на рисунке 49, в — зависимости диаметров подводящего и соединяющего каналов d_n от расхода жидкости Q_s и давления на входе.

2.6. РЕГУЛЯТОРЫ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ

2.6.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Регуляторы нагрузок, серийно выпускаемые нашей промышленностью, обеспечивают позиционное регулирование, при котором задается положение орудия (рабочего органа) относительно трактора или остова сельхозмашины, силовое регулирование по поддержанию заданного усилия на рабочем органе и смешанное (комбинированное) регулирование.

Регулятор Р-50 состоит из корпуса 20 (рис. 50, а), в котором расположена подвижная гильза 19, а внутри ее — золотник 18. Пружина 17 отжимает золотник и гильзу в противоположные стороны к соответствующим гайкам 16 и 2. Положение гильзы в корпусе определяется рычагом настройки. При перемещении рычага по сектору через систему рычагов и тягу движение передается винту 21 и далее поступательно движущейся в пазах корпуса гайкой 2 гильзы 19. Золотник 18 перемещается в зависимости от сигнала датчика, который поступает через тяги и рычаги 12 и 13.

Когда регулятор выключен, он не оказывает влияния на работу гидронавесной системы, в которую включается параллельно, и управление ею осуществляется распределителем. Гильза 19 установлена так, что канал Е (рис. 50, б) от насоса перекрыт, канал В управления соединен перепускным клапаном распределителя со сливом, канал Ж полости цилиндра кольцевой выточкой в корпусе соединен с каналом А распределителя, запорный клапан перекрывает выход жидкости из цилиндра.

При регулировании жидкость поступает от распределителя по каналу Г в одну из полостей цилиндра, минуя гильзу и золотник регулятора: из другой полости цилиндра жидкость через корпус регулятора направляется в распределитель (рис. 50, в).

При включенном силовом регулировании гильза 19 устанавливается в заданное положение рукояткой, а золотник 18 силовым датчиком в нейтральное положение относительно гильзы. Канал В перепускного клапана через гильзу 19 и золотник 18 соединен со сливом. Напорная полость цилиндра отсоединена от гидросистемы клапанами 5 и 4, золотником и гильзой.

В процессе регулирования усилие от датчика передается по тяге к золотнику 18, перемещая его вправо относительно зафиксированного положения гильзы 19. Золотник 18 частично или полностью перекрывает канал В управления, и жидкость от насоса через клапаны 5 и 4 направляется в гидроцилиндр (рис. 50, д). В результате подъема уменьшается параметр регулирования, изменяется сигнал датчика и рычаг регулирования 13 устанавливает золотник в нейтральное положение.

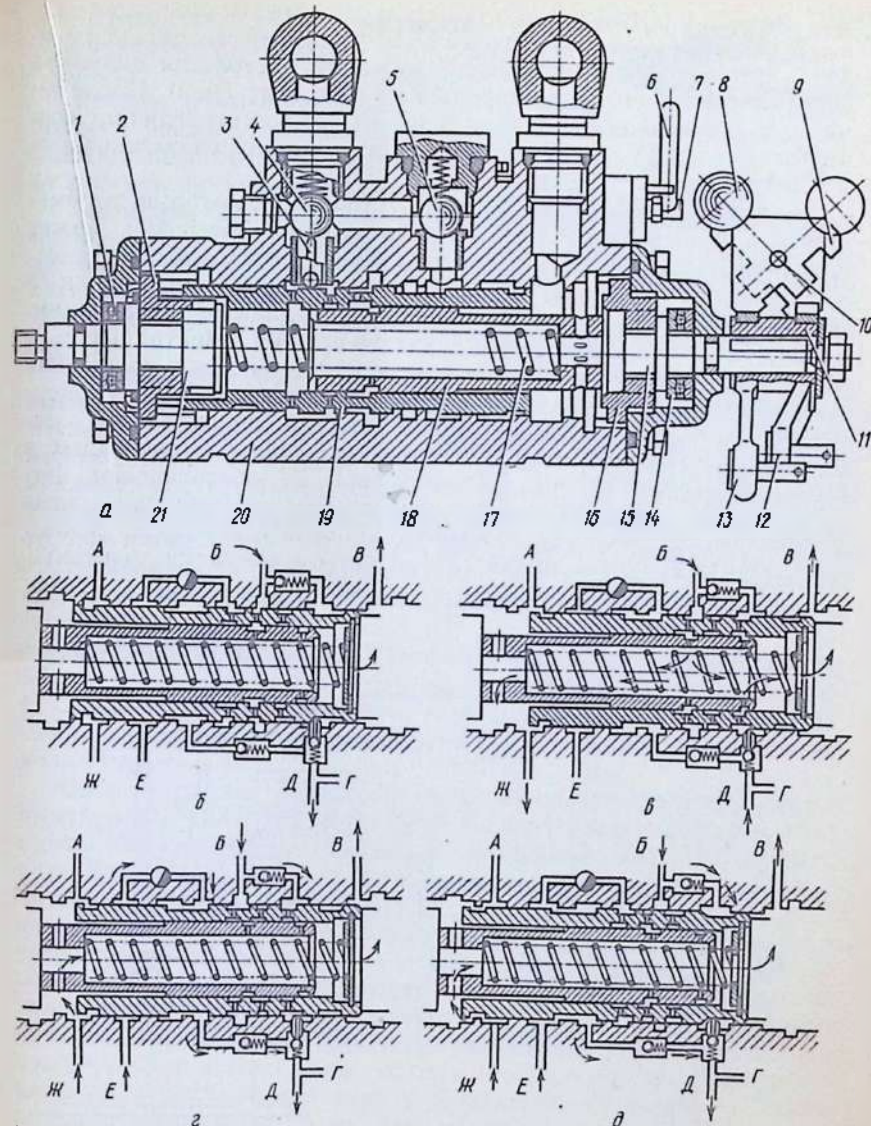


Рис. 50. Регулятор Р-50 (а) и схемы его работы (б, в, г, д):

1, 14 — подшипники; 2 — гайка гильзы; 3 — толкатель запорного клапана; 4 — запорный клапан; 5 — обратный клапан; 6 — ручка регулировочного клапана; 7 — регулировочная ось; 8 — переключатель видов регулирования; 9 — фиксатор переключателя; 10 — ось; 11 — муфта; 12 — рычаг силового регулирования; 13 — рычаг позиционного регулирования; 15 — винт золотника; 16 — гайка золотника; 17 — пружина; 18 — золотник; 19 — гильза; 20 — корпус; 21 — винт гильзы.

При уменьшении параметра регулирования датчик подает сигнал в противоположную сторону и золотник, переместившись влево, открывает щель для выхода жидкости из полости цилиндра через открытый запорный клапан 4 на слив (рис. 50, 2). После изменения положения рабочих органов на требуемую величину возрастает сигнал на датчике, что приводит к перемещению золотника в нейтральное положение.

Регулятор УРН имеет золотник 1 (рис. 51), который, перемещаясь в зависимости от сигналов механизма настройки, может принимать три положения: «Нейтральное» (показано на схеме), «Опускание» и «Подъем». Разгрузочно-переключающий клапан 13 гидравлически управляется золотником и выполняет две функции: 1) разгрузку насоса в положениях золотника «Нейтральное» и «Опускание»; 2) деление потока жидкости от насоса в положении золотника «Подъем» таким образом, что часть жидкости, пропорциональная ходу золотника, направляется в гидроцилиндр, а остальная часть через распределитель с ручным управлением в резервуар гидросистемы. Сервоклапаны 11 обеспечивают четкую работу разгрузочно-переключающего клапана при очень медленном перемещении золотника. Обратный клапан 15 исключает обратный поток жидкости при резком открытии золотника,

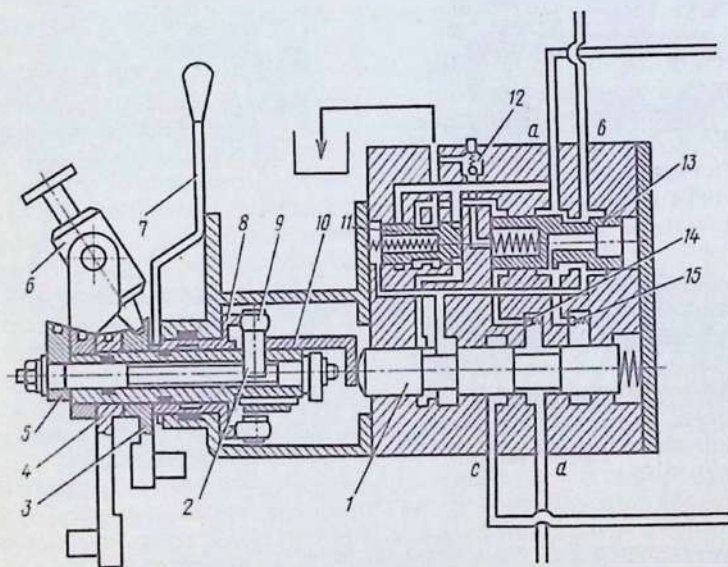


Рис. 51. Схема регулятора УРН:

1 — золотник; 2 — кольцо; 3, 4, 5 — секторы управления; 6 — переключатель; 7 — рычаг настройки; 8 — кулачок; 9 — ролик; 10 — нажимной цилиндр; 11 — сервоклапан; 12 — предохранительный клапан; 13 — клапан разгрузки; 14, 15 — обратные клапаны.

а обратный клапан 14 поддерживает постоянный перепад давлений в системе насос-гидроцилиндр при автоматическом регулировании.

Регулятор имеет подводы: а — от насоса; в — от напорной полости распределителя с ручным управлением; с — от управляющей полости распределителя с ручным управлением и d — от полости подъема гидроцилиндра навесного устройства.

Механизм настройки и переключения видов регулирования предназначен для получения сигнала от датчика, соответствующего желаемому виду регулирования, установки заданного сигнала (настройки), сравнения его с сигналом датчика и передачи сигнала рассогласования на золотник распределителя-регулятора.

Сигналы от датчиков поступают на секторы 3, 4 и 5, которые имеют возможность свободно поворачиваться относительно втулки. Переключателем 6, жестко закрепленным на втулке, можно соединить любой из секторов с втулкой и тем самым включить соответствующий датчик. Сигнал от датчика вызывает поворот втулки с кольцом 2, роликами 9 и нажимным цилиндром 10. При этом кольцо 2, опираясь роликами 9 на винтовую поверхность кулачка 8, связанного с рычагом настройки 7, получает осевое перемещение и через нажимной цилиндр 10 воздействует на золотник.

Для работы в режиме автоматического регулирования золотник распределителя с ручным управлением устанавливают в «плавающую» позицию, при этом полость опускания гидроцилиндра и полость распределителя-регулятора соединяются каналами со сливом.

Если величина входного сигнала соответствует заданной рычагом настройки 7, золотник 1 регулятора находится в положении «Нейтральное». При этом он отделяет канал d от магистрали с, соединяемой со сливом, и переключает клапаны 13 в положение разгрузки. Поток жидкости от насоса проходит каналом а через клапан 13, каналом b через клапан 15 и фильтр в резервуар гидросистемы.

Когда величина входного сигнала становится больше заданной, золотник 1 под действием нажимного цилиндра 10 перемещается вправо в положение «Подъем», при этом он соединяет полость клапана 15 с магистралью d, обеспечивая проход жидкости в цилиндр, и перекрывает канал управления клапаном 11, соединяемый магистралью b со сливом. Клапан 11 под давлением перепуска перемещается влево и соединяет обе полости клапана 13 через жиклер. Клапан 13, на который воздействует пружина, перемещается вправо и отъединяет канал а от магистрали b; при этом давление в системе поддерживается постоянным (оно определяется давлением в гидроцилиндре и сопротив-

лением клапана 14). Поэтому в гидроцилиндр поступает количество жидкости, пропорциональное ходу золотника (величине входного сигнала) от насоса через магистраль *a*, клапаны 13 и 15, золотник 1 и магистраль *d*, остальная часть жидкости сливается в резервуар через магистраль *b*. Небольшое количество жидкости поступает в гидроцилиндр через жиклер и клапан 14. Подача жидкости в гидроцилиндр продолжается до тех пор, пока величина входного сигнала не окажется равной заданной и золотник 1 не займет положение «Нейтральное». Если величина входного сигнала меньше заданной, золотник 1 под действием пружины перемещается в положение «Опускание» и обеспечивает выпуск жидкости из гидроцилиндра через магистраль *c*, золотник распределителя с ручным управлением в резервуар.

Выпуск жидкости продолжается до наступления соответствия входного сигнала заданной величине и установки золотника 1 в нейтральное положение. При одновременной работе системы автоматического регулирования и дополнительных потребителей, подключаемых к золотнику распределителя с ручным управлением, обеспечивается предпочтительное питание системы автоматического регулирования, а избыток жидкости направляется через магистраль *b* и золотник к дополнительному потребителю.

Для подъема орудия в транспортное положение золотник распределителя с ручным управлением переводят в положение «Подъем», при этом он перекрывает канал управления распределителя и клапан под действием пружины закрывается. Поток жидкости от насоса проходит через магистрали *a* и *b*, золотник, магистраль *c*, обратный клапан и подвод *d* в гидроцилиндр. Подъем орудия в транспортное положение с максимальной скоростью происходит независимо от положения золотника 1 регулятора. По окончании подъема золотник распределителя переключается в положение «Нейтральное» и орудие удерживается в транспортном положении независимо от положения золотника 1 регулятора.

Электрогидравлический регулятор состоит из электрогидравлического усилителя 1 (рис. 52) типа сопло — заслонка и универсального регулятора нагрузок 2.

Принцип работы электрогидравлической следящей системы заключается в следующем. При автоматическом регулировании включается электронная командная часть. В случае изменения режима работы сигнал от электрического датчика в виде изменяющегося напряжения передается на пульт управления, где он суммируется с заданным режимным сигналом и дает сигнал рассогласования. Сигнал рассогласования, усиленный электронным усилителем, поступает на электрогидравлический усилитель 1, где происходит преобразование электрического сигнала в перемещение штока толкателя 3, который управляет золотником универ-

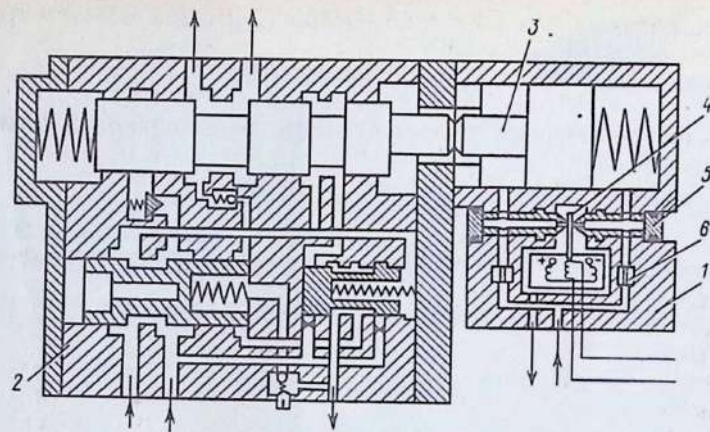


Рис. 52. Схемы электрогидравлического регулятора:

1 — усилитель сопло — заслонка; 2 — регулятор УРН; 3 — толкатель; 4 — заслонка; 5 — сопло; 6 — дроссель.

сального регулятора. При возникновении сигнала рассогласования в электрогидравлическом усилителе за счет намагничивания сердечника происходит отклонение заслонки 4 от нейтрального положения, которая закрывает одно из выходных отверстий сопла. В этом случае давление жидкости, поступающей от насоса через дроссельные отверстия, в полости с закрытым соплом резко возрастает, что приводит к смещению толкателя 3 и золотника регулятора. Поток жидкости через дросселирующие щели золотника поступает в полость гидроцилиндра, который управляет положением орудия или рабочего органа, доводя его до заданного, а следовательно, и сигнал в цепи обратной связи устанавливается нулевым. Если положение орудия соответствует установленному, то сигнал рассогласования на входе усилителя равен нулю ($\Delta U = 0$) и система находится в равновесии. В случае смешанного регулирования включается электронная командная часть в режим смешанного регулирования.

Четкость и качество работы в большей степени будут зависеть от работы гидравлического усилителя 1. Гидравлическая система сопло — заслонка рассматривается как регулируемое дроссельное устройство, проходное отверстие которого изменяется при смещении заслонки. Площадь дросселирующего отверстия $F = F_c z$, т. е. равна площади поперечного сечения сопла $F_c = \frac{1}{4} \pi d_c^2$, при максимальном удалении заслонки на $z = 2h_0$ (здесь h_0 — максимальный ход заслонки гидроусилителя от нейтрального положения в одну сторону). При этом максимальный ход заслонки $h = \frac{1}{8} d_c$.

Расход жидкости в системе сопло — заслонка можно определить по формуле

$$Q_c = \mu_c \lambda d_c z \sqrt{2p/\rho}$$

Для простоты инженерных расчетов коэффициент μ_c находят по формуле

$$\mu_c = \mu_0 - \Delta\mu U_h,$$

где μ_0 — коэффициент расхода при нейтральном положении заслонки ($z = h_0$); U_h — безразмерный коэффициент смещения золотника от нейтрального положения

$U_h = \frac{h}{h_0}$; $\Delta\mu$ — изменение коэффициента расхода при смещении золотника от нейтрального положения.

Отсюда можно записать

$$Q_c = \frac{G}{h_0} \sqrt{p},$$

где p — давление на входе в сопло; G — гидравлическая проводимость системы сопло — заслонка при смещении золотника на расстояние $z = h_0$.

$$G = \sqrt{\frac{2}{\rho}} \mu_c \lambda d_c h_0,$$

где ρ — плотность жидкости; d_c — диаметр сопла; h_0 — максимальный ход заслонки от нейтрала.

В зависимости от давления изменяется сопротивление датчика и напряжения. При этом меняется положение заслонки, а следовательно, и давление в междроссельных камерах. Эти камеры соединены с полостью второго каскада усилителя системы поршень — золотник. Перемещение золотника позволяет направить поток жидкости в соответствующую полость гидроцилиндра и выравнять давление.

2.6.2. СКОРОСТНЫЕ, ЧАСТОТНЫЕ И НАГРУЗОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛЯТОРОВ

Особенностью регулятора Р-50 и УРН является различие характеров изменения скорости движения поршня гидроцилиндра в зависимости от величины рассогласования по золотнику или управляющему рычагу регулятора (рис. 53).

Регулятор Р-50 обеспечивает релейную зависимость (скоростную характеристику), регулятор УРН — пропорциональную. Наличие релейной характеристики повышает быстродействие системы автоматического регулирования, но вместе с тем при определенных сочетаниях параметров может оказать и отрицательное влияние. Так при работе тракторов Т-25А, Т-40, МТЗ-80, оснащенных регулятором Р-50, наблюдаются повышенные динамические

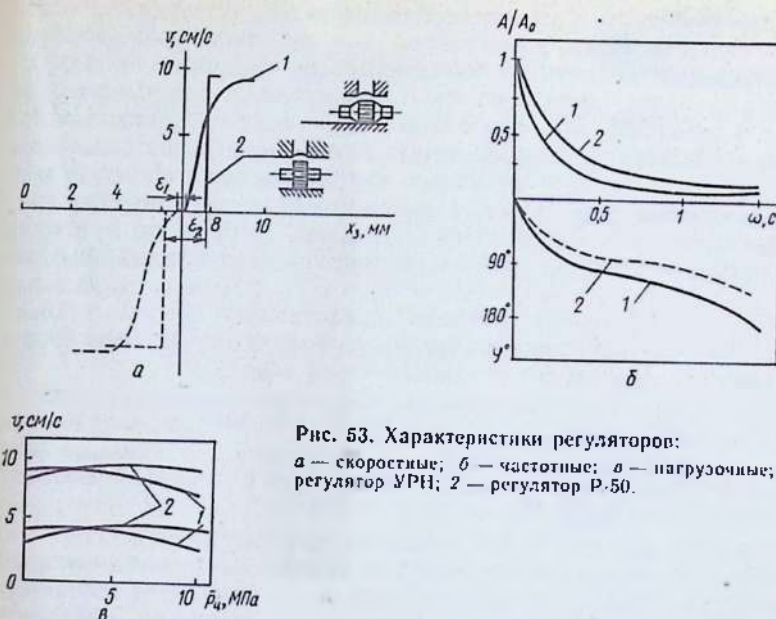


Рис. 53. Характеристики регуляторов: а — скоростные; б — частотные; в — нагрузочные; 1 — регулятор УРН; 2 — регулятор Р-50.

ческие нагрузки на трактор с небольшой зоной устойчивости системы. Для снижения действия этих факторов необходимы специальные меры (увеличение зоны нечувствительности, уменьшение подводимого к регулятору расхода и др.). На тракторах с регулятором УРН обеспечивается плавная работа системы независимо от значения рассогласования.

На характеристику скорости влияет форма сечения проходного канала регулятора. На рисунке 53, а представлены скоростные характеристики основных гидравлических агрегатов системы автоматического регулирования (регулятор — гидроцилиндр ЦС-110). Из характеристик видно, что при совместной работе Р-50 с гидроцилиндром коэффициент усиления k_v без учета зоны нечувствительности ϵ равен бесконечности, в то время как применение УРН снижает этот коэффициент. С учетом зоны нечувствительности коэффициент усиления зависит от амплитуды рассогласования и возрастает с увеличением скорости при условии отсутствия ограничения по расходу.

Скорость поршня $v = k_v x$, при $x_i > \epsilon$ (здесь x_i — перемещение золотника). Величина k_v является одним из важных показателей, определяющих работу привода автоматического регулирования, в частности от него зависит характер скоростной характеристики, т. е. при малых смещениях управляющего золотника

поршень приобретает скорость с большими ускорениями. Работа систем автоматического регулирования с большими скоростями сопровождается динамическими ударами. Влияние амплитуды случайной нагрузки на систему автоматического регулирования больше у регулятора Р-50. Это хорошо видно из частотных характеристик агрегатов, полученных при разных ходах золотника (рис. 53, б). Из представленных характеристик следует, что с увеличением частоты поршень гидроцилиндра не успевает отрабатывать входные воздействия со стороны поля, и это приводит к уменьшению амплитуды его колебаний и запаздыванию по фазе.

Нагрузочные характеристики представляют собой зависимость скорости движения штока от значения нагрузки (рис. 53, в). Известно, что расход жидкости через золотник

$$Q_z = \mu_s s \sqrt{2(p_n - p_n)/\rho} - k_{yt} \Delta p,$$

где μ_s — коэффициент расхода; s — площадь сечения; p_n, p_n — давления соответственно развиваемое насосом и в гидроцилиндре; ρ — плотность жидкости; k_{yt} — коэффициент утечек; Δp — перепад давления.

Однако конструктивной особенностью регулятора УРН является поддержание постоянного перепада на дросселирующей кромке золотника, т. е. $p_n - p_n = \text{const}$. Расход Q_z , а соответственно и скорость зависят лишь от величины открытия золотника.

Сохранение скорости при увеличении нагрузки — положительное свойство гидропривода с постоянным расходом. В то же время у приводов с постоянным давлением при увеличении нагрузки скорость существенно уменьшается, что ведет к запаздыванию срабатывания системы, а следовательно, к перегрузке двигателя.

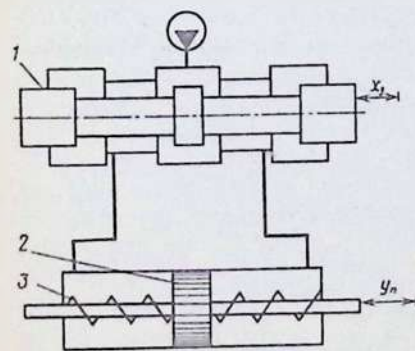


Рис. 54. Гидравлический усилитель мощности:

1 — распределитель; 2 — гидроцилиндр; 3 — пружина возврата.

2.7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УСИЛИТЕЛИ МОЩНОСТИ

Для преобразования сигнала управления в виде перемещения или в виде усилия (момента) при управлении гидрораспределителями клапанов, регулируемых дросселей и насосов, а также гидродвигателей применяют гидравлические усилители мощности. Гидроусилители могут быть одно-, двух- и многокаскадными. Разновидность гидроусилителей — электрогидравлические усилители и преобразователи.

Гидроусилитель без обратной связи состоит из распределителя 1 (рис. 54), гидроцилиндра 2 и возвратных пружин 3.

При перемещении управляющего элемента распределителя 1 из нейтрального положения изменяется перепад давления в рабочих полостях гидроцилиндра 2, его шток смещается до тех пор, пока сила сжатия пружин 3 не уравнивает силу, обусловленную перепадом давления.

Гидроусилители с кинематической обратной связью применяются в рулевых управлениях тракторов и сельхозмашин, в системе автоматического регулирования загрузки и положения рабочих органов.

2.8. ДАТЧИКИ ОБРАТНОЙ СВЯЗИ

Измерительным элементом, воспринимающим изменение сопротивления нагрузки на рабочих органах, может быть коническая, цилиндрическая (рис. 55, а) или пластинчатая пружина (рис. 55, б), упругий торсион (рис. 55, в), гидростатический датчик (рис. 55, г) или электрический датчик давления типа ТДД. На отечественных тракторах класса 0,6 и 0,9 применяется коническая или цилиндрическая витая пружина, через которую верхней тягой механизма навески орудие связано с остовом трактора. На тракторах класса 1,4 нашли применение пластинчатые пружины, также связанные с верхней тягой механизма навески. Гидростатическое приемное устройство, состоящее из двух гидростатических датчиков 1 (рис. 55, г), связанных с правой и левой нижними тягами механизма навески и суммирующего устройства 2, применяется на тракторах средней мощности 3,0.

Измерительный элемент в виде упругого торсиона рекомендуется для тракторов средней и большой мощности 3,0...5,0. Электрические датчики давления, установленные в силовой

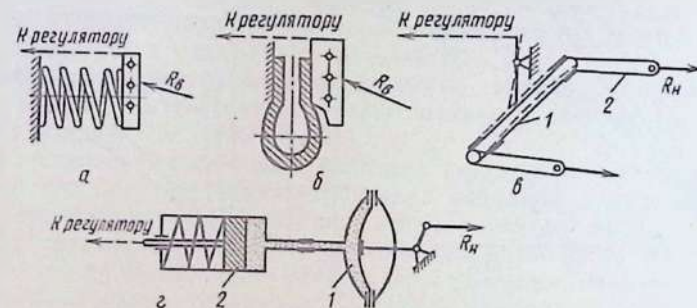


Рис. 55. Схемы датчиков обратной связи:

а — цилиндрическая пружина; б — пластинчатая пружина; в — торсион; г — гидростатический датчик.

полости гидроцилиндра, могут использоваться на тракторах и сельскохозяйственных машинах с электрогидравлической системой регулирования. Во всех случаях сигнал от измерительного элемента передается на управляющий золотник регулятора.

Характеристики пружинных устройств. В зависимости от вида выполняемых работ связь верхней тяги с силовой пружиной может осуществляться через нижнее, среднее или верхнее отверстие серги.

Датчик силового регулирования размещен на кронштейне поворотного вала механизма навески. Усилие, возникающее при работе с навесной машиной в центральной тяге, передается серге, которая поворачивается вокруг пальца. Усилие сжатия воспринимается пластинчатой пружиной, усилие растяжения — цилиндрическими пружинами, находящимися в расточке кронштейна. Усилие от деформации пружины передается золотнику.

Тяговые характеристики, которые показывают деформацию пружины или изменение угла поворота рычага золотника регулятора в зависимости от нагрузки на верхней тяге, представлены на рисунке 56. Перемещение золотника регулятора

$$x_3 = R_{\text{вт}} i_3 / c,$$

где $R_{\text{вт}}$ — усилие в верхней тяге; i_3 — передаточное отношение; c — жесткость пружины.

Зона регулирования гидросистемы трактора Т-25А по тяговому усилию находится в пределах 600...1700 Н, низкая чувствительность этой системы не позволяет достичь высокого качества при работе с орудиями среднего тягового сопротивления.

Усилие в верхней тяге $R_{\text{вт}}$ механизма навески зависит от

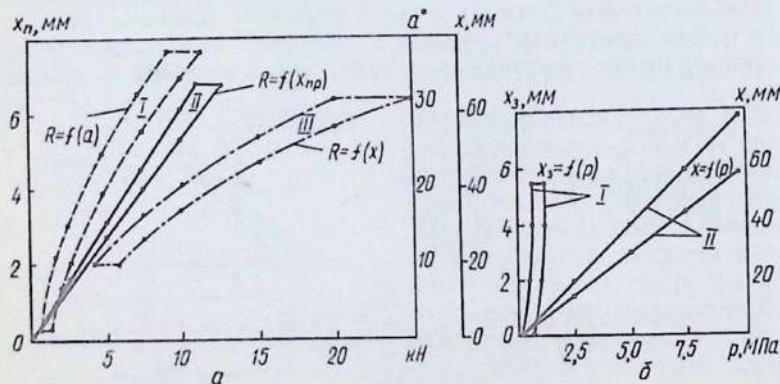


Рис. 56. Характеристики датчиков:

a — механических (I, II, III — графики для датчиков тракторов соответственно Т-25А, МТЗ-80, Т-150); b — гидравлических (I — гидростатического, II — электрогидравлического).

глубины обработки почвы и коэффициента обратной связи $k_{\text{ос}}$. Оно определяется по формуле

$$R_{\text{от}} = R_{\text{тр}} - k_{\text{ос}} (y_n - y_r),$$

где $R_{\text{тр}}$ — заданный режим работы трактора; y_n и y_r — глубина обработки и погружения колес трактора.

Коэффициент обратной связи по верхней тяге можно подсчитать так:

$$k_{\text{ос}} = R_r / (3y_n) = k_0 y_n / 3,$$

где R_r — тяговое сопротивление орудия; k_0 — коэффициент удельного сопротивления орудия.

Зона регулирования гидросистемы трактора МТЗ изменяется в пределах 700...1400 Н, что указывает на лучшую чувствительность пластинчатых пружин по сравнению с цилиндрическими и позволяет применить силовое регулирование как на операциях с высоким тяговым сопротивлением (пахота), так и со средним (культивация, фрезерование). Характеристика датчика торсионного типа (трактор Т-150) показана на рисунке 56, а.

Характеристика гидростатических устройств. В зависимости от тягового сопротивления и деформации диафрагмы гидростатического датчика I (рис. 55, з) меняется давление в полости сумматора 2, шток которого управляет золотником регулятора.

Давление жидкости в гидростатическом датчике

$$p_{\text{тс}} = \frac{c_1 x_c}{s} + \frac{s}{G_{\text{зр}}} \frac{dx_c}{dt},$$

где c_1 — жесткость пружины сумматора и регулятора; x_c — перемещение поршня сумматора; $G_{\text{зр}}$ — проводимость жиклера.

На рисунке 56, б представлена характеристика I приемного устройства гидростатического типа $x_3 = f(p)$ (для $f = 3,14 \text{ см}^2$, $c_1 = 90 \text{ Н/см}$, $d_{\text{ж}} = 0,4 \text{ мм}$), которая является нелинейной функцией от входного давления, пропорционального нагрузке в горизонтальных тягах трактора.

Зона нечувствительности обусловлена силами сухого трения в шарнирах и нечувствительностью датчика и соответствует тяговому усилию 720...2150 Н.

В электрогидравлических системах регулирования возможно применение простейших электрических датчиков давления типа ТДД, характеристика II которого носит линейный характер.

При отклонении давления от заданного значения поступает электрический сигнал через электронный усилитель на вход электрогидравлического усилителя. Перемещение штока электрогидравлического усилителя передается золотнику регулятора, который регулирует поток жидкости, поступающей в полость гидроцилиндра, и в силовом цилиндре устанавливается давление, равное заданному.

3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Жидкость — физическое тело, обладающее свойствами абсолютной текучести, вследствие чего она не имеет собственной формы и в состоянии равновесия принимает форму резервуара, в котором находится. Рабочая жидкость выполняет в гидроприводе важные и многосторонние функции, так одновременно является элементом гидропривода, смазывающей, антикоррозионной и охлаждающей средой. При выборе рабочей жидкости для гидросистем следует учитывать ее физические и химические свойства. Рабочая жидкость должна быть дешевой, доступной и приемлемой для хранения и эксплуатации. Она не должна отрицательно воздействовать на уплотнения и уплотняющие материалы. Основные критерии оценки качества рабочей жидкости — плотность, вязкостно-температурные свойства, химическая и физическая стабильность, агрессивность по отношению к резиновым уплотнениям, смазочная способность.

Самое широкое распространение в качестве рабочих агентов получили минеральные жидкости нефтяного происхождения, состоящие из углеводных полимеров, а также синтетические жидкости на основе сложных эфиров и фтороуглеродных полимеров. Свойства рабочих жидкостей оцениваются их вязкостью и способностью образовывать на поверхностях деталей адсорбированные пленки. При проектировании гидропривода необходимо прогнозировать его работу с учетом данных различных температур и давлений, запыленности окружающей среды, размера абразивных частиц, наличия нерастворенной газовой воздушной составляющей, что оказывает определенное влияние на свойства рабочих жидкостей.

3.2. ПЛОТНОСТЬ

Распределение массы в пространстве, занятом жидкостью или газом, характеризуется плотностью. Среднее значение плотности среды в некотором малом объеме ΔV определяется как отношение заключенной в нем массы Δm к самому объему, т.е.

$$\rho_p = \Delta m / \Delta V.$$

При равномерном распределении массы плотность

$$\rho = m / V.$$

Иногда для характеристики распределения массы в пространстве применяют величину, обратную плотности, называемую удельным объемом,

$$v = 1 / \rho.$$

Плотность движущей среды зависит от температуры и давления, а последнее — от характера среды. В общем случае плотность можно представить в виде функции координат времени $\rho = f(x, y, z, t)$.

Плотность минеральных жидкостей колеблется для различных их марок в пределах $\rho = 830 \dots 940 \text{ кг/м}^3$. В технике пользуются понятием удельный вес γ , который определяется силой тяжести единицы объема вещества. Удельный вес также можно определить через плотность и ускорение свободного падения $\gamma = \rho g$.

Плотность жидкости зависит от температуры, ввиду чего с изменением последней изменяется также и удельный объем жидкости. Указанная зависимость характеризуется температурным коэффициентом объемного расширения $\alpha_k (1/^\circ\text{C})$, представляющим собой физическую величину, выражающую относительное изменение объема жидкости при изменении температуры на 1°C , т.е.

$$\alpha_k = \Delta V \Delta t / V_0,$$

где $\Delta V / V_0$ — относительное изменение рассматриваемого начального объема V_0 жидкости; $\Delta V = V - V_0$ (V_0 и V — объемы жидкости соответственно при температурах t_0 и t); $\Delta t = t - t_0$ (t_0 и t — соответственно начальная и конечная температуры жидкости).

Следовательно, новый объем жидкости при температуре t

$$V = V_0 + \Delta V = V_0 (1 + \alpha_k \Delta t),$$

а плотность жидкости ρ при заданной температуре $t = t_0 + \Delta t$

$$\rho = \rho_0 / (1 + \alpha_k \Delta t),$$

где ρ_0 — плотность при нулевом давлении.

Значение температурного коэффициента объемного расширения для минеральных масел можно принять в диапазоне давлений $0 \dots 20 \text{ МПа}$ равным $5 \cdot 10^{-4} < \alpha_k < 8,4 \cdot 10^{-4}$, причем нижний предел соответствует 40°C , а верхний — 80°C .

Максимальное значение температурного коэффициента объемного расширения имеют синтетические жидкости, например, для силиконов

$$7,8 \cdot 10^{-4} < \alpha_k < 10,0 \cdot 10^{-4}.$$

Плотность капельных жидкостей в распространенном температурном диапазоне изменяется незначительно, поэтому при гидравлических расчетах во многих случаях достаточно принять постоянные значения этих параметров. Но в некоторых условиях в результате объемного расширения жидкости при изменении ее температуры такое допущение может привести к нарушениям функционирования гидросистемы, т. е. в результате нагрева может произойти переполнение резервуаров жидкостью и их разрушение.

При нагревании жидкости вследствие разницы в значениях температурного коэффициента объемного расширения жидкости и металлов происходит повышение давления Δp , которое при изменении температуры от t_1 до t_2 составит

$$\Delta p = E_{\kappa}(\alpha_{\kappa} - \alpha_m)(t_2 - t_1),$$

где E_{κ} — объемный модуль упругости жидкости; α_{κ} и α_m — температурные коэффициенты объемного расширения жидкости и металла, из которого изготовлен гидравлический элемент.

Для распространенных рабочих жидкостей с объемным модулем сжатия $E_{\kappa} = 1400 \dots 2000$ МПа плотность ρ при давлениях порядка 15...20 МПа незначительно отличается от плотности ρ_0 при нулевом давлении, поэтому при расчете гидросистем обычно полагают, что плотность не зависит от давления.

3.3. ВЯЗКОСТЬ

Вязкость характеризуется способностью жидкости сопротивляться деформации сдвига или скольжению ее слоев при воздействии внешних сил. Различают объемную и тангенциальную вязкость. Объемная вязкость проявляется при сжатии и растяжении жидкости, вызывая сдвиг по фазе между объемной деформацией и давлением и рассеивание энергии при упругих колебаниях. Тангенциальная вязкость показывает способность жидкости сопротивляться сдвигу одного слоя относительно другого. Объемную вязкость рабочих жидкостей обычно не учитывают при проведении технических расчетов.

При течении жидкости вследствие внутреннего трения возникают касательные силы. Согласно закону Ньютона касательное напряжение трения (сила) между двумя слоями прямолинейно движущейся вязкой жидкости пропорционально отношению к единице длины изменению скорости по нормали к направлению движения

$$T = \mu F dv/dn,$$

где μ — коэффициент пропорциональности, называемый динамическим коэффициентом вязкости, F — площадь рассматриваемой поверхности, по которой про-

исходит сдвиг; dv/dn — градиент скорости по нормали к поверхности (v — скорость движения жидкости; n — расстояние между слоями жидкости перпендикулярно направлению движения).

Вязкость проявляется лишь при течении жидкости, а в покоящейся жидкости касательные напряжения равны нулю.

В гидравлических расчетах потоков применяется отношение динамической вязкости μ к плотности ρ жидкости, которое называется кинематической вязкостью и измеряется в $\text{м}^2/\text{с}$:

$$\nu = \mu/\rho.$$

Вязкость масла по стандарту СССР дается при температуре 50 °С.

Для определения вязкости наибольшее распространение получили вискозиметры Пинкевича, Оствальда и Энглера, в которых, нагретая до желаемого состояния, жидкость истекает в определенном объеме через калиброванное отверстие, а время истечения фиксируется секундомером. Кинематический коэффициент вязкости при определении прибором Оствальда вычисляют по формуле

$$\nu = ct,$$

где c — постоянная прибора, определяемая опытным путем из сопоставления протекания испытуемой жидкости и воды; t — время истечения жидкости.

При замере вязкости вискозиметром Энглера используют относительные вязкости. Время истечения 200 см^3 испытуемой жидкости из вискозиметра Энглера называют вязкостью в секундах Энглера. Отношение этого времени к времени истечения дистиллированной воды при температуре 4 °С в том же вискозиметре называют вязкостью в градусах Энглера ($E_{\text{град}}$), причем

$$\nu = 0,0732 E_{\text{град}} - 0,0631/E_{\text{град}}.$$

С повышением температуры вязкость жидкостей понижается. На рисунке 57 показаны кривые зависимости вязкости применяемых в гидросистемах минеральных масел от температуры. Очевидно, чем меньше вязкость зависит от температуры, тем выше качество и лучше эксплуатационные свойства рабочей жидкости.

Влияние температуры на вязкость выражается уравнением

$$\nu_t = \nu_{50}(50/t)^n,$$

где n — показатель степени, зависящий от вязкости рабочей жидкости.

Ниже приведены значения показателя n для различной вязкости при температуре 50 °С.

Это уравнение справедливо для легких минеральных жидкостей при $n \leq 2,77$ в температурном интервале 30...150 °С, а для тяжелых минеральных жидкостей при $n \geq 2,77$ в температурном интервале $t \leq 40 \dots 110$ °С. Температурный предел работоспособ-

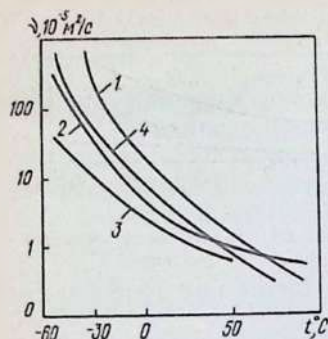


Рис. 57. Зависимость вязкости жидкостей от температуры:
1 — АУ; 2 — АМГ-10; 3 — ЖРМ;
4 — М-10Г.

Изменение параметров вязкости жидкости от температуры приводит к нежелательным явлениям: возрастают утечки в элементах гидропривода, падают подача насосов и мощность гидромоторов, изменяется динамика гидропривода. На рисунке 58 показана зависимость изменения подачи насоса НШ-32 от повышения температуры рабочей жидкости. Работая в тяжелых полевых условиях, сельскохозяйственные машины и гидросистемы испытывают значительные колебания температуры как во время года, так и за одни сутки. Так, в летнее время перепады температуры за сутки эксплуатации могут колебаться от 20 °С (на территории европейской части) до 50 °С (на территории Средней Азии).

Для обеспечения высокой долговечности гидропривода машин необходимо учитывать условия эксплуатации.

Зависимость возрастания температуры рабочей жидкости от продолжительности работы гидросистемы носит экспоненциальный характер

$$T(t) = v_c [1 - e^{-a(t-c)}] + T_0,$$

где v_c — показатель скорости увеличения температуры рабочей жидкости в определенных условиях эксплуатации, град; e — основание натуральных логарифмов; a — показатель экспоненты, 1/ч; t — время работы; c — постоянная времени, связанная с первоначальным периодом прогрева жидкости; T_0 — температура окружающей среды.

$E_{гр\text{од}}$	1,5	2	3	4	5	7	10	15
n	1,59	1,79	1,99	2,13	2,24	2,42	2,56	2,75

$E_{гр\text{од}}$	20	25	30	35	50	65	80
n	2,86	2,96	3,06	3,10	3,17	3,32	3,42

Продолжение

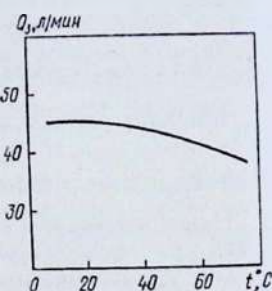


Рис. 58. Зависимость подачи насоса от температуры жидкости.

ности этих жидкостей для закрытых систем ограничивается значением 120 °С, а коэффициент теплопроводности $k_{тл} = 1,23$ кДж/(см·с·°С). При использовании жидкостей с высокой зависимостью вязкости от температуры затрудняется работа гидросистемы в зимних условиях эксплуатации.

При практических расчетах зависимость вязкости минеральных жидкостей, применяемых в гидросистемах, от давления можно подсчитать по приближенному выражению

$$v_p = v(1 + kp),$$

где v_p и v — кинематическая вязкость при давлениях соответственно p и атмосферном; k — коэффициент, зависящий от сорта (для легких жидкостей при $v_{50} < 1,5 \cdot 10^{-3}$ м²/с $k = 0,002$ и для тяжелых при $v_{50} > 1,5 \cdot 10^{-3}$ м²/с $k = 0,003$; p — давление жидкости).

В качестве рабочей жидкости гидропривода чаще всего используют загущенные минеральные жидкости, представляющие собой раствор полимерной присадки в маловязкой масляной основе. Присадка увеличивает вязкость при повышенных температурах, примерно сохраняя или улучшая значение температурного градиента вязкости. Для гидроприводов транспортных установок во всех климатических зонах используют загущенные минеральные жидкости на нефтяной основе с присадками (АМГ-10), для гидроприводов, работающих в помещениях, чаще всего применяют минеральные жидкости на нефтяной основе (АУ). Минеральные жидкости (ЖРМ) на силиконовой основе с присадкой реализуются для авиационных гидроприводов, а жидкости (М-10) и другие — для сельскохозяйственных машин. Краткие технические характеристики рабочих жидкостей, используемых в гидроприводах сельскохозяйственных машин, представлены в таблице 8.

3.4. ГАЗОВОЗДУШНЫЕ СОСТАВЛЯЮЩИЕ

Для гидросистем требуется, чтобы жидкости при работе не изменяли своих первоначальных физических и химических свойств, т.е. сохраняли в условиях эксплуатации физическую и химическую стабильность. Рабочая жидкость почти всегда неоднородна вследствие растворимости в ней воздуха и трудности его удаления при заполнении рабочего пространства гидропривода, возникновения кавитационных явлений на вибрирующих смоченных поверхностях, а также гидродинамического понижения давления. Газовоздушная составляющая жидкости может быть как в растворенном состоянии, так и в нерастворенном в виде

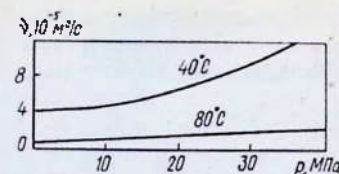


Рис. 59. Зависимость вязкости жидкости от давления.

8. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ

Показатель	ДП-8	ДП-11	ДС-8	ДС-11	М8Г	М10Г	ИС 20	ИС 30	АМГ-10	ЭШ	МГ-30
Кинематическая вязкость при 100 °С, сСт	8...9	10...12,5	7,5...8,5	10,5...11,5	7,5...8,5	10,5...11,5	17...23	27...33	10	23	26,1
Содержание механических примесей, %, не более	0,005	0,005	0,01	0,01	0,01	0,01	0,007	0,007	Отсутствуют		
Температура вспышки, °С, не ниже	200	190	190	200	200	200	190	190	92	193	196
Температура застывания, °С, не более	-25	-15	-25	-15	-25	-15	-40	-35	-70	-35	-33
Объемная масса при 20 °С, кг/м³	905	905	905	905	900	900	885	890	850	890	885

пузырьков. Количественное содержание пузырьков определяется их свойствами, давлением, скоростью движения жидкости и циркуляцией. В растворенном состоянии газы оказывают существенное влияние на работу гидросистемы, в случае, если давление в какой-либо точке объема жидкости уменьшается, газы выделяются из раствора в виде пузырьков, которые ухудшают механические свойства жидкости и понижают ее химическую стойкость.

Опыт показывает, что относительный объем газа V_r , который может раствориться в жидкости $V_{ж}$ до ее насыщения, прямо пропорционален давлению по поверхности раздела

$$V_r = k_r V_{ж} P_2 / P_1,$$

где k_r — коэффициент растворимости газа в жидкости; P_1 и P_2 — начальное и конечное давление газа, находящегося в контакте с жидкостью.

Для минеральных жидкостей коэффициент растворимости воздуха составляет 0,08...0,1 и зависит в обратной пропорциональности от плотности. Растворенный в жидкости воздух приводит к интенсивному ее окислению и разрушению резиновых деталей гидроагрегатов. Кроме того, присутствие газа в жидкости ухудшает, а во многих случаях может полностью нарушить работу гидросистемы и ее агрегатов.

Нерастворенный воздух находится в механической смеси с жидкостью. Размеры пузырьков воздуха обычно составляют 0,4...0,8 мкм. Дисперсную среду, состоящую из капельной жидкости с пузырьками воздуха, называют газожидкостной. Газ в виде пузырьков всегда присутствует в том или ином количестве в рабочих жидкостях гидросистем, поэтому вязкость масел изменяется (рис. 60).

Обычно в жидкости работающей гидросистемы сельхозмашины содержится 0,5...5 % пузырьков нерастворенного воздуха, а иногда до 12...15 %.

Нерастворенный воздух или пена могут оказывать понижающие смазывающие свойства, а также увеличивать окисление жидкостей и повышать коррозию металлических деталей. Газовоздушная составляющая жидкости за счет изменения давления при проходе через гидромашину и элементы приводит к повышению температуры, уменьшению процесса теплообмена. При длительной работе жидкостей за счет снятия загустителя происходит его постоянное «размыливание», в результате чего вязкость жид-

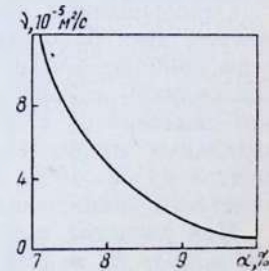


Рис. 60. Зависимость вязкости рабочей жидкости от содержания в ней воздуха.

кости с течением времени может значительно уменьшиться. В эксплуатации не допускается снижение вязкости более чем на 20 % ее первоначального значения.

3.5. ДЕФОРМАЦИЯ

Жидкости обладают сжимаемостью (упругостью), т.е. способностью изменять объем под давлением и восстанавливать его при прекращении этого воздействия. Упругая деформация жидкости, как правило, оказывает отрицательное влияние на гидроприводы и системы, так как за счет необратимости энергии, расходуемой на сжатие, снижается КПД гидропривода, упругость жидкости приводит к прерывистому движению и потере устойчивости инерционной нагрузки. Во всех магистральных гидравлических системах сжимаемость жидкости создает эффект жидкостной пружины. Жидкость как упругое тело подчиняется закону Гука при некотором допущении. Коэффициент относительного объема сжатия β характеризует относительное изменение объема жидкости, приходящееся на единицу изменения давления,

$$\beta = \Delta V / (\Delta p V_0),$$

где $\Delta p = p_2 - p_1$ — изменение давления (p_2 и p_1 — конечное и начальное давления); $\Delta V = V_0 - V$ — изменение объема жидкости при изменении давления на Δp ; V_0 и V — начальный объем жидкости при начальном давлении и объем при изменении давления на Δp .

