

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Механизация и автоматизация
дорожно-строительного комплекса»

ГИДРАВЛИКА, ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПРИВОД (ПРАКТИКУМ)

Пособие

для студентов специальности

1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные,
дорожные машины и оборудование (по направлениям)»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
по образованию в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2024

УДК 69.05-82+625.7/.8.08-82(076.5)(075.8)

ББК 34.47я7

Г46

С о с т а в и т е л и:

А. Н. Смоляк, А. В. Вавилов

Р е ц е н з е н т ы:

А. Н. Орда, С. П. Мохов

Г46 **Гидравлика**, гидромашины и гидропривод (практикум): пособие для студентов специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование (по направлениям)» / сост.: А. Н. Смоляк, А. В. Вавилов. – Минск : БНТУ, 2024. – 73 с.
ISBN 978-985-583-988-1.

Пособие к лабораторным работам для студентов специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование (по направлениям)» включает в себя работы по изучению устройств объемных гидроприводов строительных машин. В пособии приведены необходимые теоретические сведения по определению свойств рабочих жидкостей, конструктивных и эксплуатационных параметров гидроприводов строительных машин и их элементов, составлению принципиальных гидравлических схем; описание и анализ конструкций гидромашин, указывается порядок выполнения работ.

УДК 69.05-82+625.7/.8.08-82(076.5)(075.8)

ББК 34.47я7

ISBN 978-985-583-988-1

© Белорусский национальный
технический университет, 2024

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
Лабораторная работа № 1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТИ.....	5
Лабораторная работа № 2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ЖИДКОСТИ	13
Лабораторная работа № 3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСА СТЕКЛООМЫВАТЕЛЯ.....	22
Лабораторная работа № 4 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОЦИЛИНДРОВ	28
Лабораторная работа № 5 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН	36
Лабораторная работа № 6 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПОГРУЗЧИКА С БОРТОВЫМ ПОВОРОТОМ.....	44
Лабораторная работа № 7 ИЗУЧЕНИЕ ГИДРОСИСТЕМЫ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ УНИВЕРСАЛЬНОГО МАЛОГАБАРИТНОГО ПОГРУЗЧИКА	58
ЛИТЕРАТУРА	64
ПРИЛОЖЕНИЯ	66

ВВЕДЕНИЕ

Современные подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины включают в свои конструкции объемный гидропривод для приведения в движение подвижных частей (звеньев) рабочего и ходового оборудования. На основе постоянно совершенствующихся конструкций объемных гидравлических машин и аппаратов создается строительная и дорожная техника с новыми технологическими возможностями. В настоящее время трудно представить современного инженера (молодого специалиста) без знания конструкции, работы и основ методики расчета гидравлического привода подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин.

Изложенные в данном пособии общие методы экспериментального определения основных параметров гидромашин и объемных гидроприводов на стендовом оборудовании и при эксплуатации строительных машин в условиях лабораторной базы машинного цеха кафедры «Механизации и автоматизации дорожно-строительного комплекса» направлены на изучение особенностей конструкций, принципа работы и важнейших характеристик объемных гидроприводов современных мобильных дорожно-строительных машин, на развитие у обучающихся объемного представления о работе гидропривода в процессе эксплуатации.

Рассмотренные в пособии теоретические положения, методика проведения экспериментов на стендовом оборудовании и в машинном цехе, рекомендации по содержанию и оформлению отчетов о лабораторных работах, практические задания для закрепления теоретического материала по вариантам, способствуют усвоению и закреплению лекционного курса дисциплины «Гидравлика, гидромашин и гидропривод» при подготовке инженеров по специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование».

Лабораторная работа № 1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТИ

Цель работы: определить зависимость вязкости жидкости от температуры.

Оборудование: вискозиметр Константа ВЗ-246, набор ареометров, мерные емкости, емкости с жидкостями для проведения эксперимента, электрический прибор для подогрева жидкости, электронный термометр, секундомер.

Задание

1. Изучить теоретические сведения и порядок выполнения эксперимента. Подготовить отчет с таблицей для заполнения экспериментальных и расчетных данных.

2. Определить плотность испытуемых жидкостей при температуре 20 °С.

3. Выполнить измерение времени истечения испытуемой жидкости через установленные в вискозиметре сопла с диаметрами проходных отверстий – 2, 4 и 6 мм, и при различных температурах жидкости в диапазоне от 20 до 80 °С.

4. По графику, представленному на рис. 1.2, определить коэффициенты кинематической вязкости испытуемых жидкостей при температуре 20 °С.

5. Вычислить коэффициенты динамической вязкости для испытуемых жидкостей и относительную погрешность измерения.