Величина, обратная β , называется объемным модулем упругости жидкости при всестороннем сжатии

$$E_{\text{ж}} = 1/\beta = V_0 \Delta p / \Delta V.$$

Модуль объемной упругости жидкости зависит от действующих давлений, температуры, содержания газовой составляющей и других параметров.

С повышением давления модуль упругости жидкости повышается. Для большинства минеральных масел уменьшение модуля наиболее интенсивно происходит при сравнительно низких давлениях — меньше 100 МПа (рис. 61). В среднем при изменении давления от 1 до 100 МПа коэффициент сжимаемости минеральных жидкостей в изотермическом режиме сжатия уменьшается на 30...40 %, при более высоком давлении дальнейшего заметного уменьшения объема масла не отмечается.

При расчетах можно принять для минеральных масел значение модуля $E_{\text{ж}} = 1200...1700$ МПа, а коэффициента сжимаемости $\beta = 7 \cdot 10^{-4}$ МПа⁻¹ в диапазоне давлений 0...20 МПа и при температуре $t = 20$ °С.

При расчетах динамических процессов, протекающих в гидросистемах, пользуются динамическим модулем объемной упру-

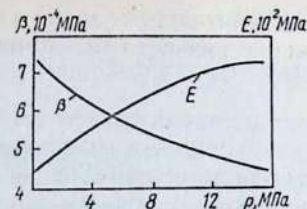


Рис. 61. Зависимость модуля объемной упругости и коэффициента сжимаемости от давления жидкости.

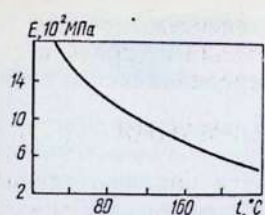


Рис. 62. Зависимость модуля объемной упругости жидкости от температуры.

ги жидкости E_d , так как мгновенные изменения давления происходят по закону адиабаты, т.е.

$$E_d = V dp / dV,$$

где V и p — соответственно объем и давление жидкости.

При расчете динамических характеристик адиабатный модуль для применяемых минеральных жидкостей в диапазоне давлений 5...20 МПа можно принять $E_d \approx 1,15$.

Изменение температуры приводит также к изменению модуля объемной упругости, причем с повышением температуры сжимаемость более вязких жидкостей выше, чем менее вязких (рис. 62).

В жидкости, содержащей газозоветную составляющую, объемный модуль упругости снижается, ввиду того что сжимаемость воздуха во много раз выше, чем жидкости. Наличие нерастворенного воздуха снижает жесткость гидропривода, что приводит к запаздыванию гидросистемы при отработке сигналов, а иногда способствует возникновению автоколебаний.

Рассмотрим влияние нерастворенного воздуха на объемный модуль упругости жидкости. Пусть в объеме жидкости, находящейся под давлением p , содержится нерастворенный воздух в объеме V_a . Изменение объема ΔV_a воздуха при сжатии газогидравлической смеси в изотермическом режиме находим из следующего соотношения:

$$\Delta V_a = V_a \Delta p / p,$$

где Δp — повышение давления.

Принимая, что объемный модуль упругости жидкости сохраняется постоянным при изменении давления на Δp , находим на основании формулы для $E_{\text{ж}}$ изменение объема жидкости фазы газогидравлической смеси при изменении давления на Δp

$$\Delta V_{\text{ж}} = V_{\text{ж}} \Delta p / E_{\text{ж}}.$$

Изменение всего объема гидравлической смеси

$$\Delta V_c = \Delta V_{ж} + \Delta V_{г} = \frac{V_{г} \Delta p}{E_{г}} \left(1 + \frac{V_{ж}}{V_{г}} \frac{E_{г}}{p} \right).$$

После преобразования и упрощения приближенное выражение для определения объемного модуля упругости газогидравлической смеси при сжатии ее в изотермном режиме от p_0 до p принимает вид

$$E_c = E_{г} \frac{1 + V_{г} p_0 / (V_{ж} p)}{1 + V_{г} p_0 E_{г} / (V_{ж} p^2)},$$

где V — объем газогидравлической смеси.

Опыты показывают, что в гидросистемах тракторов сельскохозяйственного назначения в рабочей жидкости содержится до 12...15 % пересатуренного воздуха, что приводит к снижению объемного модуля упругости минеральных смесей более чем в 2 раза (рис. 63).

3.6. КАВИТАЦИЯ

По мере нагрева жидкости в процессе работы гидропривода происходит испарение жидкости как с поверхности, так и путем образования и выделения пузырьков пара; при этом давление пара превышает внешнее давление. Это явление получило название кавитации. Разрушение пузырьков сопровождается местными гидравлическими микроударами. Кавитация жидкости приводит к нарушению режима насоса, гидродвигателя и отдельных элементов гидропривода. С появлением кавитации снижается подача жидкости, возникают высокочастотные колебания, что приводит к преждевременному износу и разрушению элементов гидропривода. Кавитационное разрушение деталей гидроагрегатов согласно гипотезе происходит в результате высокочастотных местных гидравлических и тепловых ударов частиц жидкости и газа. При понижении давления в отдельных точках гидросистемы жидкость вскипает, выделившиеся пузырьки газа переносятся потоком жидкости в область более высокого давления с очень большой скоростью, в результате кинетическая энергия соударяющихся частиц вызывает микроудары, сопровождающиеся повышением температуры и давления, что, в свою очередь, ведет к местным разрушениям стенок. С целью снижения кавитации необходимо создать избыточное давление во всасывающих полостях во избежание разрыва

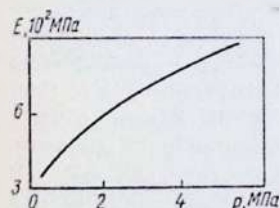


Рис. 63. Зависимость модуля объемной упругости газогидравлической смеси от давления.

потока жидкости. А для снижения износа детали необходимо упрочнять или применять для их изготовления специальные сплавы, например титановые.

3.7. ЗАГРЯЗНЕНИЕ

В процессе хранения, перевозки и эксплуатации рабочих жидкостей происходит постоянное загрязнение жидкости твердыми частицами, водой, смолами, бактериями. Анализ отказов и нарушений работы агрегатов гидросистемы показал, что их надежность и срок службы в большей степени зависят от наличия в рабочих жидкостях загрязнений.

По зарубежным данным, из 100 аварийных ситуаций в гидродвижных системах 90 происходит вследствие загрязненности жидкости. Механические включения (пыль) поступают в емкость гидросистемы сельскохозяйственных машин и тракторов в процессе выполнения сельскохозяйственных работ. Примерно 75 % всего количества пыли состоит из неорганического вещества, размеры частиц которого составляют 1...50 мкм. Пылесодержание воздуха, поступающего в гидросистему трактора, изменяется в зависимости от вида работ и времени года в пределах 0,047...3,43 г/м³. В процессе эксплуатации гидропривода уровень рабочей жидкости в резервуаре периодически изменяется относительно его среднего значения. Резервуары сообщаются с атмосферой, поэтому через сапун поступает определенный объем воздуха. По объему и степени запыленности воздуха можно определить количество пыли, попавшей в резервуар гидросистемы,

$$q_{г} = \sum_{i=1}^n V_i q_i,$$

где V_i — общий объем воздуха, проходящего через сапун резервуара ($V_i = 0...0,8$ м³/ч); q_i — пылесодержание воздуха ($q_i = 0,047...3,43$ г/м³).

Несмотря на фильтрацию жидкости, поступающей в гидросистему, мелкая абразивная пыль проникает через микронеровности гидравлических элементов при заправке, техническом обслуживании и загрязняет жидкость. В жидкости непрерывно идет процесс окисления, активность которого повышается с увеличением температуры и при наличии в жидкости эмульсионного воздуха. Катализатором окисления являются частицы износов стальных и медных деталей. При окислении в масле образуются продукты, которые способствуют его сгущению и могут выпадать в виде лака на детали.

Много частиц загрязнений остается в элементах гидросистемы после ее изготовления и ремонта. Источником загрязнения масла в некоторых случаях могут служить и сами фильтры, так как

фильтрующие элементы частично разрушаются и их компоненты вымываются потоком жидкости. Чистота жидкости регламентируется специальными стандартами. В гидравлических системах общепромышленного назначения жидкость считается чистой, если содержание загрязнений в ней при анализе пробы не превышает 0,005 % по массе. Стандарт устанавливает 19 классов чистоты жидкости, каждому из которых соответствует определенное число частиц различного размера, содержащихся в 100 см³ жидкости.

Для оценки загрязненности жидкости используются следующие показатели: 1) масса частиц загрязнений в единице объема жидкости, %; 2) объем механических включений в единице объема жидкости, %; 3) число частиц различных размеров загрязнений в единице объема жидкости.

Для контроля чистоты жидкости применяют фильтрующий материал тонкой очистки с последующим визуальным анализом загрязнений. Гранулометрическую и объемную оценки загрязнений проводят при помощи микроскопов. Разработаны автоматические счетчики контроля, в которых используется фотоэлектронный принцип определения размера и подсчета частиц путем развертки исследованной поверхности пробы на широкую дорожку. Для качественной оценки загрязненности используют эмиссионный спектральный анализ, позволяющий определить процент загрязнителя и химические элементы, входящие в него. Загрязненность жидкостей гидросистем общего машиностроения достигает 0,001...0,06 %, а автомобилей 0,03...0,225 %.

На рисунке 64 показана диаграмма зависимости дисперсного состава и количества механических частиц в рабочей жидкости М10В гидросистемы трактора от продолжительности работы.

Наличие загрязнителя в жидкостях приводит к затруднению движения или полной остановке гидропривода, нарушению скорости перемещения потока поршня, уменьшению жесткости гидросистемы, износу поверхности седел клапанов и золотников, повреждению уплотнений и рабочих поверхностей насосов, что приводит к преждевременному выходу из строя деталей гидропривода. При наличии загрязнителя особенно интенсивный износ наблюдается у качающих узлов насосов и распределительных поясков золотников, что приводит к снижению подачи и объемного КПД (рис. 65). Из графиков видно, что при наличии в жидкости частиц загрязнителя размером 20...30 мкм за 5 ч работы КПД уменьшается на 40 %, в то время как при работе на очищенной жидкости КПД не изменяется.

Для перемещения плунжеров золотников распределителей усилие при наличии загрязнителя может вырасти в сотни раз, вызвав нарушение нормальной работы системы. Жидкость со

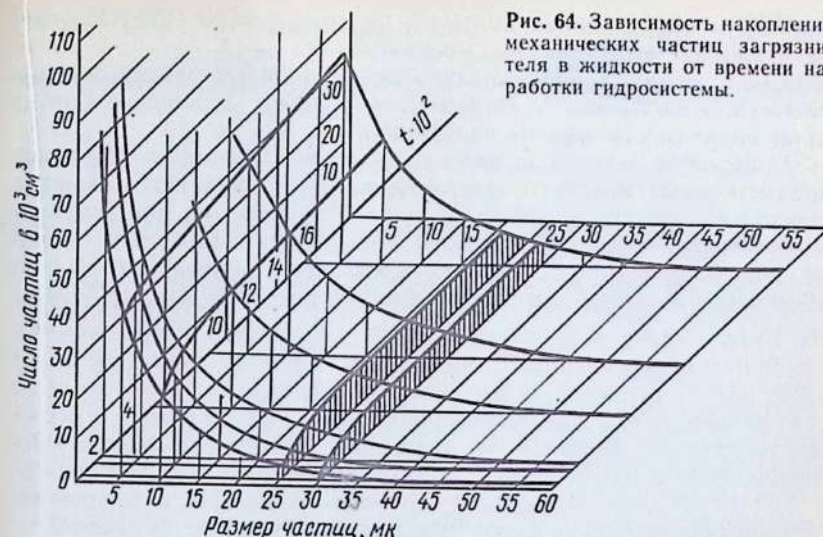


Рис. 64. Зависимость накопления механических частиц загрязнителя в жидкости от времени наработки гидросистемы.

взвешенными твердыми частицами при течении с большой скоростью, достигающей в некоторых участках систем 300 м/с, подобно абразивной эмульсии притупляет кромки распределительных отверстий. Это приводит к увеличению зазоров, уменьшению перекрытий, изменению расходных характеристик и сопротивлений отверстий (рис. 66). Из графика видно, что при

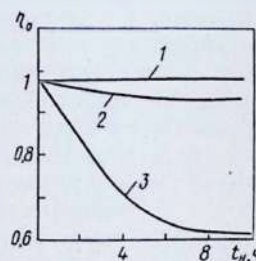


Рис. 65. Изменение относительного объемного КПД насоса от времени наработки:

1 — работа с идеально чистой жидкостью; 2 — работа с очищенной жидкостью; 3 — работа с жидкостью, загрязненной частицами размером 20...30 мкм.

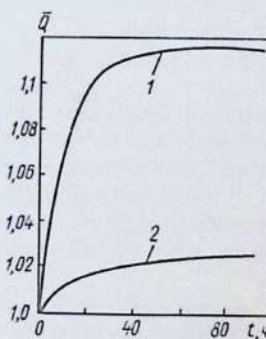


Рис. 66. Влияние загрязненности жидкости на изменение относительного расхода через дроссель:

1 — жидкость с загрязненностью менее 5 мг/л; 2 — жидкость с загрязненностью 40 мг/л.

работе на загрязненной жидкости под давлением 10 МПа через 20 ч расход через дроссель увеличился на 11 %.

Сила трения в подвижных элементах гидропривода в зависимости от количества загрязнителя растет. В конечном итоге происходит заклинивание золотников.

С целью надежной защиты гидросистем тракторов и сельскохозяйственных машин от загрязнения их заправляют закрытым способом, применяют фильтры тонкой фильтрации, при наличии механических примесей системы тщательно промывают. Масла на автозаправочных станциях необходимо фильтровать, а при хранении изолировать рабочую жидкость от окружающей среды.

ГЛАВА 4

КОНДИЦИОНЕРЫ

4.1. РЕЗЕРВУАРЫ И ОХЛАДИТЕЛИ

Для накопления рабочей жидкости и питания гидропривода в гидравлических системах используются емкости-резервуары. В резервуарах также происходит охлаждение и фильтрация рабочей жидкости, отстой и выделение пузырьков нерастворенного воздуха. В сельскохозяйственных гидроприводах рабочая жидкость в резервуарах может находиться под атмосферным или избыточным давлением. Материал, из которого изготавливают резервуары, не должен влиять на химическую и физическую стабильность рабочих жидкостей.

Резервуар, работающий под атмосферным давлением, состоит из сварного или литого корпуса (рис. 67, а). В крышке 2, имеющей уплотнительную прокладку, смонтированы заливная горловина 4 с фильтром 3 и сапун 6, через который внутренняя полость резервуара сообщается с атмосферой. Внутрь резервуара подведены сливная 5 и всасывающая 7 магистрали. Всасывающий трубопровод располагается на расстоянии не менее 50 см от дна резервуара (во избежание попадания в гидросистему осадков загрязнителя). Нижний конец сливного трубопровода должен находиться от дна на расстоянии $\frac{1}{2} \dots \frac{1}{3}$ высоты резервуара, это предотвращает контакт сливаемой жидкости с воздухом и ее вспенивание. В нижней части резервуара для слива рабочей жидкости и улавливания механических примесей устанавливают сливную пробку 8 с магнитом. Резервуар может иметь перегородку, которая улучшает условия отстоя жидкости. Для контроля уровня рабочей жидкости в резервуаре предназначен указатель уровня 10 или шуп. Резервуар гидропривода, работающего в тяжелых условиях, имеет ограниченную вместимость и снабжается охладителем 9.

Резервуары, работающие под избыточным давлением, состоят из корпуса 5 (рис. 67, б), крышки 2. Между крышкой и корпусом установлена мембрана 3, которая разделяет полости с рабочей жидкостью А и сжатым воздухом Б. В резервуаре имеются клапан 1, всасывающий 6 и сливной 4 трубопроводы. Сжатый воздух необходим для создания определенного давления на поверхность рабочей жидкости в резервуаре и во всасывающей магистрали.

При работе гидропривода за единицу времени в элементе,

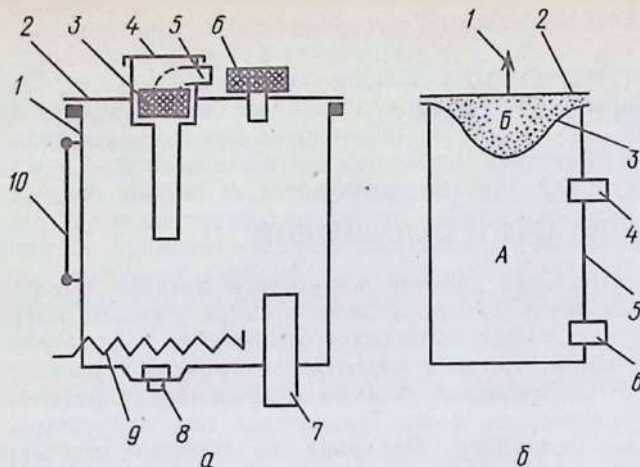


Рис. 67. Схемы резервуаров:

a — с атмосферным давлением: 1 — корпус; 2 — крышка; 3 — фильтр; 4 — заливная горловина; 5 — сливная магистраль; 6 — сапун; 7 — всасывающая магистраль; 8 — сливная пробка; 9 — охладитель; 10 — указатель уровня; *b* — с избыточным давлением: 1 — клапан; 2 — крышка; 3 — мембрана; 4 — сливной трубопровод; 5 — корпус; 6 — всасывающий трубопровод.

обладающем большой теплопроводностью, выделяется Q' единиц теплоты, а за бесконечно малый промежуток времени — $Q'dt$. При повышении температуры агрегата на dt количество теплоты, поглощенное телом, составит $mc dt$ (здесь m — масса тела, а c — его удельная теплоемкость). Если температура окружающей среды ниже температуры поверхности охладителя (трубопровода), то происходит выделение тепловой энергии в виде лучистоскопления, конвекции и теплопроводности в пространство $Fk_{тн}l'dt$ (здесь $k_{тн}$ — коэффициент теплопередачи). Отсюда количество тепловой энергии, расходуемой на повышение температуры элементов гидропривода, выражается уравнением

$$mc dt = Q'dt - Fk_{тн}l'dt.$$

При повышении температуры с поверхности агрегата излучение тепловой энергии возрастает, а соответственно уменьшается нагрев тела. Так будет продолжаться до тех пор, пока не наступит установившееся температурное состояние тела. Тогда $Q'dt - Fk_{тн}l'dt = 0$, а предельная температура гидроагрегата

$$t_n = Q'/(Fk_{тн}).$$

Сделав преобразования и разделив уравнение тепловой энергии на $Fk_{тн}$, получим

где $T = mc/Fk_{тн} = mcl_n/Q'$ — постоянная времени нагревания, за которое тело массой m и теплоемкостью c нагревается на t_n .

Интегрирование позволяет получить общее выражение

$$t/T = -\ln(t_n - t_0) + c_1,$$

где c_1 — постоянная интегрирования, определяемая из начальных условий; t_0 — температура окружающей среды.

Постоянную времени определяют по формуле

$$T = mc/(G_1 \frac{t_0}{t} + G_2 k_{тн} F),$$

где G_1, G_2 — теплопроводность жидкости (гидроэлементов) и окружающей среды; t — температура жидкости.

Основной параметр резервуара, работающего под атмосферным давлением, — объем резервуара V_n , зависящий от вида гидропривода и условий эксплуатации. При ориентировочных расчетах гидроприводов можно принять $V_n = (2...3) q_n$ (здесь q_n — подача насоса, dm^3/min).

Объем резервуара при расчетах может быть определен из выражения

$$V_n = \sqrt{[Q/ak_{тн}(t - t_0)]^3},$$

где Q — количество теплоты, выделившейся в результате нагрева рабочей жидкости; $a = 0,06...0,069$ — коэффициент; $k_{тн}$ — коэффициент теплопередачи от рабочей жидкости к окружающему воздуху.

Количество теплоты, проходящей через стенки резервуаров-охладителей, пропорционально потерям мощности N_n , т. е.

$$Q = N_n k_{тн}(1 - \eta_{тн}).$$

Количество теплоты, отводимое поверхностью резервуара,

$$Q_p = ak_{тн} \sqrt{V_n^2 \Delta t},$$

где $\Delta t = t - t_0$.

При работе гидромашин с перепадом давления Δp увеличение температуры жидкости составит

$$\Delta t_{ж} = \Delta p / (\gamma c j 10^{-4}),$$

где j — механический эквивалент.

Во избежание перегрева рабочей жидкости при использовании серийных тракторных гидросистем, работающих на гидропривод рабочих органов сельскохозяйственных машин, целесообразно применять дополнительные емкости-охладители. В качестве такой емкости-охладителя следует в первую очередь применять

пустотелый профиль рам трубчатого или коробчатого сечения, предварительно подготовив его.

При использовании автономного охладителя определяют площадь поверхности теплоносителя

$$F_0 = (Q - Q_p) / (k_0 \Delta p).$$

4.2. ФИЛЬТРЫ

4.2.1. ОЧИСТКА РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Срок службы гидромашин и гидроагрегатов в зависимости от качества очистки жидкостей может быть увеличен или понижен в несколько раз. Частицы загрязнителя повышают трение, это, в свою очередь, приводит к заклиниванию и износу подвижных деталей гидроагрегатов.

Исследованиями доказано, что повышение тонкости фильтрации жидкости в гидравлической системе с 20...25 до 5 мкм увеличивает срок службы насосов более чем в 10 раз, а гидроаппаратуры в 5...7 раз. При фильтрации частиц размером 10 мкм износ гидравлических элементов практически прекращается.

Все способы очистки жидкости от нерастворимых частиц загрязнений делятся на две группы: а) отделение загрязнений при прокачке жидкости через пористый фильтровальный материал (фильтрация) и б) очистка жидкости в силовых полях (гравитационных, центробежных, магнитных, электрических и др.). Способ очистки жидкости, конструкцию и место установки очистителя в гидросистеме выбирают с учетом необходимой степени и стоимости очистки.

4.2.2. ХАРАКТЕРИСТИКА ФИЛЬТРОВ

При выборе очистителя, помимо таких характеристик, как размер удерживаемых частиц, прочность, пропускная способность, гидравлическое сопротивление, следует учитывать также срок службы фильтра и удобство обслуживания.

Фильтровальный материал не должен влиять на жидкость, так же как и жидкость не должна влиять на фильтр. Некоторые типы фильтровальных материалов постепенно растворяются или распадаются в определенных жидкостях, другие виды фильтров задерживают антикоррозионные вещества, вязкостные присадки или другие полезные примеси в жидкости. При выборе фильтров обязательно учитывать температуру. Все факторы взаимосвязаны и не могут рассматриваться изолированно.

Фильтр представляет собой устройство, в котором жидкость подвергается очистке от твердых и вязких загрязняющих примесей. Материал фильтровальных элементов должен быть макси-

мально проницаемым, однако способным задерживать механические включения. В соответствии с этим фильтр должен иметь мельчайшую однородную сетку с максимальной площадью проходных ячеек. Число ячеек на единицу площади поверхности определяет тонкость фильтрации, которая характеризуется размерами поровых каналов в фильтровальном материале или размерами частиц загрязнителя, которые удерживаются очистителем.

Классификация фильтров. В соответствии с требованиями к тонкости очистки жидкостей разделяют фильтры грубой, нормальной, тонкой и особо тонкой очистки, задерживающие частицы загрязнителя с условным диаметром соответственно более 100, 10, 5 и 1 мкм.

По способу задержания частиц загрязнений фильтроэлементы делятся на поверхностные, объемные и комбинированные.

Поверхностным фильтроэлементом является, например, плетеная металлическая сетка (рис. 68). Частицы загрязнений, размеры которых больше размера отверстий сетки, при прокачке жидкости задерживаются. Сетки имеют сравнительно малое гидравлическое сопротивление, хорошо противостоят пульсациям давления, вибрациям, перегрузкам и изменениям температур; они удобны в эксплуатации, так как не требуют замены и легко промываются. Вместе с тем такие фильтроэлементы имеют малую грязеемкость, не способны задерживать частицы размером меньше пор фильтрующего материала, неодинаковых по размерам.

Объемные фильтроэлементы выполняют из пористого материала значительной толщины: бумаги, картона, целлюлозы, стекловолокна, войлока, замши, сукна, минеральной ваты, пористой керамики, металлокерамики и др. Жидкость очищается, проходя по узким, длинным и извилистым поровым каналам фильтровального материала. Объемные фильтроэлементы удерживают частицы различных размеров, и проходные сечения поровых каналов у них менее однородны, чем у поверхностных элементов. По сравнению с поверхностными объемные фильтроэлементы имеют более высокое гидравлическое сопротивление и часто не могут быть восстановлены, но обеспечивают

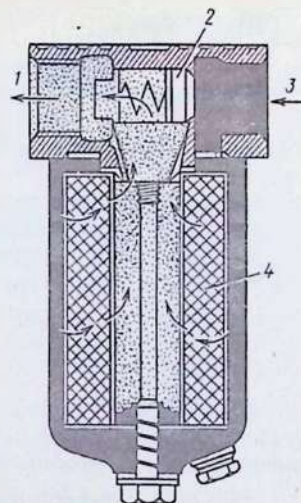


Рис. 68. Конструкция фильтра:

1 — корпус фильтра; 2 — предохранительный клапан; 3 — штуцер для подвода жидкости; 4 — фильтрующий элемент.

более качественную фильтрацию и обладают большой грязеемкостью.

В комбинированных фильтроэлементах вначале по ходу течения жидкости устанавливают объемный фильтроэлемент, обеспечивающий высокую грязеемкость, а затем поверхностный, который полностью отделяет механические примеси.

Основные показатели фильтров — тонкость очистки, пропускная способность, гидравлическое сопротивление и срок службы. Тонкость очистки определяется минимальными размерами частиц загрязнений, удерживаемых фильтроэлементами, и зависит от размера пор фильтрующего материала. Оценку тонкости фильтрации различных материалов проводят по коэффициенту фильтрации

$$k_f = (n_1 - n_2) / n_1,$$

где n_1 и n_2 — число частиц загрязнений данного размера соответственно в пробах нефилтрованной и профильтрованной жидкостей.

Значение коэффициента k_f изменяется от нуля до 1. Чем оно выше, тем больше частиц загрязнения данного размера задерживает фильтр (рис. 69).

Постепенно, по мере забивания пор элементов фильтра, коэффициент k_f увеличивается. Для оценки тонкости фильтрации иногда пользуются понятиями номинальной и абсолютной маркировки. Фильтр с номинальной тонкостью (5, 10, 20 мкм и т. д.) может пропускать в систему частицы размером, большим указанного значения на 2...3 %. Абсолютная маркировка определяется диаметром наибольшего стеклянного шарика, который способен пройти через фильтр.

Пропускная способность характеризуется количеством жидкости Q , которое может пропустить фильтр с перепадом давления Δp ,

$$Q = 10k\Delta p s / \mu,$$

где k — удельная проницаемость единицы площади фильтровального материала при перепаде давления 0,1 МПа и вязкости жидкости 0,1 Па·с; Δp — перепад давления на фильтре, МПа; μ — динамический коэффициент вязкости жидкости, Па·с; s — площадь поверхности фильтра, через которую проходит поток жидкости, см².

Чем выше значение коэффициента k , тем меньше гидравлическое сопротивление фильтра. Значения k изменяются от 0,00065 (для лабораторной быстрофильтрующей бумаги) до 11,24 (для проволоочной сетки с квадратными отверстиями № 01).

Зависимость расхода жидкости, проходящей через единицу поверхности фильтровального материала, от перепада давления при постоянной вязкости жидкости называется *гидравлической характеристикой*. На рисунке 70 приведены гидравлические ха-

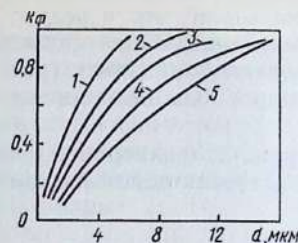


Рис. 69. Зависимость коэффициента фильтрации от размера механических примесей для некоторых фильтровальных материалов:

1 — металлокерамика с размером пор 6 мкм; 2 — проволоочная сетка с размером ячеек 12×20 мкм; 3 — металлокерамика с размером пор 20 мкм; 4 — бумага АФБ-2; 5 — фетр.

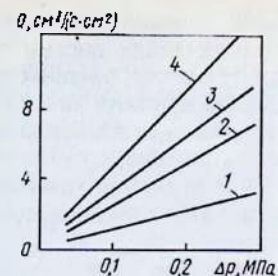


Рис. 70. Гидравлические характеристики фильтровальных материалов:

1 — картон; 2 — сетка; 3 — бумага; 4 — фетр.

рактеристики некоторых фильтровальных материалов для жидкости вязкостью 0,0157 Па·с.

Эксплуатация фильтров. При работе фильтр постепенно забивается частицами загрязнений, что вызывает при сохранении постоянного расхода через фильтр увеличение перепада давления на фильтроэлементе. Поэтому при расчетах рабочую площадь фильтра обычно увеличивают в 2...4 раза.

Во избежание разрушения фильтровального элемента во многих фильтрах предусмотрен встроенный перепускной клапан. Он открывается при определенном перепаде давления, значение которого устанавливается заводом-изготовителем. При открытии перепускного клапана жидкость проходит через фильтр, минуя фильтроэлемент; в таком случае загрязнение может попасть в гидравлическую систему. Поэтому в гидравлических элементах, очень чувствительных к загрязнениям, перепускной клапан не устанавливают. Срок службы зависит от материала и площади фильтроэлемента, от характера загрязнений жидкости, числа и размеров загрязняющих частиц. На фильтрах рекомендуется устанавливать сигнализаторы загрязненности, работающие на принципе перепада давления.

Работоспособность фильтра восстанавливается после засорения только у проволоочных, сетчатых, пластинчатых и металлокерамических элементов. Фильтроэлементы, изготовленные из бумаги, войлока, хлопка, годны лишь для разового применения. Очистка фильтров проводится щеткой, продувкой сжатым воздухом, промывкой.

Промывают фильтры через определенное время, которое ука-

зано в инструкциях технического обслуживания. Эксплуатация гидравлических систем тракторов показывает, что в редких случаях фильтры засоряются до давления настройки предохранительного клапана за 240...300 ч, а работают 800...1200 ч (рис. 71). С учетом этого низкий перепад давления еще не означает, что фильтр чистый.

Несмотря на многообразие конструкций фильтров и элементов, задача тонкой очистки жидкости остается одной из наиболее важных.

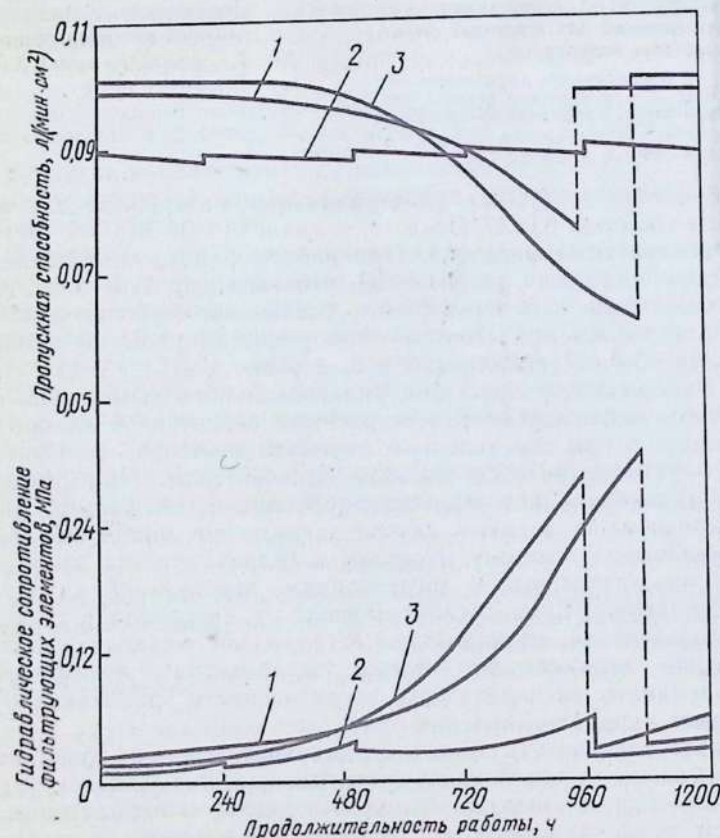


Рис. 71. Изменение гидравлического сопротивления и пропускной способности фильтров от продолжительности работы при их промывке через 960 (1), 240 (2) и 1080 ч (3).

4.2.3. МЕТОДЫ ФИЛЬТРОВАНИЯ И РАСЧЕТ ФИЛЬТРОВ

Очистка в гравитационном поле (отстой) — наиболее простой способ частичной очистки, не требующий каких-либо дополнительных устройств и затрат. Жидкость в емкости должна находиться достаточное время в покое для осаждения частиц загрязнений. Осаждение происходит за счет разности сил тяжести и архимедовой подъемной силы, которая для частиц сферической формы равна

$$F = 4\pi r^3 g(\rho_1 - \rho_2)/3,$$

где r — радиус частицы; ρ_1 и ρ_2 — соответственно плотность осаждаемой частицы и жидкости.

Движению частиц оказывают сопротивление силы вязкого трения. При малых значениях числа Рейнольдса ($Re = 0,5$) сила сопротивления равномерному движению шара радиусом r в жидкости определяется выражением

$$F_c = 6\pi r \eta v,$$

где v — скорость движения частицы.

При условии установившегося движения ($F = F_c$) частицы загрязнений ее скорость

$$v_1 = 2g(\rho_1 - \rho_2)r^2/(9\eta\mu).$$

где μ — кинетический коэффициент вязкости.

Время отстоя жидкости при высоте H уровня в отстойном баке

$$\tau = H/v_1.$$

Частицы обычно оседают очень медленно. При отстое механические примеси в масле по высоте емкости распределяются неравномерно, в нижних слоях содержание механических частиц наибольшее, в верхних — наименьшее. Полностью очистить жидкость от механических частиц загрязнений методом отстоя не удастся, так, например, в летний период времени частицы размером менее 25 мкм вообще не осаждаются.

Очистка фильтрующими элементами. В тех случаях, когда к фильтрам не предъявляются высокие требования по тонкости очистки, применяют металлические тканые сетки квадратного переплетения из латунной проволоки круглого сечения. Их фильтрующие качества (тонкость фильтрации и расход жидкости) характеризуются размером ячейки в свету и площадью живого проходного сечения ячеек в единице площади поверхности. Последний параметр выражают через коэффициент живого сечения b , представляющий собой отношение площади проходных ячеек s_0 к общей площади сетки s , т. е.

$$b = s_0/s = \left(\frac{a}{a+d}\right)^2.$$

где d — диаметр проволоки сетки; a — размеры стороны ячейки сетки в свету.

Фильтроэлементы из сеток выполняются в виде цилиндров с гофрированной или гладкой поверхностью, а также в виде набора (пакета) сетчатых дисков. Последние часто выполняют слоями с ячейками, размеры которых уменьшаются от слоя к слою по потоку жидкости, что значительно повышает эффективность и тонкость очистки. Тонкость фильтрации этими фильтрами зависит от размера ячейки сетки в свету, минимальное значение которого для сеток простого переплетения составляет 0,08...0,1 мм. В гидросистемах некоторых машин применяют никелевые фильтрующие сетки сложного плетения, лучшие образцы которых отфильтровывают частицы размером 2...3 мкм. Эти сетки состоят из 5...10 слоев витой проволоки, между которыми проложены элементы из плетеной проволоки.

Фильтры с бумажными и тканевыми элементами задерживают за один проход значительную часть (75 %) твердых включений размером 4...5 мкм. Бумажный элемент обычно выполняют в виде цилиндра, стенку которого для увеличения фильтрующей поверхности собирают в складки той или иной формы, поддерживаемые металлическим каркасом.

Фильтры глубинного типа состоят из последовательно расположенных пор; жидкость, проходя через толщу пористого материала, фильтруется от загрязнителя, который осаждается в порах капилляров пористого материала. Наполнители глубинных фильтров составляют из пористых металлов и керамики путем спекания сферических и несферических порошков. Размеры пор элементов фильтров выбирают исходя из максимального диаметра частицы загрязнителя, которая может пройти в зазоре между тремя плотно уложенными шариками. При сферической форме порошка и точечном контакте шариков максимальный размер пор можно определить выражением

$$d = 0,155D,$$

где D — диаметр зерен порошка.

В действительности линейные размеры пор несколько меньше вследствие шероховатости зерен. Опыты показали, что такие фильтры хорошо задерживают частицы загрязнителя. Порошок допускает механическую обработку, пайку, спекание, поэтому из него изготавливают фильтроэлементы любой формы.

Фильтрующие элементы должны обеспечивать очистку требуемого количества жидкости с минимальным гидравлическим сопротивлением. Удельная пропускная способность q и соответственно расход жидкости в фильтре Q могут быть выражены зависимостями, вытекающими из закона Пуазейля,

$$q = k_f \Delta p / \mu;$$

$$Q = qF = k_f \Delta p F / \mu,$$

где k_f — коэффициент пропорциональности, представляющий собой удельную пропускную способность единицы площади поверхности фильтрующего элемента при перепаде давления в 0,1 МПа и динамической вязкости фильтруемой жидкости 0,1 Па·с; μ — коэффициент динамической вязкости фильтруемой жидкости; Δp — перепад давления на фильтре; F — площадь фильтрующего элемента.

Коэффициент пропорциональности k_f определяется опытным путем и ввиду его практически постоянного значения в широком диапазоне расходов и давления для данного вида фильтровального материала может использоваться для оценки гидравлического сопротивления.

Очистка жидкости в центральном силовом поле. В гидравлических сельскохозяйственных машинах широкое применение находят центробежные фильтры жидкости (центрифуги). При вращении жидкости, помимо силы тяжести и архимедовой силы, на каждую частицу загрязнений действует еще и центробежная сила. Если плотность частицы больше, чем жидкости, то под действием центробежной силы частицы движутся к периферии и осаждаются на внутренней поверхности ротора.

Жидкость попадает через полую ось давлением 0,3...0,6 МПа в подвижный ротор, где она достигает такой же частоты вращения, как и у ротора. При этом частицы загрязнителя отбрасываются действием центробежной силы к стенкам ротора и осаждаются на них. Значение центробежной силы может быть определено по формуле

$$F_n = m\omega^2 r,$$

где m — масса частицы; $\omega = \pi n/30$ — угловая скорость; n — частота вращения; r — расстояние рассматриваемой частицы от оси вращения.

При достаточно большой частоте вращения жидкости центробежная сила может быть на два-три порядка выше веса частицы и архимедовой силы, поэтому последними при расчете центрифуг обычно пренебрегают.

Движению частицы в жидкости препятствует сила гидравлического сопротивления, которая может быть определена по формуле Стокса

$$F_c = 3\pi\mu v_r d,$$

где v_r — скорость перемещения частицы в радиальном направлении; d — условный диаметр частицы.

Для случая равномерного движения частицы, когда $F_n = F_c$, можно определить минимальный диаметр частицы загрязнителя, осаждающейся при данной скорости в роторе очистителя за один проход через него жидкости

$$d_{\min} = \frac{50}{n_p} \sqrt{\mu Q / (\rho_r r_r r_p)}.$$

где n_r — частота вращения ротора; Q — расход жидкости через ротор; ρ_1 — плотность вещества осаждаемой частицы; r_1 — радиус трубки входа жидкости в ротор; l_r и r_r — соответственно длина и радиус ротора.

Критическая скорость потока через очиститель, при превышении которой из последнего будут выносятся частицы загрязнений, устанавливается равной $v_{кр} = 5$ м/с. Отсюда критический расход, соответствующий началу уноса частиц,

$$Q_{кр} = v_{кр} S,$$

где S — площадь рабочего сечения ротора.

По типу привода ротора различают центрифуги с гидрореактивным и механическим приводами. Большое распространение получили центрифуги с гидрореактивным приводом ротора (по принципу сегнерова колеса), развивающим частоту вращения до 6000 мин⁻¹. Имеются также конструкции с электрическим приводом, у которых частота вращения может достигать 15 000... 20 000 мин⁻¹.

Реактивная сила потока жидкости, вытекающей из одного сопла, определяется выражением

$$R = m(v - v_c)/2 = Q\rho(v - v_c)/2,$$

где $m = Q\rho$ — массовый секундный расход жидкости на привод двух сопел; ρ — плотность жидкости; v — скорость струи потока жидкости на выходе из сопла; v_c — окружная скорость сопла.

Значение v_c находят по формуле

$$v_c = \pi n_r L / 30,$$

где L — расстояние от оси сопла до оси вращения ротора.

Тогда можно записать

$$R = \frac{Q}{2} \rho \left(\frac{Q}{2\xi f} - \frac{\pi n_r}{30} L \right),$$

где f — площадь сечения выходного отверстия сопла; ξ — коэффициент расхода сопла ($\xi = 0,9$).

Крутящий момент, развиваемый гидрореактивным приводом из двух сопел,

$$M_{тр} = 2RL = Q\rho L \left(\frac{Q}{2\xi f} - \frac{\pi n_r}{30} L \right).$$

Центробежные очистители конструктивно сложнее фильтров, больше их по габаритам и массе, имеют более высокую трудоемкость при изготовлении, наконец, они требуют дополнительной энергии на вращение, которая увеличивается по мере повышения тонкости фильтрации и вязкости жидкости. Трудности возникают также с обеспечением балансировки ротора и созданием надежных уплотнений.

Очистка в магнитном поле. Для улавливания ферромагнитных частиц загрязнений в жидкости, которые могут составлять 65 % общего количества загрязняющих частиц и представляют собой продукты износа гидроагрегатов, используют магнитные поля. В магнитных фильтрах вся фильтруемая жидкость пропускается через область сильного магнитного поля, создаваемого несколькими постоянными магнитами. Они прикреплены с внешней стороны корпуса фильтра, который в этом случае изготавливается из материала с высокой магнитной проницаемостью. Применяются также магнитные уловители (пробки), устанавливаемые в различных местах гидросистемы, чаще всего в резервуарах на пути потока жидкости. Магнитные фильтры удерживают частицы размером 0,4...4 мкм, которые невозможно отделить механическими фильтрами.

Целесообразно применять магнитные очистители в комбинации с механическими фильтрами, которые задерживают немагнитные частицы и частицы отрывающиеся от магнитов, в условиях сильных вибраций и ударов. Срок службы магнитных фильтров не ограничен, необходимо лишь периодически очищать их от загрязнений. Для очистки жидкостей могут применяться конструкции с электромагнитами.

Электростатические очистители жидкости. Для очистки жидкости от частиц загрязнений применяются также электрические поля, так как жидкость гидросистемы является диэлектриком, а частицы загрязнений обычно несут заряд. В процессе электрической очистки они осаждаются на поверхностях электродов. Частицы, не несущие в обычных условиях определенного заряда, под действием электрического поля ориентируются с образованием диполей и переносятся под силовым воздействием электрического поля. Конструкции таких очистителей имеют высокую тонкость очистки (до 1...3 мкм) при малом гидравлическом сопротивлении, большую грязеемкость и малую стоимость изготовления и эксплуатации. Простейшие схемы электроочистителей представляют собой две металлические пластины, помещенные в жидкий диэлектрик. К ним подводится электрический потенциал. Чтобы удержать частицы на поверхности пластины, последнюю покрывают слоем электронизолации, чтобы частицы не перезарядились и не оттолкнулись от пластины.

Испытания показали, что электрические очистители рабочих жидкостей рационально применять наряду с фильтрами и взамен их перед заправкой жидкости в систему, в технологическом оборудовании ремонтных заводов, в станках для диагностирования и промывки гидросистем.

Схемы фильтрования и способы установки фильтров. В гидравлических системах сельскохозяйственных машин встречаются схемы последовательного и параллельного включения фильтров.

Последовательное включение фильтра позволяет обеспечить очистку всей жидкости, так как в этом случае через фильтр проходит полный поток.

При параллельном включении фильтров осуществляется фильтрация только части потока жидкости.

На практике целесообразно применять одновременно обе схемы фильтрации: для очистки всего потока жидкости — фильтр, имеющий относительно высокую пористость, а для защиты особо ответственных агрегатов — фильтры тонкой очистки.

Для предохранения насоса, который наиболее чувствителен к загрязнению жидкости, фильтр желательно устанавливать на всасывающей линии насоса. Однако, ввиду того что фильтр увеличивает сопротивление всасывающей линии и ухудшает условия заполнения насоса жидкостью, требуется установка дополнительного насоса подпитки. Поэтому такой способ установки в гидросистемах распространения не получил. При установке фильтрующих элементов на линии нагнетания могут быть допущены более высокие сопротивления, однако в этом случае корпус фильтра будет находиться под рабочим давлением, что требует определенной прочности.

Наиболее часто фильтры устанавливают в сливной магистрали.

ГЛАВА 5

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ЛИНИИ

5.1. ТРУБОПРОВОДЫ И РУКАВА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Общие сведения. Гидравлическая линия — устройства, предназначенные для подвода рабочей жидкости от одного элемента к другому в процессе работы гидропривода. По назначению гидравлические линии подразделяют на всасывающие, напорные, сливные, дренажные и линии управления. Всасывающие линии служат для подвода рабочей жидкости к насосам, напорные — для подачи жидкости под давлением к распределительным и исполнительным рабочим органам, сливные — для отвода жидкости в резервуары, дренажные — для отвода утечек от гидродвигателей и распределительных устройств, линии управления служат для подвода рабочей жидкости к устройствам для управления ими. Гидравлические линии представляют собой трубопроводы, рукава, каналы.

Трубопроводы изготавливают из стальных труб бесшовных горячекатаных, холодноотянутых или холоднокатаных.

Рукава применяют для соединения гидролиний в различных плоскостях. Гибкий рукав высокого давления состоит из внутреннего резинового слоя, хлопчатобумажной оплетки, двух металлических оплеток, промежуточного и наружного резиновых слоев.

Трубопроводы и рукава проходят испытание под давлением $1,5 p_{ном}$. При монтаже они должны быть тщательно очищены и промыты, а радиусы изгиба должны быть более $2,5 D$ для труб с наружным диаметром $D \leq 20$ мм и более $3,5 D$ для труб с наружным диаметром $D \geq 20$ мм. Радиус изгиба рукава должен составлять не менее $(12...18) d_a$ (d_a — внутренний диаметр рукава).

Соединения трубопроводов и рукавов должны быть надежными и обеспечивать заданную герметичность. В гидроприводах широкое применение получили следующие виды соединений (рис. 72): по наружному или внутреннему конусам (а), фланцевые (б), соединения с уплотнительными кольцами (в), быстроразъемные (г) и ниппельные (д).

Элементы расчета. Внутренний диаметр трубы для рукава высокого давления определяют по формуле

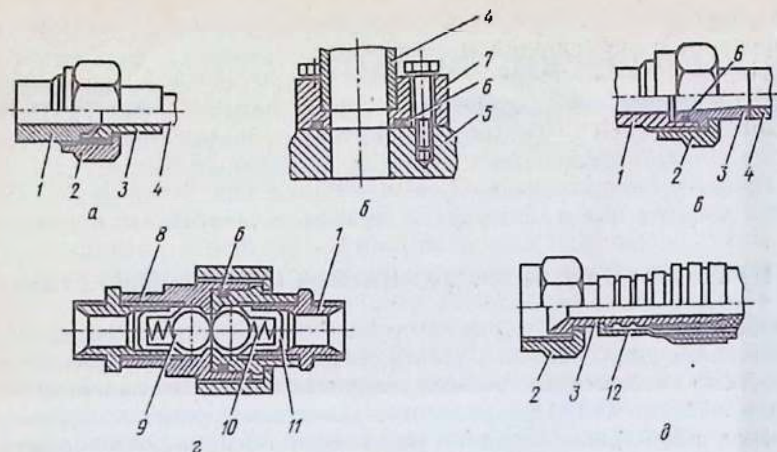


Рис. 72. Соединение трубопроводов и рукавов:

а — по наружному или внутреннему конусам; б — фланцевое; в — с уплотнительными кольцами; г — быстроразъемное; д — шпильное; 1 — штырь; 2 — гайка; 3 — шпиль; 4 — трубопровод; 5 — корпус; 6 — кольцо; 7 — фланец; 8 — гнездовой разъем; 9 — шарик; 10 — пружина; 11 — крестовина; 12 — обжимная муфта.

$$d_n = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = 1,13 \sqrt{Q/v},$$

где Q — расход рабочей жидкости; v — скорость потока жидкости.

При выборе средней скорости потока жидкости необходимо учитывать следующие рекомендации: для всасывающих трубопроводов $v = 0,5 \dots 1,5$ м/с; для напорных $v = 3 \dots 6$ м/с; сливных $v = 1,4 \dots 2,25$ м/с.

При расчете трубопроводов на прочность толщину стенки определяют по формуле

$$\delta = \frac{p_{\max}(D + m)}{2[\sigma]},$$

где $p_{\max}$ — максимальное давление жидкости; D — наружный диаметр трубы; m — допустимое отклонение диаметра; $[\sigma] = \sigma_v/n_n$ — допустимое напряжение материала трубы; σ_v — предел прочности материала трубы; n_n — коэффициент запаса прочности ($n_n = 3 \dots 6$).

Течение жидкости в гидротрассах сопровождается гидравлическими потерями (потерями давления и энергии), значения которых зависят от режима течения и состояния гидротрассы. Потери давления могут быть по длине Δp_l и местными Δp_m . Различают два режима течения жидкости: ламинарный, характеризующийся перемещением струй без перемешивания частиц и пульса-

ций скорости, и турбулентный, сопровождающийся пульсациями скорости и перемешиванием жидкости.

Переход от ламинарного режима к турбулентному наступает при определенных условиях, характеризующихся критическим числом Рейнольдса Re . Для трубопроводов круглого сечения

$$Re = vd_v/\nu,$$

где v — скорость потока жидкости; ν — показатель кинематической вязкости жидкости.

В каналах некруглого и кольцевого сечения, что наблюдается в штуцерах трубопроводов,

$$Re = 4rv/\nu,$$

где $r = F/s_n$ — гидравлический радиус сечения потока; F — площадь сечения потока; s_n — смоченный периметр.

Для щели $r = (r_2 - r_1)/2$ (здесь r_2 и r_1 — внешний и внутренний радиусы щели).

Для трубопроводов критическое число Рейнольдса $Re_{кр} = 2300$; для рукавов высокого давления $Re_{кр} = 1600$. Если при расчете $Re < Re_{кр}$ — режим движения жидкости ламинарный, если $Re > Re_{кр}$ — турбулентный.

Потери давления на определенной длине при различном режиме течения составят

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d_{ab}} \frac{\rho v^2}{2g},$$

где λ — коэффициент гидравлического сопротивления трению ($\lambda = 64/Re$); ρ — плотность жидкости.

С учетом искажений диаметра и охлаждения слоев жидкости, соприкасающихся со стенками, возникают дополнительные сопротивления и для практических расчетов следует принимать $\lambda = 75/Re$ при ламинарном режиме течения для трубопроводов; $\lambda = (80 \dots 100)/Re$ — для рукавов высокого давления.

Для турбулентного режима течения жидкости коэффициент потерь на трение по длине для условия $2300 < Re < 8000$ можно определить по эмпирической формуле Блазиуса

$$\lambda = 0,3164 Re^{-0,25}.$$

При $Re > 10^5$ коэффициент трения практически перестает зависеть от Re , и его можно принять для стальных бесшовных труб и рукавов $\lambda = 0,02$. Тогда потери на трение подсчитывают по приближенной формуле

$$\Delta p_l = 0,01 \rho l v^2 / d_n.$$

Местные гидравлические потери на преодоление сопротивле-

ния при течении жидкости через элементы гидроагрегатов определяются по формуле

$$\Delta p_m = \xi v^2 / 2g,$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления.

Коэффициенты местных сопротивлений для различных видов устройств находятся в пределах 0,1...5, в том числе при внезапном расширении — 0,8...0,9 и внезапном сужении — 0,5...0,7; для штуцера и переходника — 0,1...0,15; тройника — 2...2,5 при слиянии потоков и 1...1,5 при разделении потоков; для дросселя — 2...2,5; для обратного и предохранительного клапанов — 2...3; для редукционного клапана 3...5.

В практике при расчетах и исследованиях гидропривода пользуются понятием гидравлической проводимости k . Эта величина — обратная гидравлическому сопротивлению, т. е. $k = 1/R$.

Для ламинарного режима течения гидравлическая проводимость определяется как $k_l = Q/\Delta p$, а для турбулентного режима $k_t = Q^2/\Delta p$.

В процессе работы гидропривода сельскохозяйственных машин в трубопроводах и рукавах возникают пульсации давления и расхода жидкости, которые вызваны неравномерностью подачи жидкости насосом, нагрузкой, упругостью рукавов, работой клапанов и др. Колебания давления и расхода жидкости оказывают влияние на работу и долговечность гидроагрегатов и рукавов. Расчет динамики гидропривода, определение рабочих характеристик следует проводить с учетом упругости рукавов.

Мгновенный расход жидкости в трубопроводах и рукавах носит неустановившийся характер, т. е. расход и давление являются как функцией координат, так и времени, т. е.

$$Q = f(x, y, z, t), \quad P = f(x, y, z, t).$$

Приращение расхода жидкости ΔQ в рукаве, вызванное изменением давления P ,

$$\Delta Q = - \frac{dp}{dt} \frac{V_0}{E_{\kappa}},$$

где E_{κ} — модуль объемной упругости рукава; V_0 — первоначальный объем жидкости.

Опыты показали, что в процессе работы внутренний объем рукавов ΔV высокого давления и их модуль объемной упругости E_{κ} изменяются в зависимости от колебаний расхода и давлений (рис. 73).

Источником энергии в сельскохозяйственных гидроприводах служат в основном шестеренные насосы, которые создают высокочастотный фон колебаний расхода Q и давлений p . Для насоса НШ-46У в зависимости от расстояния от точки зацепле-

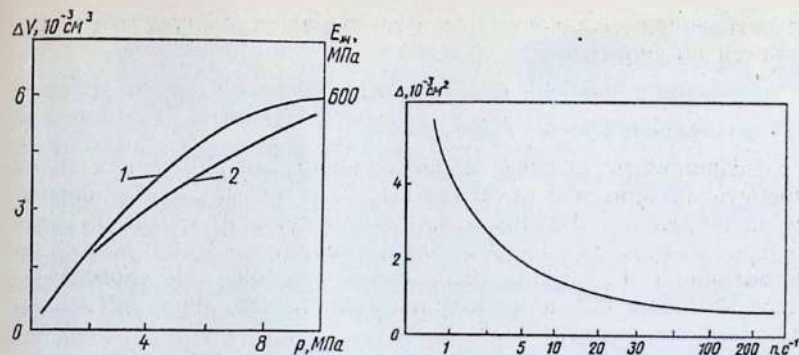


Рис. 73. Изменение внутреннего объема рукава, приведенного к единице длины (кривая 1), и модуля объемной упругости рукава (кривая 2) в зависимости от давления p .

Рис. 74. Влияние частоты колебаний давления на деформацию наружного оплеточного рукава.

ния шестерни до полюса максимальная подача $q_{\max} = 1050 \text{ см}^3/\text{с}$, а минимальная $q_{\min} = 880 \text{ см}^3/\text{с}$, определяются числом зубьев и частотой вращения вала насоса. Амплитуда высокочастотных колебаний расхода и давления жидкости по мере удаления от насоса уменьшается вследствие суммарного взаимодействия рукавов и других агрегатов гидросистемы (рис. 74). Высокочастотные колебания давления Δp в трубопроводах и рукавах обуславливаются изменением объема жидкости



Рис. 75. Классификация уплотнений.

$$\Delta p = \Delta \sigma E_n / V,$$

где E_n — приведенный модуль упругости.

Переходный процесс гидропривода сопровождается волнообразным движением жидкости с низкой частотой. Установлено, что амплитуда и частота колебаний расхода Q и давления p в гидродинамике зависят прежде всего от нагрузки.

При прохождении по трубопроводам и рукавам колебания давления вызывают деформацию (рис. 74) и быстрый усталостный износ силового каркаса. Разрушение рукавов происходит при рабочих давлениях, значительно меньших, чем статически разрушающие. Долговечность рукавов значительно ниже определяемой стандартом, так как из-за характера нагруженности сельскохозяйственной техники рукава частично обеспечивают гашение колебаний расхода, в то же время они работают при переменных напряжениях, многократно изменяющихся во времени.

5.2. ГЕРМЕТИЧНОСТЬ ГИДРОСИСТЕМЫ

5.2.1. УПЛОТНЕНИЯ

Элементы гидропривода могут выполнять свои функции только при наличии достаточной герметичности в подвижных или неподвижных соединениях. Герметичность зависит от свойств жидкости и материала конструкции, условий работы, нагруженности сборочных единиц, продолжительности эксплуатации, а также других факторов и обеспечивается установкой уплотнений.

В гидравлических системах сельскохозяйственных машин уплотнения должны обеспечивать работу в диапазоне температур 120...60 °С с давлением до 50 МПа, не допускать утечек жидкости и не создавать больших потерь на трение.

Уплотнения можно классифицировать по следующим признакам: по виду относительного движения (вращательного, возвратно-поступательного и комбинированного) — уплотнения неподвижных и подвижных соединений; по направлению упругой деформации — радиальные и аксиальные (торцевые); по конструкции — эластичные (кольца, манжеты, прокладки), механические, бесконтактные, диафрагмовые жидкостные и лабиринтные уплотнения; по материалу — металлические и неметаллические. Применяются также защитные уплотнения (пыльники, грязеъемники), которые предназначены для предохранения рабочих полостей гидравлических устройств от проникновения загрязняющих частиц из внешней среды. Классификация уплотнений приведена на рис. 75.

Эластичные уплотнения (рис. 76, а) используют для гермети-

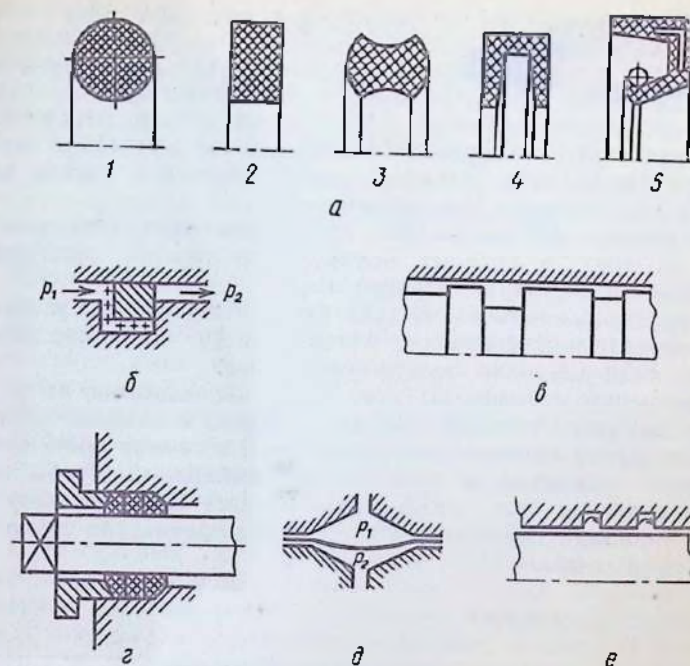


Рис. 76. Уплотнения:

а — эластичные: 1 — круглое кольцо; 2 — прямоугольное кольцо; 3 — X-образное кольцо; 4 — П-образное кольцо; 5 — манжета; б — механическое; в — бесконтактное; г — лабиринтное; д — диафрагменное; е — лабиринтное.

зации подвижных и неподвижных соединений. Кольца круглого сечения размещают в прямоугольных канавках в обжатом состоянии. Они надежно и длительно работают при давлениях до 35 МПа. Кольца прямоугольного сечения служат для уплотнения поршней или штоков с рабочим давлением до 30 МПа. X-образные и П-образные уплотнения рекомендуются для герметизации деталей с возвратно-поступательным движением. Иногда их собирают в пакеты по несколько штук. Такие уплотнения способны работать при давлении 34...50 МПа. Манжеты применяются для уплотнений вращающихся валов при давлениях не выше 0,1...0,2 МПа.

В механических уплотнениях (рис. 76, б) уплотняющий элемент (кольцо) выполнен из металлического углеграфитового или другого материала; они предназначены для деталей возвратно-поступательного действия.

В бесконтактных уплотнениях (рис. 76, в) герметизация создается минимальным зазором между сопряженными деталями.

Такого типа уплотнения применяются в элементах золотник — корпус распределителя, качающих сборочных единиц насосов, гидромоторов, гидроклапанов, гидродвигателей и других подвижных соединений. Диаметральный зазор сопрягаемых деталей должен составлять 3...5 мкм. Сопрягаемые детали, изготовленные из различных материалов и имеющие неодинаковые коэффициенты расширения, должны устанавливаться с учетом возможного заклинивания при нагреве.

Набивочные уплотнения (рис. 76, *г*) применяют для герметизации тех сред, в которых быстро разрушаются эластичные уплотнения (в растворах, горячей воде).

Диафрагмовые уплотнения (рис. 76, *д*) выполнены из эластичного материала и обеспечивают большую деформацию под действием перепада давления герметических сред.

Лабиринтное уплотнение (рис. 76, *е*), используемое на плунжерах и клапанах, способствует их разгрузке и снижает утечки.

Герметизация неподвижных соединений и стыков достигается установкой прокладок, в этом случае необходимо, чтобы контактное давление, т. е. сжимающее усилие, приходящееся на единицу площади поверхности прокладки, превышало давление уплотняемой среды.

5.2.2. УТЕЧКИ ЖИДКОСТИ

Герметичность определяется способностью диффузионного проникновения жидкостной среды через материал, утечками в месте контакта соединений в связи с их изменяющейся микрогеометрией, утечками, связанными с образованием пленки смазки в процессе перемещения поверхностей, изменением механических свойств в процессе износа и старения материала, загрязнением жидкостью.

Диффузионные утечки через резиновые и другие эластичные уплотнения можно подсчитать по формуле

$$q_d = k_d l h \Delta P / b,$$

где k_d — коэффициент проницаемости ($k_d = 10^9 \dots 10^{10}$ см²/(с·МПа) нефтяных масел); $l h$ — площадь уплотнительной поверхности (l — периметр; h — высота канавки); b — ширина канавки.

Утечки в месте контакта зависят от зазора δ , коэффициента динамической вязкости жидкости μ , перепада давления Δp и коэффициента смещения золотника (вала) η , вызванного внешними силами,

$$q_k = 10^{-1} \eta / \Delta p \delta^3 / b \mu.$$

Для золотников и круглых сопрягаемых деталей $\mu = 0,08 \dots 0,2$. В месте контакта подвижных и неподвижных сопряжений

ввиду шероховатости поверхностей, вызванной кристаллическим строением металла и вырывом отдельных кристаллов в процессе обработки, также могут происходить утечки, определяемые по формуле

$$q_2 = \psi / \Delta p R_z^3 / b \mu,$$

где ψ — коэффициент проводимости микроканалов трущихся пар; R_z — максимальная высота микронеровностей ($R_z = 0,4$ мкм при доводке поверхности).

Площадь контакта двух поверхностей зависит от модуля упругости материалов E , и контактного давления p_k .

Резина, из которой чаще всего изготавливаются эластичные уплотнения, имеет модуль упругости $E = 4 \dots 15$ МПа. Под действием сжимающей силы и незначительных нагрузок уплотнение заполняет микронеровности сопрягаемого тела, уменьшая зазор.

Повышение контактного давления p_k приводит к уменьшению утечек; для резинового уплотнения в нормальных условиях оно должно составлять 1,5...3,0 МПа, для алюминиевого — 10...14 МПа, для свинцового — 50...60 МПа.

В эластичных уплотнениях герметичность определяется контактным давлением p_k , которое автоматически изменяется с увеличением давления среды. Для кольца круглого сечения диаметром d (рис. 77), установленного в канавку высотой H , на поверхности контакта шириной b возникает давление p_k , которое зависит от относительной деформации сжатия $\varepsilon = (d - H)/d$, модуля E , резины или другого эластичного материала, формы кольца, т. е.

$$p_k = k_\phi E, [-\ln(1 - \varepsilon)],$$

где $k_\phi = 1 + (b/2H)^2$ — коэффициент, учитывающий форму сечения кольца и распределение p_k по поверхности уплотнения ($k_\phi = 1,25$ для кольца круглого сечения, $k_\phi = 1,1$ для кольца прямоугольного сечения).

Распределение давления p_k по поверхности контакта b_k зависит от формы сечения (рис. 78). Как видно из рисунков, для колец круглого, прямоугольного и X-образного сечений максимум p_k смещается в сторону низкого давления вследствие деформации сечения кольца под действием давления жидкости p . Результаты исследований показали, что давление p_k автоматически растет с увеличением p , причем $p_k > p$.

Уплотнение резиновыми кольцами получило широкое распространение в гидроэлементах, работающих при давлении до 35 МПа и температуре от -60° до $+150^\circ$ C

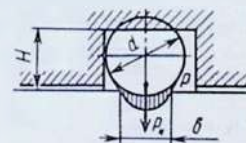


Рис. 77. Схема к определению контактного давления на поверхности эластичного уплотнения.

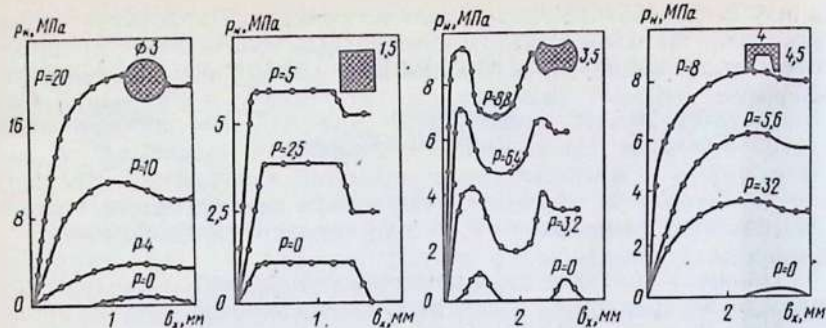


Рис. 78. Распределение контактного давления по ширине для колец различного профиля.

и выше. Кольца используют для уплотнения неподвижных и подвижных соединений (при вращении с частотой до 3 с^{-1}).

При уплотнении подвижных соединений в месте контакта поверхностей может возникнуть пленка смазки и в образовавшийся зазор будет проникать жидкость. На формирование жидкостной пленки большое влияние оказывает величина микроперепадов и свойственная резине скорость восстановления формы $v_{\text{ф}}$. В эластичных уплотнениях образуется пленка смазки толщиной, пропорциональной $\psi \sqrt{\mu_n v b' / p_k}$ (здесь μ_n — коэффициент Пуассона; для резин $\mu_n = 0,48 \dots 0,49$; $n = 0,5 \dots 1$; v — скорость движения вала; b' — ширина контактной поверхности эластичного уплотнения; p_k — контактное давление манжеты). Следовательно, герметичность улучшается с возрастанием контактного давления p_k и ширины контактной поверхности.

Формирование зазора в эластичных уплотнениях можно представить следующим образом. Под воздействием сил трения и нормальных сил от выступающих микронеровностей (рис. 79) точки поверхностей находятся в состоянии непрерывного относительного движения. Благодаря внутренним упругим силам они стремятся следовать за микронеровностями подвижного тела, но вследствие релаксации обратное их движение отстает. В результате возникают зазор и пленка жидкости или утечки; с увеличением скорости зазор возрастает.

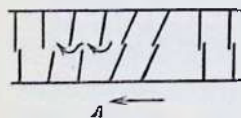


Рис. 79. Схема образования утечек и зазора сопрягаемых поверхностей.

В подвижных соединениях (шток, вал, цилиндр) утечки жидкости непостоянны за счет изменения контакта, перепада давления, скорости движения, зазора и др.

При сформировавшемся жидкостном режиме толщина пленки δ определяется сум-

мой $\delta = \delta_0 + \delta \approx k_b \sqrt[3]{v}$ (здесь $k_b = p^{3/4} \mu_n^{1/4} v^{-1/3}$ — коэффициент зазора; v — скорость движения).

Тогда утечка

$$\Delta Q_n = \psi_2 \frac{\pi D}{b^2} \left(\frac{p}{\mu_n} \right)^{1/4} v,$$

где ψ_2 — коэффициент проницаемости для жидкостного режима; D — наружный диаметр; b — ширина кольца.

Уплотнение может потерять герметичность в процессе вибрации и в случае перепада давления $\Delta p < p_0 = 2\pi/\sigma$ (здесь σ — коэффициент поверхностного натяжения; $\sigma = 30 \cdot 10^{-5} \text{ Н/см}$ для масел).

Для соединений, работающих в возвратно-поступательном режиме (поршни, золотники, штоки и др.) широкое применение находят эластичные уплотнения: кольца круглого, прямоугольного, X- и П-образного сечений.

В гидроцилиндрах, двигателях возвратно-поступательного действия уплотнения имеют различные режимы работы. В области малых скоростей v и высоких давлений p при низком значении коэффициента Пуассона μ_n наблюдается смешанное гранично-сухое трение при отсутствии пленки жидкой смазки, наличии граничной пленки и очагов схватывания — режимы I—II (рис. 80). Режим сухого трения сопровождается развитием высокой температуры и быстрым износом. При некотором повышении μ_n и v граничная пленка распространяется по поверхности (режим III). Далее с увеличением скорости возникают пленка смазки и утечки. Утечки зависят от рабочих и конструктивных параметров $\Delta Q = f(\mu_n, v, p, E, \epsilon, \eta)$.

На рисунке 80 показаны зависимости толщины пленки (утечек δ) и коэффициента трения f от $h = \Delta h/R_z$ (Δh — эквивалентная толщина пленки; R_z — высота микронеровностей).

В процессе возвратно-поступательного движения скорость штока при прямом и обратном ходах неодинакова. Если скорость $v_1 > v_2$ и толщина пленки $\delta_1 > \delta_2$, то за каждый рабочий ход утечки составят

$$\Delta Q_x = \pi D L (\psi_1 \delta_1 - \psi_2 \delta_2) / 2 = \pi D L \Delta h / 2,$$

где D — диаметр штока; L — двойной ход; ψ_1, ψ_2 — функции режима работы.

Когда $v_1 = v_2 = v$, утечки можно выразить так:

$$\Delta Q = \psi_2 \pi D V d \sqrt{\mu v / p d} = \psi_2 \pi D v d \sqrt{G},$$

где G — критерий режима работы.

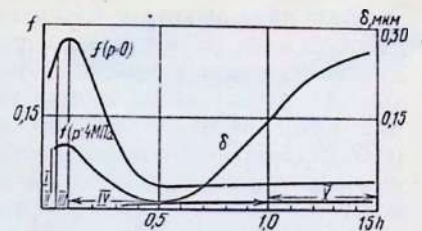


Рис. 80. Зависимости зазора и коэффициента трения в уплотнениях возвратно-поступательного движения от их толщины.

Для вращающихся соединений, работающих при окружных скоростях до 10 м/с и температуре на контактной поверхности до 120 °С, часто применяют манжетные уплотнения. Надежный контакт уплотняющей кромки манжеты с валом создает спиральная металлическая пружина для давлений рабочей жидкости 0,05...0,15 МПа. Преждевременный выход из строя манжет можно предотвратить, тщательно обработав и отполировав поверхность (рекомендуемая высота выступов должна находиться в пределах 0,5...0,6 мкм). На износ также влияет несоосность вала и манжеты, а также биение (допускается до 0,1 мм). Давление в пределах 1,5...3 МПа контакта в манжетах создается brasлетной пружиной, а в месте контакта манжеты шириной 0,02...0,2 мм обеспечивается пленка смазки и хорошая герметичность при $\Delta p = 0,15$ МПа. Утечки в манжетном уплотнении могут происходить за счет биения вала, в результате которого образуются пленки разной толщины. Для расчета утечки жидкости через манжетное уплотнение можно использовать выражение

$$\Delta Q_k = \omega D^2 \operatorname{tg} \gamma \Delta h / 4,$$

где ω — угловая скорость вала; γ — угол наклона кромки манжеты.

В гидроагрегатах внутренние утечки жидкости определяются вязкостно-температурными свойствами жидкости и зависят от зазоров в сопряженных элементах. В гидромашин (насосах, моторах) внутренние утечки происходят через радиальные зазоры, торцевые зазоры, зазоры между уплотнительными втулками и др.

Общую утечку жидкости ΣQ_{yt} в гидромашине можно выразить в зависимости от времени работы t выражением

$$\Sigma \Delta Q_{yt} = \Delta Q_0 + v_{c1} t^{\alpha_1} + v_{c2} t^{\alpha_2} + \dots + v_{cn} t^{\alpha_n},$$

где ΔQ_0 — утечка в новой сборочной единице, агрегата; $v_{c1}, v_{c2}, \dots, v_{cn}$ — скорости нарастания утечек в соответствующих сопряжениях гидроагрегата; $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ — показатели степени функции возрастания утечек.

Утечка рабочей жидкости по линии контакта зубьев, находящихся в зацеплении, определяется по формуле

$$\Delta Q_z = \Delta p \delta_z^3 b / (48 \mu l),$$

где Δp — перепад давления; δ_z — зазор по линии контакта зубьев, находящихся в зацеплении; b — ширина шестерни; μ — коэффициент динамической вязкости; l — длина линии смятия по поверхности зубьев.

Утечка рабочей жидкости в торце сопряженных деталей определяется из выражения

$$\Delta Q_r = \Delta p \delta_r^3 (\varphi_n - \varphi_b) / (12 \mu \ln R_i / r_i),$$

где δ_r — торцевой зазор сопряженных деталей; φ_n, φ_b — угол камеры нагнетания и всасывания; R_i и r_i — радиусы внешней и внутренней границ торцевого зазора.

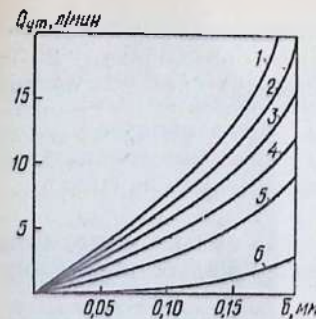


Рис. 81

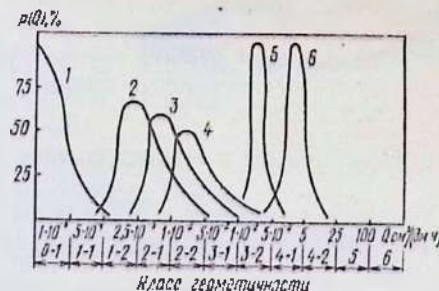


Рис. 82

Рис. 81. Зависимость внутренних утечек насоса НШ-32 от зазора и сопряжения: 1 — корпус — втулка; 2 — втулка — шестерня — втулка; 3 — корпус — шестерня; 4 — зацепление шестерней; 5 — втулка — напиф шестерней; 6 — стыкованная поверхность.

Рис. 82. Распределение уплотнений по степени герметичности.

Утечка жидкости между корпусом гидромашин и шестерней

$$\Delta Q_k = \left(\frac{\Delta p \delta_{кор}}{12 \mu z l_z} - \frac{R_{кор} \delta_{кор}}{2} \right) b,$$

где $\delta_{кор}$ — зазор между внешней поверхностью шестерни и корпусом; z — число зубьев шестерни; l_z — длина дуги зуба по окружности выступов шестерни; $R_{кор}$ — радиус окружности выступов; b — ширина зуба.

Радиальная утечка рабочей жидкости между втулкой и напиф шестерни

$$\Delta Q_p = \Delta p \delta_p^3 (R_0 - r) / 12 \mu l_p,$$

где δ_p — радиальный зазор; R_0 и r — внешний и внутренний радиусы кольцевого зазора; l_p — длина кольцевого зазора.

Подставляя в это выражение значения зазоров $\mu = f(t)$ и других параметров, можно определить расчетные значения утечек.

Зависимость внутренних утечек жидкости в насосе НШ-32 при постоянном Δp показана на рисунке 81. Следует иметь в виду, что согласно требованиям мы можем эксплуатировать гидроагрегаты, допускающие потери не более 25 %.

Утечки для определенной группы уплотнений подчиняются нормальному закону распределений и имеют наиболее характерную среднюю величину $Q_{ср}$. Для сравнения качества уплотнений принято рассматривать утечку за килосекунду $Q, \text{ см}^3/\text{кс}$, отнесенную к единице периметра B_i уплотнения. По степени герметичности определены типы уплотнений при изготовлении распределяются по классам. Всего можно выделить 11 классов герметичности (рис. 82): 0—1 — абсолютная герметичность; 1—1, 1—2 — визуально невидимое опотевание (утечки через

резины в виде диффузии); 2—1, 2—2 — подтекание без каплеобразования; 3—1 — подтекание с каплеобразованием; 3—2; 4—1 — капельные утечки через уплотнения; 4—2 — чистые капли; 5—6 — непрерывные капли.

5.2.3. СИЛЫ ТРЕНИЯ В УПЛОТНЕНИЯХ

Трение в зависимости от наличия пленки смазки может быть сухим, гранично-сухим, граничным, гранично-жидкостным и жидкостным.

Силу трения F можно подсчитать, зная среднее контактное давление p_k и коэффициент трения f , тогда

$$F = \pi D b f p_k,$$

где $p_k = \frac{1}{b} \int_0^b p_k db = p_{co} + s_d p$; d — диаметр вала; s_d — коэффициент передачи давления в условиях всестороннего сжатия; $s_d = \mu_{of} / (1 - \mu_n) = 0,9 \dots 0,98$; p — давление рабочей жидкости.

Коэффициент трения f зависит от качества обработки сопрягаемых поверхностей, сорта и твердости резины, относительной скорости перемещения уплотняемых деталей, свойств и температуры рабочей жидкости, давления и других факторов. Различают коэффициенты трения покоя и трения движения. При продолжительном пребывании в покое коэффициент статического трения может превышать коэффициент трения движения в 3...4 раза. Коэффициент трения f определяется экспериментальным путем как отношение удельной силы трения f к силе нормального давления $N = \pi D b (p_k + s_d p)$. Момент трения M_f для уплотнения диаметром D исходя из предыдущего уравнения находим по выражению

$$M_f = \frac{\pi}{2} f p D^2 = \frac{\pi}{2} (p_{co} + s_d b p) D^2.$$

Коэффициент трения f необходимо при точных расчетах определять опытным путем для каждого конкретного случая в отдельности.

Зависимость коэффициента трения f от высоты пленки смазки $h = \delta / R_z$ согласно закону Ньютона имеет вид

$$f = \tau / p_k = \mu V / p_k \delta_n,$$

где δ_n — толщина пленки жидкой смазки.

От толщины пленки зависят и утечки жидкости; между коэффициентом трения и утечками существует постоянная зависимость.

Наиболее часто встречается в практике гранично-жидкостное

трение, которое за счет снижения скорости и роста нагрузок может перейти в граничное. Граничная пленка толщиной 0,1...0,2 мкм состоит из слоев ориентированных полярных молекул, что и предотвращает непосредственный контакт элементов пары и ослабляет силы адгезионного взаимодействия уплотнений с металлическими поверхностями.

Удельная сила трения в этом случае

$$F_r = \xi / \alpha^2 h_m^2 s_\phi,$$

где $\xi = \tau h^4$ — напряжение трения; h — толщина пленки; h_m — минимальная толщина пленки; α — угол подъема профиля неровности; s_ϕ — фактическая площадь контакта уплотнения.

Относительная площадь контакта s_ϕ / s уменьшается с ростом скорости скольжения v

$$s_\phi = e^{-v/v_0},$$

где v_0 — константа с размерностью скорости.

Практически диапазон изменения площади s_ϕ находится в пределах 1...0,4. Коэффициент трения в граничном режиме

$$f_r = F_r s_\phi / (p_k s).$$

При гранично-жидкостном и жидкостном трении происходит постепенное проникновение смазки в зону контакта. Сила трения в этом случае определяется по закону Ньютона:

$$F_r = \mu_n v s / \delta_n,$$

где μ_n — коэффициент Пуассона; s — площадь контакта; δ_n — толщина пленки смазки.

В момент страгивания вала происходит высокоэластичная деформация уплотнения, взаимное скольжение контактирующих поверхностей отсутствует и сила F_r растет (рис. 83) пропорцио-

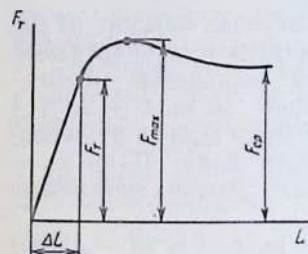


Рис. 83. Изменение силы трения в момент страгивания вала.

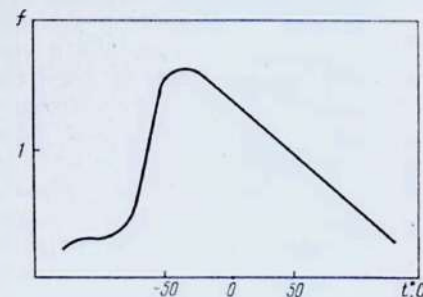


Рис. 84. Зависимость коэффициента трения от температуры.

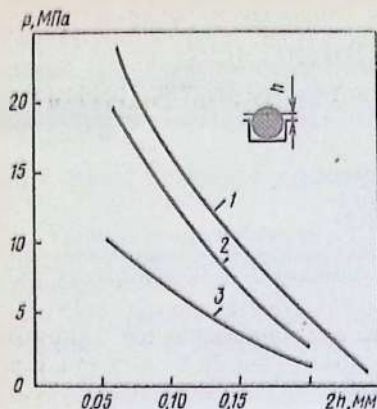


Рис. 85. Диаметральные зазоры для круглых резиновых колец в зависимости от давления жидкости при твердости резины (по Шору) 90...95 (кривая 1), 60...85 (кривая 2), 60...75 (кривая 3).

Ориентировочно коэффициент трения после длительной стоянки можно определить по формуле

$$f = k_1(1 - e^{-t_1/t_2}) + k_2(1 - e^{-t_2/t_2}),$$

где $k_1 = 0,3...0,5$; $k_2 = 0,4...1$; $t_1 = 1...34$; $t_2 = 10^3...10^4$; t_1 и t_2 — начальное и конечное значения температуры среды.

Коэффициент трения зависит от состояния трущихся поверхностей, скорости их движения, температуры рабочей среды (рис. 84), материала поверхностей, состава рабочей жидкости и ее загрязненности, внешней среды и др.

Диаметральный зазор в сопрягаемых деталях зависит от рабочего давления (рис. 85) и твердости эластичных уплотнений. Для размещения колец предусматривают посадочные места — круговую канавку определенных размеров $D_{\phi} = d_s + 2d + 1$ и $d_{\phi} = d_s - 2d - 1$ (здесь d — диаметр сечения кольца в свободном состоянии; d_s — диаметр уплотняемого вала; D_{ϕ} и d_{ϕ} — диаметры заходных фасок цилиндра и вала). Кольца устанавливают с предварительным обжатием.

Коэффициент предварительного сжатия колец $\epsilon = (d - b)100/d$, (здесь b — глубина канавки); $\epsilon = 10...35\%$.

нально перемещению Δl . Удельная сила трения при этом $F_t = \Delta l b G / H$ (здесь H — высота уплотнения; b — ширина уплотнения; G — модуль сдвига; $G = E/3 = 3...5$ МПа).

При дальнейшем движении происходит отрыв контактной поверхности уплотнения от тела и начальная сила трения F_t имеет значительно большую величину по сравнению со средней F_{cp} , так как она определяется упругим деформированием слоя в момент отрыва и разрыва химических связей, возникающих между поверхностями. При экспериментальных исследованиях обычно определяется коэффициент трения f по максимальному значению силы трения F_{max} .

ГЛАВА 6

СХЕМЫ И РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДОВ И ГИДРОСИСТЕМ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

6.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Гидропривод получает в последнее время самое широкое распространение на сельскохозяйственных машинах различного назначения. Гидропривод ходовой части зерноуборочных, кормоуборочных, корнеклубнеуборочных и других комбайнов позволяет повысить примерно на 20 % их производительность, бесступенчато управлять скоростью машин, снизить затраты на техническое обслуживание на 12 % и имеет ряд других преимуществ перед механическим приводом.

Имеются полностью гидрофицированные прицепные сельскохозяйственные машины: капустоуборочные, свеклоуборочные, виноградоуборочные.

Имеются частично гидрофицированные машины, как, например, картофелеуборочные комбайны МК, КР (ФРГ), Е-686 (ГДР), опрыскиватели «Супер» (ФРГ), и другие, где гидрообъемный привод сочетается с механическим.

В этих схемах гидропривода применяется насос для подвода гидравлической энергии к отдельным рабочим органам (выгрузному транспортеру, сортировочному транспортеру) или автономные гидравлические системы в виде дополнительных насосов, установленных на сельскохозяйственной машине и получающих энергию от ВОМ через цепную передачу.

Регулируемые гидроприводы подразделяют на гидроприводы с дроссельным, объемным и объемно-дроссельным регулированием, а по способу регулирования — с автоматическим и ручным управлением.

Объемные гидроприводы можно классифицировать так:
по виду движения выходного звена — вращательного, поступательного и поворотного движения;
по источнику энергии — насосные и аккумуляторные;
по виду циркуляции рабочей жидкости — с разомкнутой и замкнутой системой;
по возможности регулирования — регулируемые и нерегулируемые.

Объемные гидроприводы могут быть раздельного и нераздельного исполнения.

6.2. ГИДРОПРИВОДЫ С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

В гидроприводах с дроссельным регулированием для управления скоростью исполнительного рабочего органа применяют регулируемые дроссели, краны, регуляторы потока.

Дроссельное регулирование используется в гидроприводах малой мощности (до 6 кВт) преимущественно с нерегулируемыми насосами. По схеме работы гидроприводы с дроссельным регулированием можно подразделить на два вида: с постоянным и переменным давлением ($\sim$).

Гидропривод с постоянным давлением состоит из насоса 6 (рис. 86, а) с приводным двигателем 7, распределителя 2, регулируемого дросселя 3, который может быть установлен на входе в линию нагнетания (перед распределителем) или в линии слива (после распределителя), гидродвигателя 1, переливного клапана 4, который поддерживает постоянное давление в линии нагнетания, и резервуара 5.

При работе к гидродвигателю поступит количество Q жидкости, равное расходу Q_d через дроссель, т. е.

$$Q = Q_d = \mu s_d \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}},$$

где μ — коэффициент расхода дросселя; s_d — проходное сечение дросселя; Δp — перепад давления на дросселе; ρ — плотность жидкости.

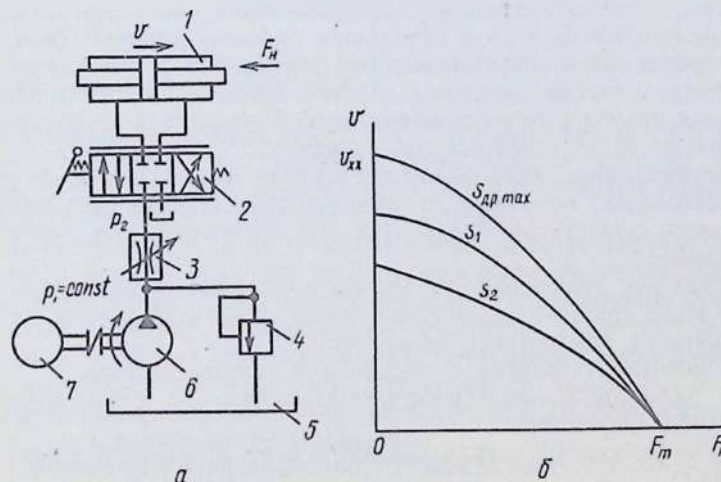


Рис. 86. Схема (а) и характеристика (б) гидропривода с постоянным давлением: 1 — гидродвигатель; 2 — распределитель; 3 — дроссель; 4 — переливной клапан; 5 — резервуар; 6 — насос; 7 — приводной двигатель.

Максимальное количество жидкости, равное подаче насоса Q_n , соответствует полностью открытому дросселю. В процессе регулирования излишек жидкости, равный $Q_n - Q$, сливается в резервуар. Переливной клапан поддерживает постоянное давление $p_1 = \text{const}$ в линии нагнетания, а давление в гидроцилиндре p_2 будет пропорционально нагрузке F_n , т. е.

$$p_2 = \frac{F_n}{s_n} + p_c,$$

где p_c — давление слива; s_n — площадь поршня.

Перепад давления на дросселе

$$\Delta p_d = p_1 - p_2 = p_1 - \frac{F_n}{s_n} - p_c.$$

Механические характеристики гидропривода с дросселем на входе показаны на рисунке 86, б. Характеристика отражает зависимость скорости движения v исполнительного гидродвигателя от нагрузки F_n .

Средняя скорость штока гидроцилиндра

$$v = \frac{Q}{s} = \frac{\mu s_d}{s_n} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_1 - \frac{F_n}{s_n} - p_c \right)}.$$

При полностью открытом дросселе $s_{dp \max}$ и разных проходных сечениях s_1 и s_2 скорость штока зависит от нагрузки F_n на поршне: максимальное значение скорости $v_{\max}$ наблюдается при отсутствии нагрузки, а при максимальной нагрузке, когда $p_2 = p_1$, скорость штока равна нулю.

При работе с источником постоянного давления характеристики гидропривода при дроссельном регулировании определяются параметрами элементов гидропривода, нагрузкой, а также жесткостью жидкости, трубопроводов и опор.

Сила, действующая на шток гидродвигателя или гидроцилиндра,

$$R_r = m \frac{d^2 y}{dt^2} + k_p \frac{dy}{dt} + c_n y + |P_{тр}| \text{sign} \frac{dy}{dt} + P_0,$$

где $m \frac{d^2 y}{dt^2}$ — сила, вызываемая ускорением массы нагрузки; $k_p \frac{dy}{dt}$ — сила вязкого трения; $c_n y$ — сила, вызываемая жесткостью навесной системы; $|P_{тр}| \text{sign} \frac{dy}{dt}$ — сила контактного трения; P_0 — постоянная составляющая силы.

Силы $c_n y$ и $|P_{тр}| \text{sign} \frac{dy}{dt}$ направлены в сторону, препятствующую движению штока поршня площадью f_n .

Уравнение расхода жидкости

$$\mu b x \sqrt{\frac{p_n - \text{sign} x_0}{\rho}} = f_n \frac{dy}{dt} + \frac{\nu}{2E} \frac{dp}{dt},$$

где b — ширина дроссельного отверстия; x — перемещение дросселя.

Первый член определяет расход, необходимый для перемещения поршня гидроцилиндра, а второй — расход, обусловленный сжимаемостью жидкости.

Параметры давления определяются нагрузкой R , и эффективной площадью f_n , т. е.

$$p = R/f_n.$$

После совместного решения уравнений, замены и преобразования

$$\frac{\mu b}{f_n} \sqrt{\frac{p_n}{f_n}} = k_v \text{ и } \frac{k_v Q}{f_n} = k_{pv}$$

получим общее уравнение динамики с дроссельным регулированием

$$x k_v c_r \sqrt{1 - \text{sign} x} \frac{1}{f_n p} \left[m \frac{d^2 y}{dt^2} + k_p \frac{dy}{dt} + c_n y + \right. \\ \left. + |P_{rp}| \text{sign} \frac{dy}{dt} + P_0 \right] = m \frac{d^3 y}{dt^3} + k_{pv} \frac{d^2 y}{dt^2} + (c_r + c_n) \frac{dy}{dt} + \\ + \frac{d}{dt} |P_{rp}| \text{sign} \frac{dy}{dt} + P_0.$$

Решение уравнения на ЭВМ позволяет получить статические, кинематические и динамические характеристики гидропривода с дроссельным регулированием.

Гидроприводы с дроссельным регулированием при постоянном расходе целесообразно использовать для систем с большими потоками.

Статические характеристики гидропривода (при $\theta = \text{const}$) ввиду значительных нелинейностей аналитически исследовать затруднительно, поэтому целесообразно применять графический метод расчета на основании экспериментальных исходных данных.

Рассмотренный гидропривод чувствителен к внешней нагрузке; со смещением золотника распределителя изменяется давление в линии нагнетания. К достоинствам гидропривода с источником питания постоянного расхода и параллельно-последовательным дроссельным регулированием относится высокий КПД, равный 0,8...0,9, а к недостаткам — сложность обеспечения параллель-

ного подключения приводов, а также то, что существенное влияние на работу гидропривода оказывает сжимаемость рабочей жидкости. Динамические характеристики рассматриваемых систем необходимо изучать с учетом сжимаемости рабочей жидкости и жесткости элементов. Гидравлическая жесткость гидроцилиндра

$$c_r = E f_n^2 / V,$$

где E — модуль объемной упругости; f_n — площадь поршня; V — объем жидкости; $V = f y$.

У двигателя возвратно-поступательного движения суммарная гидравлическая жесткость равна сумме жесткостей его рабочих камер. Наименьшая гидравлическая жесткость отмечается в том случае, когда объемы рабочих полостей равны $V_1 = V_2 = V_0$, тогда

$$c_r = 2 E f_n^2 / V_0.$$

Такой вид регулирования применяется в основном при управлении скоростью гидроцилиндра. Он имеет ряд недостатков — низкий КПД, нагрев жидкости при дросселировании и др.

Гидропривод с переменным давлением состоит из насоса 6 (рис. 87, а) с приводным двигателем 7, распределителя 2, испол-

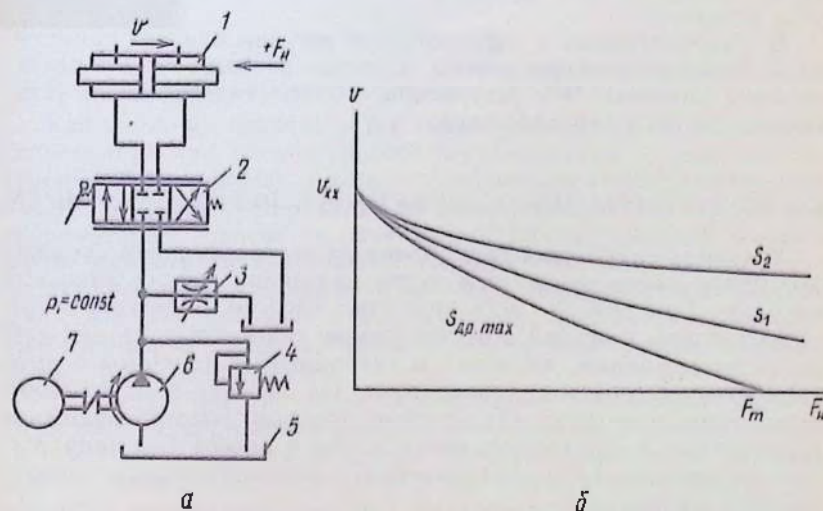


Рис. 87. Схема (а) и характеристика (б) гидропривода с переменным давлением;

1 — гидроцилиндр; 2 — распределитель; 3 — дроссель; 4 — предохранительный клапан; 5 — резервуар; 6 — насос; 7 — приводной двигатель.

нительного гидроцилиндра 1, предохранительного клапана 4 и регулируемого дросселя 3, установленного параллельно гидроцилиндру.

Давление p_1 в линии нагнетания зависит от нагрузки F_n на штоке гидроцилиндра

$$p_1 = F_n / s_n,$$

а средняя скорость штока цилиндра без учета давления слива составляет

$$v = \frac{Q}{s_n} = \frac{Q_n}{s_n} - \frac{\mu s_n}{\mu s_n} \sqrt{\frac{2F_n}{\mu s_n}},$$

где s_n — проходное сечение золотника.

Скорость штока максимальна при полностью закрытом дросселе, по мере открытия дросселя скорость штока уменьшается, так как часть жидкости сливается в резервуар (рис. 87, б). Основные недостатки такой схемы — непостоянство скорости движения штока при изменяющейся нагрузке и одном и том же положении дросселя, невозможность регулирования скорости при отрицательных нагрузках. Преимущества гидроприводов с переменным давлением — более высокий КПД по сравнению с гидроприводом с постоянным давлением, а также то, что нагнетаемая жидкость при дросселировании отводится непосредственно в резервуар.

В гидроприводах с дроссельным регулированием применяются также регуляторы потока, в состав которых входят редукционные клапаны. Эти регуляторы в схеме гидропривода устанавливают на место дросселей.

6.3. ГИДРОПРИВОДЫ С ОБЪЕМНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

В схемах гидропривода с объемным регулированием скорость выходного звена изменяется путем изменения подачи жидкости насосом (система с регулируемым насосом), регулируемым гидромотором (система с регулируемым гидромотором) или двумя гидромашинными, насосом и гидромотором (системы с регулируемым насосом и гидромотором). На рисунке 88, а показана схема гидропривода с регулируемым насосом. Частоту вращения гидромотора 2 регулируют, изменяя объем насоса 1, а направление вращения вала гидромотора — реверсированием потока рабочей жидкости.

Подача насоса $Q_1 = n_1 q_1$, а расход, потребляемый гидромотором, $Q_2 = n_2 q_2$ (здесь q_1 , q_2 — рабочие объемы насоса и гидромотора). При отсутствии потерь расхода $Q_1 = Q_2$, следовательно, мощности насоса и гидромотора могут быть определены из выра-

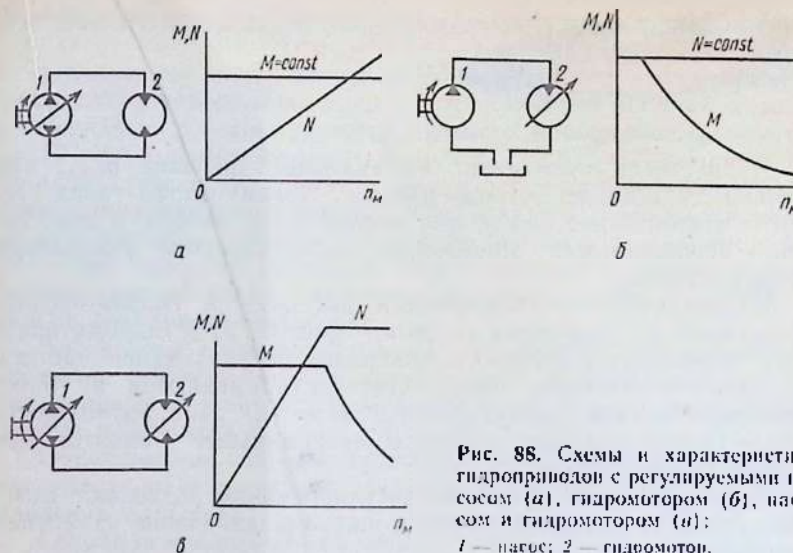


Рис. 88. Схемы и характеристики гидроприводов с регулируемым насосом (а), гидромотором (б), насосом и гидромотором (в); 1 — насос; 2 — гидромотор.