6. Результаты эксперимента и расчетные данные оформить в табл. 1.2.

7. Построить график зависимости времени истечения испытуемой жидкости при различных температурах.

Теоретические сведения

Одним из наиболее важных свойств жидкости для работы гидропривода является вязкость – свойство жидкости оказывать сопротивление относительному перемещению ее слоев.

Физико-математическое описание вязкости основано на фундаментальной теории, впервые предложенной Исааком Ньютоном в 1687 г.

Согласно закону вязкости (внутреннего трения) Ньютона, при прямолинейном движении жидкости сила продольного внутреннего трения F_{μ} , возникающая между двумя соседними слоями, обусловлена действием межмолекулярных связей между движущимися слоями жидкости и определяется равенством:

$$F_{\mu} = \pm \mu \times S \frac{du}{u}, \quad (1.1)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости (или динамическая вязкость);

S – площадь соприкосновения слоев жидкости;

$\frac{du}{dy}$ – градиент скорости (интенсивность изменения величины

скорости по нормали к ее направлению).

Знак «плюс» или «минус» относится к градиенту скорости $\frac{du}{dy}$

и зависит от выбранного направления отсчета.

Коэффициент динамической вязкости μ представляет собой отношение применяемого напряжения сдвига к скорости сдвига жидкости. Таким образом, коэффициент динамической вязкости является мерой сопротивления истечению или деформации жидкости и имеет размерность в Международной системе единиц (СИ) – $\text{Н} \times \text{с} / \text{м}^2 = \text{Па} \times \text{с}$.

В инженерной практике часто используется и другая характеристика вязкости – коэффициент кинематической вязкости ν . Коэффициенты кинематической и динамической вязкости связаны между собой соотношением:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \quad (1.2)$$

где ρ – плотность жидкости.

Единица измерения коэффициента кинематической вязкости ν в системе СИ – $\text{м}^2/\text{с}$.

В соответствии с международными стандартами, определяющими классификацию и обозначение масел гидравлических, классы вязкости входят в состав обозначений марок масел и соответствуют определенному интервалу кинематической вязкости с единицей измерения $\text{мм}^2/\text{с}$, называемой *сантимстоксом* и обозначаемой – сСт. Единица измерения коэффициента кинематической вязкости – $\text{см}^2/\text{с}$, называется *стоксом*, обозначается – Ст.

Коэффициент динамической вязкости μ зависит от температуры, причем для жидкостей при повышении температуры он убывает, а для газов – возрастает.

Опытное определение вязкости жидкости производится с помощью специальных приборов, называемых вискозиметрами. Существует несколько типов вискозиметров: капиллярные или сосуды с калиброванным отверстием на дне – вискозиметры Энглера (*Engler*), Сейболта (*Saybolt*), Редвуда (*Redwood*); ротационные – с двумя коаксиальными цилиндрами; вискозиметры, основанные на затухании крутильных колебаний маятников в исследуемой жидкости или цилиндров с исследуемой жидкостью; вискозиметры, в которых вязкость жидкости определяется по скорости падения в ней твердого тела (например, стеклянного или металлического шара).

Описание экспериментальной установки

Для определения вязкости различных жидкостей применяется вискозиметр Константа ВЗ-246 с калиброванным отверстием на дне.

Вискозиметр (рис. 1.1) представляет собой металлический корпус 1 с внутренней поверхностью цилиндрической формы, переходящей снизу в полый конус с закрепленным (сменным) соплом 3 из нержавеющей стали. В верхней части вискозиметра расположен фланец 1 с кольцевым желобком для слива излишков испытуемых жидкостей. Сменные сопла закрепляются с помощью прижимной гайки 4. Вискозиметр устанавливается на регулируемом штативе 2. Под сопло вискозиметра устанавливают емкость 5 для сбора вытекающей жидкости.

Принцип действия вискозиметра основан на определении времени истечения в секундах определенного объема испытуемой жидкости через калиброванное отверстие сопла – условной вязкости испытуемой жидкости при температуре испытаний. При измерении вязкости испытуемая жидкость течет через калиброванное отверстие сопла,

причем количество жидкости, протекающее через отверстие насадки вискозиметра, прямо пропорционально времени t и обратно пропорционально кинематическому коэффициенту вязкости ν .