жений $N_1 = N_2 = N$ или $p_1 Q_1 = p_2 Q_2$. Давление в гидросистеме p_1 зависит от нагрузки гидромотора, т. е.

$$p_1 = \frac{2\pi M_2}{q_2} + \Delta p_r,$$

где M_2 — крутящий момент гидромотора; Δp_r — потери на трение.

Как видно из характеристик гидропривода, крутящий момент гидромотора при данном способе регулирования — величина постоянная ($M = \text{const}$), а мощность изменяется пропорционально подаче жидкости. Передаточное отношение между насосом и гидромотором зависит от объемных КПД гидромашин, а отношение момента на валу насоса к моменту на валу гидромотора характеризуется коэффициентом трансформации $k = M_1 / M_2$. Диапазон регулирования у данных систем ограничен минимальным значением КПД, который с увеличением подачи вначале растет, а затем снижается.

В схемах с регулируемым гидромотором установлены насос 1 (рис. 88, б) с постоянной подачей и гидромотор 2 с изменяемым регулируемым рабочим объемом. Регулирование такой системы при постоянной мощности ($N = \text{const}$) достигается уменьшением рабочего объема гидромотора. Частота вращения гидромотора равна

$$n_2 = Q_1 / q_2,$$

где q_2 — регулируемый рабочий объем гидромотора.

Момент на валу гидромотора — величина непостоянная, т. е.

$$M_m = \frac{q_2 \Delta p_2}{2\pi} \neq \text{const},$$

где Δp_2 — перепад давления жидкости в гидромоторе.

Практически существует минимальное значение $q_{2\min}$, при котором гидромотор останавливается. Преимущества таких систем — относительно небольшие механические потери, а недостаток — необходимость применения дистанционного управления гидромоторами.

В системах с регулируемым насосом и гидромоторами применение регулируемых насосов 1 (рис. 88, а) и гидромотора 2 дает возможность большого диапазона регулирования частоты вращения и момента. Такие системы применяются в трансмиссиях, так как характеристика $M = f(n)$ дает возможность осуществлять трогание машин с максимальным моментом при минимальной скорости.

Гидроприводы с объемным регулированием позволяют изменять скорость гидродвигателей в широком диапазоне изменения нагрузки.

Один из важнейших показателей гидроприводов — коэффициент полезного действия. Мощность, развиваемая насосом, без учета потерь

$$N_n = p_n Q_n.$$

Мощность, потребляемая гидродвигателем,

$$N_r = v_r p_r = p_r \frac{\mu b x}{l_n} \sqrt{\frac{p_n - \frac{p_r}{l_n}}{\rho}}.$$

Тогда КПД рассматриваемого гидропривода $\eta = N_r / N_n$ при максимальной подаче $Q_{\max}$ имеет наибольшее значение при наибольшем смещении золотника $x = 1$ и нагрузке $R_r = \frac{2}{3}$, что соответствует максимальной мощности.

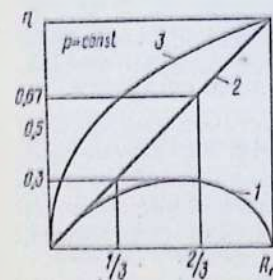


Рис. 88. Зависимость КПД от нагрузки.

При дроссельном регулировании для насосов с постоянным расходом и перепускным клапаном максимальный КПД $\eta = 0,38$ — кривая 1 (рис. 89). Если в качестве источника питания применен насос постоянного давления, то максимальный КПД $\eta = 0,67$ при значении нагрузки $\frac{2}{3} R_r$ — кривая 2. Наиболее высокий КПД можно получить, если в качестве источника питания использовать насос с регулируемой подачей с обратной связью по давлению: $\eta = 0,8...0,9$ — кривая 3.

6.4. ОБЪЕДИНЕННЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

Существуют четыре группы сельскохозяйственных машин: сельскохозяйственные машины с гидроприводом рабочих органов от серийных тракторных гидросистем с приводной мощностью до 10 кВт; машины мощностью до 20...22 кВт; с гидроприводом рабочих органов от ГСOM; машины с сочетанием гидрообъемного и механического привода, где мощность, расходуемая на привод активных рабочих органов, свыше 25 кВт; машины с автономной насосной станцией, обеспечивающей гидрообъемный привод ходовой части и активных рабочих органов с потребляемой мощностью более 25 кВт.

Автономные насосные станции применяются в гидравлических приводах рабочих органов строительных и дорожных машин, землеройных машинах сельскохозяйственного назначения, самоходных машинах и др.

Объединенные гидросистемы могут быть трех типов: постоянного расхода, постоянного давления и системы с компенсацией давления и расхода.

Гидравлическая система отбора мощности (ГСOM) предназначена для передачи энергии от трактора на активные рабочие органы сельскохозяйственных машин.

Система включает в себя наряду с узлами стандартной тракторной гидросистемы — резервуара 27 (рис. 90) с фильтром 29, распределитель 1, силовой регулятор 3, насос 25 и силовой гидроцилиндр 4, дополнительные сборочные единицы: насос 24 (НШ-32-2), насос 23 (НШ-10-2), золотниковый сумматор 7 и радиатор 26.

Насосы 23 и 24 установлены на муфте сцепления с левой по ходу трактора стороны и имеют независимый и отключаемый привод.

Сумматор 7 связан с насосами нагнетательными трубопроводами (19, 20, 21), сливным трубопроводом 28 с резервуаром 27, через фильтр 29 с радиатором 26, выход которого, в свою очередь, также соединен с резервуаром. С распределителем 1 и регулятором 3 сумматор связан трубопроводом 5, соединяющим канал управления перепускным клапаном распределителя со сливом.

Сумматор состоит из корпуса 8, в расточках которого помещены управляемые золотники.

В верхней расточке расположен распределительный золотник 9. Он имеет три фиксированных положения: нейтральное (рабочие полости заперты, жидкость, поступающая от насосов, сливается в резервуар) и два рабочих положения (жидкость от насосов поступает через трубопроводы 11 и 12, выведенные в заднюю часть трактора к потребителю). Трубопроводы закан-

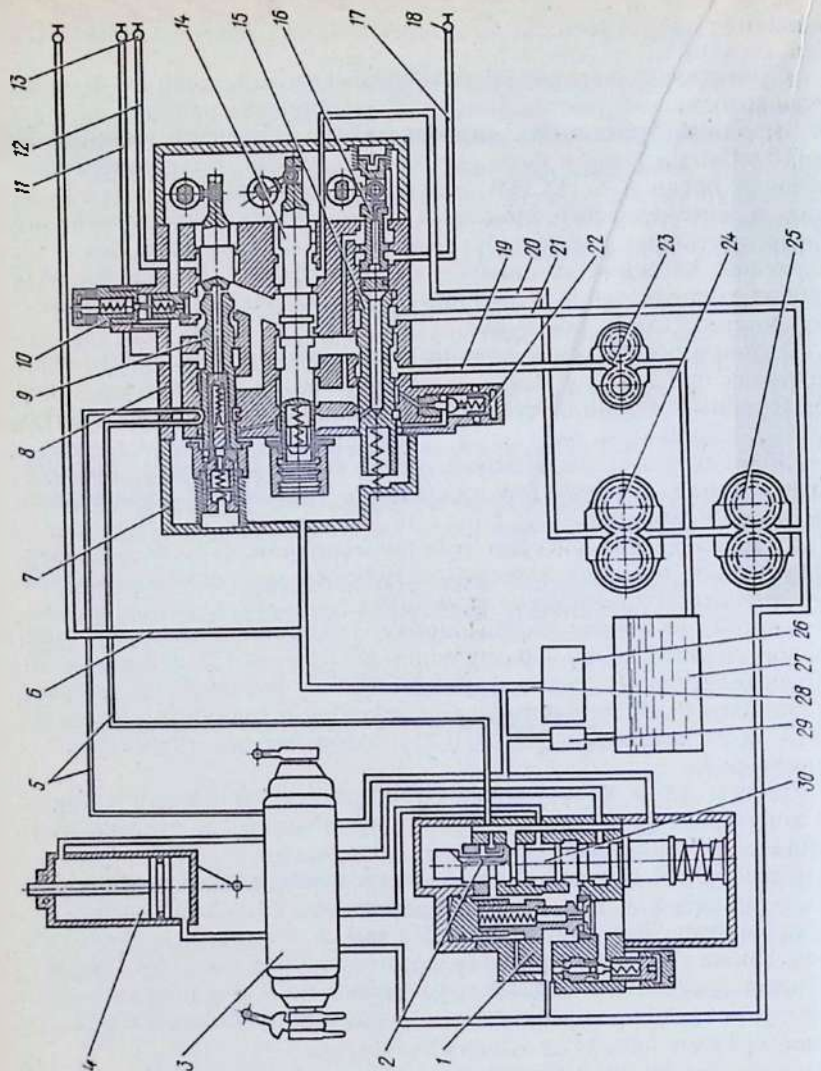


Рис. 90. Схема гидравлической системы отбора мощности трактора МТЗ:

1 — распределитель; 2 — канал управления; 3 — силовой регулятор; 4 — гидроцилиндр; 5, 6, 11, 12, 17, 19, 20, 21, 28 — трубопроводы; 7 — сумматор; 8 — корпус; 9 — золотник; 10, 22 — клапаны; 13, 18 — запорный клапан; 14 — суммирующий золотник; 15, 16, 30 — золотники управления; 23, 24, 25 — насосы; 26 — радиатор; 27 — резервуар; 29 — фильтр.

чиваются запорными устройствами с условным проходным сечением 16 мм. Распределительный золотник снабжен устройством автоматического возврата в нейтральное положение при повышении рабочего давления свыше $14,0 \pm 1,0$ МПа.

В средней расточке корпуса расположен суммирующий золотник 14, обеспечивающий сложение или вычитание потоков от трех насосов системы. Золотник имеет четыре фиксированных положения, которые в порядке возрастания позволяют получить поток со скоростью 18, 55, 75 и 100 л/мин.

В нижней расточке корпуса помещены два золотника 15 и 16, разделенные перегородкой.

Золотник 15 управляется давлением жидкости в канале управления перепускным клапаном, который соединен через сверление в корпусе и золотнике с полостью управления золотником. Золотник может занимать два положения — крайнее правое (канал управления и полость управления соединены со сливом) и крайнее левое (канал управления перекрыт). В первом случае поток основного насоса НШ-32-2 поступает на распределитель гидросистемы, во втором случае — к суммирующему золотнику 14 системы гидроотбора. Золотник 16 служит для подачи на потребитель потока от насоса НШ-10-2 в том случае, когда последний не используется на основных выходах гидроотбора. Нейтральная позиция золотника фиксированная. Рабочая позиция и плавающая не фиксированные. В этих позициях золотник удерживают рукой. В рабочей позиции золотника поток от насоса НШ-10 поступает к потребителю по трубопроводу 18 с запорным устройством.

Сумматор снабжен двумя предохранительными клапанами, регулируемые на давление $16,0 \pm 1,5$ МПа. Клапан 10 встроен в магистраль суммарного потока, клапан 22 — в магистраль потока от насоса НШ-10-2.

Для возврата в систему утечек служит дренажный трубопровод 6, соединенный через радиатор 26 с резервуаром. Золотниками сумматора управляет тракторист при помощи рукояток управления, выведенных на сектор управления, расположенный в кабине трактора с левой стороны от сиденья водителя.

Рукоятка управления имеет четыре фиксированных положения — первое сверху соответствует величине потока на основном выходе ГСОМ, равной подаче насосов НШ-10, второе — насоса НШ-32, третье — насосов НШ-10 и НШ-32 и четвертое — двух насосов НШ-32.

Рукоятка реверсирования имеет три фиксированных положения: верхнее — «подъем», среднее — «нейтраль» и нижнее — «опускание».

Рукояткой управления суммирующий золотник устанавливают в положение, соответствующее заданному потоку. Установленный

поток снимается через выводы гидроотбора установкой рукоятки реверсирования распределительного золотника в одно из рабочих положений.

Основной насос гидросистемы в первую очередь используется для работы гидронавесной системы трактора независимо от настройки сумматора 7 системы гидроотбора. С этой целью на золотниках распределителя 1 выполнены каналы, которые соединяют в рабочих положениях золотников полость управления золотником 14 автомата со сливом.

Вращение на привод насосов ГСОМ передается от шестерни привода двухскоростного ВОМ.

6.5. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ГИДРОПРИВОДА

6.5.1. ПРИВЕДЕНИЕ МОМЕНТОВ И СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Гидродвигатель возвратно-поступательного движения или гидромотор вращательного действия может передавать момент непосредственно рабочему органу или при помощи кинематической цепи с определенным числом механических звеньев.

Каждое механическое или гидравлическое звено обладает конечной жесткостью, т.е. деформируется под нагрузкой, а в соединениях имеются зазоры. В связи с этим при расчете гидропривода необходимо учитывать упругие связи и зазоры.

Расчетную схему необходимо приводить к двух- или трехмассовой системе с эквивалентными упругими связями и с суммарным зазором, приведенным к угловым скоростям вала гидродвигателя.

В практических и инженерных расчетах иногда возможно пренебречь зазорами и упругостью, приняв механические связи абсолютно жесткими. При этом движение элементов и гидропривода можно рассматривать на каком-то конечном элементе. Расчетная схема приводится к одному обобщенному жесткому механическому звену, имеющему эквивалентные массу m и момент инерции I , на которое воздействуют момент M гидродвигателя и суммарный (статический) момент сопротивления M_c , включая все механические потери. Момент сопротивления рабочего органа M_c , возникающий на валу гидромотора, возникает под действием сил работы трения и полезной работы. Полезная работа связана с выполнением технологической операции или процесса и может быть определена аналитическим расчетом или по экспериментальным исследованиям. Работа трения учитывается обычно КПД механических или гидравлических связей.

Моменты сопротивления могут быть реактивными (от сил сжатия, трения и др.), т.е. изменяющими свой знак в зависимости от направления вращения. Активные моменты (от сил

веса, полезного сопротивления пружин и др.) могут тормозить движение гидропривода или способствовать движению и всегда сохраняют свой знак при изменении направления вращения. Приведение моментов сопротивления от одной оси к другой возможно на основании энергетического баланса системы с учетом коэффициента полезного действия η . На основании равенства мощности можно записать

$$M_c \omega_n / \eta_n = M_r \omega_r;$$

$$M_c = M_r \omega_r / (\omega_n \eta_n) = M_r / (i \eta_n),$$

где M_c, M_r — момент сопротивления рабочего органа и тот же момент сопротивления, приведенный к скорости вала гидродвигателя; $i = \omega_r / \omega_n$ — передаточное число; $\omega_n, \omega_r, \omega$ — угловые скорости рабочего органа, механической передачи и гидродвигателя.

При наличии нескольких передач между валом гидромотора и рабочим органом с передаточными числами $i_1, i_2, \dots, i_n$ и КПД $\eta_{n1}, \eta_{n2}, \dots, \eta_{nn}$ момент сопротивления, приведенный к скорости вала гидродвигателя, определяется формулой

$$M_c = M_r / (i_1 i_2 \dots i_n) (\eta_{n1} \eta_{n2} \dots \eta_{nn}).$$

Последовательность приведения сил сопротивления такая же, как для моментов. Если скорость поступательного движения рабочего органа v , а угловая скорость вала гидродвигателя ω_r , то

$$F_c v / \eta_n = M_r \omega_r,$$

где F_c — сила сопротивления рабочего органа.

Отсюда приведенный к скорости вала гидромотора момент сопротивления

$$M_c = F_c v / \omega_r \eta_n.$$

В случае приведения вращательного движения к поступательному движению приведенное усилие

$$F_c = M_c \omega_r \eta_n / v.$$

При наличии вращающихся частей, обладающих моментом инерции $I_r, I_1, I_2, \dots, I_n$ и угловыми скоростями $\omega_r, \omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$, можно заменить их динамическое действие действием одного момента инерции, приведенного к угловой скорости вала гидромотора,

$$I \omega_r^2 / 2 = I_r \omega_r^2 / 2 + I_1 \omega_1^2 / 2 + I_2 \omega_2^2 / 2 + \dots + I_n \omega_n^2 / 2.$$

Тогда суммарный момент инерции, приведенный к валу гидродвигателя,

$$I = I_r + I_1 (\omega_1 / \omega_r)^2 + I_2 (\omega_2 / \omega_r)^2 + \dots + I_n (\omega_n / \omega_r)^2,$$

где I_r, I_n — моменты инерции ротора гидродвигателя и элементов (звездочек, муфт и др.), установленных на валу.

Момент инерции вращающегося тела массой m

$$I_0 = mr^2,$$

где r — радиус центра масс.

Момент инерции сплошного цилиндра радиусом R относительно продольной оси

$$I_0 = mR^2/2.$$

Приведение масс рабочих органов сельскохозяйственных машин, движущихся поступательно (лемехов, корнеуборочных машин, ножа режущего аппарата и др.), осуществляется на основании равенства запаса кинетической энергии

$$mv^2/2 = I\omega_r^2/2.$$

Отсюда момент инерции, приведенный к валу гидродвигателя,

$$I = m(v/\omega_r)^2.$$

Если в механизме привода присутствуют вращающиеся и возвратно-поступательно движущиеся элементы, то суммарный приведенный к валу двигателя момент инерции определяется так:

$$I = I_r + I_1/i_1^2 + I_2/(i_1^2 i_2^2) + \dots + I_n/(i_1^2 i_2^2 \dots i_n^2) + m(v/\omega_r)^2.$$

Приведение момента инерции к поступательному движению осуществляется через приведенную массу

$$m = I(\omega_r/v)^2.$$

6.5.2. РАСЧЕТ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГИДРОПРИВОДА

Установившийся режим. При проектировании и расчете гидропривода, работающего с рабочим органом или сельскохозяйственной машиной в установившемся режиме, необходимо прежде всего выявить соответствие механических характеристик гидродвигателя характеристике нагруженной сборной единицы машины.

Исходные данные для правильного расчета мощности и выбора типа гидропривода — технологические и конструктивные требования, которые возникают в связи с эффективным использованием гидропривода при высокой производительности, надежности и точности их работы.

Применение гидропривода в сельскохозяйственных машинах по характеру изменения момента может быть:

с постоянным статическим моментом

$$M_c = \text{const},$$

с моментом, зависящим от угловой скорости (вентилятор, насос центробежный),

$$M_c = M_0 + k\omega^2,$$

с моментом, зависящим от пути или угла поворота (кривошипные передачи),

$$M_c = M_0 + M_s \sin \varphi,$$

с моментом, характеризующимся случайным изменением во времени,

$$M_c = M_0 + ke^{-at},$$

где k — коэффициент передачи; t — временная функция.

Механическая характеристика рабочего органа сельскохозяйственной машины представляет собой зависимость между приведенными к валу гидродвигателя скоростью и моментом сопротивления $\omega = f(M_c)$. В общем виде момент сопротивления можно определить по формуле

$$M_c = M_0 + (M_{c_{\text{ном}}} - M_0) (\omega/\omega_{\text{ном}})^{\chi},$$

где M_c , M_0 — моменты сопротивления в зависимости от ω и φ ; M_0 — момент сопротивления трения в движущихся частях; $M_{c_{\text{ном}}}$ — момент сопротивления при номинальной скорости $\omega_{\text{ном}}$; χ — показатель степени, характеризующий изменение момента сопротивления при изменении скорости.

При $\chi = 0$ момент сопротивления не зависит от скорости; при $\chi = 1$ он линейно зависит от скорости ω , при $\chi = 2$ M_c зависит от квадрата скорости (параболическая характеристика); при $\chi = -1$ момент сопротивления изменяется обратно пропорционально скорости (рис. 91). Проектируя гидропривод к тому или иному рабочему органу, учитывают не только характеристики механизмов, но и стабильность (жесткость) механической характеристики гидропривода. Жесткость характеристики гидропривода определяется в каждой точке как производная момента по угловой скорости

$$\beta_n = dM/d\omega.$$

Переходный режим. В установившемся режиме момент, развиваемый гидромотором, равен моменту сопротивления машины, и скорость привода постоянна. Однако при работе мобильных сельскохозяйственных машин из-за неустановившейся нагрузки гидропривод работает с ускорением или замедлением, возникают инерционные силы (момент), которые

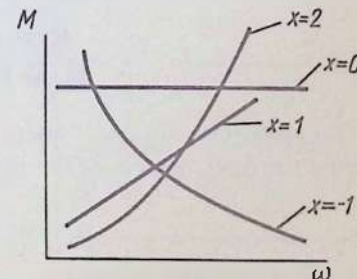


Рис. 91. Механические характеристики рабочих органов сельскохозяйственных машин.

гидродвигатель должен преодолевать, находясь в переходном режиме.

Уравнение движения гидропривода должно учитывать все силы и моменты, действующие в переходных режимах. Уравнение равновесия для поступательного движения гидропривода

$$F - F_c = m dv/dt,$$

для вращательного движения

$$M - M_c = I d\omega/dt,$$

где F и F_c — движущая сила и сила сопротивления машины; $m dv/dt$ — инерционная сила, возникающая при изменении скорости; M и M_c — развиваемый гидродвигателем вращающий момент и момент сопротивления; $I d\omega/dt$ — инерционный (динамический) момент.

При $M > M_c$ $d\omega/dt > 0$ гидропривод имеет некоторое ускорение; при $M < M_c$ $d\omega/dt < 0$ происходит замедление; а если $M = M_c$ $d\omega/dt = 0$, то гидропривод работает в установившемся режиме.

Переходный (динамический) режим работы гидропривода характеризуется изменением момента, расхода жидкости и угловой скорости, т.е. ускорением или замедлением привода.

Изучение динамики гидропривода позволяет определить требуемую мощность, оценить влияние параметров рабочей машины и гидропривода на производительность машины и качество выполняемого процесса, оценить работу элементов и системы управления и др.

При изучении переходных процессов необходимо определить функции расходов Q , давления p , момента M , угловой скорости ω , пути L от времени, т.е. $Q = f_1(t)$; $p = f_2(t)$; $M = f_3(t)$; $\omega = f_4(t)$; $L = f_5(t)$.

Уравнения равновесия системы гидропривод — механический рабочий орган при пуске имеют вид

$$M_r = k \Delta p q + M_0,$$

$$M_n = I d\omega/dt + \Delta M_c.$$

Приравняв правые части этих уравнений и разделив все члены на $\Delta p Q$, тогда после преобразования получим

$$\omega + \omega_0 = T d\omega/dt + \Delta\omega_c,$$

где $\omega = k \Delta p Q / (\Delta p Q)$ — угловая скорость при установившемся движении; $\omega_0 = M_0 / (\Delta p Q)$ — угловая скорость вала при холостом ходе; $T = I / (\Delta p Q)$ — постоянная времени гидропривода; $\Delta\omega_c = \Delta M_c / (\Delta p Q)$ — период угловой скорости при нагрузке моментом ΔM_c .

Тогда уравнение движения гидропривода

$$d\omega/dt - \omega/T = (\omega_0 + \Delta\omega_c)/T.$$

После интегрирования получим

$$\omega = \omega_0 - \Delta\omega_c + c e^{-t/T},$$

где c — постоянная интегрирования.

Значение c определяем для времени $t = 0$, т.е. $\omega = \omega_n$, а

$$c = \omega_n - (\omega_0 - \Delta\omega_c) = \omega_n - \omega_c.$$

Для угловой скорости гидромотора

$$\omega = \omega_c + (\omega_n - \omega_c) e^{-t/T},$$

где ω_c — угловая скорость вала гидромотора при установившемся значении момента нагрузки.

В случае включения нагруженного гидропривода из неподвижного состояния ($\omega_n = 0$) имеем

$$\omega = \omega_c (1 - e^{-t/T}).$$

При включении гидромотора без нагрузки

$$\omega_{xx} = \omega_0 (1 - e^{-t/T}),$$

а момент $M_{xx} = I d\omega/dt$.

На рисунке 92 показаны типичные усредненные кривые, полученные по результатам тензометрирования скорости на примере элеватора картофелеуборочного комбайна под нагрузкой (кривая 1) и без нагрузки (кривая 2). Практически считают, что процесс пуска $t_n = (3...4)T$, так как угловая скорость в этом случае отличается от установившегося значения не более чем на 5%. При $t = \infty$ имеем $e = 0$, $\omega = \omega_c$, а при $t = 3T$ $e^{-3} = 0,05$ и $\omega \approx 0,95\omega_c$, т.е. можно считать, что для $t = 3T$ угловая скорость привода отличается от установившегося значения не более чем на 5%, это значит, что не установившийся процесс закончен.

В переходных режимах при ударном приложении (снятии) нагрузки возникает резкое динамическое падение угловой скорости, что отрицательно сказывается на работе многих гидроприводов сельскохозяйственных машин.

На рисунке 93 показаны переходные процессы при ударном приложении нагрузки $\omega = f(t)$ и $M = f(t)$, а также статическая характеристика $\omega = f(M)$ гидропри-

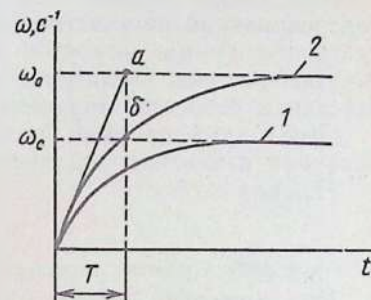


Рис. 92. Переходный процесс гидропривода элеватора.

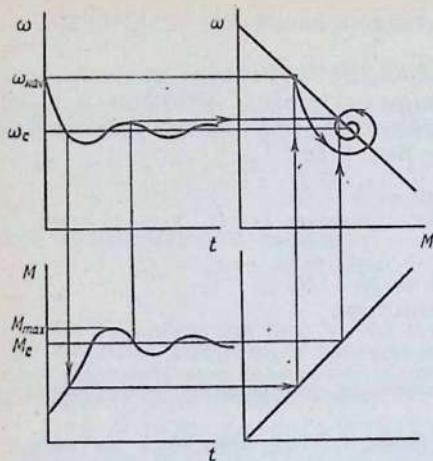


Рис. 93. Переходный процесс при ударном приложении нагрузки.

в действительности за счет сжатия жидкости и упругости магистралей расход изменяется по динамическим механическим характеристикам (нелинейным зависимостям).

Отдельные рабочие органы, например транспортер примесей картофелеуборочного комбайна, необходимо реверсировать под нагрузкой.

Скорость при реверсировании

$$\omega = -\omega_0 - \Delta\omega_c + ce^{-t/T},$$

где $c = \omega_c + \omega_0 - \Delta\omega_c$ при $t = 0$; $\omega = \omega_{\text{нач}} = \omega_c$.

Механические характеристики и зависимости $\omega = f(t)$ и $Q = f(t)$ при реверсировании показаны на рисунке 95.

Реактивный момент всегда препятствует движению. При реверсировании на участке торможения скорость снижается под действием суммы моментов гидродвигателя и нагрузки, а на участке разгона увеличение угловой скорости происходит под действием разности этих моментов.

Переходный процесс протекает в гидроприводе при скачкообразном изменении управляющего воздействия.

Угловая скорость

$$\omega = \epsilon t,$$

где ϵ — угловое ускорение, характеризующее темп изменения ω_0 .

При остановке рабочего органа, обладающего определенным моментом инерции, происходит торможение и незначительная обратная отдача скорости. Статическая и динамическая

вода и фазовая траектория, полученная методом исключения времени t .

Пуск и торможение гидропривода (включение и выключение) наблюдаются в процессе регулирования скорости ω и перехода до основной скорости ω_c естественной характеристики. Статические характеристики рабочего органа и гидропривода при изменении скорости показаны сплошными линиями (рис. 94). Если бы расход жидкости Q изменялся мгновенно, то переход с одной характеристики на другую происходил бы по штриховой линии, изменяясь мгновенно;

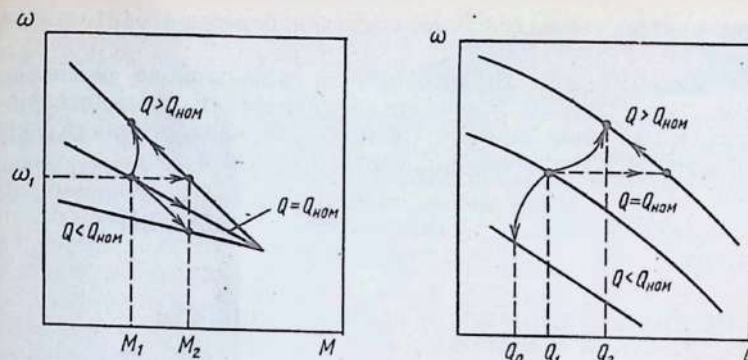


Рис. 94. Статические характеристики переходного процесса.

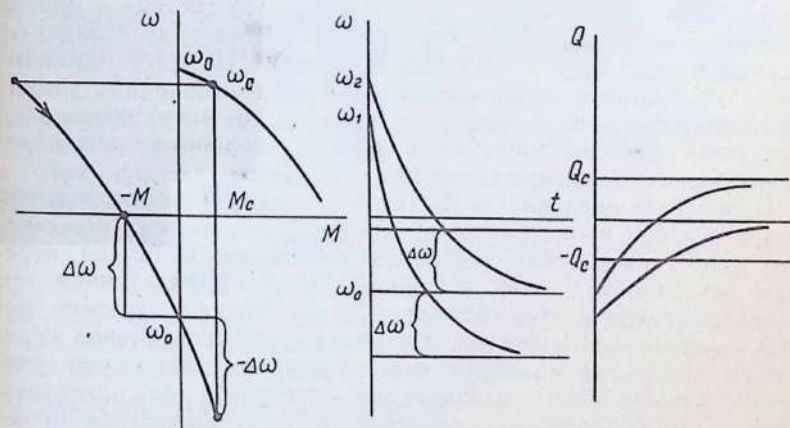


Рис. 95. Механические характеристики гидропривода при реверсировании.

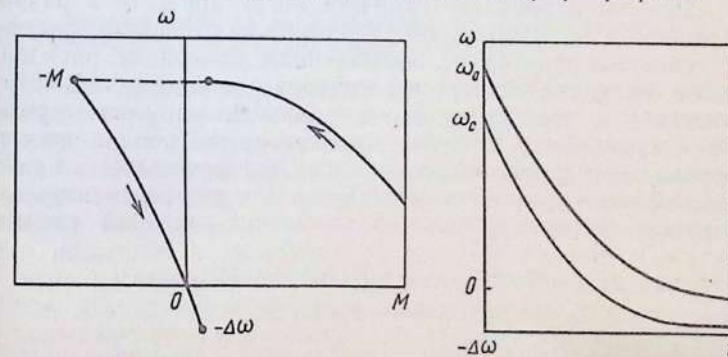


Рис. 96. Характеристики остановки гидропривода.

характеристики процесса остановки гидропривода представлены на рисунке 96.

На динамические характеристики гидропривода оказывают влияние жесткость и упругость механических соединительных звеньев с рабочим органом (цепная или клиноременная передача, жесткое соединение или упругая муфта и др.).

6.6. ГИДРОПРИВОДЫ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН

6.6.1. ПАРАМЕТРЫ ДАВЛЕНИЯ И РАСХОДА ЖИДКОСТИ В ГИДРОСИСТЕМЕ ТРАКТОРА

При работе навесных орудий и почвообрабатывающих машин в агрегате с тракторами, оборудованными системами автоматического регулирования, в гидравлической системе в случае многократного переключения золотников управления возникают колебания давления и расхода жидкости. Поэтому, проектируя и эксплуатируя гидравлические системы, необходимо учитывать изменения этих показателей, так как они могут превышать допустимые рабочие значения и вызывать аварии и преждевременный износ деталей.

Изменения давления и расхода в гидравлических линиях нельзя считать происходящими одновременно во всех его сечениях. При переходных процессах наблюдаются резкие перепады давления не только во времени, но и по длине линии, что ставит гидравлическую систему в особо тяжелые условия работы в случае динамических нагрузок. С учетом волновых переходных процессов в гидравлической системе используют расчетные зависимости, позволяющие определять на различных участках трубопроводов отклонения от установившегося значения параметров давления и расхода. Кроме того, резкие переходы давления и расхода жидкости могут привести к разрыву непрерывности и ухудшению динамических свойств системы.

К основным факторам, вызывающим колебание расхода и давления жидкости, относятся следующие: динамическая нагрузка, вязкость и упругие свойства жидкости, упругость рукавов высокого давления и системы, неравномерная подача насосом.

Переходный процесс, протекающий в гидравлической системе при открытии золотника, можно описать дифференциальными уравнениями неустановившегося движения реальной жидкости

$$\partial p / \partial x_p = - \rho \partial U / \partial t - \rho \alpha U;$$

$$\partial p / \partial t = - E_n \partial U / \partial x_p,$$

где x_p — ось, направленная вдоль рукава высокого давления к цилиндру; $\partial p / \partial t$ и $\partial U / \partial t$ — отклонения от установившихся значений среднего давления

и средней скорости жидкости в момент времени t ; ρ — плотность жидкости; α — коэффициент вязкого трения; E_n — приведенный объемный модуль упругости жидкости (содержащей неразтворенный воздух) и рукава высокого давления.

При закрытом золотнике управления, при $t = 0$, начальное давление жидкости в магистралях насос — распределитель и распределитель — гидроцилиндр разное, скорость поршня и расход жидкости за распределителем равны нулю, т. е.

$$p_1 = p_{нас}; p_2 = p_n = p_0;$$

$$Q_1 = Q_{нас}; Q_2 = Q_n \neq Q_0 = 0;$$

$$dy_{пор} / dt = 0; y_{пор} = 0,$$

где $p_1, p_2, p_{нас}, p_n, Q_1, Q_2, Q_{нас}$ и Q_n — соответственно давление и расход жидкости в линиях нагнетания насос — золотник, насос, золотник — гидроцилиндр.

Скорость жидкости в линии золотник — цилиндр и в самом гидроцилиндре связана уравнениями неразрывности

$$U_2 = \beta U_n; Q_2 = Q_n,$$

где $\beta = s_n / s_p$; s_n — площадь поршня; s_p — площадь внутренней полости рукава высокого давления.

При данных условиях приближенное решение уравнения имеет вид

$$p(x_p, t) - p_0 = r [\varphi_1(x_p - ct) + \varphi_2(x_p + ct)];$$

$$U(x_p, t) = \varphi_1(x_p - ct) + \varphi_2(x_p + ct),$$

где φ_1, φ_2 — произвольные функции прямой и обратной ударных волн; $r = \sqrt{r E_n}$ — полное сопротивление трубопровода; c — скорость распространения волны при гидравлическом ударе в рукаве высокого давления.

Значение функции прямой волны

$$\varphi_1 = (x_p - ct) = \frac{p_n - p_0}{r},$$

где p_n — давление волны жидкости, подходящей к поршню ($p_n = p_n$); p_0 — давление в рукаве высокого давления в момент $t = 0$.

Начало нагнетания жидкости в гидроцилиндр не приводит к мгновенному смещению поршня ввиду его инерционности. Поэтому происходит сжатие жидкости в ограниченном пространстве и повышение давления, под действием которого поршень приходит в движение. С увеличением скорости поршня потенциальная энергия сжатия жидкости и рукава высокого давления переходит в кинетическую энергию поршня и жидкости. По мере расширения жидкости давление перед поршнем снижается, что приводит к торможению поршня и последующему его движению по закону колебаний. Начало образования прямой волны имеет место при $t = 0$ (время движения волны зависит от

длины трубопровода и составляет $\theta = 2l/c$. При $t > 0$ давление жидкости у поршня

$$p(t) = p_0 + rU.$$

С другой стороны, давление в линии нагнетания зависит от нагрузки R , т. е. $p = R/s_n$.

Нагрузка при перемещении поршня

$$R = m_n d^2 y_{\text{пор}} / g dt^2 + h_n dy_{\text{пор}} / dt + c_1 y_{\text{пор}} + G,$$

где m_n — масса нагрузки; h_n — коэффициент демпфирования; c_1 — коэффициент, характеризующий упругие свойства среды; G — вес орудия.

Решая уравнение, получим

$$\frac{d^2 y_{\text{пор}}}{dt^2} + 2b dy_{\text{пор}} / dt + k_0^2 y_{\text{пор}} = s_n (p_2 - p_0)$$

или

$$\frac{d^2 y_{\text{пор}}}{dt^2} + 2b \frac{dy_{\text{пор}}}{dt} + k_0^2 y_{\text{пор}} = A.$$

Перемещение поршня

$$y_{\text{пор}} = A_c [1 - e^{-b(t-\theta)} \cos \omega(t-\theta)],$$

где $A = s_n g (p_2 - p_0) / m_n$; $k_0^2 = c_1 g / m_n$; $2b = h_n g / m_n$.

Дифференцируя выражение, находим отклонение скорости поршня от установившегося значения

$$v_{\text{пор}} = A e^{-b(t-\theta)} \sin(t-\theta) / \omega.$$

Тогда закон изменения давления в линии нагнетания

$$p_2 = p + g s_n (p - p_0) e^{-b(t-\theta)} \sin \omega(t-\theta) / (m_n \omega).$$

Это уравнение определяет колебание давления в трубопроводе и гидроцилиндре. Зависимость выражает переходный процесс в виде затухающих колебаний с круговой частотой собственных колебаний ω .

Уравнение расхода жидкости с учетом коэффициентов расхода k_Q и утечек k_{γ}

$$Q_2 = x_3 k_Q - \frac{s_n s_1 (p - p_0) g}{m_n \omega} e^{-b(t-\theta)} \sin(t-\theta) + \frac{V dp}{E_n dt} - k_{\gamma} p.$$

Частоту собственных колебаний после гармонической линеаризации определяем по выражению

$$\omega = \sqrt{c_1 g / m_n},$$

где $c_1 = E_n s_n / v$ — приведенный коэффициент жесткости системы.

Возрастанию собственной частоты способствует уменьшение массы подвижных частей гидросистемы и орудий, а также увели-

чение площади поршня и уменьшение проходного сечения трубопровода и объема рабочей жидкости в полости гидроцилиндра. Проведенные испытания подтверждают достоверность теоретических исследований: вследствие переходного процесса изменение амплитуды колебания давления и расхода жидкости происходит с коэффициентом затухания 0,3. Характеристика переходного процесса гидросистемы трактора при подъеме орудия показана на рисунке 97.

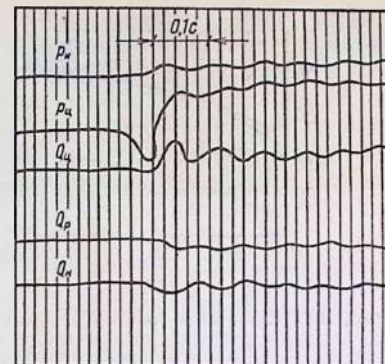


Рис. 97. Переходный процесс гидросистемы трактора при подъеме орудия.

6.6.2. ПЛУГИ С ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИМИ СИСТЕМАМИ ЗАЩИТЫ КОРПУСОВ

Современные высокопроизводительные пflugи, безаварийно работающие на почвах, засоренных камнями, должны иметь пневмогидравлические устройства для индивидуальной защиты корпусов (рис. 98). Основные узлы такой системы — корпус 1, грядиль 2, связанный системой рычагов со штоком 3, поршень 4 и газогидроаккумулятор 5.

До встречи корпуса плуга с препятствием за счет энергии заряженного пневмогидроаккумулятора обеспечивается постоянная глубина вспашки. Условие равновесия корпуса плуга

$$M = F h_0 = \pi d^2 p_1 h_0 / 4 = \\ = R l_0 + N e - G r_0 - M_{\text{тр}},$$

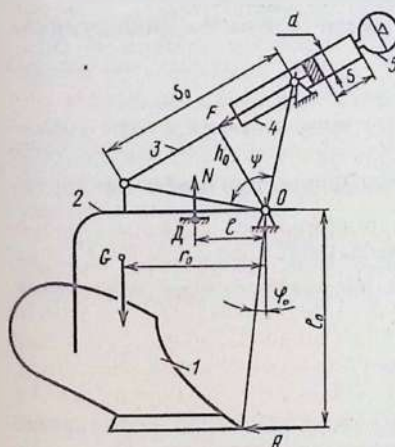


Рис. 98. Схема плуга с пневмогидравлическими устройствами для индивидуальной защиты корпусов:

1 — корпус; 2 — грядиль; 3 — шток; 4 — поршень; 5 — газогидроаккумулятор.

где F — сила на штоке гидроцилиндра; d — диаметр плунжера (поршня) гидроцилиндра; p — давление в полости гидроцилиндра; R — тяговое сопротивление корпуса плуга; G — сила от веса корпуса и находящейся на нем почвы; N — реакция упора; l_0 , e , r_0 , h_0 — плечи приложения сил; $M_{\text{тр}}$ — момент, создаваемый силами трения в шарнирах.

Сила сопротивления корпуса плуга R изменяется в широких пределах вследствие непостоянства физико-механических свойств почвы, а при встрече с препятствием возрастает в два раза и более, в этом случае срабатывают предохранители. Сила R , приложенная к носку корпуса и направленная горизонтально с плечом l_0 , выглубляет корпус, который обходит препятствие, вытесняя рабочую жидкость плунжером из гидроцилиндра в пневмогидроаккумулятор, и сжимает газ.

Сжатие газа представляет собой политропный процесс, который может быть описан уравнением

$$p_1 V_1^\chi = p_2 (V_1 - \pi d^2 s / 4)^\chi = p_2 (V_1 - \pi d^2 s_{\max} / 4)^\chi,$$

где s и $s_{\max}$ — текущее и максимальное перемещение плунжера; p_1 и p_2 — текущее и расчетное давление в пневмогидроаккумуляторе; $\chi = 1 \dots 1,4$ — показатель политропы сжатия; V_1 — объем газа.

После обхода препятствия корпус плуга заглубляется, так как сопротивление значительно уменьшилось и текущее значение момента, создаваемого гидроцилиндром предохранителя, превышает момент сопротивления. При заглублении корпуса происходит расширение газа, представляющее собой политропный процесс. Пневмогидроаккумулятор используют в качестве накопителя энергии, который периодически необходимо заряжать. При изотермическом процессе зарядки и разрядки давление предварительной зарядки должно соответствовать минимальному рабочему давлению в системе, а камера аккумулятора должна быть полностью освобождена от рабочей жидкости.

Давление предварительной зарядки пневмогидроаккумулятора

$$p_1 = p_{\text{зар}}^{(1-1/k)} p_{\text{раз}}^{1/k},$$

где $p_{\text{зар}}$, $p_{\text{раз}}$ — давление в конце зарядки и в конце разрядки; $k = 1,4$ — показатель адиабаты.

Объем газа в пневмогидроаккумуляторе при рабочем давлении p_2

$$V_r = \Delta V - (p_2 / p_{\min})^{1/k},$$

где ΔV — приращение объема жидкости в аккумуляторе; $p_{\min}$ — минимальное давление в процессе работы.

6.6.3. ПЛУГ С РОТОРНЫМИ ОТВАЛАМИ

Для обработки тяжелых переувлажненных почв используют комбинированные плуги с роторными отвалами. Плуг, например, на базе серийного ПЛН-3-35 к трактору класса 1,4 целесообразно использовать с гидросистемой отбора мощности трактора. Для привода роторов плуг оборудован гидросистемой, состоящей из гидромоторов 9 (рис. 99), делителя потока 8

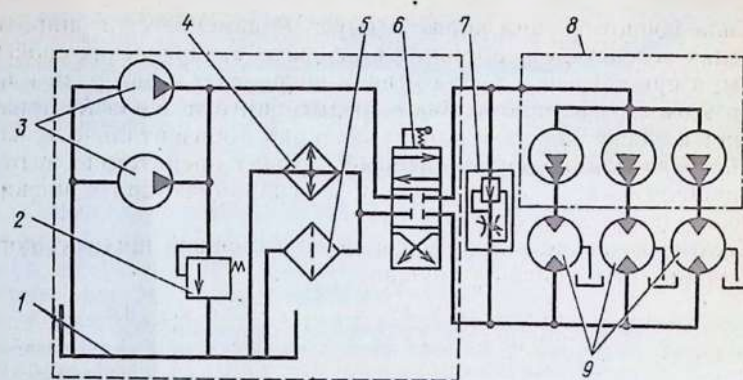


Рис. 99. Схема гидропривода роторного комбинированного плуга:

1 — резервуар; 2 — предохранительный клапан; 3 — насосы; 4 — охладитель; 5 — фильтр; 6 — золотник; 7 — дроссель-регулятор потока; 8 — делитель потока; 9 — гидромоторы.

и регулятора потока рабочей жидкости 7. Рабочая жидкость из резервуара поступает от насосов 3 гидросистемы отбора мощности через золотник управления 6 на трехпоточный делитель потока 8 и к гидромоторам 9. Рабочее давление ограничивается предохранительным клапаном 2 системы. В схеме предусмотрена установка фильтра 5 и охладителя жидкости 4.

Применение гидропривода на комбинированном плуге позволяет снизить металлоемкость, значительно упростить конструкцию и плавно изменять частоту вращения роторов в зависимости от состояния почвы.

Изучение динамики гидропривода роторов плуга позволяет найти потребную мощность, оценить влияние регулируемого гидропривода на производительность машины и качество выполняемого процесса, определить рабочие параметры элементов и системы управления.

При работе гидропривода активных рабочих роторов в однородной почвенной среде можно записать уравнение механического и гидравлического равновесия

$$N_r = Q \Delta p + N_0;$$

$$N_q = I \omega \frac{d\omega}{dt} + \Delta N_c,$$

где N_r и N_q — соответственно гидравлическая и механическая мощности; Δp — перепад давления; Q — расход жидкости; N_0 — мощность на преодоление трения (статического); I — момент инерции; ΔN_c — мощность при номинальной скорости.

Приравняв правые части уравнений и разделив члены на $\Delta p q$ (здесь q — объемная постоянная гидромотора), получим

$$\omega + \omega_0 = T d\omega/dt + \Delta\omega_c,$$

где ω и ω_0 — угловые скорости ротора соответственно при установившемся режиме работы и на холостом ходу; $T = I\omega/(\Delta p q)$ — постоянная времени гидропривода; $\Delta\omega_c = \Delta N_c/\Delta p q$ — приращение угловой скорости при нагрузке моментом ΔM_c и расходе мощности ΔN_c .

Значение ω находят по формуле

$$\omega = Q\Delta p/(\Delta p q) = q\omega\Delta p/(\Delta p q).$$

Угловая скорость ротора на холостом ходу (без нагрузки)

$$\omega_0 = N_0/(\Delta p q).$$

Тогда дифференциальное уравнение гидропривода

$$\frac{d\omega}{dt} + \omega/T = (\omega_0 + \Delta\omega_c)/T.$$

После интегрирования получим

$$\omega = \omega_0 + \Delta\omega_c + ce^{-t/T},$$

где $c = \omega_0 - \omega_c$.

Частота вращения вала гидромотора

$$\omega = \omega_c + (\omega_0 - \omega_c)e^{-t/T},$$

где ω_c — угловая скорость вала при установившемся значении момента нагрузки.

При включении гидропривода роторов из неподвижного состояния ($\omega_0 = 0$)

$$\omega = \omega_c(1 - e^{-t/T}).$$

При включении гидромотора без нагрузки

$$\omega = \omega_0(1 - e^{-t/T}).$$

6.6.4. ГИДРОПРИВОД ФРЕЗЕРНЫХ И ШНЕКОВЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Для рыхления и перемещения почвы при обработке в сельскохозяйственных машинах находят применение шнековые (фрезерные) рабочие органы, при помощи которых поверхностный слой почвы рыхлится, перемещается. Шнеки также способствуют подаче клубненосного пласта с лемехов на сепарирующие и очистительные рабочие органы. Для выравнивания слоя почвы на поверхности применяют многозаходные шнеки или дисковые рыхлители. Учитывая пространственное расположение шнеков и рыхлителей, необходимо регулировать их скорости в зависимости от условий работы. В таких случаях целесообразно использовать в конструкциях гидропривод.

Рис. 100. Схема гидропривода фрезерных и шнековых рыхлителей:

1 — насос; 2 — предохранительный клапан; 3 — дроссель; 4 — распределитель; 5 — гидромотор; 6 — фильтр; 7 — охладитель; 8 — резервуар.

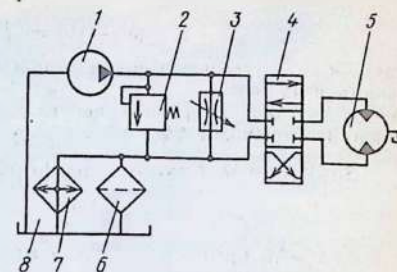


Схема гидропривода показана на рисунке 100. Насос 1 подает из резервуара жидкость через золотник распределителя 4 к гидромотору 5, при превышении давления жидкость сливается через предохранительный клапан 2, скорость шнека устанавливается дросселем 3. В схеме установлены фильтр 6 и охладитель 7.

Масса почвенного пласта, перемещаемая шнеком, имеет неустановившийся характер вследствие разнообразных физико-механических и технологических свойств почвы.

При взаимодействии поверхности шнека или рыхлителя с материальной средой под воздействием винтовой, наклонной поверхности совершается сложное движение: почва за счет сил трения перемещается и поднимается вдоль оси шнека или рыхлителя. При установившемся движении (рис. 101, а) на шнек или рыхлитель будет действовать равнодействующая сила

$$\bar{F} = \bar{N} + \operatorname{tg} \varphi_1 N(\bar{v}) + \operatorname{tg} \varphi_2 \bar{N}_k,$$

где $\bar{N}$ — вектор силы нормального давления среды; φ_1 — угол трения боковой поверхности рабочего органа на почве; $\bar{v}$ — вектор абсолютной скорости; φ_2 — угол трения ребра рабочего органа по удерживающей поверхности; $\bar{N}_k$ — сила реакции поверхности.

Для выполнения технологического процесса момент на валу рыхлителя $M = FR$ (здесь R — максимальное значение радиуса шнека). Сила нормального давления $N = mg \sin \alpha$ (рис. 101, б), поэтому

$$N_k = \frac{m\omega^2 R \sin^2 \alpha \cos^2 \beta}{\sin^2(\alpha + \beta)} + mg \cos \epsilon,$$

где m — масса перемещаемой почвы, клубней и других материалов; ω — частота вращения рыхлителя; α — угол подъема винтовой линии наружного диаметра; β — угол между векторами окружной v и абсолютной $\bar{v}$ скоростей; 2ϵ — центральный угол.

Масса, поступающая на рыхлитель материала, зависит от конструктивных и технологических параметров рабочего органа и физико-механических свойств самого материала

$$m = Q_c t,$$

где Q_c — секундная подача; t — время между прохождением двух соседних лопаток.

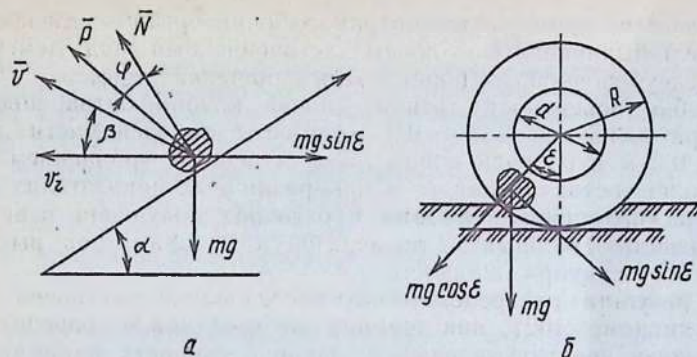


Рис. 101. Схема сил, действующих на рабочий орган рыхлителя.

Подачу подсчитывают по формуле

$$Q_c = skl\rho c,$$

где s — площадь сегмента рыхлителя, погруженного в материал; k — число дисков рыхлителя (заходов шнека); ρ — плотность среды; c — коэффициент, зависящий от глубины установки шнека; l — рабочая длина рыхлителя.

Площадь сегмента, погруженного в материал,

$$s = R^2(\pi 2\epsilon/180^\circ - \sin 2\epsilon)/2.$$

После подстановки и преобразований уравнение момента на валу рыхлителя примет вид

$$M = \rho l k c \pi R^2 (2\epsilon/180 - \sin 2\epsilon) \left\{ \cos \alpha + \operatorname{tg} \varphi_1 \cos \alpha + \operatorname{tg} \varphi_2 \left(\frac{\omega^2 R \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha}{g \sin^2(\alpha + \beta)} + \cos \epsilon \right) \right\}.$$

Выражение $\omega^2 R/g$ — показатель кинематического режима работы рыхлителя. Для обеспечения работы шнека или рыхлителя момент на валу гидромотора, установленного на привод рабочего органа, $M_r \geq M$.

Известно, что момент на валу гидромотора зависит от перепада давления Δp , объемной постоянной гидромотора q_0 и гидромеханического коэффициента КПД полезного действия $\eta_{гм}$

$$M_r = 0,159 \Delta p q_0 \eta_{гм},$$

где $\Delta p = p_n - p_c$; p_n и p_c — давления нагнетания и слива.

Таким образом, для дальнейшего исследования получаем уравнение

$$\rho l k c \pi R^2 (\pi 2\epsilon/180 - \sin 2\epsilon) \left\{ \cos \alpha + \operatorname{tg} \varphi_1 \cos \alpha + \operatorname{tg} \varphi_2 \left(\frac{\lambda \sin^2 \alpha \cos^2 \beta}{\sin^2(\alpha + \beta)} + \cos \epsilon \right) \right\} = 0,159 \Delta p q_0 \eta_{гм}.$$

В качестве примера рассмотрим рабочий орган — дисковый рыхлитель-выравниватель почвы, установленный над лемехом картофелеуборочной машины. Для значений $\operatorname{tg} \varphi_1 = 0,4$; $\operatorname{tg} \varphi_2 = 0,5$ (поверхности трения — почва, клубни, ботва, шнек), диаметра вала шнека $d = 0,2$ м, высоты рабочей части диска $h \leq 0,2$ м и рабочей длины $l = 1$ м решаем уравнением относительно составляющих β , α при различных показателях кинематического режима работы λ с целью получения взаимосвязи конструкционных и технологических параметров рыхлителя.

По результатам теоретических исследований построена номограмма (рис. 102), при помощи которой можно определить взаимосвязь конструкционных и эксплуатационных параметров рыхлителя почвы и гидропривода. При конструировании шнековых или дисковых рыхлителей определяющими параметрами являются диаметр диска D , угол установки диска (или подъема винтовой линии) α , число витков шнека или дисков k на единице рабочей длины. Ранее проводимые исследования показали необходимость ограничивать для картофелеуборочных машин внутренний и наружный диаметры рыхлителя ($d \geq 200$ мм, $D \leq 400$ мм). Аналитическое определение конкретных значений нагрузки и момента на привод позволяет установить режим работы гидромотора и параметры регулирующих и распределительных устройств. Момент на валу зависит от объемной постоянной гидромотора q_0 , перепада давления Δp , которые для конкретных типоразмеров гидромоторов устанавливают на них.

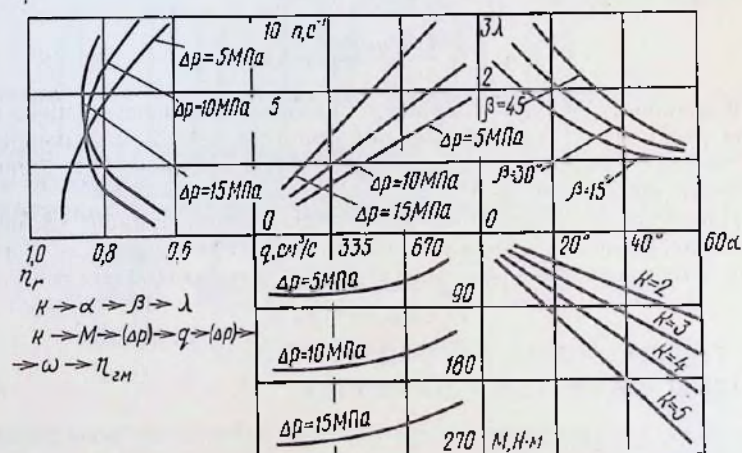


Рис. 102. Номограмма для определения конструкционных, эксплуатационных параметров рыхлителя и гидропривода.

сходящей ветви кривой КПД $\eta_{\text{гм}}$ и поступательной скорости агрегата, т. е. показателя кинематического режима работы λ . Например, при проектировании или эксплуатации рыхлителя с наружным диаметром $D = 300$ мм, внутренним $d = 200$ мм, диски которого установлены под углом $\alpha = 35^\circ$, для показателя кинематического режима работы $\lambda = 1,2$, определяющего качество рыхления или перемещения, необходимый для среднеоборотного планетарного гидромотора серии МГП расход жидкости составит $q = 340$ см³/с при перепаде давления $\Delta p = 5$ МПа.

Проведение полевых испытаний дискового рыхлителя-выравнивателя почвы и тензометрирование параметров давлений нагнетания $p_{\text{ш}}$, тягового сопротивления R , частоты вращения n при изменяющихся параметрах глубины агрегата позволили получить данные, которые полностью подтверждают результаты аналитического исследования.

В процессе работы гидропривода при неустановившемся значении нагрузки возникают пики давления p_{max} и p_{min} расхода жидкости. Повышение давления возникает также вследствие работы распределителей и клапанов.

Степень неравномерности давления в трубопроводах

$$\delta = (p_{\text{max}} - p_{\text{min}}) / p_{\text{ср}},$$

где $p_{\text{ср}}$ — среднее значение давления.

С целью снижения неравномерности давления в гидравлических линиях применяют пневмогидравлические аккумуляторы. Объем газа в аккумуляторе V_0 для снижения пиковых значений давления при гидроударах

$$V_0 = \Delta V / \left[1 - \left(\frac{2 - \delta}{2 + \delta} \right)^{1/k} \right],$$

где ΔV — изменение объема жидкости при гидроударе; $k = 1,4$ — показатель адиабаты.

Максимальное давление при гидравлическом ударе определяют из условия, что кинетическая энергия $\mathcal{E}$ жидкости массой $m_{\text{ж}}$ должна соответствовать работе зарядки A аккумулятора, т. е.

$$\mathcal{E} = \frac{m_{\text{ж}} v^2}{2} = A = \frac{p_{\text{max}} V_0}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_{\text{min}}}{p_{\text{max}}} \right)^{k-1/k} \right].$$

6.7. ГИДРОПРИВОД РАБОЧИХ ОРГАНОВ РАЗБРАСЫВАТЕЛЕЙ УДОБРЕНИЙ

Существующие конструкции привода рабочих органов разбрасывателей удобрений имеют большие недостатки: фрикционный привод транспортеров нарушает скоростной режим подачи удобрений в результате пробуксовки пневморолика относительно-

но ходового колеса; привод рабочих органов от ВОМ через карданный вал и промежуточные передачи вызывает увеличение металлоемкости конструкций и снижает их надежность в результате повышенной вибрации вращающихся частей. Предложенная схема гидропривода (рис. 103) позволяет исключить эти недостатки.

Источником гидравлической энергии является автономная гидравлическая система, которая состоит из насосов 9 и 10, сумматора 6, дополняющих серийную гидросистему: насос, распределитель, гидроцилиндр. Привод вращающихся дисков и роторов осуществляется от среднеоборотного гидромотора 2. Удобрения к разбрасывающим органам подаются при помощи транспортеров от силового гидроцилиндра 4. Управление движением поршня гидроцилиндра осуществляется электрозолотником 5 распределителя с автоматическим переключающим устройством 8.

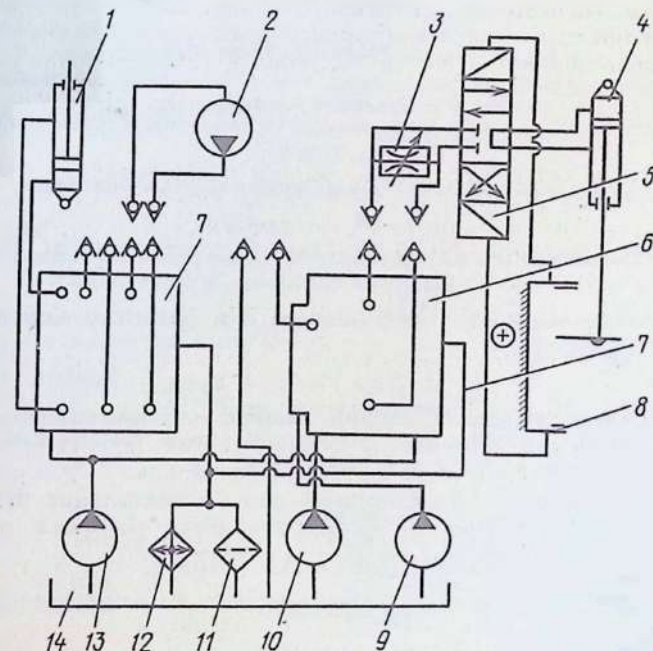


Рис. 103. Схема гидропривода рабочих органов прицепных разбрасывателей удобрений:

1, 4 — гидроцилиндры; 2 — гидромотор; 3 — дроссель-делитель; 5 — электрозолотник; 6 — сумматор; 7 — трубопроводы; 8 — переключающее устройство; 9, 10 — насосы; 11 — фильтр; 12 — охладитель; 13 — распределитель; 14 — резервуар.

Работа прицепа-разбрасывателя удобрений происходит следующим образом: поток рабочей жидкости от сумматора 6 поступает в одну из полостей гидроцилиндра, шток которого поворачивает рычаг обгонной муфты или храповое колесо, которые посажены на ведущем валу транспортера, перемещая транспортер с удобрениями к разбрасывающему устройству. При достижении штоком крайнего положения золотник автоматически переключается при помощи концевого выключателя и электромагнитов и жидкость из сливной магистрали поступает через охладитель 12 и фильтр 11 в резервуар 14.

Скорость движения транспортера, т. е. норма внесения удобрений, устанавливается при помощи дросселя-делителя 3 изменением расхода жидкости, поступающей в гидроцилиндр, и определяется по формуле

$$v_{tr} = k_y x_z,$$

где k_y — коэффициент усиления по расходу; x_z — перемещение золотника.

Момент на валу транспортера

$$M_{tr} = r b l \rho \phi dH/dt + M_0,$$

где r — радиус барабана транспортера; b и l — рабочие ширина и длина транспортера; ρ — плотность удобрений; ϕ — коэффициент трения; H — высота слоя удобрений; M_0 — момент сопротивления от перемещения грузовой и оборотной ветви.

Момент на валу привода разбрасывающих органов

$$M_p = M_c + I d\omega/dt,$$

где M_c — статический момент с учетом трения в механизме передачи; I — приведенный момент инерции движущейся массы; ω — угловая скорость.

Давление жидкости, необходимое для развития момента на валу транспортера,

$$p = M_{tr}/(s_n r_k) + p_c + k_E \Delta p,$$

где s_n — площадь поршня; r_k — радиус шарнира; p_c — давление слива рабочей жидкости; k_E — коэффициент, учитывающий упругие свойства магистралей и рабочей жидкости; $\Delta p = p - p_c$ — перепад давления.

Расход жидкости, необходимый для осуществления рабочего процесса транспортера и разбрасывающего рабочего органа,

$$Q = k s_n v_{ш} + s_n k_{yt} \Delta p + M \omega / \rho,$$

где k — коэффициент передачи; $v_{ш}$ — скорость штока; k_{yt} — коэффициент утечки жидкости.

Теоретические исследования гидравлического привода и проводимые эксперименты показывают, что система обеспечивает соответствие агротехническим требованиям.

6.8. ГИДРОПРИВОД РАБОЧИХ ОРГАНОВ КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНЫХ МАШИН

Гидропривод лемеха. На отечественных картофелеуборочных машинах широкое применение нашли корытообразные, секционные, трапециевидные и дисковые лемеха как с активным (колеблющимся) приводом, так и с пассивным. Колеблющиеся лемеха имеют ряд преимуществ по сравнению с пассивными: снижается тяговое сопротивление, лучше крошится почва, исключается сгуживание клубненосного пласта и заволакивание режущего лезвия корневищами.

Лемех, работая в тяжелой абразивной среде, подвергается воздействию случайной нагрузки, совершает подрезание пласта, крошение его и подачу на элеватор. Сила резания грунта лезвием R_L (рис. 104, а) зависит от твердости почвы, толщины лезвия лемеха и длины лезвия лемеха

$$R_L = R_{cp} s l k_\beta,$$

где R_{cp} — среднее удельное сопротивление почвы резанию; s — толщина лезвия лемеха; l — длина режущей части; k_β — коэффициент трансформации угла при наклоне лезвия.

Сила деформации пласта

$$R \leq \sigma_b a b,$$

где σ_b — сопротивление почвы сжатию; a — глубина подкапывания; b — ширина лемеха.

Сила динамического воздействия пласта на лемех

$$P_d = 2 a b \rho_n v^2 \sin \alpha / 2,$$

где ρ_n — плотность почвы; v — скорость движения лемеха; α — угол между абсолютной и относительной скоростями.

Сила трения

$$F_T = \operatorname{tg} \varphi m g \cos \alpha.$$

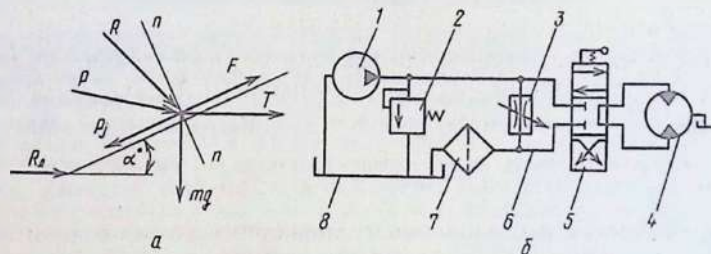


Рис. 104. Схема сил, действующих на лемех (а), и схема его гидропривода (б): 1 — насос; 2 — предохранительный клапан; 3 — дроссель; 4 — гидромотор; 5 — золотник; 6 — трубопровод; 7 — фильтр; 8 — резервуар.

Сила инерции лемеха

$$P_i = m_{\text{л}} g j.$$

где j — ускорение движения лемеха.

Таким образом, сила T , требуемая на выполнение технологического процесса лемеха, будет складываться из следующих составляющих:

$$T = R_{\text{д}} + R + R_{\text{д}} + F_{\text{тр}} + P_i.$$

Для привода лемеха (рис. 104, б) необходим гидромотор, который обеспечит преодоление нагрузки установившегося значения на лемехе и случайной, превышающей в 1,3 раза расчетную. В схему гидропривода включены насос 1, гидромотор 4, предохранительный клапан 2, золотник 5, фильтр 7, трубопроводы 6, резервуар рабочей жидкости 8 и дроссель 3.

Момент на валу гидромотора M_r зависит от нагрузки и определяется объемной постоянной q_0 , перепадом давления Δp и коэффициентом полезного действия $\eta_{\text{гм}}$, т. е.

$$M_r = 0,159 \Delta p q_0 \eta_{\text{гм}}.$$

Количество жидкости, поступающее к гидромотору для обеспечения его работы,

$$Q = q_0 n = (Q_{\text{н}} - \sum \Delta Q) / n,$$

где $Q_{\text{н}}$ — расход жидкости, создаваемый насосом; $\sum \Delta Q$ — суммарные потери ($\sum \Delta Q = \Delta Q_{\text{г}} + \Delta Q_{\text{р}} + \Delta Q_{\text{с}}$; $\Delta Q_{\text{г}}$, $\Delta Q_{\text{р}}$ и $\Delta Q_{\text{с}}$ — потери в гидромоторе, распределителе и трубопроводах).

Совместное решение уравнений позволяет определить рабочие характеристики гидропривода в зависимости от технологических и эксплуатационных параметров лемеха

$$R_{\text{ср}} s k_p + \sigma_{\text{с}} a b + 2 a b p v^2 \sin \alpha / 2 + \text{tg } \varphi m g \cos \alpha - m_{\text{л}} g j = 0,159 \Delta p (Q - \Delta Q_{\text{г}} - \Delta Q_{\text{р}} - \Delta Q_{\text{с}}) / n R,$$

где $R_{\text{ср}} = k + k_1 v_{\text{рез}}$ — коэффициент удельного сопротивления почвы ($k = 1,2 \dots 2,0$ МПа); k_1 — коэффициент, учитывающий скорость внедрения лемеха ($k_1 = 1 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{см}^3$); $v_{\text{рез}}$ — скорость резания ($v_{\text{рез}} \approx 0,65$ м/с — по результатам опытов); s — толщина лезвия лемеха ($s \leq 1$ мм); l — длина режущей части; k_p — коэффициент трансформации угла ($k_p = 0,63$); $\sigma_{\text{с}}$ — напряжение сдвига почвы ($\sigma_{\text{с}} = 1 \dots 1,2$ кПа); a — глубина хода лемеха; b — ширина лемеха ($b = 590$ мм); p — плотность клубненосного пласта ($p = 1300 \dots 1500$ кг/м³); v — скорость движения агрегата ($v = 0,5 \dots 1,5$ м/с); α — угол установки лемеха ($\alpha = 21 \dots 26^\circ$); φ — угол трения ($\varphi = 25 \dots 30^\circ$); m — масса клубненосного пласта, находящегося на лемехе; $m_{\text{л}}$ — масса лемеха; j — ускорение лемеха ($j = 1,25$ м/с²); $\Delta Q_{\text{г}} = k_{\text{г}} n^0 k_0 T$ — потери жидкости в гидромоторе; $k_{\text{г}} = 0,03 \text{ см}^3 / (\text{С} \cdot \text{МПа})$ — коэффициент утечек (по результатам эксперимента); t^0 — температура жидкости, $^\circ\text{С}$; $k_{\text{с}} = 0,0104$ — коэффициент утечек в функции времени; T — время работы, ч; $\Delta Q_{\text{р}} = k_{\text{р}} \Delta p$; $k_{\text{р}} = 10,05 \text{ см}^3 / (\text{С} \cdot \text{МПа})$ — коэффициент потерь жидкости в распределителе; $\Delta Q_{\text{с}} = \Delta Q_{\text{ж}} + \Delta Q_{\text{тр}}$ — потери на сжатие

и трение; $\Delta Q_{\text{ж}} = \frac{V_0}{E_{\text{ж}}} (p_{\text{н}} - p_{\text{с}})$ — потери расхода жидкости в трубопроводах; V_0 — объем жидкости в трубопроводе нагнетания; $E_{\text{ж}} = k_{\text{ж}} / t$ — объемный модуль упругости жидкости, $E_{\text{ж}} = 1400$ МПа; $k_{\text{ж}} = 8000$ МПа $\cdot^\circ\text{С}$ — температурный коэффициент сжатия, $\Delta Q_{\text{тр}} = k_{\text{т}} (p_{\text{н}} - p_{\text{с}})$ — потери на трение; $k_{\text{т}} = 3 \dots 4 \text{ см}^3 / (\text{С} \cdot \text{МПа})$ — коэффициент потерь на трение; n — частота вращения; R — радиус кривошипа.

По результатам расчета построена номограмма (рис. 105), которая позволяет определить параметры частоты вращения n , расхода жидкости Q и перепада давления Δp в зависимости от конструктивных и технологических значений лемеха и условий эксплуатации.

Экспериментальная проверка подтвердила соответствие параметров гидропривода расчетным значениям. На рисунке 106 приведены зависимости изменения давления $p_{\text{д}}$ в гидромоторе МГП-80, амплитуды пульсаций давления A_p и тягового сопротивления $R_{\text{т}}$ лемехов в функции глубины хода h (при $v = 1,2$ м/с) и скорости движения агрегата v (при $h = 21$ см). Результаты тензометрирования картофелеуборочных машин с гидроприводом лемехов показали, что тяговое сопротивление на 30 % ниже, чем у пассивного лемеха, а рабочее давление при постоянном расходе жидкости изменяется в пределах 2,3...3,8 МПа в зависимости от глубины подкапывания и скорости движения агрегата.

Рассмотрим динамику системы гидродвигатель — рабочий орган для привода гидродвигателя возвратно-поступательного действия, который связан непосредственно с массой механизма. Согласно схеме крепления (рис. 107) движение лемеха можно рассматривать как колебания с ограничениями хода штока гидродвигателя возвратно-поступательного движения. При граничных условиях $t = 0$, $x = \Delta$ и $t = \frac{\pi}{\omega_0}$, $x = -\Delta$, закон движения для текущего ξ и начального ξ_0 значений фазовых смещений

$$x = -\Delta \sin \left(\Omega t - \frac{\pi}{2\xi} \right) / \sin (\pi / 2\xi_0).$$

Амплитуда колебаний может быть найдена при разложении исследуемого процесса в ряд Фурье.

В промежутке между соударениями система описывается дифференциальным уравнением

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + \Omega^2 x = A_p \cos (\omega t + \varphi_0),$$

где b — коэффициент демпфирования; A_p — амплитуда колебания давления.

Момент сопротивления перемещению рабочего органа в зависимости от угла поворота ωt вала гидромотора описывается кусочно-прерывной функцией

$$M_{\text{с}}(\omega t) = r \sin \omega t \text{ sign } \bar{v}_{\text{н}} (F_{\text{тр}} + F_{\text{ср}} + P_i).$$

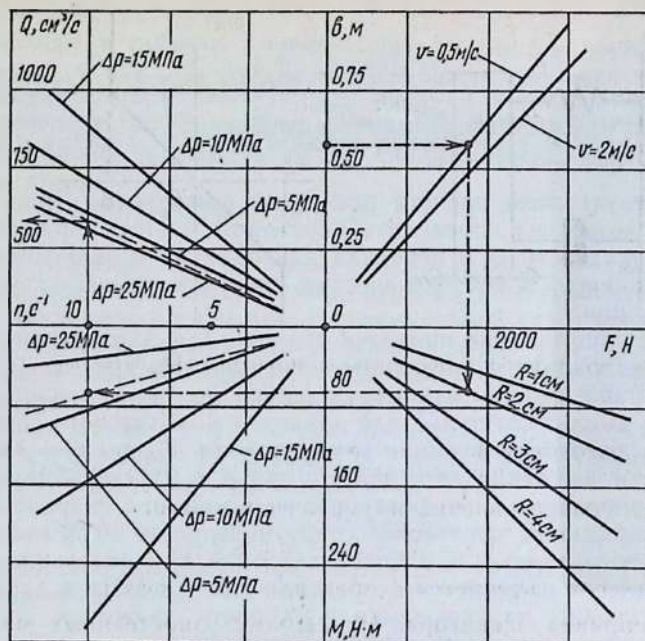


Рис. 105. Номограмма для определения параметров гидропривода лемеха.

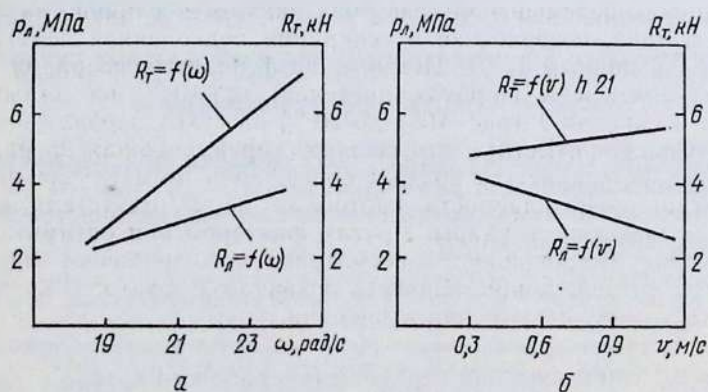


Рис. 106. Результаты испытаний гидропривода активного лемеха:

а — $p_a = f(\omega)$ и $R_T = f(\omega)$; б — $p_n = f(v)$ и $R_n = f(v)$.

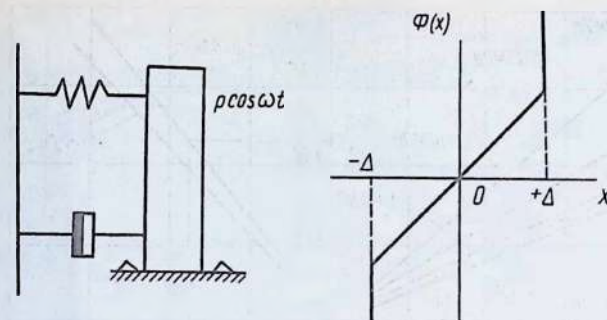


Рис. 107. К расчету гидропривода возвратно-поступательного действия.

где r — радиус кривошипа; v_n — скорость движения; $F_{тр}$, $F_{ср}$, P_i — силы трения, выполнения технологического процесса и инерции движущихся частей.

Момент сопротивления на валу гидромотора

$$M_0 = M_c(\omega t) + M \cos 2\omega t_0,$$

где M — амплитуда периодической составляющей этого момента.

Гидропривод элеватора. На сельскохозяйственных машинах имеются рабочие органы, скорость которых необходимо согласовать со скоростью поступательного движения агрегата или изменять ее в зависимости от поступающей технологической массы. Расчет гидропривода для этого случая приведен на примере рабочего органа (элеватора) картофелеуборочного комбайна.

Скорость перемещения элеватора оказывает влияние на процессы подачи, переработки и сепарации подкопанной лемехами массы. По данным Г. Д. Петрова, коэффициент сепарации может изменяться в широких пределах: от 10 % на влажных почвах — кривая 1 (рис. 108) до 70 % на сухих почвах — кривая 2. Следует отметить, что скорость, превышающая 25 рад/с, улучшает сепарацию до 80 % и более, но в этом случае резко возрастает повреждаемость картофеля из-за отсутствия слоя почвы, смягчающего удары. Другим фактором при оптимизации параметров гидропривода рассматриваемого рабочего органа является потребляемая мощность основного элеватора, которая зависит от сил веса, трения и инерции, т. е.

$$\frac{m_1 l}{g} \frac{d^2 v_{эз}}{dt^2} + \frac{R dv_{эз}}{dt} + N f(v_{эз}) = \Delta p Q \eta_r,$$

где m_1 — нагрузка на единицу длины элеватора; l — длина рабочей петли элеватора; $v_{эз}$ — линейная скорость элеватора; $R = B h \eta_f$ — секундная загрузка клубненосной массой; B — ширина полотна элеватора; h — высота слоя на эле-

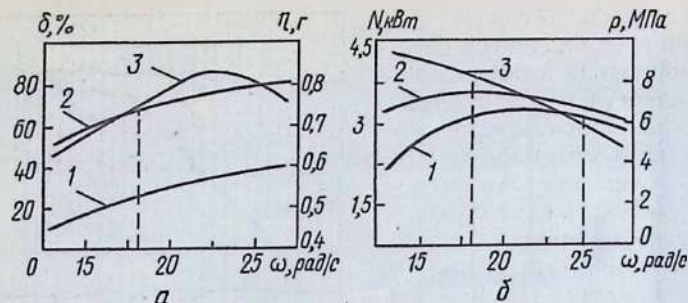


Рис. 108. Характеристики элеватора гидрофицированного комбайна:

а — зависимость коэффициента сепарации на влажной 1 и сухой 2 почве и КПД гидропривода (кривая 3) от условий скорости перемещения элеватора; б — зависимость потребляемой мощности основного элеватора (экспериментальная — кривая 1, теоретическая — кривая 2) и давления в гидромоторе (кривая 3) от угловой скорости перемещения элеватора.

ваторе; γ — удельный вес клубненосной массы; $f(v_{эл})$ — нелинейная функция, учитывающая силы сухого трения; Q — расход жидкости; Δp — перепад давления жидкости; η_r — КПД гидропривода.

Расход определяют по формуле

$$Q = Q_n - \sum \Delta Q,$$

где Q_n — подача жидкости насосом; ΔQ — потери расхода, $\sum \Delta Q = \Delta Q_p + \Delta Q_r + \Delta Q_{тр} + \Delta Q_{ж}$; $\Delta Q_p = k_p(p_n - p_{с.з})$ — потери в распределителе; k_p — коэффициент потерь; $\Delta Q_r = k_r T$ — потери жидкости в гидромоторе; k_r — коэффициент, учитывающий утечки в зависимости от температуры; $k_{тр}$ — коэффициент, учитывающий утечки от времени наработки; T — часовая продолжительность эксплуатации; $\Delta Q_{ж} = \mu F_{д} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} - k_2 \Delta p$ — потери жидкости на дросселирование; μ — коэффициент расхода; $F_{д}$ — площадь окна дросселя регулятора; k_2 — коэффициент дросселирования жидкости; $\Delta Q_{тр} = \Delta Q_{тр} + \Delta Q_{с}$ — потери жидкости на трение и сжатие; $\Delta Q_{тр} = k_{тр} \Delta p$ — коэффициент потерь на трение; $\Delta Q_{с} = \frac{V_0}{E_{ж}} \Delta p$; $E_{ж}$ — объемный модуль упругости жидкости.

Лабораторные исследования гидроприводов позволяют ориентировочно принять значения линеаризованных коэффициентов следующими: $k_{тр} = 0,03 \text{ см}^3/(\text{с} \cdot ^\circ\text{C})$; $k_{ж} = 0,01$; $k_p = 10,05 \text{ см}^3/(\text{с} \cdot \text{МПа})$; $k_2 = 7 \text{ см}^3/(\text{с} \cdot \text{МПа})$; $\mu = 0,65$; $k_r = 3 \dots 4 \text{ см}^3/(\text{с} \cdot \text{МПа})$; $\lg \varphi = 0,15$.

По данным тензометрирования и полевых испытаний, для гидрофицированного картофелеуборочного комбайна КПК-3 получены экспериментальные значения мощности — в функции угловой скорости — кривая 1 (рис. 108, б), которая достаточно полно соответствует теоретическим показаниям — кривая 2.

Третьим фактором, влияющим на работоспособность гидропривода, является коэффициент полезного действия η_r (рис. 108, а, кривая 3). Он зависит от потерь по расходу и давлению

$$\eta_r = 1 - \frac{k_p N}{\Delta p^2} - \frac{k_{ж} \Delta p^2}{N} + k_p k_{ж}.$$

где k_p , $k_{ж}$ — коэффициенты пропорциональности потерь по давлению и расходу жидкости.

Таким образом, по показателям сепарации почвы (%), КПД гидропривода, мощности можно обосновать оптимальные скоростной и нагрузочный режимы гидромотора основного элеватора и выделить зону целесообразного регулирования.

Для детального исследования гидропривода и влияния отдельных элементов составлены алгоритм (рис. 109) и программа расчета, а также с использованием ЭВМ решено выражение и исследована устойчивость движения гидропривода.

По результатам расчета построены графические зависимости

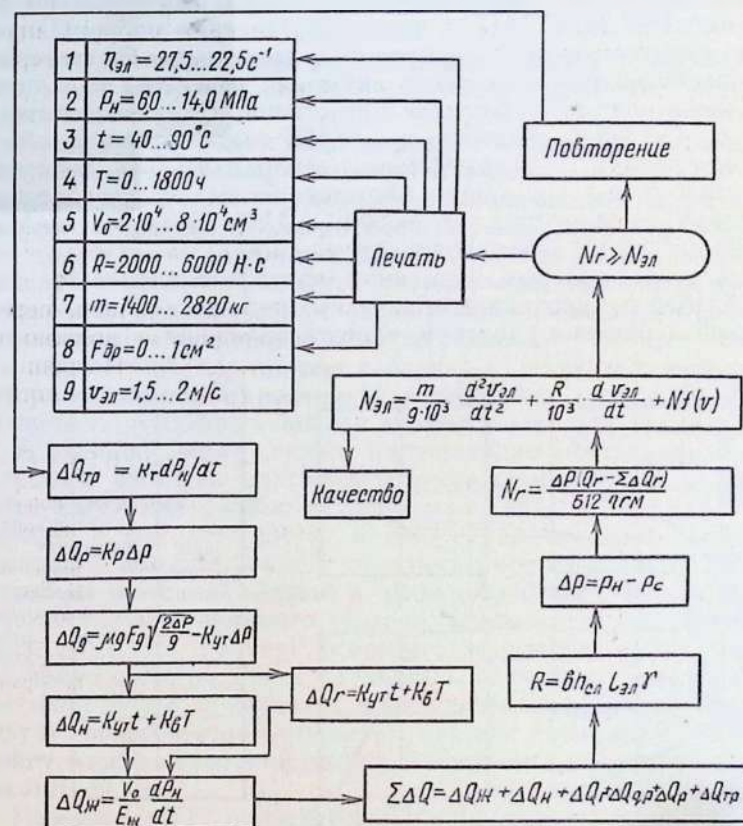


Рис. 109. Алгоритм расчета гидропривода.

параметров гидропривода: давления p_n , объема рабочей жидкости V_0 , времени работы гидропривода T , частоты вращения вала гидромотора n от скорости движения агрегата v_{ag} , глубины подкапывания h_{cl} и комбинаций этих показателей (рис. 110).

По результатам расчета и экспериментальным данным можно сделать выводы, что для обеспечения надежной работы гидропривода необходимо иметь рабочее давление в гидромоторе 9...10 МПа и расход жидкости не менее 1125 см³/с, что обеспечит работу на скоростях до 1,5 м/с агрегата с глубиной подкапывания $h \leq 22$ см. Резкое влияние на скорость движения элеватора $v_{эл}$ оказывает изменение скорости движения агрегата v_{ag} и для обеспечения качественной сепарации почвы необходим значительный запас скорости элеватора.

Лабораторно-полевые испытания и проведенный расчет позволили построить номограмму для двухрядного картофелеуборочного комбайна (рис. 111) с целью определения рабочих параметров, регулирования и подбора гидродвигателя. Обозначения на номограмме: v_{ag} — скорость движения агрегата, $v_{эл}$ — скорость элеватора, p_n — давление нагнетания, Q — расход жидкости, ω — угловая скорость, η — КПД гидромотора, h — глубина хода лемеха, η_c — коэффициент сепарации (η_1 — для сухой супесчаной почвы, η_2 — для влажной почвы), q — объемная постоянная гидромотора, $q_1 = 200$ см³/об, $q_2 = 160$ см³/об, $N = 125$ см³/об, N — потребляемая мощность.

Проведение полевых испытаний картофелеуборочного комбайна КПК-3 с гидроприводом активных рабочих органов, запись процессов изменения давления, частота вращения и момента на

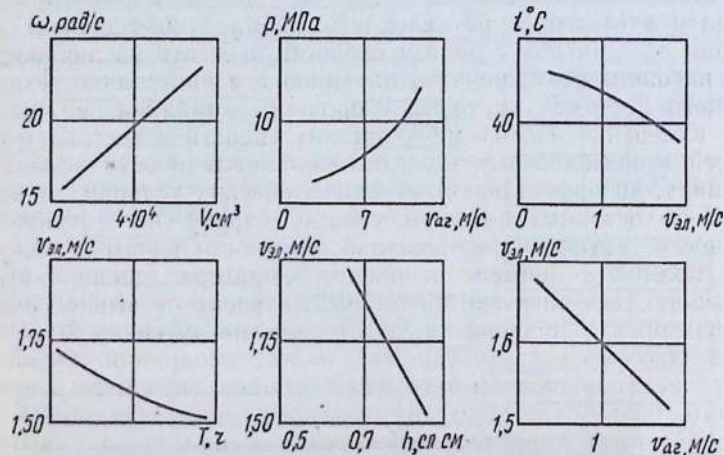


Рис. 110. Расчетные зависимости параметров гидропривода.



Рис. 111. Номограмма для определения параметров гидропривода элеватора.

валу гидромотора элеватора, а также тягового сопротивления позволили достаточно полно представить реализацию изучаемых параметров.

Анализ полученных характеристик случайного процесса показывает, что процесс изменения давления (момента) в линии первого элеватора не является периодическим. В результате сравнения средних значений давлений при n_1 , n_2 , n_3 оказалось, что давление вначале уменьшалось, а затем начало возрастать. Следовательно, p_{min} является оптимальным значением скоростного режима, а это может служить косвенной характеристикой равномерности загрузки и качества сепарации. Следует отметить, что взаимосвязь параметров давления в линии гидромотора элеватора и тягового сопротивления комбайна (коэффициент корреляции $r_{xz} = 0,795$) с ростом скорости агрегата увеличивается.

К внешним возмущениям, нарушающим протекание технологического процесса картофелеуборочного комбайна, можно отнести изменения физико-механических свойств и состава поступающей в комбайн массы, а также равномерность подачи ее в машину, которые зависят от климатических условий, от количества и состояния ботвы и урожая картофеля, а также от влажности, механического состава, плотности почвы и засоренности поля. На примере основного элеватора можно сказать, что процесс его загрузки случайный, зависит от вышеизложенных факторов и приводит к колебаниям нагрузки до 30...50 %, что, в свою очередь, ухудшает процесс сепарации. Основной спектр частот колебаний загрузки комбайна находится в пределах 0,16...0,20 с⁻¹.

На рисунке 112 приведена комбинированная схема гидропривода рабочих органов картофелеуборочного комбайна КПК-3, работающего с трактором, оборудованным ГСОМ. От насоса 4,

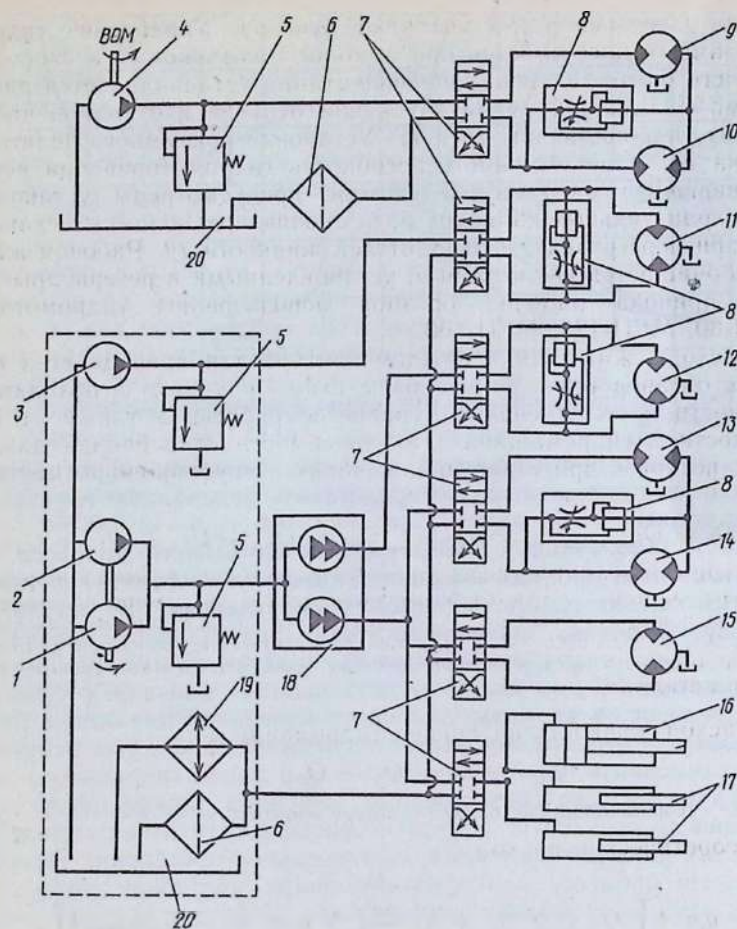


Рис. 112. Схема гидропривода рабочих органов картофелеуборочного комбайна: 1 — насос ИШ-10-3; 2, 3, 4 — насосы ИШ-32-3; 5 — предохранительный клапан; 6 — фильтр; 7 — золотник; 8 — дроссели ИШ-92-3; 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15 — гидромоторы; 16, 17 — гидроцилиндры; 18 — делитель потока; 19 — охладитель; 20 — резервуар.

установленного на картофелеуборочном комбайне, рабочая жидкость подается к гидромотору 9 привода барабанного транспортера переборочного стола и горок, а также к гидромотору 10 привода второго элеватора. Насос 3 гидросистемы трактора обеспечивает работу гидромотора 11 рыхлителя почвы, а жидкостью, поступающей от двух насосов 2 и 1, приводятся в действие гидромоторы 12, 13, 14 и 15 соответственно привода основного элеватора, транспортера примесей, привода активного

лемеха и транспортера выгрузки бункера. Управление гидромоторами осуществляется при помощи золотников 7, а скорость рабочего органа в процессе эксплуатации устанавливается дросселями 8. Для подъема и опускания бункера и откидной части служат гидроцилиндры 16 и 17. Установка подъемного делителя потока 18 улучшает работоспособность гидромоторов при неустановившейся нагрузке. В системе предусмотрены установка предохранительных клапанов 5, исключающих поломку механизмов при перегрузках, и охладителей жидкости 19. Рабочая жидкость очищается фильтрами 6, установленными в резервуары 20. Для привода рабочих органов использованы гидромоторы МГП-80, МГП-125, МГП-160.

Расходы жидкости в каждом контуре для привода всех рабочих органов приведенной выше схемы с учетом необходимой мощности и ее изменения в процессе работы, а также утечек жидкости в гидромашинах (в зависимости от перепада давления), потерь в дросселирующих щелях и трубопроводах составляют

$$\sum Q_i = Q_{9,10}; \sum Q_{11} = Q_{11}; \sum Q_{111} = Q_{12} + Q_{13} + Q_{14} + Q_{15},$$

где $\sum(Q_i, Q_{11}, Q_{111})$ — суммарный расход жидкости в первом, втором и третьем контурах; Q_9 и Q_{10} — расход жидкости на привод гидромотора подъемного барабана и второго элеватора; Q_{11} — расход жидкости на привод рыхлителя почвы; Q_{12}, Q_{13}, Q_{14} и Q_{15} — расходы жидкости соответственно на привод гидромоторов основного элеватора, транспортера примесей, лемеха, транспортера выгрузки бункера.

Расход жидкости на привод гидромашин

$$Q_i = Q_{it} + Q_{in},$$

где Q_{it} — теоретический расход; Q_{in} — потери жидкости.

Теоретический расход

$$Q_{it} = q_i n + \left[Q_y + \sum_{i=1}^n Q_{yi} + \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} \left(\sum_{i=1}^n \psi_i s_i + \frac{1}{\sqrt{\sum_{i=1}^n 1/\psi_i s_i^2}} \right) \right],$$

где q_i — объемная постоянная гидромашин; n — частота вращения вала; Q_y — утечки жидкости в гидродвигателе; $\sum_{i=1}^n Q_{yi}$ — суммарные утечки жидкости в звенах управляющих устройств; Δp — перепад давления; ρ — плотность жидкости; ψ_1, ψ_2 — коэффициенты расходов жидкости соответственно для параллельного и последовательного потоков; s — сечение трубопроводов; s_1 — поперечное сечение места сопротивления.

Мощность, отдаваемая гидромотором,

$$N_i = 2\pi n M_i,$$

где M_i — крутящий момент на валу гидромотора.

Крутящий момент

$$M_i = M_{it} + \Delta M_n = \frac{q_t \Delta p}{2\pi} - [M_{i(p)} \Delta p + M_{i(0)} + M_i(\omega) \bar{n} \exp(h\bar{n} - k\bar{n}^2)],$$

где q_t — теоретическая объемная постоянная; Δp — перепад давления; $M_{i(p)}$ — момент трения; $M_{i(0)}$ — момент разгона без нагрузки; $M_i(\omega) \bar{n} \exp(h\bar{n} - k\bar{n}^2)$ — составляющая момента трений в функции частоты вращения.

Мощность, теряемая в трубопроводах и рукавах высокого давления,

$$N_{ш} = Q \gamma_{ж} \sum_{i=1}^n h_i,$$

где $\gamma_{ж}$ — удельный вес жидкости; $\sum_{i=1}^n h_i$ — суммарные потери в магистральных нагнетания $h_{ш1}$ и слива $h_{ш2}$.

Суммарный расход $\sum Q$ на привод рабочих органов в процессе выполнения технологического процесса является отправным пунктом для проектирования насосной станции. Число насосов одного типоразмера

$$z = \sum Q / (q_n n_n \eta_n),$$

где q_n — объемная постоянная насоса; n_n — частота вращения насоса; η_n — КПД насоса.

Мощность, необходимая на привод насосов,

$$\sum N_n \eta_n = \sum N_{гд} / \eta_{гд} + \sum N_{гс},$$

где N_n , $N_{гд}$ — мощность, затраченная насосом и потребляемая гидродвигателями; $\eta_{гд}$ — КПД гидродвигателя; $N_{гс}$ — потери мощности в гидросистеме на фильтре дроссели и др.

Перепад давления

$$\Delta p_n = \Delta p_{гд} + \Delta p_{гс},$$

где $\Delta p_{гд}$ — разность давления в нагнетательной и сливной полостях; $\Delta p_{гс}$ — потери давления на фильтрации жидкости, клапане, дросселе и др.

Потери давления

$$\Delta p_{гс} = \xi_{\Sigma} v_{тр}^2 \frac{\gamma}{2g} = \frac{8\rho_{ж} \xi_{\Sigma} Q^2}{\pi^2 d_{тр}^5},$$

где ξ_{Σ} — суммарный коэффициент местных потерь; $d_{тр}$ — диаметр трубопровода.

Момент на валу насоса

$$M_{ш} \eta_k = \omega M_i / (\omega_n \eta_{гд}) + M_{гс},$$

где η_k и $\eta_{гд}$ — КПД гидронасоса и гидродвигателя; ω и ω_n — расчетная и действительная угловые скорости; M_i — момент на рабочем органе; $M_{гс}$ — момент потерь в гидросистеме.

Потери мощности

$$N_{гс} = 8\rho_{ж} \xi_{\Sigma} Q^3 / (\pi^2 d_{тр}^4).$$

Расчет местных сопротивлений. При последовательном соединении сопротивлений R расход жидкости Q на всех участках остается неизменным ($Q = \text{const}$), а потери давления суммируются. Для ламинарного режима течения эти потери

$$\Delta p = \sum_{i=1}^n \Delta p_i = Q^2 \sum_{i=1}^n R_i.$$

Гидравлическая проводимость последовательно включенных сопротивлений

$$1/k_{\Sigma}^2 = 1/k_1^2 + 1/k_2^2 + \dots + 1/k_n^2,$$

где $k_i = \mu f_i \sqrt{2/\rho}$ — гидравлическая проводимость дросселя.

Тогда

$$\Delta p = Q^2 / k_{\Sigma}^2.$$

Расход жидкости при последовательно включенных дроссельных шайбах

$$Q = \mu_{\Sigma} f_i \sqrt{2\Delta p / \rho},$$

где μ_{Σ} — эквивалентный коэффициент расхода; $f_i = f_{\Sigma} \sqrt{n}$; f_{Σ} — площадь дроссельного отверстия, n — число дросселей.

При параллельном включении сопротивлений R расходы жидкостей Q через каждое из сопротивлений прямо пропорциональны площади сечений дросселей или обратно пропорциональны их сопротивлениям, а суммарный расход через все местные сопротивления складывается из расходов в отдельных разветвлениях

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i; \quad \Delta p = p_1 - p_2 = \text{const}.$$

6.9. ГИДРОПРИВОД ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

В конструкциях самоходных зерноуборочных комбайнов «Дон» и др. для обеспечения работы механизмов применяется гидравлический привод.