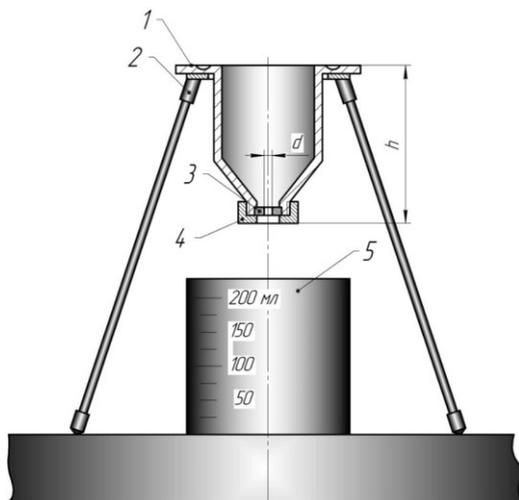


Рис. 1.1. Схема установки для измерения вязкости жидкости

В табл. 1.1 приведены некоторые технические характеристики установки для определения вязкости.

Таблица 1.1

Технические характеристики вискозиметра Константа ВЗ-246

Наименование и обозначение параметра	Единица измерения параметра	Значение параметра	Предел допускаемой погрешности измерения
Диаметр отверстия сопла, d	мм	2	$\pm 0,012$
		4	$\pm 0,015$
		6	$\pm 0,015$
Глубина отверстия сопла, b	мм	4	$\pm 0,015$
Вместимость резервуара, V	см ³ (мл)	100	± 1

Наименование и обозначение параметра	Единица измерения параметра	Значение параметра	Предел допускаемой погрешности измерения
Диапазон измерения времени истечения жидкости t , для сопла с диаметром:			
2 мм	с	70–300	± 3 %
4 мм	с	12–200	± 3 %
6 мм	с	20–200	± 3 %
Температура измерения условной вязкости жидкости, T	$^{\circ}\text{C}$	20	$\pm 0,2$
Масса вискозиметра без штатива	кг	0,41	–0,01
Материал резервуара и фланца		сплав Д16	
Материал сопла		сплав 12Х18Н10Т	

Порядок выполнения работы

1. Установить штатив с вискозиметром на стол с горизонтальной поверхностью (перед определением вязкости вискозиметр должен быть тщательно промыт и высушен).

2. Под сопло вискозиметра установить приемный сосуд вместимостью 110–150 мл так, чтобы расстояние между выходным отверстием и приемным сосудом было не менее 100 мм.

3. Закрыть выходное отверстие сопла резервуара для исключения вытекания из него жидкости.

4. Медленно, во избежание образования пузырьков, налить в резервуар до верхней кромки испытуемую жидкость. Если пузырьки образуются, необходимо дать им подняться на поверхность. Избыток материала и образовавшиеся на поверхности жидкости пузырьки воздуха удалить при помощи стеклянной пластинки или скребка, сдвигаемых по верхнему краю резервуара в горизонтальном направлении таким образом, чтобы не образовалось воздушной прослойки.

5. Открыть выходное отверстие сопла и при начале истечения жидкости включить секундомер.

6. В момент первого прерывания струи остановить секундомер и отсчитать время.

7. Повторить измерения по п. 3–6 сразу после окончания предыдущего измерения (без промывки вискозиметра). Выполнить не менее трех измерений при следующих температурах жидкости: 20; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90; 100 °С.

Обработка экспериментальных данных

Конвертировать полученные при стандартной температуре ($20 \pm 0,2$) °С значения условной вязкости (времени истечения испытуемой жидкости) t в секундах в значения кинематической вязкости ν в сСт ($\text{мм}^2/\text{с}$) можно по графику, приведенному на рис. 1.2.

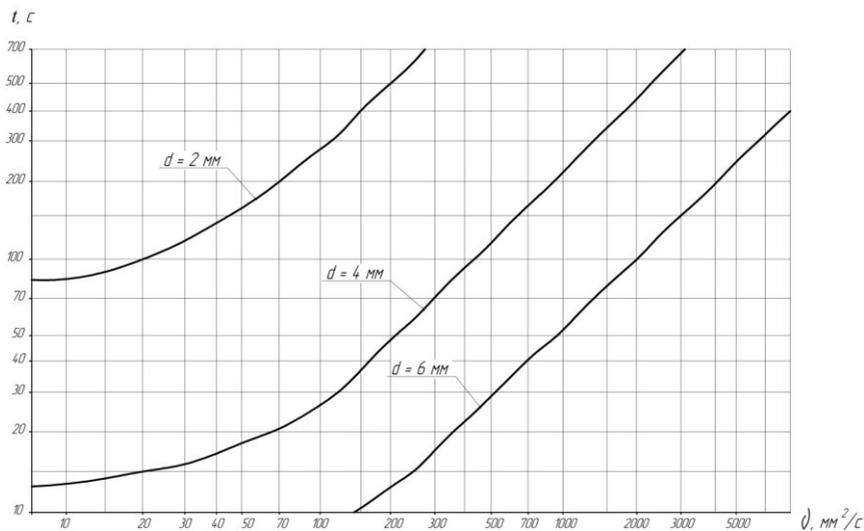


Рис. 1.2. Зависимость времени истечения от кинематической вязкости испытуемой жидкости