Принципиальная схема основной гидравлической системы комбайна «Дон» представлена на рисунке 113. Насос 2 из резервуара 1 подает жидкость и многосекционный гидрораспределитель 6 с ручным управлением и распределители 28, 41 с электромагнитным управлением. От первой секции распределителя жидкость поступает к гидроцилиндрам подъема и опускания жатки. Фиксация жатки в определенном положении возможна при помо-

ции крана 8. Вторая секция распределителя управляет потоком жидкости гидроцилиндра вариатора мотовила. От третьей секции жидкость поступает к гидроцилиндрам 12, 13 вертикального перемещения мотовила. Четвертая секция управляет положением гидроцилиндров 14, 15 горизонтального перемещения мотовила. Пятая секция управляет жидкостью, поступающей в гидроцилиндр 16 механизма включения молотилки. Гидроцилиндры 24 и 25 служат для прокрутки наклонной камеры и привода выгрузных шнеков.

На комбайне установлены гидроцилиндры 30, 32 вариатора молотильного барабана, поворота наклонного выгрузного шнека, гидродвигатели 35, 36 для вибрации стенки бункера. Дополнительный распределитель 41 управляет гидроцилиндрами 39, 40

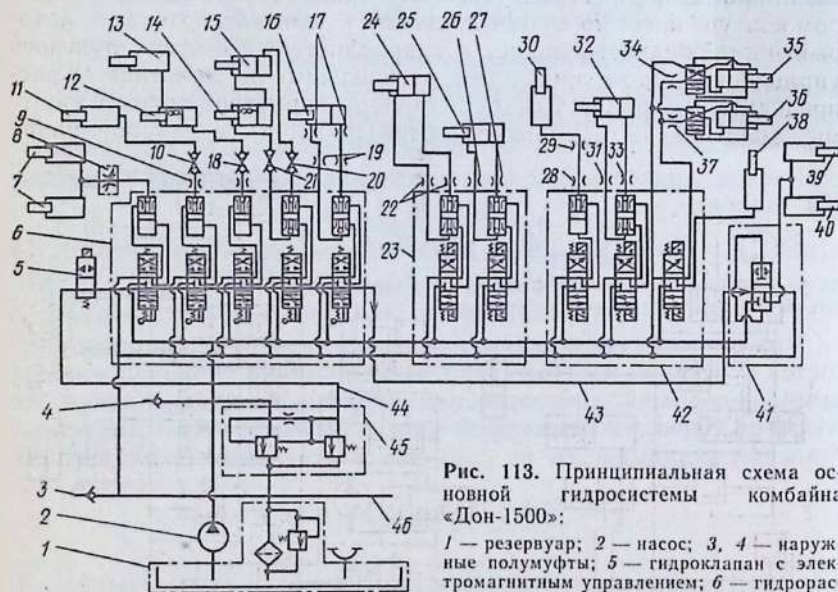


Рис. 113. Принципиальная схема основной гидросистемы комбайна «Дон-1500»:

1 — резервуар; 2 — насос; 3, 4 — наружные полумуфты; 5 — гидроклапан с электромагнитным управлением; 6 — гидрораспределитель с ручным управлением; 7 — гидроцилиндры подъема и опускания жатки; 8 — дросселирующий регулируемый кран; 9, 17, 19, 23, 26, 27, 28, 29, 31, 33, 34, 37, 41 — распределители; 10, 18, 20, 21 — муфты; 11 — гидроцилиндр вариатора мотовила; 12 и 13 — гидроцилиндры вертикального перемещения мотовила (левый и правый); 14 и 15 — гидроцилиндры горизонтального перемещения мотовила (левый и правый); 16 — гидроцилиндр механизма включения молотилки; 22 — двухсекционный гидрораспределитель с электромагнитным управлением; 24 — гидроцилиндр прокрутки наклонной камеры; 25 — гидроцилиндр привода выгрузных шнеков; 30 — гидроцилиндр вариатора молотильного барабана; 32 — гидроцилиндр поворота наклонного выгрузного шнека; 35, 36 — гидродвигатели для вибрации стенки бункера; 38 — гидроцилиндр открытия копнителя; 39, 40 — гидроцилиндры закрытия копнителя; 42 — трехсекционный гидрораспределитель с электромагнитным управлением; 43, 44 — трубопроводы канала управления; 45 — предохранительно-переливной клапан основной гидросистемы; 46 — трубопровод канала соединения с системой рулевого управления.

закрытия копнителя. В распределителе установлен гидроклапан 5 с электромагнитным управлением, а в линии нагнетания предохранительные клапаны.

В гидравлических цилиндрах предусмотрены дроссельные шайбы, чем обеспечивается плавность хода штоков.

Схема гидропривода рабочих органов зерноуборочного комбайна Е-516 показана на рисунке 114.

Система состоит из двух контуров. В первом контуре часть жидкости, нагнетаемая насосом 1, поступает к золотнику 10 управления гидравлическим цилиндром 9 тормозной системы и к золотнику 3, который управляет потоком жидкости, подавая ее к гидроцилиндрам 6 подъема жатки и гидроцилиндру 8 замка механизма навески или к гидромотору 5 вентилятора очистки воздуха. Гидромотор 5 реверсируется золотником управления 4. Во втором контуре насос 26 подает жидкость к делителю потока 27, который часть жидкости подает в гидравлическую систему рулевого управления и часть жидкости к распределителю. Золотник 18 распределителя управляет гидроцилиндром вариатора ходовой системы, золотник 17 направляет поток жидкости к гидроцилиндру

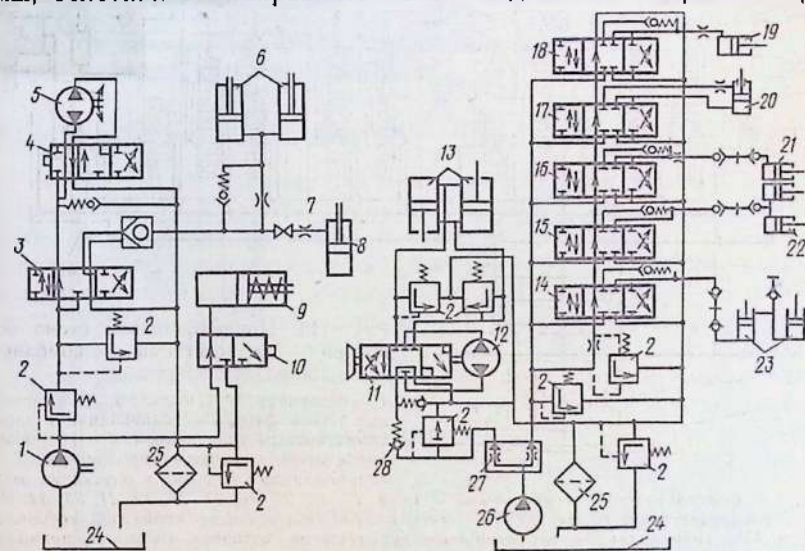


Рис. 114. Принципиальная схема гидросистемы комбайна Е-516:

1, 26 — перекачиваемые насосы; 2 — предохранительный клапан; 3, 4, 10, 11, 14, 15, 16, 17, 18 — золотники управления; 5 — гидромотор вентилятора очистки воздуха; 6 — гидроцилиндр подъема жатки; 7 — дроссельный кран; 8 — гидроцилиндр замка механизма навески; 9 — гидроцилиндр тормозной системы; 12 — насос-дозатор; 13 — гидроцилиндры управляемых колес; 19 — гидроцилиндр вариатора ходовой части; 20 — гидроцилиндр выгрузного шнека; 21 — гидроцилиндр вариатора оборотов мотовила; 22 — гидроцилиндры подъема мотовила; 23 — выносные гидроцилиндры; 24 — резервуар; 25 — фильтр; 27 — делитель потока; 28 — запорный клапан.

выгрузного шнека, золотник 16 управляет гидроцилиндром вариатора оборотов мотовила, следующий золотник 15 подает жидкость к гидроцилиндрам подъема мотовила, золотник 14 управляет выносными гидроцилиндрами 23. Часть жидкости поступает к золотнику 11 и насосу-дозатору 12 управления гидроцилиндрами 13 управляемых колес. Чтобы исключить повреждение элементов гидропривода, в схеме установлены предохранительные клапаны 2, обратные клапаны и дроссели, ограничивающие скорость и подъем рабочих органов.

На рисунке 115 показана схема управления современных самоходных машин, в том числе и зерноуборочных комбайнов. Ротор насоса-дозатора 1 соединен с рулевым колесом. Распределитель состоит из корпуса, двух крышек 3, золотника 5, центрирующей пружины 4. При вращении рулевого колеса, например, вправо происходит следующее: ротор совершает планетарное движение на неподвижной направляющей, с которой зацепляются

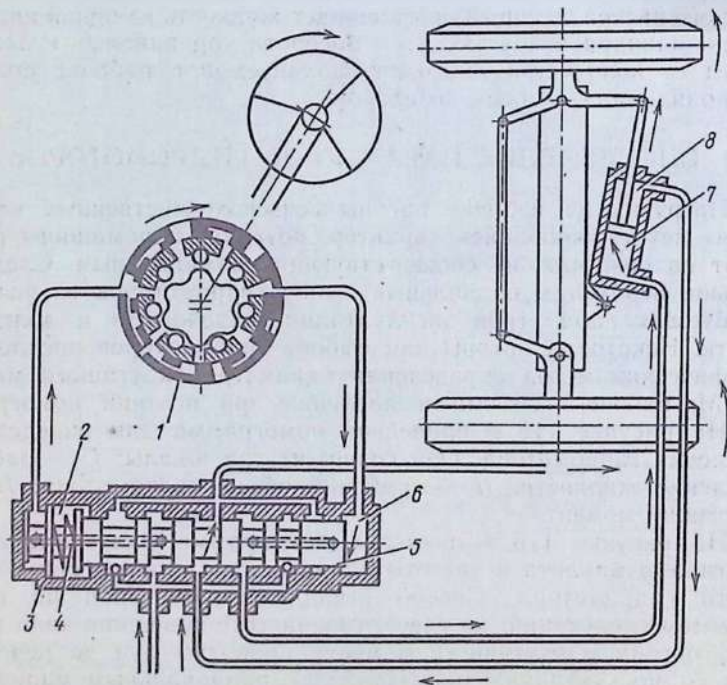


Рис. 115. Схема гидравлического управления самоходными машинами:

1 — насос-дозатор; 2, 6 — полости распределителя; 3 — крышка; 4 — пружина; 5 — золотник; 7, 8 — полости гидроцилиндра.

ролики, и жидкость перекачивается из левой торцевой полости 2 распределителя в его правую полость 6. В результате за счет силы, действующей на торцевую поверхность золотника, преодолевается действие центрирующей пружины 4 и золотник смещается влево. В этом случае правая торцевая полость 6 распределителя соединяется с бесштоковой полостью 7 гидроцилиндра, а штоковая полость 8 гидроцилиндра — со сливной магистралью. Жидкость от насоса НШ-10 поступает через левую торцевую полость 2 распределителя в насос-дозатор и далее перекачивается им в правую полость распределителя и в бесштоковую полость гидравлического цилиндра — совершается поворот колеса. Когда поворот рулевого колеса завершен и оно останавливается, давление в правой полости распределителя снижается и пружина возвращает золотник в нейтральное положение, запирая своими буртиками проход жидкости к гидроцилиндру, поворот колес прекращается. При левом повороте происходит движение жидкости в обратном порядке.

При неработающем двигателе насос-дозатор выполняет роль ручного насоса, который перекачивает жидкость из одной полости гидроцилиндра в другую. Угол поворота управляемых колес зависит от количества жидкости, подаваемой в рабочие полости гидроцилиндра насосом-дозатором.

6.10. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОМОТОРОВ

Нагрузка на рабочие органы сельскохозяйственных машин носит неустановившийся характер, поэтому гидромашинны работают на режимах, не соответствующих номинальным. Следовательно, необходим правильный выбор гидромоторов из условий требуемых параметров эксплуатации, надежности и долговечности. Некоторые авторы для выбора гидромоторов предлагают графический метод определения параметров крутящего момента M , рабочего объема и давления при помощи номограмм.

На рисунке 116, а приведена номограмма для определения давления гидромотора. Она содержит три шкалы: I — рабочее давление жидкости; II — рабочий объем гидромотора; III — крутящий момент.

На рисунке 116, б показана номограмма для определения крутящего момента и частоты вращения по установленной мощности гидромотора. Способ выбора гидромоторов по номограммам следующий: по известным частоте вращения вала рабочего органа и крутящему моменту проводим луч до пересечения со шкалой давления. Наиболее рациональным вариантом является тот, который обеспечит требуемый крутящий момент при оптимальном давлении с учетом расчетных значений. Зная частоту вращения и рабочий объем, определяем требуемый рас-

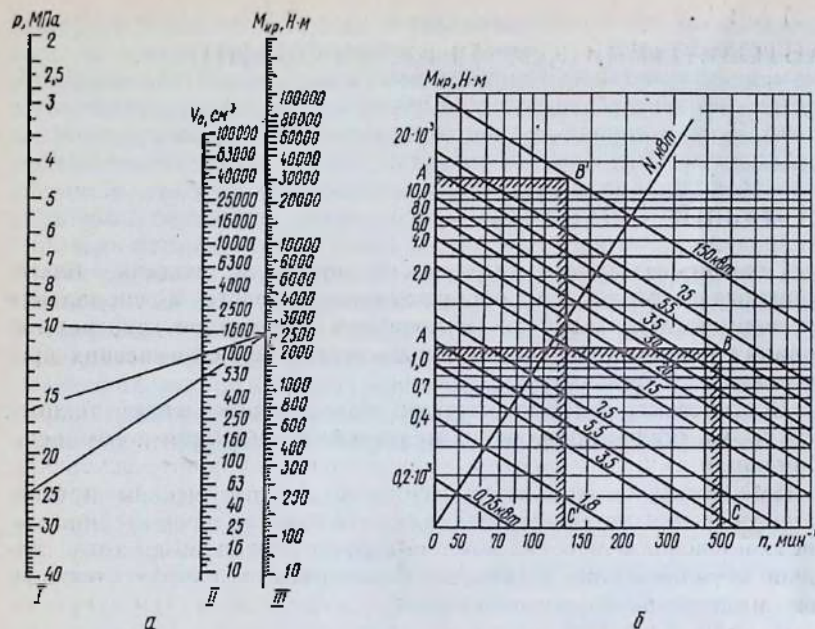


Рис. 116. Номограмма для определения параметров гидромоторов: давления (a) и мощности (b).

ход рабочей жидкости и мощность с учетом потерь. Мощность N гидромотора и другие параметры можно определить и по графику (рис. 116, б), где в логарифмических координатах момента и частоты вращения нанесена наклонная шкала мощности, перпендикулярно которой проведен ряд линий равных мощностей. Точка пересечения требуемых значений крутящего момента и частоты вращения дает мощность гидромотора. Например, гидромотор с номинальной мощностью 55 кВт и указанными параметрами $M_{кр}$, n может работать и при другой мощности и на других режимах работы в зоне прямоугольника $OABC$. Зона работы другого гидромотора ограничена прямоугольником $OA'B'C'$. Недостатком этого способа определения параметров гидромотора является то, что учитываются только расчетные значения без влияния КПД.

Гидромотор для конкретных условий выбирают по универсальным характеристикам с учетом условий эксплуатации: нагрузки, температурного режима, регулирования параметров и др.

ГЛАВА 7

АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

7.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Повышение производительности машин и создание благоприятных условий для обслуживания агрегата и управления им возможно только с использованием автоматического регулирования режимов работы при выполнении технологических процессов.

Все системы гидроавтоматики сельскохозяйственной техники можно классифицировать по назначению, по параметрам регулирования (кинематическим — положение, скорость, ускорение; динамическим — усилие, момент), по энергетическим признакам (электрогидравлическое или гидромеханическое управление); по исполнению гидравлических регуляторов; по типу датчиков обратных связей (механические, пневматические электронные и др.); по виду исполнительных агрегатов (поступательного, вращательного действия), по характеристике процесса автоматического управления (релейные, пропорциональные, дискретные).

Гидравлические системы автоматического управления должны поддерживать регулируемый параметр в заданных пределах при достаточно высоких кинематических и динамических показателях, высоком КПД и стабильных амплитудно-фазочастотных характеристиках.

При проектировании гидравлических систем автоматического управления и регулировании необходим статический анализ параметров, кинематический и кинестатический расчет, определение основных параметров гидравлического оборудования, исследование работы системы на устойчивость, разработка мероприятий для обеспечения теплового, нагрузочного и других режимов работы.

7.2. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ АКТИВНЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Оценка качества работы активных рабочих органов. Для выполнения рабочего или технологического процесса во всех группах сельскохозяйственных машин применяются активные рабочие органы.

При основной и поверхностной обработке почвы для доведения

ее первоначальных показателей (плотности, фона, влажности и др.) до необходимых значений, согласно техническим требованиям, необходим набор почвообрабатывающих машин, состав которых можно уменьшить, применив активные рабочие органы. Регулируя такие эксплуатационные параметры, как поступательная скорость, частота вращения, глубина обработки и др., можно за один проход агрегата достичь высокого качества выполняемого процесса.

На примере активных рыхлителей почвы, состоящих из барабана с рабочими органами, установленными по определенному закону с целью снижения энергии и повышения качества поверхностного рыхления, проведем обоснование необходимости регулирования скорости. Испытания рабочих элементов рыхлителей, выполненных в виде прямолинейных режущих ножей, Г-образных ножей, зубьев квадратного сечения и ножевых зубьев, проведены на различных фонах (залежь, пар, стерня) средне-суглинистой почвы при влажности 21...24 %. Основные определяющие критерии оценки качества работы почвообрабатывающих машин — подрезание и качество заделки растительных остатков, плотность почвы, крошение, выровненность поверхности и др.

Применение одного вида рабочих органов позволяет получить лучшие показатели по заделке растительных остатков, но недостаточное крошение почвы, другие лучше выравнивают поверхность, но хуже крошат почву.

Комплексный подход к агротехнической и энерготехнической оценке при использовании существующих рабочих органов, а также при проектировании новых рыхлителей и гидросистем следует вести по объединенному показателю: отношению энергии, затраченной на обработку почвы, к коэффициенту качества.

Коэффициент качества выполнения технологического процесса

$$k = k_k k_u k_r,$$

где k_k — коэффициент крошения почвы ($k_k = 0...1$); k_u — коэффициент заделки растительных остатков ($k_u = 0...1$); k_r — коэффициент выровненности поверхности ($k_r = 0...1$); k_r — коэффициент рыхления почвы ($k_r = 0...1$ и более).

Графическое определение коэффициента качества k в функции показателя кинематического режима работы $\lambda = u/v$ (здесь u — окружная скорость зубьев рабочего органа, v — поступательная скорость агрегата) для зуба квадратного сечения при обработке стерни на глубину $h = 8$ см при расчетной ширине захвата орудия, равной 1 м, показано на рисунке 117, а.

Совместное решение функции коэффициента качества $k = f(\lambda)$ и затрат энергии $N = f(\lambda)$ (рис. 117, б), методом исключения λ позволяет построить график $N = f(k)$, по которому можно охарактеризовать процесс (рис. 117, в).

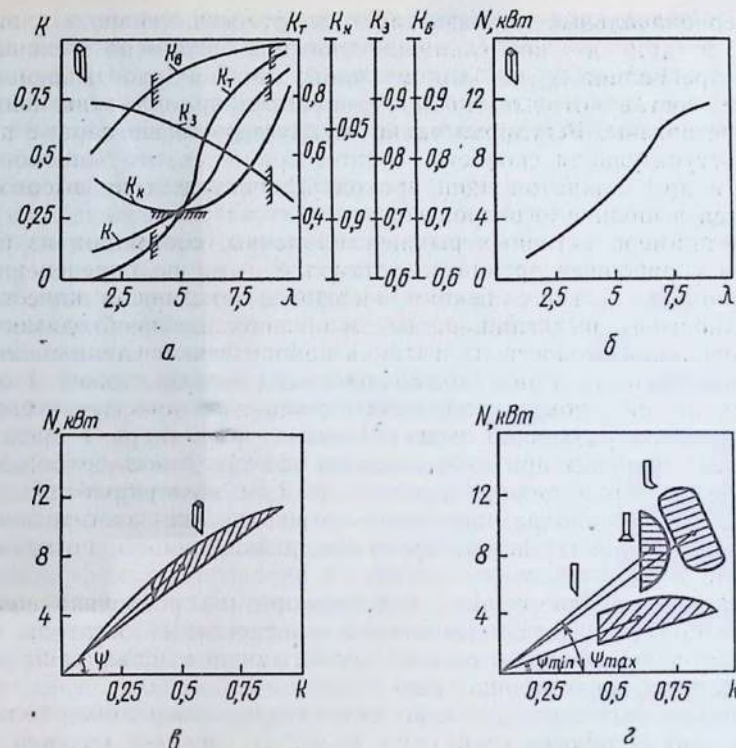


Рис. 117. Графическое определение обобщенного показателя качества работы и затрат энергии на привод активных рабочих органов ротационных почвообрабатывающих машин ($h = 8$ см, фон — стерня): зависимость от показателя кинематического режима работы λ и коэффициентов, определяющих качество обработки почвы (а) и затрат энергии N на 1 м ширины захвата (б); зависимость от показателя качества работы затрат энергии N активными рабочими органами с квадратным профилем зуба (в) и с Г-образным, ножевым и прямым профилем зуба (г).

На кривых обозначены зоны допускаемого регулирования каждого коэффициента по агротребованиям и пределы общего коэффициента качества.

Угол наклона луча ψ (рис. 117, в) характеризует затраты гидравлической энергии в функции качества обработки обобщенным показателем $P = \tan \psi = N/k$ ($P = 8...16$ кВт/м при высоком качестве обработки). Следует стремиться к минимальному значению $\tan \psi$ с целью энергосбережения путем изменения окружной скорости и регулированием скоростного режима и показателя кинематического режима работы λ .

На рисунке 117, г показаны аналогичные характеристики

обобщенного показателя агротехнической и энергетической оценки P качества рыхления и количества затраченной энергии для активного рабочего органа, состоящего из ротора с Г-образными ножами, прямыми ножами и ножевого зуба при выполнении аналогичного технологического процесса — рыхления ($h = 8$ см, фон — стерня).

На рисунке 117, а, г представлены граничные зоны, в пределах которых при обработке обеспечивается требуемое качество по всем показателям за счет регулирования параметров в процессе эксплуатации.

Во втором примере (рис. 118) приведены данные для картофелеуборочного комбайна. На основании тензометрирования показателей картофелеуборочных машин, оценки влияния скорости агрегата, глубины подкапывания на энергетические и качественные показатели можно заключить, что при увеличении поступательной скорости агрегата резко возрастает мощность на привод элеватора, а также нагрузка на поверхность (рис. 118). Все данные приведены из расчета на 1 м^2 сепарирующей поверхности с учетом максимальной нагрузки. Зная коэффициент сепарации почвы или коэффициенты загрязненности k_n и повреждаемости k_n клубней, можно перейти к определению коэффициента качества работы элеватора в функции поступательной скорости ($k = k_n \cdot 10^2$). Следовательно, коэффициент k зависит от влажности, физико-механических свойств почвы, наличия ботвы и других показателей и имеет допустимое значение при $v = 0,85 \text{ м/с}$ (в данном примере для среднесуглинистой почвы).

По двум функциям $k = f(v)$ и $N_z = f(v)$, исключив скорость, можем определить затраты энергии N_z для обеспечения оптимального протекания технологического процесса. Таким обра-

зом, для работы картофелеуборочного комбайна при соблюдении агротехнических требований необходимо регулировать скоростной режим, а следовательно, применять гидропривод для управления технологическим процессом.

Гидравлический привод силового регулирования. Наиболее трудоемкая операция в сельском хозяйстве — пахота. При неравномерной вспашке нарушается стабильность движения машинно-тракторного агрегата, что увеличивает неравномерность загрузки трактора и снижает производительность его работы. Переменная нагрузка увеличивает аварийные простои, снижает долговечность, надежность как машины в целом, так и гидравлических устройств.

Системы автоматического регулирования широко применяются в пахотных агрегатах, агрегатах для поверхностной обработки почв, междурядной обработки и др.

Для поддержания заданной глубины обработки почвы применяется система автоматического регулирования по величине тягового сопротивления рабочих органов плуга (рис. 119), которая состоит из стандартных сборочных единиц гидросистемы и включает дополнительно универсальный регулятор 3 глубины пахоты и силовой датчик 4. Датчик представляет собой пружину, помещенную в верхнем звене навески и деформирующуюся под действием сил, возникающих в результате изменения удельного сопротивления почвы. Как показали исследования, эта система позволила уменьшить сопротивление орудия, увеличить производительность агрегата на 10...12% и уменьшить расход топлива на 11%.

Главным звеном рассматриваемой системы является гидравлический цилиндр 5, шток которого, перемещаясь с определенной скоростью, одновременно поднимает плуг. Скорость зависит от поступающего количества жидкости, регулируемого с золотником регулятора, т. е. от величины сигнала, поступающего с силовым датчиком. Рабочая жидкость, гидродинамика и звенья навески системы, закрепленные на упругом основании трактора, имеют определенную конечную жесткость, а закон движения поршня и орудия зависит как от внешних возмущений, так и от массы движущихся частей. Переход системы из одного установившегося режима в другой может носить аperiodический или колебательный характер. За выходной параметр можно принять линейное вертикальное перемещение плуга ($y_{пл}$), а за источник перемещения — суммарные силы: R_z — реакции почвы; $R_{нт}$ — реакции верхней тяги; pF — силы на гидроцилиндре.

Силы, действующие на систему (внутренние и внешние), разнообразны — это возмущающие силы, зависящие от времени; потенциальные, силы сопротивления. Сопротивление сухо-

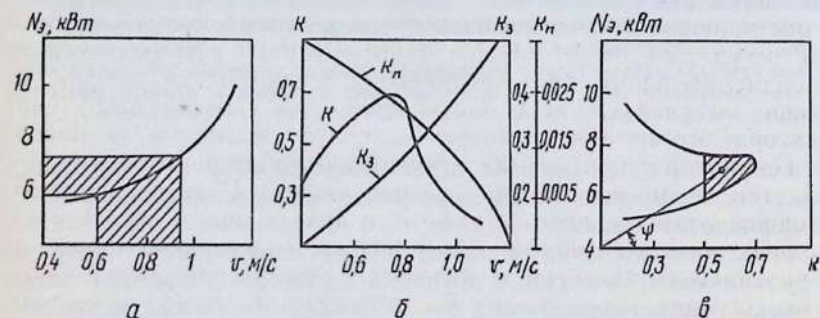


Рис. 118. Графическое определение обобщенного показателя качества работы и затрат энергии для элеватора картофелеуборочного комбайна:

а — зависимость мощности N_z , необходимой на выполнение технологического процесса, от скорости; б — влияние скорости агрегата на качественные показатели; в — обобщенный показатель качества работы и затрат энергии.

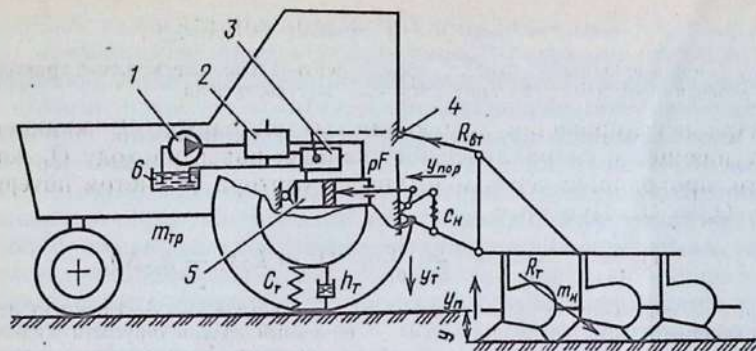


Рис. 119. Схема системы автоматического регулирования пахотного агрегата: 1 — насос; 2 — распределитель; 3 — регулятор; 4 — силовой датчик; 5 — гидроцилиндр; 6 — резервуар.

го (квадратичного) трения приводит к нелинейным уравнениям. Наличие нелинейности с характерными отдельными звеньями вызывает потерю устойчивости, другие звенья улучшают динамические качества, поэтому их учет практически необходим во всех случаях. При составлении уравнений принят ряд допущений: скорость движения пахотного агрегата постоянна; колебания системы приводятся к колебаниям задней подвески; динамический процесс происходит в интервале установившегося движения; перемещение рассматривается только в продольно-вертикальной плоскости; утечки жидкости пропорциональны перепаду давления.

Движение системы можно представить дифференциальными уравнениями движения и уравнениями расхода, учитывающими условия неразрывности потока жидкости. Для удобства и упрощения рассуждений все силы приведены к силам, действующим на поршень гидроцилиндра.

Уравнение движения поршня гидравлического цилиндра

$$p_{сн} = m_n g d^2 y_n / dt^2 + h_n dy_n / dt + p_{тр} f(y_n),$$

где $p_{сн} = p_{сн} - p_{сн}$, $p_{сн}$, $p_{сн}$ — давления жидкости в полостях нагнетания и слива; s_n , s_t — площади поршня штоковой и подштоковой полостей; m_n — масса нагрузки, приведенная к поршню; y_n — перемещение плуга, приведенное к поршню; h_n — коэффициент демпфирования по нагрузке; $p_{тр} f(y_n)$ — нелинейная характеристика сил сухого трения.

Поршень поднимается на малую величину (по условиям агротехнических требований отклонение от установленного значения глубины вспашки не должно превышать ± 1 см), поэтому можно принять $m_n = \text{const}$ и скорость подъема постоянной.

При выглублении орудия происходит перемещение остова трактора в вертикальной плоскости.

$$-p_{сн} = m_t g d^2 y_t / dt^2 + h_t dy_t / dt + c_t y_t,$$

где m_t — приведенная масса трактора; y_t — вертикальное перемещение трактора; h_t — коэффициент демпфирования шин; c_t — жесткость шин.

При регулировании положения орудия расход Q_1 жидкости, поступающей в гидравлический цилиндр, равен расходу Q_2 жидкости, проходящей через золотник регулятора (с учетом потерь), т. е. $Q_1 = Q_2$. При этом

$$Q_1 = s_n \frac{dy_{пор}}{dt} + \frac{V}{E_n} \frac{dp}{dt}; \quad Q_2 = k_Q x_2 - k_{yt} \Delta p,$$

где $y_{пор}$ — перемещение поршня; $y_{пор} = p_{сн} / c_n + k_{yn}$; k_n — коэффициент передачи системы плуг — гидроцилиндр; E_n — объемный модуль упругости жидкости и рукавов высокого давления; V — объем жидкости, находящейся в гидравлическом цилиндре и рукавах высокого давления; c_n — жесткость навески трактора; k_Q — коэффициент усиления по расходу; x_2 — перемещение золотника; k_{yt} — утечки жидкости через золотник; Δp — перепад давления в золотнике.

Перемещение золотника регулятора зависит от степени сжатия пружины, т. е. от сопротивления орудия. Тогда

$$x_2 = x_{пр} i = R_{ат} i / c_{пр} = R_t - k_{oc} (y_n - y_t) i / c_{пр},$$

где $x_{пр}$ — деформация пружины силоизмерительного датчика; i — передаточное отношение системы пружина — золотник; $R_{ат}$ — усилие в верхней тяге; $c_{пр}$ — жесткость пружины; R_t — установленное значение тягового сопротивления орудия; $k_{oc} = k_a / 3$ — коэффициент обратной связи системы почва — силоизмерительная пружина; k_a — коэффициент удельного сопротивления орудия; a — ширина захвата плуга.

Входящие в систему уравнений коэффициенты определены экспериментальным или расчетным путем (рис. 120).

Решив систему уравнений и проведя преобразование по Лапласу, получим передаточную функцию разомкнутой системы регулирования

$$w = \frac{y_n}{R_{от}} = \frac{k_Q k_i k_t T_3 s^2 + T_3 s + 1}{s [T_1^2 s^2 + T_2 s + 1] [T_{тр}^2 s^2 + T_{тр} s + 1]},$$

где $k_Q = k_Q / s_n$ — коэффициент скорости; $k_i = i / c_{пр}$ — коэффициент передачи системы пружина — золотник; $T_3 = \sqrt{(m_n + m_p) / c_t}$ — постоянная времени колебательного звена плуг — трактор; s — оператор Лапласа; $T_1 = (h_n - h_p) / c_t$ — постоянная времени, характеризующая демпфирующие свойства; $T_2 = \sqrt{m_n} / c_t$ — постоянная времени колебательного звена орудия — гидросистема; $T_{тр} = h_t / c_t$ — постоянные времени, характеризующие демпфирующие свойства; $T_{тр} = \sqrt{m_t} / c_t$ — постоянная времени колебательного звена трактор — подвеска; $c_t = c_n + c_m$ — приведенная жесткость гидросистемы, характеризующая упругие свойства жидкости c_m и навески c_n .

Характеристическое уравнение системы автоматического регулирования, замкнутой обратной связью, можно представить в следующем виде:

$$s [T_1^2 s^2 + T_2 s + 1] [T_{тр}^2 s^2 + T_{тр} s + 1] + k [T_3^2 s^2 + T_3 s + 1] - k_{oc} k_{yt}^F = 0,$$

где $k = k_Q k_n k_a$ — общий коэффициент усиления системы.

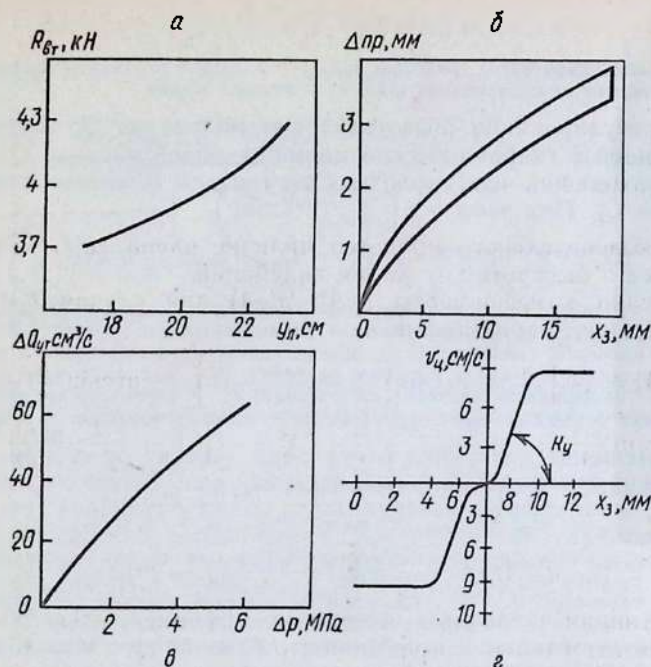


Рис. 120. Характеристики элементов регулирования:

а — зависимость изменения усилия в верхней тяге от глубины впадки; б — зависимость открытия золотника регулятора от степени сжатия силонизмерительной пружины; в — зависимость утечек жидкости через золотник от давления; г — зависимость скорости движения поршня от величины открытия золотника.

Качество работы автоматического регулирования характеризуется основными показателями переходного процесса, который происходит при восстановлении заданного режима или при установлении нового режима работы. Качество регулирования определяется характером, временем переходного процесса, величиной максимального перерегулирования и статической точностью выдерживания режима работы.

Рассмотрим поведение системы при нелинейных значениях расходной характеристики (см. рис. 146), сил сухого трения и утечек жидкости. Приведем характеристику сухого трения к расходной характеристике жидкости через золотник, что увеличит зону нечувствительности золотника. Проведем гармоническую линеаризацию, тогда первая гармоника нелинейной функции с частотой будет выражаться так:

$$F(x_3, s, x_3) = [q + q'(s + \xi)/\Omega] x_3,$$

где ξ — показатель затухания; q, q' — коэффициенты линеаризованной функции.

$$q(A) = \frac{1}{\pi A} \int_0^{2\pi} F(A \sin \psi) \sin \psi d\psi;$$

$$q'(A) = \frac{1}{\pi A} \int_0^{2\pi} F(A \sin \psi) \cos \psi d\psi;$$

$$\omega = d\psi/dt; \psi = \int_0^t \omega dt + \psi_0.$$

Для колебательного процесса наличие члена $\xi q' x_3 / \omega$ свидетельствует о быстрой затухании колебаний.

Вычислив коэффициенты $q(A), q'(A)$ для случая $b \leq A \leq (c \pm k_v b)/k_v$, окончательно получим

$$q(A) = \frac{k_v}{\pi} \left\{ \frac{\pi}{2} + \arcsin \left[1 - \frac{b(1-m)}{A} \right] - \arcsin \frac{b}{A} - \arcsin \frac{mb}{A} + \left[1 - \frac{b(1-m)}{A} \right] \sqrt{1 - \left[1 - \frac{b(1-m)}{A} \right]^2} - \frac{b}{A} \sqrt{1 - \frac{b^2}{A^2}} - \frac{mb}{A} \sqrt{1 - \frac{m^2 b^2}{A^2}} \right\};$$

$$q'(A) = -\frac{2bk_v}{\pi A} \left(1 - \frac{b}{A} \right) (1-m).$$

Подставляя численные значения коэффициентов, полученных по результатам опытов, и постоянных $F_n = 72 \text{ см}^2; V = 1500 \text{ см}^3; E = 250 \text{ МПа}; c_n = 75000 \text{ Н/см}; m_n = 2,4; m_r = 3; h = 130 \text{ Н·с/см}; h_n = 400 \text{ Н·с/см}; c_r = 6000 \dots 18000 \text{ Н/см}; c_\Sigma = 200 \text{ МПа}; c_{np} = 17500 \text{ Н/см}$, определим постоянные времени T .

Решаем полученное характеристическое уравнение, подставив $s = \xi + j\omega$,

$$(T_1^2 + T_1 T_2 + T_2^2)(\xi + j\omega)^3 + \left[T_1 + T_2 + T_3 k_A \left(q + q' \frac{s + \xi}{\Omega} \right) \right] (\xi + j\omega)^2 + \left[k_A T_4 \left(q + q' \frac{s + \xi}{\Omega} \right) + 1 \right] (\xi + j\omega) + \left(q + q' \frac{s + \xi}{\Omega} \right) - k_{\Sigma}^F k_{oc} = 0.$$

После выделения вещественной и мнимой частей находим показатели затухания и частоты ω колебание плуга с изменением амплитуды колебания плуга A затухающего процесса колебательной системы (при $\Omega = \omega$).

Расчет на ЭВМ коэффициентов $q(A)$ и $q'(A)$ позволяет определить данные и построить диаграммы качества переходных процессов в функции $k_A = k_n k_{oc} k_i$ и кривые изменения частоты и амплитуды колебания плуга.

Диаграммы позволяют установить влияние нелинейностей, коэффициента усиления, жесткости системы на показатели затухания, частоты и амплитуды колебаний, а также определить по-

стоянную времени, время затухания переходного процесса (0,6 с), максимальное значение перерегулирования (0,45 см), число колебаний на исследуемом участке (3).

Спектрально-корреляционный анализ изучаемых процессов, протекающих в гидросистемах пахотных агрегатов с тракторами Т-150, МТЗ-80, Т-25, позволяет сделать следующее заключение: на характеристики значительное влияние оказывает скорость движения агрегатов (с повышением скорости движения спектры частот параметров расхода и давления жидкости растягиваются и максимум спектральных плотностей сдвигается в сторону более высоких частот). Например, при скорости движения 2,2 м/с основная доля дисперсии приходится на диапазон частот 2,2...2,8 с⁻¹ процессов изменений расхода и давления жидкости, а с увеличением скорости движения до 3,42 м/с спектр дисперсии всех процессов увеличивается до 5,2 с⁻¹. Один из важнейших внешних факторов, влияющих на работу пахотного агрегата, — профиль поверхности поля. Проведенные работы по профилированию поверхностей полей показывают, что основной спектр дисперсии заключается в диапазоне частот 0...4 и 0...15 м⁻¹, колебания высот неровностей — 0,9...4 см, интервалы корреляционной связи колеблются от 1 до 0,2 м.

Коэффициенты вариации при скорости 3,42 с⁻¹ также увеличиваются; при этом значения изменения давления и расхода жидкости составляют 87...97 %, а глубины вспашки 8,9 %, тогда как при скорости 2,2 м/с коэффициент вариации значительно ниже вышеуказанного значения.

Наибольшая корреляционная связь между процессами нагрузки, изменения расхода жидкости и давления отмечается при $\tau = 1...1,2$ с; с увеличением скорости агрегата связь между процессами ослабевает.

Экспериментально получены следующие результаты изменения амплитуды пульсаций расхода жидкости и давления: 0,8...2 МПа; 160...220 см³/с с вышеуказанными частотами, что говорит о перегрузках и снижении долговечности сборочных единиц и гидроагрегатов, так как гидросистема 30 % рабочего времени находится под нагрузкой в процессе регулирования. Кроме того, срок службы рукавов высокого давления при действии пульсаций давления с частотами 3...1500 с⁻¹ снижается на 12...18 %.

С целью исключения автоколебаний следует устранять зазоры, уменьшать число звеньев, способных аккумулировать энергию, снижать запаздывание срабатывания сигнала и др.

Регулирование загрузки. Применение гидропривода позволяет регулировать кинематические режимы активных рабочих органов с минимальным запаздыванием после поступления сигнала на регулирование.

Картофелеуборочные машины состоят в основном из сепарирующих органов грохотного и элеваторного типа, поэтому управлять их режимами можно, изменяя частоту или амплитуду колебаний. Регулируемым параметром является толщина слоя клубненосной массы на выходе сепарирующего органа.

К внешним возмущениям, нарушающим протекание технологического процесса картофелеуборочного комбайна, можно отнести: изменение физико-механических свойств и состава поступающей в комбайн массы, а также неравномерность подачи ее в машину. Эти факторы зависят от климатических условий, количества и состояния ботвы, урожая картофеля, а также от влажности, механического состава, плотности и засоренности почвы.

По результатам тензометрирования рабочих параметров картофелеуборочного комбайна с гидроприводом выяснилось, что давление жидкости в линии нагнетания гидромотора привода основного элеватора изменяется в соответствии с поступающей клубненосной массой. Неравномерность поступления ее приводит к ухудшению процесса сепарации и отрицательно сказывается на режимах работы гидромотора и машины. Осциллограммы показывают, что основной спектр низкочастотных колебаний загрузки находится в пределах $n = 0,02...0,60$ с⁻¹, а изменения рабочего давления в системе гидропривода составляют 30...50 % от установившегося значения. С целью автоматического регулирования загрузки целесообразно применять гидравлические регуляторы расхода жидкости или давления.

Особенность гидравлических регуляторов заключается в том, что жидкость как энергоноситель этой системы практически не сжимаема для рабочих давлений сельхозмашин и поэтому при наполнении определенного объема она позволяет полностью развить необходимую мощность, а следовательно, использовать мощные силовые устройства при малой их металлоемкости. В гидравлических двигателях отношение единицы массы силового устройства к единице мощности составляет всего 1,2 кг/кВт, в то время как в электрических это отношение достигает 10 кг/кВт.

На рисунке 121 представлена принципиальная схема гидропривода элеватора 4 и встряхивателя 5 с силовым датчиком 10 регулятора, обеспечивающим дроссельное регулирование. На комбайне установлены два насоса 14 и 15 с приводом от ВОМ через редуктор, резервуар для жидкости 11 с фильтром 12, золотники 9 и 16, гидравлический регулятор, трубопроводы 8.

Устройство работает следующим образом. Когда поток поступающей на элеватор 4 массы незначительный, давление жидкости в подпоршневом пространстве датчика 10 минимальное, а сила уравновешивается пружиной. В этом случае регуляторами

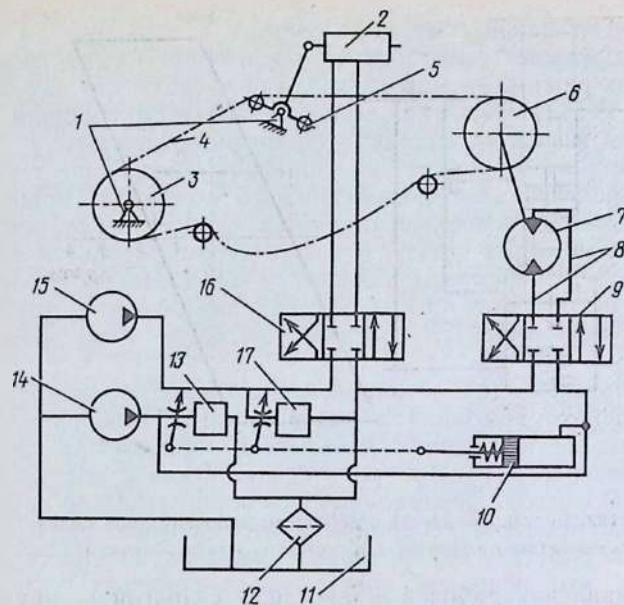


Рис. 121. Схема гидропривода дроссельного регулирования загрузки основного элеватора:

1 — рама; 2 — гидродвигатель; 3 — ведомый вал; 4 — элеватор; 5 — встряхиватель; 6 — ведущий вал; 7 — гидромотор; 8 — трубопроводы; 9, 16 — золотники; 10 — силовой датчик; 11 — резервуар; 12 — фильтр; 13, 17 — регуляторы потока; 14, 15 — насосы.

потока 13, 17 проводится настройка оптимальной частоты колебаний встряхивателя и скорости элеватора с целью уменьшения повреждаемости клубней. Когда увеличивающийся поток поступающей массы вызывает повышение давления в подпоршневом пространстве датчика 10 регулятора, шток, перемещаясь, поворачивает золотники дросселей регуляторов потока 13 и 17, что приводит к увеличению расхода жидкости, поступающей к гидродвигателям, частоты колебаний встряхивателей и скорости движения гидромотора элеватора 7. Одновременное изменение двух параметров (частоты и скорости) в функции загрузки улучшает процесс сепарации, уменьшая процент повреждаемости клубней, и стабилизирует весь процесс работы комбайна.

Качество работы системы регулирования определяется параметрами приемного и управляющего устройства. На рисунке 122 представлена схема датчика регулятора, где гидростатический датчик А управляет дросселем золотникового типа В.

Уравнение движения золотника, испытывающего с одной сто-

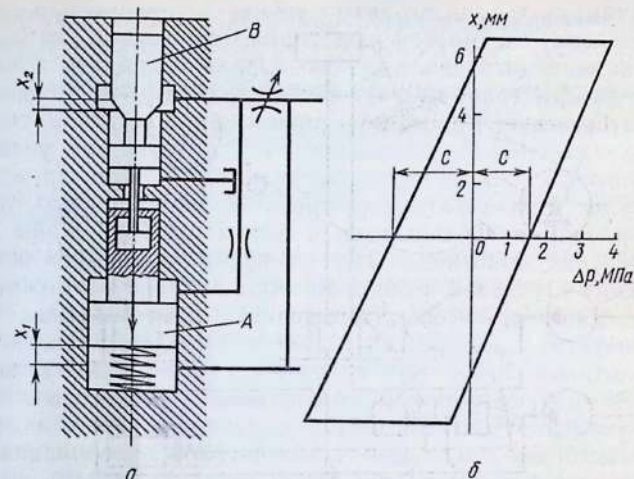


Рис. 122. Регулирование параметров по рабочему давлению: а — схема датчика-регулятора; б — характеристика золотника.

роны силу давления рабочей жидкости, а с другой — пружины, при учете сил сухого трения и вязкого демпфирования имеет вид

$$m_3 d^2 x / dt^2 + h dx / dt + P_{тн} \operatorname{sign} x + cx = s_3 p,$$

где m_3 — приведенная масса золотника; h — коэффициент демпфирования; $P_{тн}$ — сила сухого трения; c — жесткость пружины; s_3 — площадь поперечного сечения золотника; p — давление жидкости на торце золотника; x — перемещение золотника.

Особенностью силы сухого трения в золотнике является то, что при скорости его, равной нулю, сила трения может принимать любые значения в пределах $P_{тн} \leq P_t \leq P_{тн}$, где P_t — сила трения.

Это уравнение справедливо при условии

$$(s_3 p_1 - cx - m_3 d^2 x / dt^2 - h dx / dt) \geq P_{тн},$$

если $dx / dt = 0$. Если при $x = 0$ окажется, что

$$(s_3 p_1 - cx - m_3 d^2 x / dt^2 - h dx / dt) < P_{тн},$$

то уравнение будет справедливо только, когда $dx / dt \neq 0$, а при $x = 0$ золотник останавливается, что будет продолжаться до тех пор, пока $s_3 p_1$ не изменится в пределах

$$(cx^* - P_{тн}) < s_3 p_1 < (cx^* + P_{тн}) \text{ при } dx / dt = 0,$$

где x^* — значение x в момент остановки золотника.

Следовательно, уравнение справедливо только для случая отсутствия застоя золотника.

Если учитывать только сухое трение и линейную восстанавливающую силу, а массой золотника пренебречь, то характеристика нелинейного звена сухого трения совпадает с характеристикой зазора (рис. 122, б). Если полагать, что начало координат соответствует положению равновесия золотника, то до тех пор, пока давление, действующее на его торец, не увеличится на величину p_c , он не будет перемещаться. При $\Delta p_1 < p_c$ золотник будет перемещаться с линейной зависимостью от изменения давления в соответствии с жесткостью пружины и площадью сечения золотника. При снижении давления жидкости перемещение золотника в обратном направлении возможно после перехода зоны $\Delta p_1 = 2p_c$ гистерезиса. Гистерезисная кривая характеризуется шириной петли $p_c = p_{тн}/s_3$. Для учета инерционности золотника прибегают к искусственному приему, воспользовавшись идентичностью эквивалентных комплексных коэффициентов усиления для элементов с сухим трением и зазором.

В соответствии с методом гармонической линеаризации силы сухого трения в золотниковой паре представим себе золотник, состоящий из двух частей: инерционной A , на которую действуют все силы, кроме силы сухого трения, и безынерционной B . Эта части соединены с зазором.

Если допустить, что осевая составляющая реактивной гидродинамической силы всегда направлена в одну сторону, то ее можно приложить к инерционной A части золотника и представить линейным дифференциальным уравнением

$$m d^2 x_1 / dt^2 = N + p_4 s_3 - (p_3 s_2 + p_2 s_2) - N_c,$$

где x_1 — перемещение инерционной части A золотника; N — сила пружины; p_2, p_3, p_4 — давления жидкости соответственно в полостях 2, 3 и 4; N_c — осевая составляющая реактивной гидродинамической силы.

Гидравлическая проводимость демпфера q_d может быть выражена формулой $q_d = k_d(p_3 - p_2)$ (здесь q_d — секундный расход жидкости через демпфирующее отверстие; k_d — коэффициент, зависящий от геометрических размеров и вязкости жидкости).

Учитывая, что $q_d = s_d dx_1 / dt$, а $p_3 = p_2 + \frac{s_d dx_1}{k_d dt}$ и $s_2 + s_3 = s_3$, получим

$$m_3 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \frac{s_{13}}{k_d} \frac{dx_1}{dt} = N + s_3(p_4 - p_2) - N_c.$$

Учитывая, что $\Delta N = c_1 \Delta x_1$; $\Delta N_c = c_2 \Delta x_1$ (здесь c_1 — жесткость пружины, c_2 — жесткость от реактивной гидродинамической силы), и обозначив $\Delta p_2 - \Delta p_4 = \Delta p_c$ и $p_2 - p_4 = p_0$, получим уравнение золотника по Лапласу:

$$(T^2 s^2 + T_1 s + 1) H = -k_3 p_0,$$

где $T = \sqrt{m_3 / (c_1 + c_2)}$; $T_1 = s_{13} / [k_d (c_1 + c_2)]$; $k_3 = s_3 p_0 / [(c_1 + c_2) x_1]$; $H = L[\Delta x_1(t) / x_1]$; $p_0 = L[\Delta p_c(t) / p_0]$.

Передаточная функция золотника может быть выражена так:

$$W_s = \frac{H}{p_0} = -k_3 / (T^2 s^2 + T_1 s + 1),$$

где k_3 — коэффициент усиления золотника; T, T_1 — постоянные времени золотника и демпфирования.

Аналогично рассмотренному выше примеру, проведя гармоническую линеаризацию и решив характеристическое уравнение, получим амплитудно-фазочастотные характеристики, зависимость устойчивости работы звена и системы в целом от параметров жесткости, постоянные времени и т. д.

В конструкции картофелеуборочных машин (в картофелекопателях и на вторичных элеваторах комбайнов) устанавливают эллиптические звездочки, блоки звездочек или фигурные встряхиватели, которые при вращении за счет взаимодействия с полотно элеватора встряхивают клубненосную массу.

На рисунке 123 показана схема гидропривода элеватора и регулирования процесса сепарации и загрузки элеватора. Конструкция включает в себя гидростатический датчик 4, жестко закрепленный на опоре кронштейна. Шток датчика связан с блоком эллиптических встряхивателей 2, свободно вращающихся на осях держателя. Надштоковая полость датчика соединена с ат-

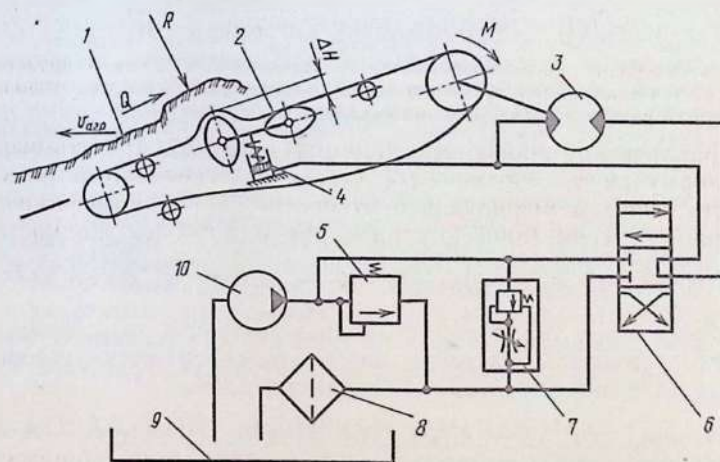


Рис. 123. Схема регулирования загрузки второго элеватора;

1 — клубненосный пласт; 2 — встряхиватели; 3 — гидромотор; 4 — гидростатический датчик; 5 — предохранительный клапан; 6 — золотник; 7 — дроссель-регулятор потока; 8 — фильтр; 9 — резервуар; 10 — насос.

мосферой, а положение поршня определяется силой пружин. Напорная плоскость датчика связана трубопроводом с нагнетательной магистралью гидромотора 3, приводящего в движение основной элеватор.

Работа системы осуществляется следующим образом. При изменении подачи массы (почвы, клубней, ботвы) момент на ведущем валу элеватора изменяется, а так как расход жидкости, поступающей к гидромотору 3 от насоса 10 через золотник 6 распределителя — величина постоянная ($q = \text{const}$, $n = \text{const}$), то давление жидкости $p_{\text{ож}}$ в нагнетательной линии будет изменяться, что, в свою очередь, приведет к изменению положения штока гидростатического датчика со встряхивателями, которые автоматически увеличивают или уменьшают амплитуду колебания, тем самым улучшая сепарацию почвы.

Работу системы можно описать следующими уравнениями:

$$\begin{aligned} M_2 &= r(R_n + F_{\text{тр}} + 1,2R_{\text{ср}}); \\ M_{\text{гм}} &= 0,159p_{\text{ож}}q/(n\eta); \\ dh/dt &= k_1s_n dp/dt; \\ R &= m_a d^2h/dt^2 + h dh/dt + c_1h + P_1f(h) + f_p(t); \\ \rho(\tau) &= e^{-k_1\tau} \cos k_0\tau; \\ R_{\text{ср}} &= (Q'' - Q')v/g, \end{aligned}$$

где $Q'' = s_0v$; $Q' = Q_1v$; $p_{\text{ож}} = k_{\text{ож}}\eta$; M_2 — момент сил сопротивления перемещения элеватору; r — радиус начальной окружности ведущей звездочки; $F_{\text{тр}}$ — сила трения; R_n — сила инерции; $R_{\text{ср}}$ — сила сопротивления от поступающей массы; $M_{\text{гм}}$ — момент, развиваемый гидромотором; η — КПД гидромотора; $p_{\text{ож}}$ — давление жидкости в полости нагнетания; q — расход жидкости; n — частота вращения; h — высота подъема штока с эллиптическими звездочками; k_1 — коэффициент усиления; R — сила, действующая на шток поршня; s_n — площадь поршня гидростатического датчика; m_a — приведенная к поршню масса; h_n — коэффициент демпфирования по нагрузке; $P_1f(h)$ — диссипативные силы; c_1 — жесткость пружины; $f_p(t)$ — временная функция; $\rho(\tau)$ — нормированная корреляционная функция; e — основание натуральных логарифмов; τ — время; Q'' , Q' — количество поступающей и сепарируемой на первом элеваторе почвы, ботвы, клубней в секунду; s_n — площадь поперечного сечения штока, поступающего на элеватор; v — приведенный объемный вес; v — скорость движения транспортера; η_c — коэффициент сепарации почвы; $k_{\text{ож}}$ — коэффициент обратной связи; k_0 — постоянная фазы колебаний.

Решение этих уравнений позволяет получить передаточную функцию замкнутой системы автоматического регулирования процесса загрузки элеватора и сепарации почвы

$$\omega(s) = \frac{k_1k_{\text{ож}}(T_1^2s^2 + T_2s + 1)}{k_1s(T_1^2s^2 + T_2s + 1) + k_{\text{ож}}[P_1f(h)] + e^{-k_1\tau} \cos k_0\tau},$$

где T_1 , T_2 — постоянные времени; $T_1^2 = m_a/(s_n c_1)$; $T_2 = h_n/(s_n c_1)$; $k_0 = \frac{2r/\pi F_{\text{тр}} + k_1\eta/g}{k_1g + k_2\gamma/g}$; $k_2 = 0,159/(n\eta)$; $k_3 = 2sv/3\pi$.

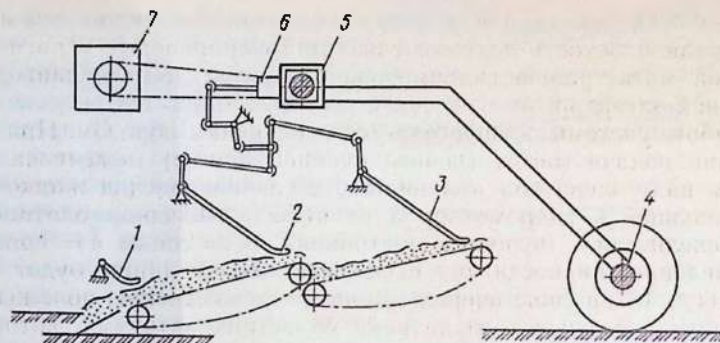


Рис. 124. Схема гидромеханической системы регулирования скорости машины: 1, 2, 3 — датчики-шупы; 4 — гидромотор трансмиссии; 5 — регулируемый насос; 6 — рычаг управления; 7 — двигатель.

Исследование системы по методике, изложенной выше, позволяет определить параметры, при которых будет устойчивая работа гидротрансформатора для конкретных конструкций и условий работы.

Регулятор загрузки рабочих органов погрузчика-очистителя СПС-4,2 состоит из подпружиненных датчиков, кинематически связанных с дросселем регулятора ходаоуменишителя.

На уборочных машинах вследствие неравномерной биологической массы урожая и физико-механических свойств среды на рабочие органы поступает масса, на 40 % превышающая установленную. Это влияет на технологические показатели работы уборочного агрегата. Стабилизация загрузки самоходных уборочных машин, оснащенных гидравлическими объемными трансмиссиями, возможна регулированием поступательной скорости комбайна. На рисунке 124 показана схема гидромеханической автоматической системы регулирования толщины клубнеосной массы самоходного комбайна КСК-4. Датчики-шупы 1, 2 и 3 суммируют сигнал по толщине слоя и подают на рычаг управления 6 наклонном шайбы аксиально-поршневого регулируемого насоса 5. Насос, получающий энергию от двигателя 7, подает под давлением определенное количество жидкости к гидромотору 4 трансмиссии. Изменение подачи жидкости определяет поступательную скорость и загрузку рабочих органов.

7.3. УПРАВЛЕНИЕ ПОЛОЖЕНИЕМ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Высота среза растений у кормоуборочных и зерноуборочных машин во избежание вертикальных колебаний остова жатки поддерживается механическими копирами-башмаками. Однако механические системы имеют ряд недостатков: на слабосесу-

ших почвах зарываются в почву, на твердой минеральной почве отрываются от поверхности за счет ударов.

Безопорное копирование жаткой рельефа обеспечивает замкнутые системы автоматического регулирования. На рисунке 125 показана схема регулирования высоты среза. Шуп 12 представлен в виде чувствительного элемента, шарнирно закрепленного на платформе корпуса жатки, второй конец которого связан с регулятором 10. Регулятор состоит из механогидравлического преобразователя (пружины 5, сопла 7 и заслонки 6). Камера преобразователя соединена с гидроцилиндром 11 подъема жатки 1 и источником гидравлической энергии с постоянным давлением.

Во время работы отклонение жатки относительно поверхности поля вниз приводит к повороту шупа 12 и рычага, что уменьшает величину сжатия пружины 5; причем давление в камере и в гидроцилиндре уменьшается, и жатка под действием своего веса опускается. При отклонении шупа вверх пружина 5 преобразователя сжимается, зазор между соплом и заслонкой уменьшается и в сливную магистраль 8 поступает меньше жидкости, что приводит к возрастанию давления рабочей жидкости и повороту жатки относительно шарнира 4, т. е. подъему режущего аппарата.

Автоматическое управление самоходными уборочными машинами позволяет значительно повысить производительность и улучшить условия работы механизатора. Системы автоматического направления рабочего органа на рядки применяются в ботвоуборочных, корнеклубнеуборочных и других машинах. На рисунке 126 показана гидромеханическая автоматическая система (гидроусилитель с обратной связью) для направления по

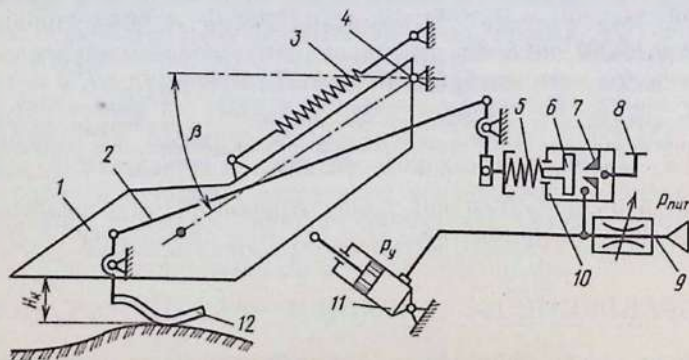
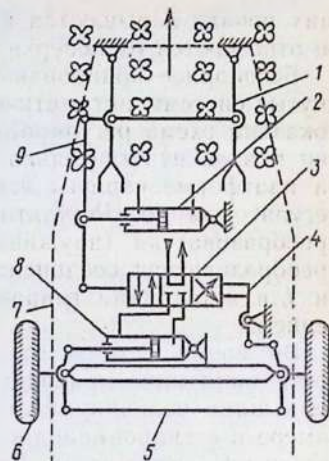


Рис. 125. Схема автоматического регулирования высоты среза:

1 — жатка; 2 — тяга; 3 — пружина; 4 — шарнир; 5 — пружина; 6 — заслонка; 7 — сопло; 8 — сливная магистраль; 9 — дроссель; 10 — регулятор; 11 — гидроцилиндр; 12 — шуп.

Рис. 126. Схема гидромеханической автоматической системы направления по рядкам:

1 — шуп-копир; 2, 8 — гидроцилиндры; 3 — золотник; 4 — рычаг обратной связи; 5 — тяга; 6 — управляемое колесо; 7 — рама; 9 — рычажный механизм.



рядкам свеклоуборочного комбайна. Шуп-копир 1 в виде ползетка или стрелчатой лапы через рычажный механизм 9 связан с золотником 3 распределителя. Золотник 3 и гидроцилиндр 8 управляющих колес 6 образуют систему гидропривода с рычагом 4 обратной связи.

При отклонении рядка от прямолинейного направления шуп-копир 1 поворачивается от среднего положения на угол ϕ и через рычажный механизм смещает золотник 3 управления. Жидкость под рабочим давлением от насоса поступает в полость гидроцилиндра и через поршень и шток действует на рычаги управляемых колес. При повороте колес через рычаг обратной связи 4 корпус золотника перемещается в сторону смещения золотника. Поворот колес будет происходить до тех пор, пока золотник и корпус под действием обратной связи не займут друг относительно друга нейтральное положение. Для ручной коррекции предусмотрен гидроцилиндр 2. У гидроусилителей с единичной обратной связью корпус распределителя может быть жестко соединен со штоком (с цилиндром при неподвижном штоке).

Для рассмотренной схемы система уравнений для линеаризованной модели может быть представлена в виде уравнений расхода и обратной связи

$$k_Q x = f_n dy/dt \quad \text{и} \quad x = x_y - y l_1/l_2,$$

где k_Q — коэффициент усиления по расходу; x — перемещение золотника; f_n — площадь поршня; y — перемещение штока гидроцилиндра; x_y — управляющее воздействие; l_1, l_2 — длины плеч рычагов.

После решения уравнений в операторной форме передаточная функция системы примет вид

$$\frac{y(s)}{x_y(s)} = \frac{l_1/l_2}{\frac{f_n l_2}{k_Q l_1} s + 1} = \frac{k_r}{T_r s + 1}.$$

Решение характеристического уравнения системы позволяет получить функциональные зависимости $\omega = f(k_r)$, $A = f(k_r)$ и определить время переходного режима, величину перерегулирования и др.

7.4. ОЦЕНКА РАБОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Работу системы регулирования оценивают по результатам экспериментальной проверки быстродействия, качества переходного процесса регулирования, агротехническим и теплоэнергетическим показателям. Характер быстродействия и устойчивость работы определяют по характеристикам переходных процессов (рис. 127).

Время переходного процесса регулирования t_p исчисляют от начала отработки сигнала до установившегося значения (отклонение допускается не более 5%). Колебания регулируемой величины при переходном процессе определяются по выходящим за пределы допуска колебаниям.

Устойчивость систем автоматического регулирования определяется перерегулированием

$$\delta = \frac{a'_{\max} - a'_{\text{уст}}}{a'_{\text{уст}}},$$

где $a'_{\max}$, $a'_{\text{уст}}$ — максимальное и установившееся значения регулируемых параметров i -го опыта по кривой переходного процесса.

Среднее значение перерегулирования не должно превышать 30%. Погрешность регулирования (ошибка)

$$\alpha_{(a)} = [0,5 - \Phi(0,5a \pm F)/\sigma],$$

где $\alpha_{(a)}$ — вероятность попадания величины за пределы нижнего и верхнего поля допустимых отклонений; $\Phi(0,5a \pm F)/\sigma$ — значения интеграла вероятности Лапласа при заданном поле допустимых отклонений a , известных погрешностях постройке F и среднеквадратичном отклонении параметра выборки.

Энергетические и тепловые показатели изучаются по результатам контрольных схем.

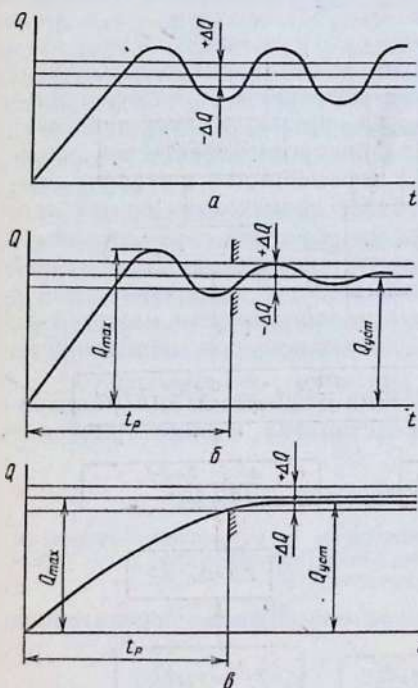


Рис. 127. Виды переходных процессов систем автоматического регулирования:

a — автоколебательный; $б$ — колебательный; $в$ — апериодический.

ГЛАВА 8

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ТРАНСМИССИИ

8.1. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОСТАТИЧЕСКИЕ ТРАНСМИССИИ

На самоходных уборочных машинах широкое применение нашли объемные гидростатические трансмиссии.

Испытания зарубежных и отечественных гидрофицированных комбайнов выявили целый ряд их преимуществ: увеличение сменной и сезонной производительности (на уборке зерновых до 30% и на уборке риса до 50%), существенное повышение надежности ходовой части, снижение затрат времени и труда на ТО, повышение качества технологического процесса, улучшение условий труда комбайнеров.

Гидростатические объемные трансмиссии (рис. 128) могут быть двухмашинными с нерегулируемым гидромотором и регулируемым насосом, двухмашинными с регулируемым насосом и гидромотором, трехмашинными и четырехмашинными.

На рисунке 129 показана схема двухмашинной гидротрансмиссии, применяемой на свеклоуборочных комбайнах КС-6Б, картофелеуборочных КСК-4, зерноуборочных «Дон» и других машинах. Регулируемый насос 2 приводится во вращение от двигателя 1 и подает рабочую жидкость к нерегулируемому реверсивному гидромотору 5. Жидкость через блок обратных клапанов 9 засасывается через фильтр тонкой очистки 10 из резервуара шестеренным насосом подпитки 3 и под давлением, ограниченным клапанами 4, подается во всасывающую полость, а затем по рукавам высокого давления поступает в рабочую полость нерегулируемого гидромотора 5, установленного на трехступенчатой коробке передач 6 (одна передача транспортная и две — рабочие). От коробки передач вращение передается на задний мост 7 и ведущие колеса 8. В гидросистеме имеются охладитель жидкости 11, фильтр грубой очистки 10, сливная, дренажная коммуникация, датчики уровня, вакуумметр.

Скорость и силу тяги изменяют в зависимости от рабочего объема регулируемого насоса. Нагруженность объемной гидравлической трансмиссии для различных условий работы показана на рисунке 130.

Теоретическая мощность гидростатической трансмиссии ГСТ-90 при указанной частоте вращения и номинальном (по каталогу фирмы «Зауэр») давлении 21 МПа составляет 61 кВт. Условный тяговый КПД комбайна, учитывающий полный КПД

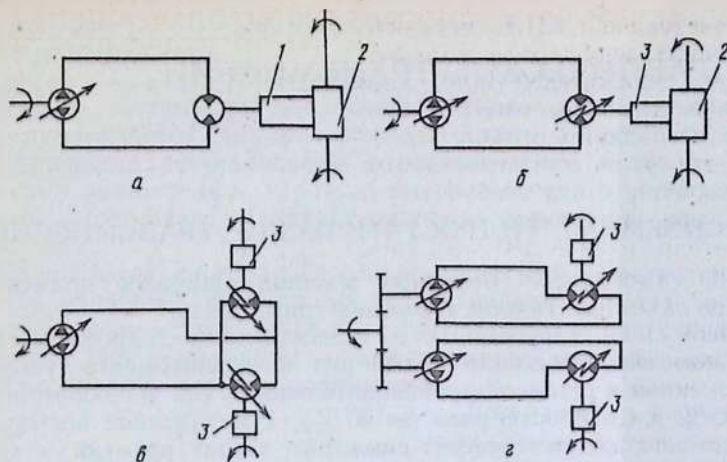


Рис. 128. Схемы гидравлических трансмиссий самоходных машин:
а, б — двухмашинные; а — трехмашинная; с — четырехмашинная; 1 — коробка передач; 2 — дифференциал; 3 — редуктор.

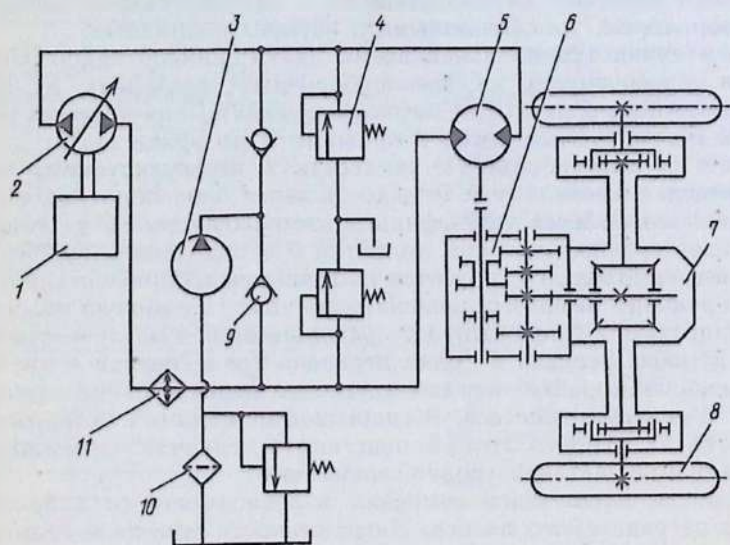


Рис. 129. Схема двухмашинной гидротрансмиссии самоходных машин:
1 — двигатель; 2 — регулируемый насос; 3 — насос подпитки; 4 — клапан; 5 — гидрометр; 6 — коробка передач; 7 — задний мост; 8 — ведущие колеса; 9 — обратный клапан; 10 — фильтр; 11 — охладитель.

гидропередачи, КПД механической части ведущего моста и буксование движителей при самом высоком значении этих показателей, составляет 0,6...0,65. На основе этих данных построена тяговая характеристика комбайна (рис. 130) при постоянной мощности двигателя, равной 184 кВт (кривая 1), и мощности гидротрансмиссии ГСТ-90, равной 61 кВт (кривая 2).

Таким образом, графики отражают возможности двигателя и трансмиссии. Сопоставление этих данных показывает следующее: трансмиссия ГСТ-90 обеспечивает движение комбайнов на ровном поле при коэффициенте сопротивления перекачиванию $f = 0,1$ и заполненном бункере со скоростью не выше 7,3 км/ч («Дон-1500»). При этом значительно недоиспользуются мощности двигателя (заштрихованное пространство между кривыми 1 и 2). Отсюда следует, что согласование значений скорости показывает лишь кинематические соотношения между подачей насоса и частотой вращения колес и не отражает действительных условий работы комбайна.

Для энергетической оценки гидротрансмиссии предложено понятие ее условной потенциальной мощности, т. е. мощности, развиваемой при принятой частоте вращения вала насоса и максимальном перепаде давлений. Теоретическими и экспериментальными работами установлено, что условная потенциальная мощность гидротрансмиссии должна быть равна или быть больше мощности двигателя. Это необходимо для того, чтобы при чрезмерном увеличении касательной силы тяги было обеспечено заглохание двигателя и предотвращалась длительная работа гидротрансмиссии с включенным предохранительным клапаном, который должен действовать лишь при кратковременных пиковых нагрузках. Такое соотношение мощностей гидротрансмиссии и двигателя является, кроме того, и определяющим условием для температурного режима и стабильности состояния рабочей жидкости. По мнению специалистов, максимальная (т. е. при максимально допустимой частоте вращения вала насоса) потен-

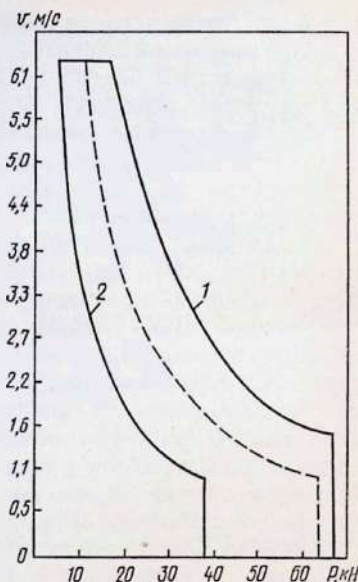


Рис. 130. Тяговая характеристика зерноуборочных комбайнов с двигателями мощностью 184 кВт (1) и 61 кВт (2).

циальная мощность гидротрансмиссии должна быть в 4 раза больше мощности двигателя.

В результате недостаточной мощности гидротрансмиссий при работе зерноуборочных комбайнов наблюдается значительное снижение скорости движения, а иногда и полная остановка комбайнов, недопустимый перегрев рабочей жидкости, неудовлетворительная динамика трогания и разгона машины и другие отрицательные явления.

В основных гидротрансмиссиях самоходных машин для изменения скорости движения используют насос переменного рабочего объема, получающий вращение от ДВС. Исполнительный контур (ИК) гидротрансмиссии комбайнов в общем виде включает в себя гидравлическую (гидромоторы) и механическую (главная передача, дифференциал, КПП, бортовые редукторы) части. Передаточное число ИК регулируется гидравлическим (изменением рабочего объема гидромотора) или механическим (включением в работу различных зубчатых шестерен) способами. В первом случае применяют ступенчатое и бесступенчатое регулирование рабочего объема гидромоторов. Ступенчатое регулирование позволяет упростить конструкцию и снизить массу гидромотора по сравнению с бесступенчатым. Оно достигается при использовании составных гидромоторов путем подсоединения различного их числа в работу и при переключении гидромоторов с параллельной на последовательную схему соединения. Второй способ регулирования ИК заключается обычно во введении КПП. Схема с изменением передаточного числа бортовых редукторов не получила распространения ввиду сложности конструкции последних, что, однако, не исключает возможности ее применения.

При нерегулируемом исполнительном контуре его можно рассматривать как частный случай обоих способов, при котором число ступеней регулирования равно единице.

Для каждого способа может применяться один гидромотор, что вынуждает устанавливать механический дифференциал, или два гидромотора, встраиваемых в колеса.

На самоходных сельскохозяйственных машинах применяются трех- и четырехмашинные схемы. На рисунке 131 показана трехмашинная схема гидростатической трансмиссии, применяемой на зерноуборочном комбайне Е-516 (ГДР).

На комбайнах с трехмашинной трансмиссией отсутствуют механические узлы, масса которых примерно в 3 раза больше массы деталей, снимаемых при установке двухмашинной трансмиссии. Кроме того, благодаря понижению скоростного режима гидромоторов и сокращению числа механических передач несколько повышается КПД.

Регулируемый аксиально-поршневой насос 1 приводится во

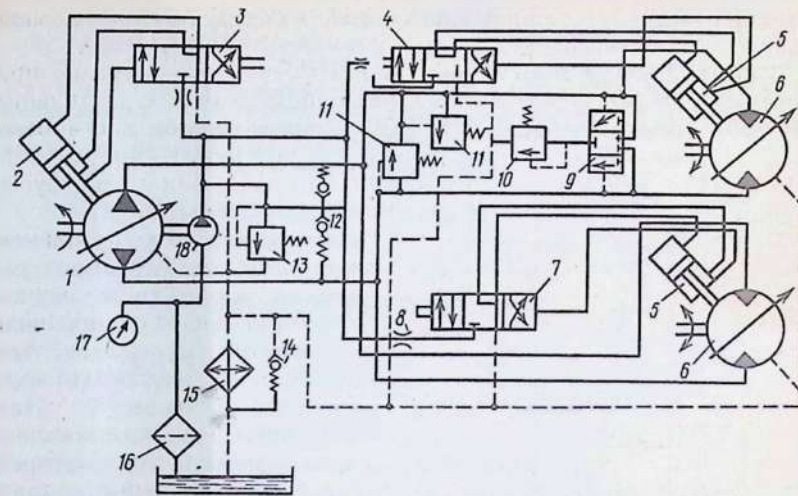


Рис. 131. Схема трехмашинной гидростатической трансмиссии зерноуборочного комбайна Е-516:

1 — регулируемый насос; 2, 5 — гидроцилиндры; 3 — золотник-реверс; 4, 7, 9 — распределители; 6 — гидромоторы; 8 — дроссель; 10, 11, 13 — предохранительные клапаны; 12 — блок обратных клапанов; 14 — обратный клапан; 15 — охладитель; 16 — фильтр; 17 — вакуумметр; 18 — насос подпитки.

вращение от двигателя. Установленный на одном валу с основным насосом насос подпитки 18 подает жидкость через блок обратных клапанов 12 в магистраль низкого давления. Насос 1 направляет жидкость к регулируемым гидромоторам 6, которые установлены непосредственно в ведущих колесах. Скорость регулируется изменением рабочих объемов гидромашин при помощи гидравлических цилиндров 5 и распределителей 7 и 9. В гидросистему входят также предохранительные клапаны 10, 11, 13, фильтр 16, охладитель 15, вакуумметр 17, дроссели 8, золотник-реверс 3. Применение трехмашинной схемы позволяет исключить коробку передач, задний мост, дифференциал и значительно повысить надежность ходовой системы.

В гидростатических трансмиссиях самоходных машин с целью отключения гидромоторов и перевода их в режим свободного вращения проводят «расцепление» катков поршневых групп и криволинейных участков профилированной направляющей, фирмой «Партек» (Финляндия) рекомендуется следующая схема (рис. 132). Такой гидропривод включает регулируемый насос 12 и насос подпитки 11 с системой клапанов 9 и 10. Гидромоторы 7 и 8 выключают при помощи распределителей 4 и 5. При этом напорная и сливная гидролинии привода через распределители 4 и 5 соединяются с гидробаком, а в корпусе гидромоторов 7 и

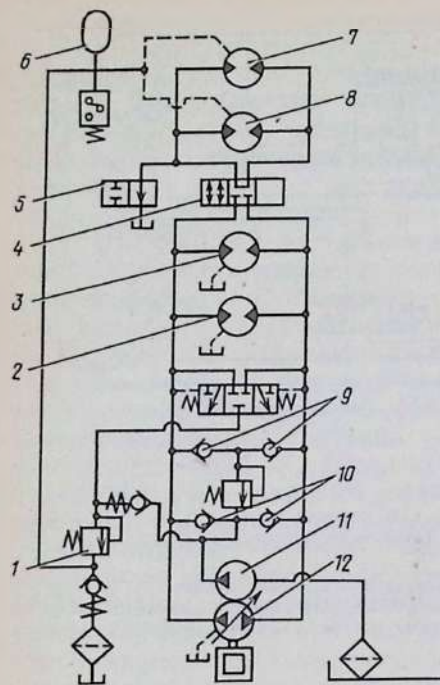


Рис. 132. Схема гидростатической трансмиссии фирмы «Партек» (Финляндия):

1 — подпорный клапан; 2, 3, 7, 8 — гидромоторы; 4, 5 — распределители; 6 — гидроаккумулятор; 9, 10 — клапаны; 11 — насос подпитки; 12 — регулируемый насос.

8 устанавливается давление жидкости, определяемое давлением жидкости в гидроаккумуляторе 6 и давлением в сливной гидролинии, зависящим от настройки подпорного клапана 1. Под действием давления жидкости в корпусе гидромоторов 7 и 8 их поршневые группы перемещаются к центру моторов; при этом прекращается контакт катков поршневых групп с криволинейными участками профилированной направляющей. Эти гидромоторы не создают тормозного момента, исключаются также

потери энергии, связанные с циркуляцией жидкости в их каналах. При включении гидромоторов 7 и 8 в работу (в дополнение к гидромоторам 2, 3) распределители 4 и 5 установлены в другие позиции. Давление в гидроаккумуляторе 6 меньше давления жидкости в сливной гидролинии, и катки поршневых групп находятся в постоянном контакте с участками профилированной направляющей.

Такую схему целесообразно использовать на тракторных прицепах, полуприцепах и в трансмиссиях самоходных или прицепных машин.

В конструкциях зарубежных фирм распространение получает и гидропривод, который используется и на прицепных машинах. Так, фирма «Партек» (Финляндия) применяет гидростатические вспомогательные передачи на прицепах-самосвалах и других транспортных средствах.

Прицеп-самосвал оснащен собственным резервуаром 4 (рис. 133), гидравлическим насосом 3, клапанной коробкой 5, распределителем 1 и мотор-колесами 2. Насос приводится во вращение от ВОМ трактора через карданную передачу 7 и редуктор 6. Гидравлическая трансмиссия работает следующим об-

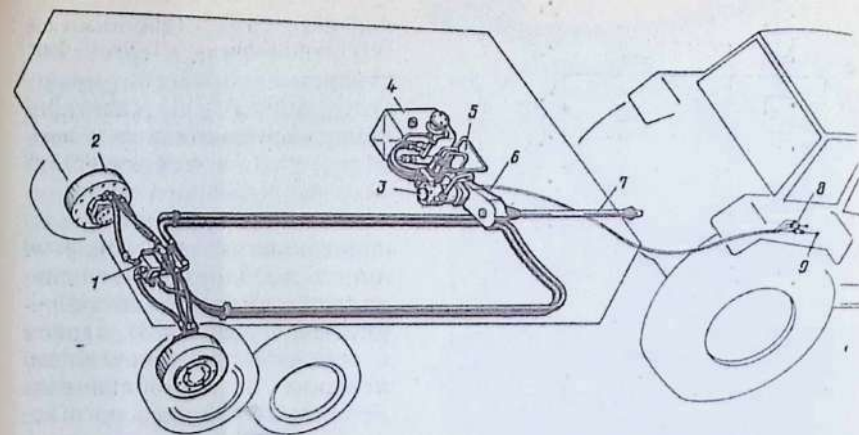


Рис. 133. Схема гидропривода вспомогательных передач:

1 — распределитель; 2 — мотор-колесо; 3 — насос; 4 — резервуар; 5 — клапанная коробка; 6 — редуктор; 7 — карданная передача; 8 — рычаг режущей работы; 9 — рычаг управления.

разом: от ВОМ передается вращение на вал аксиально-поршневого насоса 3 переменной подачи. Жидкость под давлением поступает через направляющий и распределительный клапаны и систему трубопроводов к гидромоторам, которые включаются в работу при помощи рычагов 9 и 8. Гидростатическая вспомогательная передача обеспечивает автоматическую синхронизацию с главной передачей агрегатируемого трактора.

Гидромоторы, встроенные в ступицы ведущих колес мобильных машин, значительно упрощают конструкцию ходовых систем.

8.2. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

В гидродинамических передачах (муфтах и гидротрансформаторах) крутящий момент от двигателя на вал трансмиссии передается тремя способами: за счет изменения момента количества движения при циркуляции жидкости из насосного колеса в турбинное; за счет трения жидкости, находящейся между ведомой и ведущей частями; путем механического трения.

Гидромуфта (рис. 134, а) состоит из двух или нескольких лопастных колес, расположенных в непосредственной близости и образующих общую рабочую полость. Одно из колес — насосное 1 (ведущее), другое — турбинное 2 (ведомое). Насосное колесо связано с двигателем, а турбинное с трансмиссией машины. Принцип действия заключается в преобразовании гидравлической энергии: при вращении насосного колеса жидкость

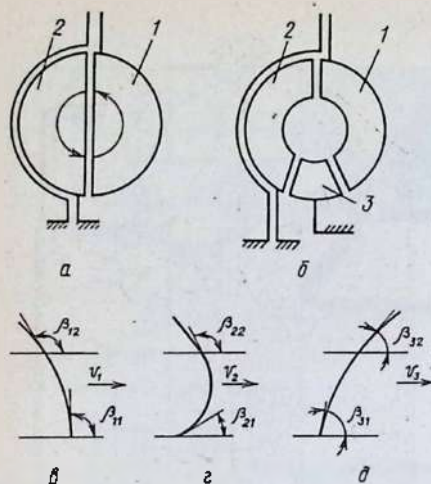


Рис. 134. Гидродинамические передачи:
а — гидромукта; б — гидротрансформатор;
в, г, д — схемы установки лопаток колес:
1 — насосное колесо; 2 — турбинное колесо;
3 — реактор.

независимое вращение ведомого и ведущего валов;
отсутствие трущихся пар и износа;
бесшумность;
возможность автоматического управления;
высокий КПД (0,96...0,98).

Пример конструктивного исполнения гидромукты показан на рисунке 135. Турбинное колесо 1 установлено на ступице 7. Насосное колесо 3 герметизировано с корпусом 4 и камерой 5, в которой установлен подпиточный клапан. Для отвода жидкости используются радиальные каналы 8.

Различают гидромукты с регулируемым наполнением (с черпаковой трубкой и жиклерные) и замкнутые. Согласно уравнению Л. Эйлера крутящий момент от воздействия потока жидкости на лопастное колесо прямо пропорционален приращению момента количества движения жидкости

$$M = \rho Q (c_{u2} r_2 - c_{u1} r_1),$$

где ρ — плотность рабочей жидкости; Q — объемная подача рабочей жидкости в венце лопастей лопастного колеса; c_{u1} и c_{u2} — проекции абсолютной скорости на направление окружной скорости u , турбинного и насосного колес; r_1 и r_2 — средний радиус проточной части турбинного и насосного колес.

При расчетах гидродинамических передач вводятся понятия коэффициента расхода $c_m = c_m/u$, коэффициента циркуляции

нагнетается по лопастям к его периферии, а затем поступает на лопасти турбинного колеса, где кинетическая энергия жидкости преобразуется в механическую энергию выходного звена.

Гидротрансформатор по сравнению с гидромуктой имеет дополнительно неподвижное лопастное колесо — реактор 3 (рис. 134, б) для преобразования крутящего момента по направлению. Углы лопастей насосного колеса, турбинного колеса и реактора показаны на рисунке 134, в, г, д.

К преимуществам гидродинамических передач относятся:

плавное включение и остановка;

$\bar{c}_u = \frac{(c_{u1} - c_{u2})}{u}$, степени реактивности $r_p = p_{pk}/p$, «веерности» $\theta = D/h$ (здесь p_{pk} и p — давления жидкости на рабочем колесе в соответствующей ступени, D — средний диаметр проточной части, h — радиальная высота лопатки).

Уравнение неразрывности потока жидкости при скорости ω определяется выражением

$$Q = \pi \omega D^3 \bar{c}_m / 20.$$

Передаваемая мощность

$$N = \rho Q \omega^2 D^2 \bar{c}_u k / 4,$$

где k — число ступеней.

Общий КПД зависит от относительных потерь в каждой ступени

$$\eta = 1 - \Delta \eta.$$

Коэффициент полезного действия гидротранспортера на тяговом режиме

$$\eta_{\Gamma} = N_e / N_1 = M_2 n_2 / M_1 n_1.$$

Коэффициент полезного действия нерегулируемой гидромукты

$$\eta_{\Gamma M} = \omega_2 / \omega_1.$$

При расчете и определении основных параметров гидродинамических передач необходимо определить значение и характер динамической нагрузки рабочего органа или машины, что является исходным фактором.

На рисунке 136 приведен общий вид гидротрансформатора. Гидротрансформатор смонтирован в корпусе 7 с крышкой 9. Насосное колесо 6 приводится в действие валом 1, установленным в шарикоподшипниках 2 и 10. Осевое турбинное колесо 5 смонтировано с выходным валом 13, имеющим приводный шкив 14. Вал 13 установлен в подшипниках 11 и 3. Реактор 4 выполнен неподвижным. Между насосным и турбинным колесами имеется механизм свободного хода. Подпиточный насос установлен на двигателе, рабочая жидкость поступает к предохранительному

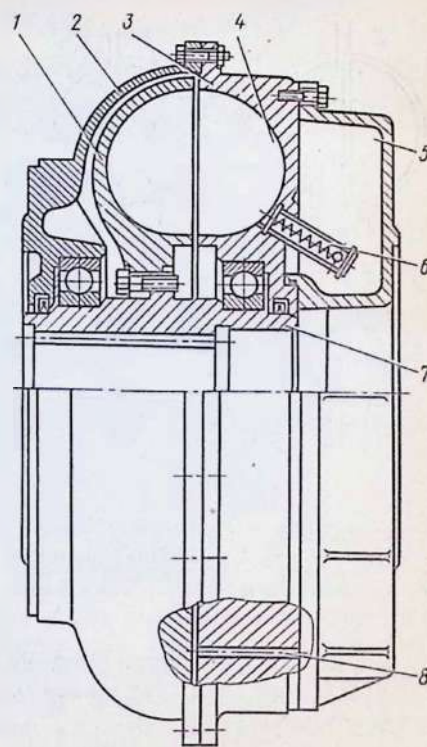


Рис. 135. Гидромукта:
1 — турбинное колесо; 2 — корпус; 3 — насосное колесо; 4 — корпус; 5 — камера; 6 — пружина; 7 — ступица; 8 — канал.

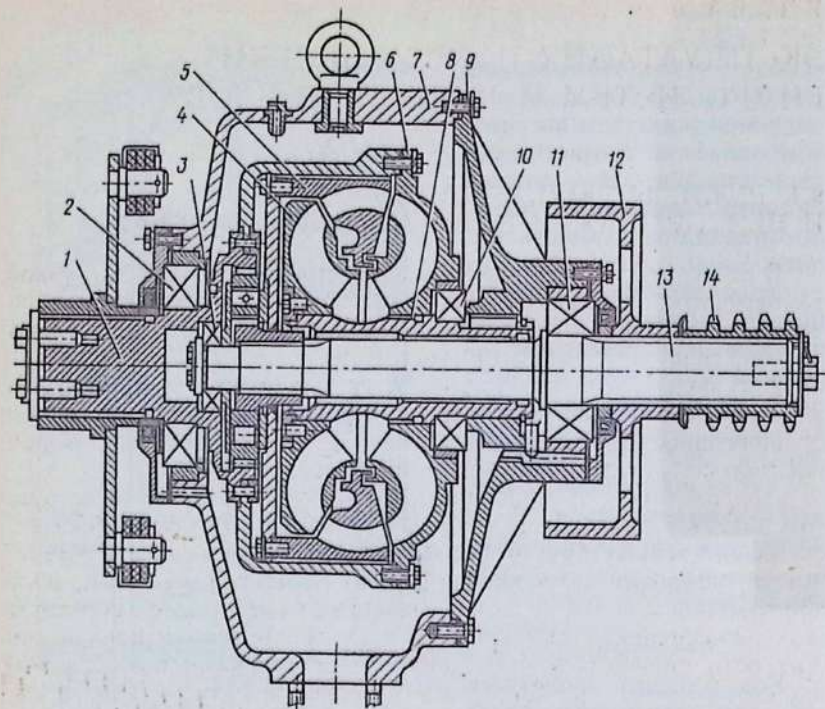


Рис. 136. Гидротрансформатор:

1 — вал; 2, 3, 10, 11 — подшипники; 4 — реактор; 5 — турбинное колесо; 6 — насосное колесо; 7, 12 — корпус; 8 — втулка; 9 — крышка; 13 — выходной вал; 14 — шкив.

клапану с переливным золотником, к распределителю и насосу-колесу.

Отводится рабочая жидкость через кольцевые щели между стаканом реактора, насосным колесом и выходным валом.

При анализе параметров гидродинамических передач строят характеристики зависимостей коэффициента передаваемого момента от передаточного отношения при различных углах установки лопастей и числе радиальных лопастей.

По результатам исследований во ВНИИстройдормаше предложен ряд гидротрансформаторов с осевыми турбинными колесами (диаметрами 325, 370, 425 и 500 мм) и с центробежными колесами (диаметрами 410, 475, 560 и 650 мм).

Для совмещения характеристик двигателя и рабочей машины при использовании гидротрансформаторов варьируют выходные углы $\beta_{12} = 32...60^\circ$ и $\beta_{32} = 160...127^\circ$ в сочетании с подрезкой выходных кромок лопастей.

ГЛАВА 9

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕГУЛИРОВКИ ГИДРОСИСТЕМ И ГИДРОПРИВОДОВ

9.1. РЕЖИМЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ И НЕИСПРАВНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОПРИВОДА

В зависимости от продолжительности работы под нагрузкой, температуры, запыленности воздуха, динамических нагрузок режимы эксплуатации гидропривода можно разделить на три вида: легкий, средний и тяжелый (табл. 9).

В тяжелых условиях работают гидроприводы вращательного действия почвообрабатывающих, посевных, машин для внесения органических удобрений и химической защиты растений, уборочной техники, гидротрансмиссии уборочных машин.

Долговечность и надежность в работе гидропривода во многом зависят от качества рабочей жидкости. Эксплуатация сельскохозяйственных машин в тяжелых почвенно-климатических условиях приводит к засорению жидкости частицами пыли, растворению в жидкости воды и химических элементов, способствующих окислению. Применение открытых систем и циркуляция жидкости приводят к насыщению ее пузырьками воздуха, что, в свою очередь, снижает динамические характеристики, вызывает кавитацию. При окислении жидкости образуются смолы, заволакивающие фильтрующие элементы, ведущие к отложениям в трубопроводах и на других элементах гидропривода. Окисление жидкости возрастает при повышении температуры и содержания воздушных включений, дросселировании. Поэтому необходимо периодически контролировать рабочую жидкость на спектральных установках и при необходимости заменять ее.

9. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ГИДРОПРИВОДА

Показатель	Режим работы		
	легкий	средний	тяжелый
Изменение температуры рабочей жидкости, °С	20...50	50...70	70...90 (ниже 10)
Коэффициент использования номинального давления, %	0...40	40...70	70...100
Коэффициент продолжительности работы под нагрузкой, %	0...10	10...35	35...100
Коэффициент динамичности, МПа/с	10...20	20...60	Свыше 60

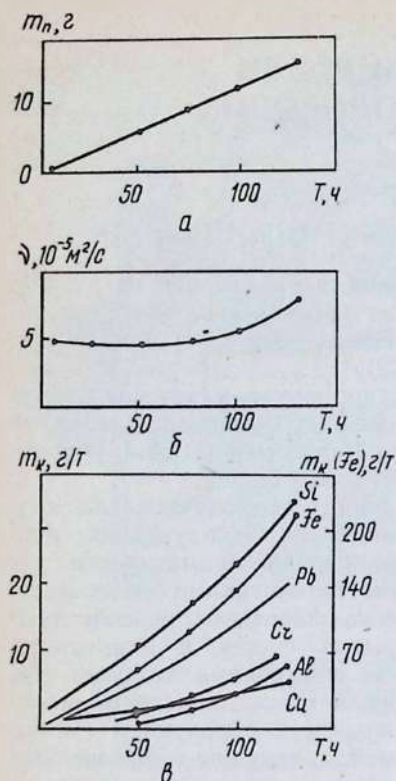


Рис. 137. Изменение свойств рабочей жидкости в зависимости от времени эксплуатации ГСОН:

а, а — загрязненности; б — вязкости.

агрегатов (табл. 10). Количество воды в рабочей жидкости может достигать до 0,5 % по массе.

Вязкость жидкости, соответствие ее требованиям проверяются с помощью вискозиметра ВПЖ-2. Изменение вязкости жидкости М10В в зависимости от времени эксплуатации показано на рисунке 137, б.

Спектральный анализ жидкости проводят при помощи фотоэлектрической установки МФС-3.

Чистая рабочая жидкость М10В, по данным спектрального анализа, содержит следующие элементы (г/т): кремний Si — 2,8; железо Fe — 13; свинец Pb — 1,5; алюминий Al — 2,7.

Во время эксплуатации спектральный состав изменяется

Основной причиной отказов гидравлических агрегатов является загрязнение рабочей жидкости. Так, при моторесурсе последнего типоразмера насосов 9000 мото-ч и гидрораспределителей 6000 мото-ч в реальных сельскохозяйственных условиях он сокращается в 3 раза и более. На отказы гидравлических элементов приходится 30...40 % причин, вызываемых загрязнением (износ, заклинивание). Загрязнение жидкости происходит при ее производстве (2...4 %), транспортировке (до 14 %), хранении (до 20 %), заправке гидросистем (до 40 %), что достигает 0,06...0,07 % по массе. Загрязненность в период эксплуатации жидкости продолжается. На рисунке 137, а показана загрязненность жидкости М10В гидросистемы трактора МТЗ с ГСОН при работе с роторным плугом от времени эксплуатации.

По результатам исследований (В. А. Дидур и Ю. С. Малый и др.) среднегодовой уровень загрязненности рабочих жидкостей колеблется от условий эксплуатации различных

10. СТЕПЕНЬ ЗАГРЯЗНЕННОСТИ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ

Гидросистема	Марка машин, входящих в агрегат	Суммарная концентрация загрязнителя, %	Дисперсный состав, мкм		
			до 10	до 25	до 40
Раздельно-агрегатная навесная	Т-74, МТЗ-50	0,015...0,08	72...80	15...20	3...0
Рулевого управления	Т-150К	0,015...0,143	90	6	4
Трансмиссия	Т-150	0,030...0,140	90	6	4
Гидропривод рабочих органов разбрасывателя удобрений	МТЗ-50, 1РМГ-4	0,20...0,180	70	25	5
Рулевое управление	ММЗ-555	0,02...0,2	75	23	2
Гидропривод рабочих органов картофелеуборочного комбайна	МТЗ-80, КПК-3	0,04...0,08	85	12	3
Гидропривод рабочих органов роторного плуга	МТЗ-80, ПЛР-3-35Г	0,03...0,12	80	16	4
Гидропривод рабочих органов картофелекопателя	МТЗ-80, КТН-2В	0,02...0,06	84	14	2

(рис. 137, в), что приводит к быстрому износу, выходу из строя уплотнений, снижению КПД. Поэтому периодически в зависимости от условий эксплуатации через 100...250 ч работы необходимы очистка жидкости и ее регенерация.

Основной причиной износа элементов гидропривода является попадание абразивных частиц в зазоры подвижных соединений. Поэтому основное требование при агрегатировании сельскохозяйственных машин с гидроприводом — это предупреждение загрязнения рабочей жидкости при транспортировке, заправке, хранении, соединении трубопроводов и эксплуатации.

В процессе эксплуатации в полевых условиях гидропривода вращательного действия через каждые 100...250 ч работы необходимы очистка жидкости на фильтрах для механического отделения примесей, на магнитных фильтрах, а также обработка жидкостей на регенераторных установках и промывка систем.

Основные неисправности гидромашин и гидравлических элементов и способы их устранения указаны в таблицах 11...13.

9.2. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ

Для проверки, обкатки и регулировки агрегатов гидропривода сельскохозяйственной техники используют специальные стенды.

Стенд КИ-4200 предназначен для проведения испытаний и регулировок насосов и гидромоторов с объемом до 60 см³/об, гидроцилиндров, гидрораспределителей и других агрегатов. Он состоит из рамы 19 (рис. 138, б), привода (электродвигателя — 21,

11. ОСНОВНЫЕ НЕИСПРАВНОСТИ ГИДРОМАШИН И СПОСОБЫ ИХ УСТРАНЕНИЯ

Неисправность	Причина	Способ устранения
Насос не нагнетает рабочую жидкость в гидросистему	Неисправен привод насоса Неправильное направление вращения ведущего вала Отсутствие жидкости в резервуаре Повышенный износ деталей качающего узла Малый уровень жидкости Забито входное отверстие, деформирован всасывающий трубопровод	Заменить шпонку, отремонтировать муфту или механизм привода Установить насос необходимого направления вращения, заменить рукава «вход» и «выход» Долить жидкость до уровня Заменить насос Долить рабочую жидкость Проверить, промыть, заменить трубопровод
Насос нагнетает недостаточное количество жидкости	Насос нагнетает в гидросистему воздух: нарушена герметичность всасывающего трубопровода недостаточный уровень жидкости изношена манжета уплотнения вала привода насоса	Проверить герметичность Долить в резервуар жидкость Заменить манжету
Повышенное образование пены в резервуаре	Кавитация во всасывающей полости: повышенная вязкость рабочей жидкости засорено входное отверстие (сетка фильтра), деформирован всасывающий трубопровод наличие воздуха в закрытой гидросистеме	Заменить на рекомендуемое или довести до рабочей температуры Очистить, установить трубопровод нужного диаметра Выпустить воздух, проверить герметичность
Пенообразование и шум насоса	В гидросистему засасывается воздух Не закреплены трубопроводы, гидроэлементы Перепускной или предохранительный клапан распределителя работает в режиме автоколебаний	Проверить и обеспечить герметичность всасывающей линии Закрепить гидроэлементы и трубопроводы, установить прокладку Снять предохранительный клапан, обеспечить плотность прилегания к седлу (устранить заусенец, притереть)
Гидропривод работает с повышенным шумом		

Продолжение

Неисправность	Причина	Способ устранения
Течь жидкости по плоскости стыка корпуса и крышки	Ослаблена затяжка болтов Нарушена герметичность	Подтянуть до отказа болты Заменить манжету
Течь жидкости по ведущему валу и картер	Повреждено уплотнение Повышено давление во всасывающей линии	Заменить манжету Проверить направление вращения вала

12. ОСНОВНЫЕ НЕИСПРАВНОСТИ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ

Неисправность	Причина	Способ устранения
Навесное орудие не поднимается (не опускается)	Отсутствие рабочей жидкости На гнезде или доске перепускного клапана находится посторонние предметы (стружка) или образовались раковины Цилиндрическая часть перепускного клапана перемещается с большим усилием	Долить жидкость Фаску клапана отшлифовать, клапан притереть Промыть клапан, заменить манжету
Золотник не фиксируется в рабочих положениях	Разрегулирован автомат возврата золотников	Проверить давление срабатывания автоматов золотников гидрораспределителя прибором КН-1091 То же Промыть
Отсутствует автоматический возврат золотника из рабочих позиций Золотник не фиксируется в рабочих положениях	То же Засорены бустерные каналы Повышено давление слива: мало проходное сечение сливной магистрали забит фильтр линии слива Повышено рабочее сопротивление на штоке гидроцилиндра или вала гидромотора Повышено сопротивление в полости слива	Установить трубопровод необходимого сечения, устранить местные сопротивления Промыть фильтр, проверить работу клапана Снизить рабочую нагрузку, отрегулировать подачу, заменить гидромотор
Разрыв нижней крышки распределителя		Устранить местные сопротивления, установить трубопровод большего диаметра
Протекание рабочей жидкости по разъемам крышек и сферам рычагов управления, по штуцерам	Изношены прокладки, изношены уплотнительные кольца	Заменить прокладку или резиновые кольца
При включении электромагнитов перемещается золотник	Неисправен электромагнит Заседает золотник в канале	Снять и проверить электромагнит Промыть детали золотника

Неисправность	Причина	Способ устранения
Повышенный нагрев катушки электромагнита или сильное гудение	Попадание инородного тела на поверхности соприкосновения ярма и якоря	Удалить грязь, очистить поверхность
	Неполное прилегание электромагнита к корпусу золотника	Подтянуть болты крепления
	Поломка демпферного короткозамкнутого витка	Заменить электромагниты
Не регулируется время срабатывания главного золотника	Неплотное прилегание шарика к седлу, утечка жидкости по дросселю	Заменить уплотнение дросселя, обеспечить плотность прилегания шарика к седлу
При подводе давления управления золотник не переключается	Наличие механических примесей	Промыть детали

13. ОСНОВНЫЕ НЕИСПРАВНОСТИ ГИДРОМОТОРОВ И ГИДРОЦИЛИНДРОВ

Неисправность	Причина	Способ устранения
Рабочий орган не приводится в движение	Нет расхода жидкости в нагнетательной линии Не вращается рабочий орган: без нагрузки под нагрузкой	Проверить работу насоса, распределителя Проверить узел привода, заменить шпонку Проверить рабочее давление, при необходимости отрегулировать клапаны распределителя. Снизить нагрузку
Частота вращения рабочего органа не соответствует рабочей	Повышены внутренние потери гидромотора (гидроцилиндра)	Заменить гидродвигатель
Течь жидкости через уплотнения ведущего вала	Повышенное давление в линии дренажа	Проверить и промыть фильтр, трубопроводы, установить трубопровод соответствующего диаметра
	Повреждение уплотнений	Проверить состояние дренажного трубопровода, давление не должно превышать 0,5 МПа Заменить уплотнения
Гидроцилиндр не функционирует	Залегание запорного клапана	Разобрать, промыть и собрать клапан
Повышение утечки жидкости в штокковой полости	Погнут шток	Заменить гидроцилиндр

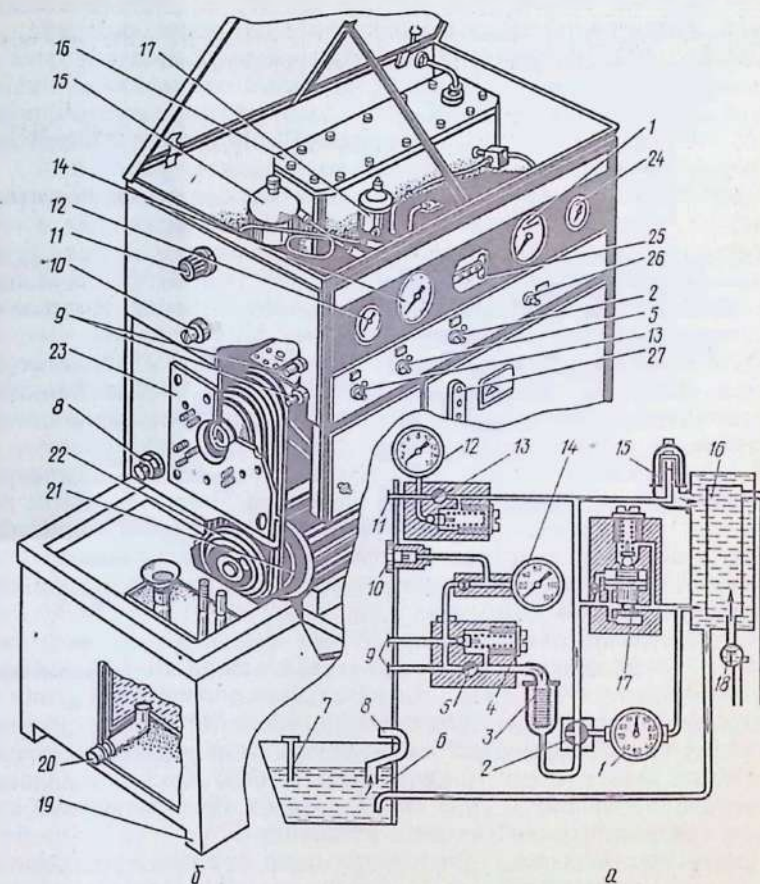


Рис. 138. Стенд КИ-4200 для испытания гидроприводов:

а — гидросистема стенда; б — общий вид; 1 — счетчик рабочей жидкости; 2 — трехходовый кран; 3 — сетчатый фильтр; 4 — предохранительный клапан; 5 — дроссель высокого давления; 6 — расходный резервуар; 7 — сливная гидросистема; 8 — всасывающая гидросистема; 9 — штуцера для присоединения рабочих полостей высокого давления гидроагрегатов; 10 — основание приспособления для регулировки бустерного устройства золотника; 11 — штуцер вывода гидросистемы низкого давления; 12 — манометр низкого давления; 13 — дроссель низкого давления; 14 — манометр высокого давления; 15 — центробежный фильтр; 16 — устройство для охлаждения жидкости; 17 — сливной золотник; 18 — терморегулятор; 19 — рама; 20 — пробка сливной трубы; 21 — электродвигатель; 22 — клиноременная передача; 23 — шкивы; 24 — термометр; 25 — счетчик импульсов; 26 — выключатель прерывателя; 27 — кнопка пуска на кнопочной станции.

клиноремной передачи — 22), на переднем торце расположена плита 23 для крепления испытуемых гидроагрегатов. Гидравлическая система стенда (рис. 138, а) состоит из гидравлических блоков, магистралей высокого и низкого давления, резервуаров, дросселя высокого давления 5, предохранительного клапана 4, манометра 14 высокого давления, сливного золотника 17, счетчика 1 рабочей жидкости подачи насоса, центробежного фильтра 15, манометра 12 низкого давления, дросселя 13 низкого давления, терморегулятора 18, водяного охладителя.

Расходный резервуар 6 гидросистемы стенда имеет указатель уровня и сетчатый фильтр. На всасывающей гидролинии 8, соединяющей резервуар со всасывающей полостью насоса, установлены преобразователи терморегулятора (20...60 °С). Для создания высокого давления (15 МПа) служит щелевой дроссель 5, а низкого давления (1 МПа) — дроссель 13.

Органы управления агрегатами и приборами и все измерительные приборы расположены на общей панели стенда. Электрооборудование стенда размещено в электрошкафу на задней стенке стенда.

В комплекте к стенду имеются приспособления, штуцера, переходники и другие детали для установки, подключения и регулировок гидравлического оборудования тракторов, зерноуборочных комбайнов и других машин. При проверке насосов последний устанавливают на привалочную плиту стенда, соединяют напорную и сливную коммуникации.

При испытании насосов определяют фактическую минутную подачу и коэффициент подачи при установившейся температуре рабочей жидкости 50...55 °С, номинальном рабочем давлении и номинальной частоте вращения вала насоса. Объемную суммарную подачу насоса измеряют счетчиком 12 (рис. 139) и по шкале определяют фактическую подачу $Q_{\text{факт}}$ насоса. КПД насоса подсчитывают по формуле $\eta = Q_n / Q_t$ (здесь Q_t — теоретическая подача при номинальной частоте вращения).

Параметры насосов, удовлетворяющие условиям эксплуатации, должны соответствовать $\eta_n \geq 0,5$ для гидронавесных систем и $\eta_n \geq 0,65$ для гидроприводов.

Герметичность насоса проверяется при кратковременном нагружении (5...6 раз) в течение 0,5 мин давлением, равным 1,25 $p_{\text{ном}}$.

При испытании и регулировке гидрораспределителей проверяют функционирование устройства автоматического возврата золотников, давление срабатывания предохранительного клапана, герметичность золотниковых пар. Гидрораспределитель устанавливают на стенде.

Для проверки герметичности золотниковой пары в линии нагнетания создается давление 7 МПа, утечки жидкости через

сливной рукав 6 собирают в мензурку. Допустимые значения утечек не должно превышать 5...10 %, для Р75 и Р80 — 3 см³/мин, Р150 — 9 см³/мин.

Давления срабатывания предохранительного клапана проверяют, установив поочередно каждый золотник в положение «Подъем». Удерживая рычаг дросселем 15, перекрывают напорную магистраль. Манометр 14 фиксирует давление срабатывания предохранительного клапана.

Для проверки давления срабатывания бустерного устройства гидрораспределителя необходимо установить рукоятку проверяемого золотника в положение «Подъем», а затем дросселем 15 медленно повышать давление в напорной гидролинии до момента срабатывания клапана. Давление срабатывания автомата возврата золотника находится в пределах 12,5...14,5 МПа. При нарушении указанных норм вынимают гильзу в сборе и устанавливают ее в основание 7, предварительно вывернув заглушку. На основании 7 завинчивают приставку для регулирования клапана гильзы, включают стенд и дросселем 15 медленно создают давление, одновременно поворачивая регулировочный винт гильзы.

Для предохранительных клапанов давление срабатывания должно составлять 14...16 МПа.

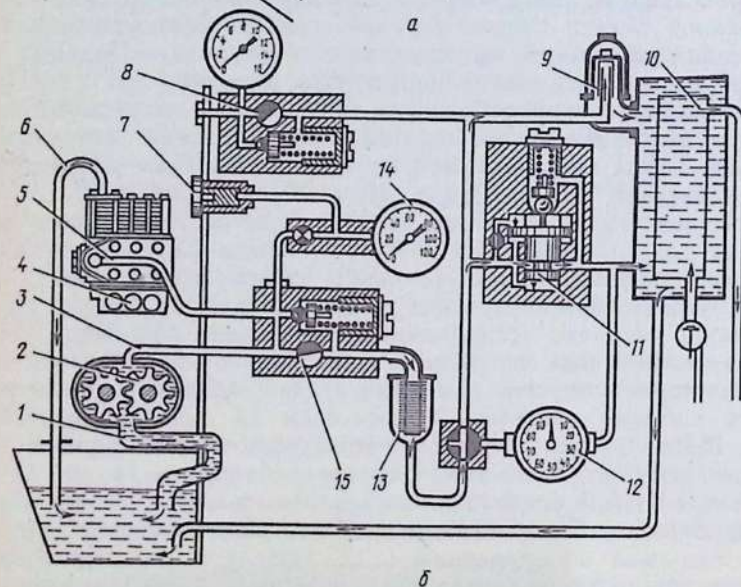
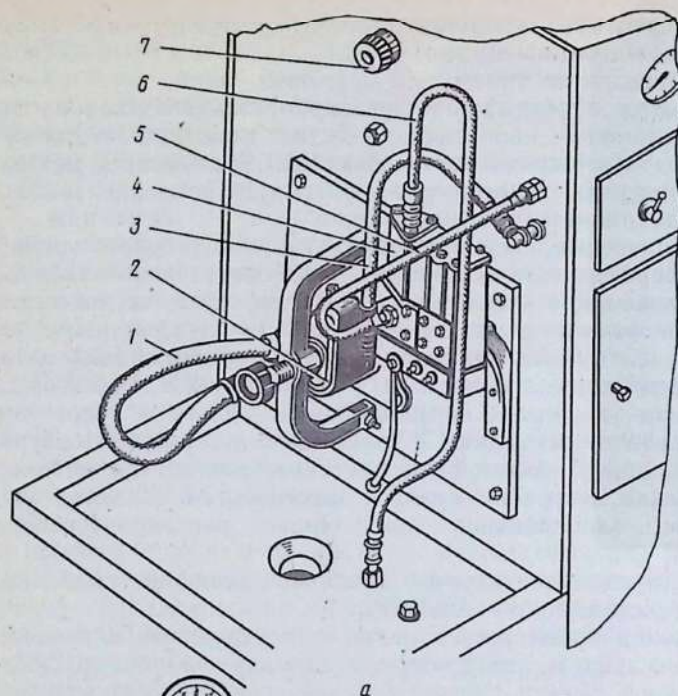
Утечки рабочей жидкости через перепускной и предохранительный клапаны измеряют при помощи мерной трубки, присоединенной вместо сливного рукава. Далее необходимо перевести рукоятку одного из золотников в позицию «Подъем» и дросселем повышать давление рабочей жидкости до 7 МПа. Утечки рабочей жидкости через зазор между уплотняющими поясками золотника и корпуса гидрораспределителя замеряются в течение 1 мин и допускаются не более 15 см³/мин для гидрораспределителей Р75 и Р80 и 30 см³/мин — для Р150.

Испытание гидроцилиндров на стенде КИ-4200 начинают на холостом ходу ($p_n = 0,5...0,7$ МПа); при этом поршень должен свободно перемещаться в обе стороны на всю длину штока.

Для определения внутренних утечек рабочей жидкости в гидроцилиндре поршень устанавливают в среднее положение, используя упорное приспособление. Отсоединив рукав испытуемого гидроцилиндра и опустив в мерный стакан, подают в штоковую полость рабочую жидкость и дросселем 15 доводят давление до 10 МПа. Утечки жидкости через уплотнения поршня не должны превышать значений, указанных в таблице 14.

Стенд КИ-4815 предназначен для испытания и регулировок гидроагрегатов с более высокими показателями объемов и расходов жидкости по сравнению с показателями, проверяемыми на стенде КИ-4200.

Стенд КИ-4896М используют для испытания и регулировки



14. ДОПУСТИМЫЕ УТЕЧКИ ЧЕРЕЗ УПЛОТНЕНИЯ ПОРШНЯ РАБОЧИХ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

Марка гидроцилиндра	Условия испытания		Утечка, см, не более
	Давление, МПа	Время, мин	
Ц55	10	3	1,4
Ц75, Ц75Б	10	3	2,6
Ц90	10	3	3,8
Ц100, Ц100-2	10...16	3	4,7
Ц50-2	16	3	1,2
Ц63-2	16	3	1,8
Ц80-2	16	3	3,0
Ц110, Ц110М	10	3	6,7
Ц125-1, Ц125-11	10	3	7,4
Гидроцилиндр поворота трактора Т-150	12	3	Не допускается
Гидроцилиндр поворота трактора К-700 (К-701)	15	1	То же
Гидроцилиндр самоходных комбайнов:			
ГА-24000А	10	10	»
ГА-25010	10	3	»
ГА-38000	7,5	3	»
34-9-5	7,5	3	»
34-9-9	7,5	3	»

гидроусилителей рулевых управлений тракторов, автомобилей и комбайнов.

Динамический руль для определения усилия и величины свободного хода испытуемого гидроусилителя крепится на стойке 27 (рис. 140), а через карданные валы и редуктор 18 соединяется с испытуемым гидроусилителем руля. Нагрузочное устройство состоит из гидроцилиндра 25, шток которого соединен с рейкой и шестерней, переключателя полостей гидроцилиндра, двух напорных золотников 24, редукционного клапана 23 и манометра 26. В гидросистеме стенда имеются расходный резервуар 1 для рабочей жидкости с сетчатым фильтром 12, трехходовой кран 9, шестеренный насос 8, гидроблок 7 с предохранительным клапаном.

Рис. 139. Установка гидрораспределителя на стенде КИ-4200 (а) и схема присоединения его к гидросистеме (б):

1 — рукав всасывающей полости; 2 — насос; 3 — рукав напорной полости насоса; 4 — гидрораспределитель; 5 — рукав высокого давления для подачи рабочей жидкости от блока высокого давления к гидрораспределителю; 6 — сливной рукав нижней крышки гидрораспределителя; 7 — основание для установки гильзы золотников при регулировке бустерного устройства; 8 — блок низкого давления с манометром; 9 — центробежный фильтр (центрифуга); 10 — радиатор системы охлаждения; 11 — переключатель золотников; 12 — счетчик расхода жидкости; 13 — фильтр тонкой очистки; 14 — манометр высокого давления; 15 — дроссель.

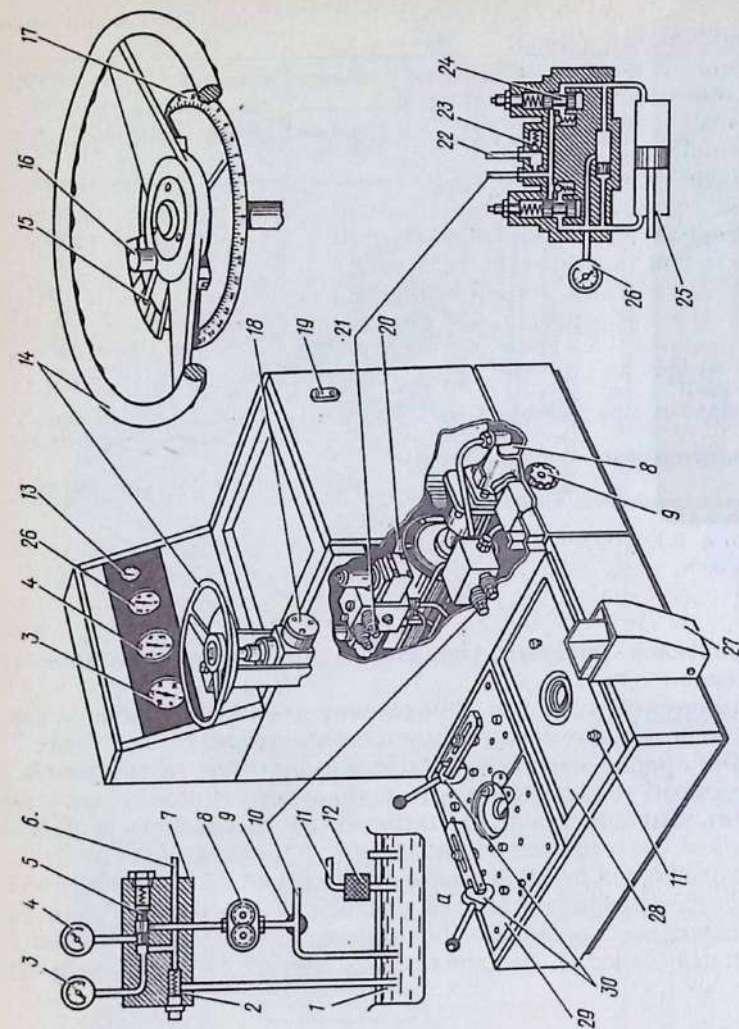


Рис. 140. Стенд КИ-4896 для испытания гидроусилителей рулевого управления:

а — схема гидравлической системы привода; б — нагрузочное устройство сошки гидросилителя; 1 — расходный резервуар; 2 — предохранительный клапан; 3 — манометр высокого давления; 4 — манометр низкого давления; 5 — клапан отключения манометра низкого давления; 6 — штуцер подачи рабочей жидкости от насоса к гидросилителю; 7 — гидроблок; 8 — насос НШ-10Е; 9 — трехходовой кран; 10 — штуцер гидродинамического испытания; 11 — штуцер слива рабочей жидкости в бак; 12 — дистанционный термометр; 13 — рулевое колесо; 14 — шкала усилий; 15 — шкала усилий динамического устройства; 16 — фиксатор; 17 — шкала люфтомера; 18 — редуктор рулевой колонки; 19 — кнопка пуска; 20 — электродвигатель; 21 — штуцер подвода к нагрузочному устройству; 22 — сливной штуцер нагрузочного устройства; 23 — манометр нагрузочного устройства; 24 — ванна; 25 — гидроцилиндр нагрузочного устройства; 26 — зажимы; 27 — стойка; 28 — ванна; 29 — установка; 30 — зажимы.

паном 2, клапаном 5, манометрами 3 и 4 высокого и низкого давления и дистанционным термометром 13.

Насосом 8 создается и поддерживается давление, а гидроцилиндром — необходимая нагрузка.

Гидроусилители к стенду подключаются при помощи приспособлений. Свободный ход рулевого колеса (не более 50°) определяют по стрелке на шкале 17 люфтомера при фиксированном положении вала сошки руля при усилии 45...50 Н (без нагрузки). Усилие, прилагаемое к рулевому колесу, и свободный его ход проверяют при поднятом фиксаторе 16.

Давление срабатывания предохранительного клапана (8 МПа) определяется при прогретой рабочей жидкости ($t^\circ = 45...55^\circ\text{C}$) путем поворота колеса в крайнее положение. При снятой нагрузке в гидросистеме давление должно находиться в пределах 0,3...0,5 МПа.

Вал должен поворачиваться без толчков и вибраций, подтекание рабочей жидкости не допускается.

Технические характеристики рассмотренных стендов указаны в таблице 15.

Прибор КИ-1097-1 применяют с целью проверки гидросистем тракторов и сельскохозяйственных машин. Он позволяет определять подачу насоса, а также проверять и настраивать давление срабатывания предохранительного клапана и автомата возврата золотника. Прибор состоит из корпуса 1 (рис. 141), рукоятки 6 дросселя с лимбом 7 и шкалой расхода, демпферного устройства и манометра 11. Рукоятка 6 дросселя соединена стержнем 5 с плунжером 3 и лимбом 7.

Принцип работы основан на том, что при давлении 10 МПа и температуре 50 °С расход жидкости, который находят по делениям лимба (0...90 л/мин), соответствует определению значе-

15. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТЕНДОВ

Показатель	КИ-4200	КИ-4815	КИ-1896М
Наибольшая замеряемая подача насоса, л/мин	55	120	—
Точность замера, %	$\pm 2,5$	$\pm 2,5$	—
Максимальное давление, МПа	15	18	10
Объем резервуара, л	90	90	18
Диапазон регулирования температуры рабочей жидкости, °С	20...60	20...60	2
Мощность электродвигателя, кВт	13	22	3
Частота вращения приводного вала, мин ⁻¹	1200	1200	1430
Габаритные размеры	1640×880× ×1650	1200	1150×1100× ×1120
Масса без принадлежностей, кг	720	820	350

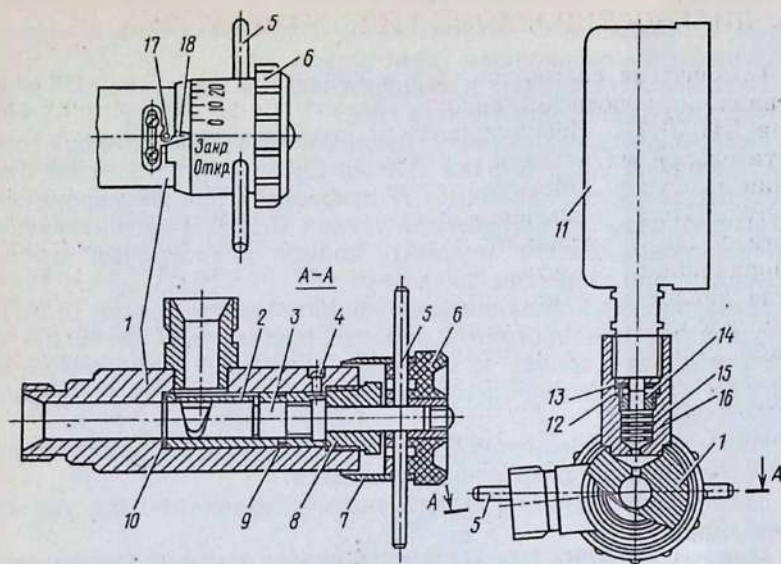


Рис. 141. Схема прибора КИ-1097-1:

1 — корпус; 2 — гильза; 3 — плунжер; 4 — установочный винт; 5 — стержень; 6 — рукоятка дросселя; 7 — лимб; 8 — упорная гайка; 9, 10, 12, 13 — уплотнительные прокладки; 11 — манометр; 14 — специальная гайка; 15 — шайба демпфера; 16 — пластина демпфера; 17 — ограничитель; 18 — стрелка-указатель.

нию площади проходного сечения щели дросселя для жидкостей вязкостью $48 \dots 80 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. При давлении 5 и 4 МПа применяют поправочные коэффициенты соответственно 0,707 и 0,63.

Показатели надежности и работоспособности гидропривода прогнозируют на этапах проектирования, изготовления и эксплуатации.

Коэффициент готовности гидропривода k_r характеризует вероятность работоспособности его в произвольный период времени

$$k_r = T_0 / (T_0 + T_n),$$

где T_0 и T_n — соответственно средняя наработка на отказ и среднее время восстановления.

Коэффициент технического использования гидропривода

$$k_t = T_0 / (T_0 + T_n + T_{10}),$$

где T_{10} — время простоев для технического обслуживания.

9.3. ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ГИДРОАГРЕГАТОВ

Техническое состояние насоса определяют по его подаче на стендах или непосредственно на сельхозмашине при помощи прибора КИ-1097-1. Перед проверкой прибор устанавливают в нагнетательной магистрали, используя дополнительные приспособления и штуцера. Метку «открыто» располагают против стрелки корпуса. После включения двигателя и прогрева рабочей жидкости до 50°C устанавливают номинальную частоту вращения и поворачивают рукоятку в направлении закрытия до момента, когда давление по манометру достигнет 10 МПа. При этом подача насоса (л/мин) будет соответствовать цифре на шкале лимба. Допустимые предельные значения подачи для шестеренных насосов приведены в таблице 16. Для измерения расхода рабочих жидкостей, проходящих через прибор, при давлениях, меньших или больших 10 МПа, необходимо пересчитать показания прибора по формуле

$$Q_d = 0,316 Q_{ш} \sqrt{p},$$

где Q_d — действительный расход через прибор; $Q_{ш}$ — расход по шкале (л/мин); p — давление, при котором проверяем производительность насоса (МПа).

Подачу насосов (более 90 мин^{-1}) необходимо проверить при уменьшенной частоте вращения, контролируемой по ВОМ, и в последующем привести в соответствие с номинальным скоростным режимом двигателя, т. е.

$$Q_d = Q_{ш} n_n / n_y,$$

где n_n — частота вращения ВОМ при номинальных оборотах; n_y — уменьшенная частота вращения ВОМ.

Техническое состояние гидрораспределителей зависит от утечек (износа), давления срабатывания автоматов возврата и предохранительного клапана, состояния перепускного клапана.

Для определения утечек в секциях распределителя прибор КИ-1097-1 необходимо последовательно подключить к штуцерам

16. ПОДАЧА ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСОВ ПРИ НОМИНАЛЬНОЙ ЧАСТОТЕ ВРАЩЕНИЯ, Л/МИН

Марка насоса	Подача	
	номинальная	предельная допустимая
НШ-10Е	10,5	6
НШ-32-2	31,7	14,0
НШ-46У	48,5	25
НШ-50-2	49,0	2
НШ-67-2	71	34
НШ-100	101,5	49

выносных и основного гидроцилиндров, установить рычаг включения в положение «Подъем», прогреть рабочую жидкость до температуры 50 °С. Затем при помощи рукоятки прибора установить давление 10 МПа и по шкале определить расход рабочей жидкости, проходящей через прибор. Утечки рабочей жидкости в распределителе (отдельной секции) находят как разность между показателями расхода, полученного при определении подачи насоса, и расхода через гидрораспределитель при том же режиме.

Давление срабатывания предохранительного клапана гидрораспределителя проверяется при температуре рабочей жидкости 45...50 °С и номинальной частоте вращения коленчатого вала.

Утечки в гидроцилиндре проверяют при подсоединенном приборе КИ-1097-1 к напорному трубопроводу гидроцилиндра. В этом случае трубопровод слива глушится. При включенном рычаге на «Подъем» создают при помощи прибора давление 10 МПа и через 3 мин находят усадку штока. Предельные значения утечек для гидроцилиндров приведены в таблице 17.

Герметичность клапана ограничения хода поршня определяют по усадке штока в течение 3 мин при включенном с помощью тройника прибора КИ-1097-1 в магистраль нагнетания распределитель — штоковая полость по вышеизложенной методике. Однако при этом нужно вычесть утечки в гидроцилиндре.

Техническое состояние гидроагрегатов без остановки двигателя проверяют, используя приспособление КИ-6272 (рис. 142). Приспособление в сочетании с прибором КИ-1097-1 предназначено для поочередного определения технического состояния гидроагрегатов навесных систем и рулевого управления тракторов.

17. ПОКАЗАТЕЛИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГИДРОЦИЛИНДРОВ ПРИ ПРОВЕРКЕ ГЕРМЕТИЧНОСТИ ГИДРОЦИЛИНДРА, КЛАПАНА ОГРАНИЧИТЕЛЯ ШТОКА, ЗОЛОТНИКОВОГО ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ

Марка гидроцилиндра	Предельная скорость усадки поршня в гидроцилиндре, мм/мин		
	герметичность гидроцилиндра	герметичность клапана ограничителя хода штока	герметичность золотникового гидрораспределителя
Ц50	2	3,3	2,7
Ц55	2	3,3	2,7
Ц75	2	3,3	2,7
Ц90	2	1,7	2,7
Ц100	2	2,7	2,7
ЦС125	2,5	2,7	2,7
Ц140	2,5	2,7	2,7

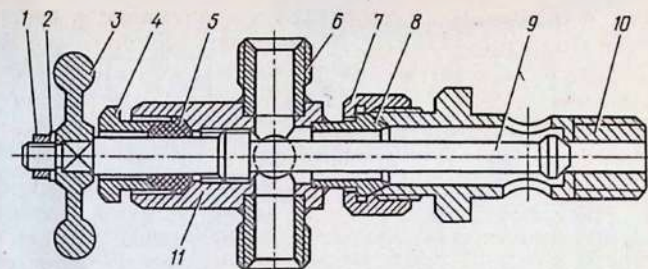


Рис. 142. Приспособление КИ-6272 для поочередного определения технического состояния гидроагрегатов без остановки двигателей:

1 — гайка; 2 — шайба; 3 — маховичок; 4 — нажимная гайка; 5 — набивка; 6 — штуцер; 7 — накидная гайка; 8 — ниппель; 9 — запорная игла; 10 — переходный штуцер; 11 — корпус приспособления.

Совместное применение двух приспособлений сокращает время определения технического состояния гидроагрегатов примерно в 4 раза по сравнению с использованием для этой цели только одного прибора КИ-1097-1.

При проверке гидроагрегатов приспособление КИ-6272 устанавливают вместо штуцера напорной полости гидрораспределителя.

К одному из штуцеров приспособления присоединяют напорный трубопровод прибора КИ-1097-1; на второй штуцер устанавливают запорное устройство. Таким образом, приспособление позволяет определить подачу насоса, давление срабатывания предохранительного клапана, давление срабатывания автомата возврата золотника, утечки и герметичность элементов поршня, а также техническое состояние гидроагрегатов усилителя руля без остановки двигателя и дополнительных монтажных работ.

Техническое состояние гидросистем трансмиссии и ВОМ проверяют с помощью прибора КИ-6285 (рис. 143). Полый цилиндрический корпус прибора имеет фланцы на концах. Жидкость подводится через гибкий рукав 9 и отводится в напорную линию гидросистемы через рукав 10, слив осуществляется через рукав 13. В средней части корпуса расположен манометр 5, по торцам корпуса расположены лимбы 7 и 2, ручкой 4 крана манометра можно сделать переключение при измерении давления до фильтра и после фильтра. Внутри корпуса помещены две пробки 3 и 6 с каналами, которые соединены стержнями с лимбами. Правая пробка 6 с радиальными сверлениями служит для направления потока рабочей жидкости в гидроагрегаты, а левая пробка 3 с шайбами-дресселями 11 и 12 служит для слива рабочей жидкости.

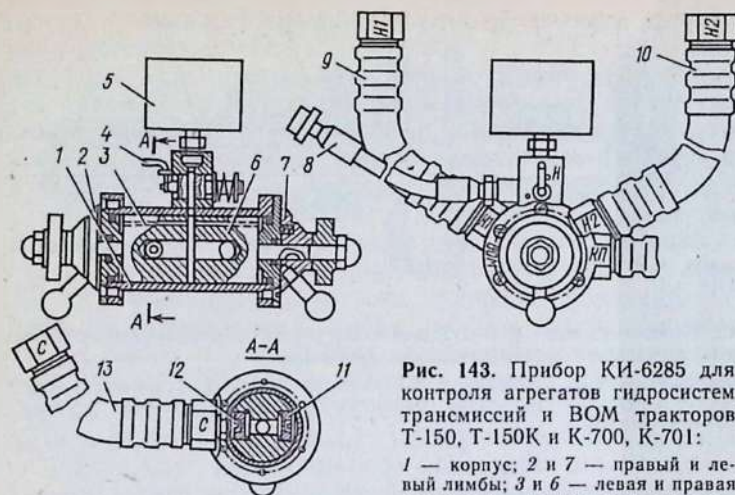


Рис. 143. Прибор КИ-6285 для контроля агрегатов гидросистем трансмиссий и ВОМ тракторов Т-150, Т-150К и К-700, К-701:

1 — корпус; 2 и 7 — правый и левый лимбы; 3 и 6 — левая и правая пробки; 4 — ручка крана манометра; 5 — манометр; 8 — гибкий рукав манометра; 9 — изпорный гибкий рукав прибора; 10 — напорный гибкий рукав; 11, 12 — шайбы-дрессели; 13 — сливной рукав прибора.

Прибор применяется для определения подачи насоса, суммарных утечек, перепада давления на фильтре слива, давления срабатывания предохранительного и перепускного клапанов, клапана плавного включения ВОМ, давления разрядки гидроаккумулятора. При проверке гидросистем КП, ВОМ приборы присоединяют согласно инструкции.

Краткие технические характеристики гидросистем трансмиссий приведены в таблице 18.

18. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОСИСТЕМ ТРАНСМИССИИ

Марка трактора	Наименьшая частота вращения двигателя, мин ⁻¹	Температура рабочей жидкости, °С	Объемная подача насоса, л/мин		Давление в гидросистеме КП, МПа		Давление срабатывания предохранительного клапана, МПа		Давление срабатывания перепускного клапана, МПа		Давление срабатывания клапана плавного включения, МПа
			номинальная	предельная	номинальная	предельная	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	
К-701	1700	25...35	48	30	1,5	0,4	1,4	1,6	0,85	0,95	0,7
Т-150	2100	25...35	40	28	1	0,3	1,4	1,8	0,95	1,05	1,2
МТЗ-100; МТЗ-102	1800	25...35	22	16	1	0,4	1,2	1,4	0,95	1,05	—

ЛИТЕРАТУРА

- Башта Т. М., Руднев С. С., Некрасов В. В. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. — М.: Машиностроение, 1982, 423 с.
- Бендикский Э. Я., Топилин Г. Е. Эксплуатация и техническое обслуживание гидравлического оборудования тракторов. — М.: Россельхозиздат, 1980, 111 с.
- Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. Справочник. — М.: Машиностроение, 1983.
- Гамынин Н. С., Жданов Ю. К., Климашин А. Л. Динамика быстродействующего гидравлического привода. — М.: Машиностроение, 1979, 79 с.
- Фрумкин И. В. Гидропривод машинно-тракторных агрегатов и тракторных поездов большой мощности. — Тракторы и сельхозмашины, 1981, № 5, с. 6...9.
- Гидроприводы сельскохозяйственных машин. Под ред. И. А. Непировского. Киев: Техника, 1979, с. 138.
- Гейер В. Г., Дулин В. С., Боруменский А. И. Гидравлика и гидропривод. — М.: Недра, 1981, с. 295.
- Гидравлические агрегаты тракторов и сельскохозяйственных машин: Каталог. — М.: ЦНИИТЭИ тракторсельхозмаш, т. 2, 1987, с. 244; т. 3, 1988, с. 135.
- Гидравлические машины. Ресубликанский межведомственный тематический научно-технический сборник/Под ред. Алексапольского Д. Я. — Харьков: Выща шк., 1988, 137 с.
- Докунин А. В., Рогов А. Я., Фейфец Л. С. Радиально-поршневые гидромоторы многократного действия. — М.: Машиностроение, 1980, 286 с.
- Динамика гидропривода/Под ред. Прокофьева В. Н. — М.: Машиностроение, 1972, 292 с.
- Дидур В. А., Малый Ю. С. Эксплуатация гидроприводов сельскохозяйственных машин. — М.: Россельхозиздат, 1982, 125 с.
- Дьячков Б. И. Высокомоментные гидромоторы однократного действия. — М.: Машиностроение, 1980, 119 с.
- Иринг Ю. Проектирование гидравлических и пневматических систем. — Л.: Машиностроение, 1983, 360 с.
- Кальбус Г. Л. Стенды для испытания тракторных гидроприводов. — М.: Агропромиздат, 1985, 94 с.
- Кондаков Л. А. Уплотнение гидравлических систем. — М.: Машиностроение, 1972, 240 с.
- Марквардте В. М., Ведерников В. В. Особенности конструктивной схемы гидродвигателя возвратно-поступательного действия ДГВ-50. Тракторы и сельхозмашины, 1981, № 8, с. 23...24.
- Никитин О. Ф., Холли К. М. Объемные гидравлические и пневматические приводы. — М.: Машиностроение, 1981, 266 с.
- Петров И. В. Техническое обслуживание гидравлического и пневматического приводов мелноративно-строительных машин. — М.: Росагропромиздат, 1988, 63 с.
- Прокофьев В. Н. Машиностроительный гидропривод. — М.: Машиностроение, 1979.
- Типовые системы гидроавтоматики сельскохозяйственных машин. Рекомендации по разработке. — М.: ВИСХОМ, 1986, 119 с.
- Хайкин Э. Л., Лебедев О. В. Основы эксплуатации гидроприводов системы машин, применяемых в хлопководстве. — Ташкент: ФАН, 1982, с. 143.
- Апкар István. A hidromatous hajítás es szabályozás. Budapest: Mezőgazdasági kiadó, 1978.
- Návod re kontrole hidraulických a elektronických zařízení. Zaci mládečka E-516, Berlin, 1982.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Глава 1. Особенности конструкций гидромашин и гидродвигателей.	
Элементы расчета	5
1.1. Общие сведения	5
1.2. Шестеренные гидромашин	7
1.3. Роторно-пластинчатые насосы и гидромоторы	11
1.4. Поршневые гидромашинны	15
1.4.1. Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы	15
1.4.2. Радиально-поршневые гидромашинны	21
1.5. Планетарные (героторные) гидромашинны	28
1.6. Винтовые гидромашинны	35
1.7. Гидродвигатели	35
1.7.1. Быстроходные двигатели позвратно-поступательного действия	35
1.7.2. Гидравлические цилиндры	39
1.7.3. Поворотные гидравлические двигатели	43
1.8. Гидравлические аккумуляторы	46
1.9. Испытание гидромашин	49
Глава 2. Контрольно-регулирующие и распределительные устройства.	
Элементы гидроавтоматики	61
2.1. Гидравлические клапаны	61
2.2. Дроссели	68
2.3. Регуляторы потока	70
2.4. Делители потока	71
2.5. Гидравлические распределители	72
2.6. Регуляторы систем автоматического управления	82
2.6.1. Общие сведения	82
2.6.2. Скоростные, частотные и нагрузочные характеристики регуляторов	88
2.7. Гидравлические усилители мощности	90
2.8. Датчики обратной связи	91
Глава 3. Рабочие жидкости и их свойства	94
3.1. Общие сведения	94
3.2. Плотность	94
3.3. Вязкость	96
3.4. Газовоздушные составляющие	99
3.5. Деформация	102
3.6. Кавитация	104
3.7. Загрязнение	105
Глава 4. Кондиционеры	109
4.1. Резервуары и охладители	109
4.2. Фильтры	112
4.2.1. Очистка рабочей жидкости	112

4.2.2. Характеристика фильтров	112
4.2.3. Методы фильтрования и расчет фильтров	117
Глава 5. Гидравлические линии	123
5.1. Трубопроводы и рукава высокого давления	123
5.2. Герметичность гидросистемы	128
5.2.1. Уплотнения	128
5.2.2. Утечки жидкости	130
5.2.3. Силы трения в уплотнениях	136
Глава 6. Схемы и расчет гидроприводов и гидросистем сельскохозяйственных машин	139
6.1. Общие сведения	139
6.2. Гидроприводы с дроссельным регулированием	140
6.3. Гидроприводы с объемным регулированием	144
6.4. Объединенные гидравлические системы	147
6.5. Основы расчета гидропривода	150
6.5.1. Приведение моментов и сил сопротивления	150
6.5.2. Расчет режимов работы гидропривода	152
6.6. Гидроприводы почвообрабатывающих машин	158
6.6.1. Параметры давления и расхода жидкости в гидросистеме трактора	158
6.6.2. Плуги с пневмогидравлическими системами защиты корпусов	161
6.6.3. Плуг с роторными отвалами	162
6.6.4. Гидропривод фрезерных и шнековых рабочих органов	164
6.7. Гидропривод рабочих органов разбрасывателей удобрений	168
6.8. Гидропривод рабочих органов картофелеуборочных машин	171
6.9. Гидропривод зерноуборочных комбайнов	183
6.10. Определение параметров гидромоторов	187
Глава 7. Автоматическое регулирование	189
7.1. Общие сведения	189
7.2. Регулирование параметров активных рабочих органов	189
7.3. Управление положением рабочих органов	205
7.4. Оценка работы гидравлических систем регулирования	208
Глава 8. Гидравлические трансмиссии	209
8.1. Объемные гидростатические трансмиссии	209
8.2. Гидродинамические передачи	215
Глава 9. Эксплуатация и регулировка гидросистем и гидроприводов	219
9.1. Режимы эксплуатации и неисправности элементов гидропривода	219
9.2. Оборудование для испытаний	221
9.3. Диагностирование гидроагрегатов	233
Литература	237

Ловкис Зенон Валентинович

**ГИДРОПРИВОДЫ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ:
КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ**

Зав. редакцией *С. А. Карпушин*
Мл. редактор *А. И. Павловская*
Художник *Л. Ч. Гоцлавский*
Художественный редактор *Б. К. Дармидонтов*
Технический редактор *Е. В. Соломович*
Корректор *В. И. Хомутова*

ИБ № 5824

Сдано в набор 20.10.89. Подписано к печати 21.03.90. Формат 60×88¹/₁₆. Бумага кн.-журн. Гарнитура Литературная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 14,7. Усл. кр.-отт. 14,7. Уч.-изд. л. 14,97. Изд. № 425. Тираж 3200 экз. Заказ № 709. Цена 3 р. 30 к.

Ордена Трудового Красного Знамени ВО «Агропромиздат», 107807, ГСП-6, Москва, Б-78, ул. Садовая-Спаская, 18.

Диапозитивы изготовлены в Ярославском полиграфкомбинате Госкомпечати СССР. 150014, Ярославль, ул. Свободы, 97.

Отпечатано в Московской типографии № 8 Госкомпечати СССР, 101898, Москва, Центр, Хохловский пер., 73ак № 551