Относительную погрешность измерения времени истечения рассчитывают по формуле:

$$C = \pm \frac{t_{cp} - (0,185v + 10)}{t_{cp}} \times 100 \% , \quad (1.3)$$

где t_{cp} – среднее арифметическое значение времени истечения испытуемой жидкости, с;

v – кинематическая вязкость испытуемой жидкости при температуре $(20 \pm 0,2) ^\circ\text{C}$, сСт $(\text{мм}^2/\text{с})$.

По формуле (1.2) определяется коэффициент динамической вязкости μ .

Значение плотности ρ жидкости определяется с помощью ареометра.

Все данные полученные во время лабораторной работы вносятся в соответствующие графы табл. 1.2.

По результатам экспериментальных и расчетных данных строится график зависимости вязкости жидкости от температуры.

Таблица 1.2

Экспериментальные и расчетные данные
по определению свойств исследуемой жидкости

Диаметр отверстия сопла d , мм	Температура жидкости T , $^\circ\text{C}$	Время истечения t , с	Среднее арифметическое значение времени истечения t_{cp} , с	Коэффициент кинематической вязкости v , сСт	Плотность жидкости ρ , $\text{кг}/\text{м}^3$	Коэффициент динамической вязкости μ , Па·с	Относительная погрешность измерения C

Контрольные вопросы

1. Что такое вязкость жидкости?
2. Какой физический смысл у коэффициента динамической вязкости жидкости?
3. Какая существует взаимосвязь между коэффициентами динамической и кинематической вязкости?
4. Какие известны единицы измерения коэффициентов кинематической и динамической вязкости жидкости?
5. Назовите основные приборы, с помощью которых определяют коэффициенты кинематической и динамической вязкости жидкости.
6. С помощью какого прибора определяют плотность жидкости?
7. Как зависит вязкость жидкости от температуры и давления?

Лабораторная работа № 2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ЖИДКОСТИ

Цель работы: определить расход жидкости, вытекающей из резервуара под действием атмосферного и гидростатического давления.

Оборудование: установка для определения расхода жидкости, емкость с жидкостью, ареометр, барометр, измерительная рулетка, мерная емкость, секундомер.

Задание

1. Вычертить конструктивную схему экспериментальной установки и таблицу для заполнения экспериментальных и расчетных данных.

2. Выполнить эксперименты по определению расхода жидкости, вытекающей из резервуара под действием атмосферного и гидростатического давления вышележащих слоев при различных их уровнях относительно дна. Результаты экспериментальных и расчетных данных оформить в таблицу.

3. Построить график зависимости расхода жидкости от высоты столба вышележащих слоев – расстояния между поверхностью уровня жидкости и дном резервуара.

Теоретические сведения

На жидкость постоянно воздействуют внешние силы, которые разделяют на массовые и поверхностные.

Массовые: силы тяжести и инерции. Сила тяжести в земных условиях действует на жидкость постоянно, а сила инерции только при сообщении объему жидкости ускорений (положительных или отрицательных).

Поверхностные: обусловлены воздействием соседних объемов жидкости на данный объем или воздействием других тел.

Рассмотрим сосуд, наполненный жидкостью. Если выделить в нем бесконечно малый объем жидкости, то на него будут действовать силы со стороны соседних таких же бесконечно малых объемов (рис. 2.1). Кроме этого, на свободную поверхность жидкости действует сила атмосферного давления $P_{\text{атм}}$ и силы со стороны стенок сосуда.

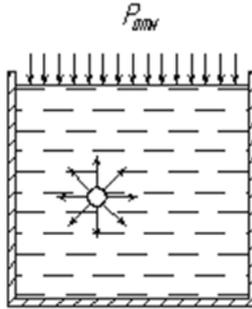


Рис. 2.1. Поверхностные силы

Если на жидкость действует какая-то внешняя сила, то говорят, что жидкость находится под давлением. Обычно для определения давления жидкости, вызванного воздействием на нее поверхностных сил, применяется формула:

$$P = \frac{F}{S} \text{ (Па)}, \quad (2.1)$$

где F – сила, действующая на жидкость, Н;

S – площадь, на которую действует эта сила, м^2 .

Если давление P отсчитывают от абсолютного нуля, то его называют *абсолютным давлением* $P_{\text{абс}}$. Если давление отсчитывают от атмосферного, то оно называется *избыточным* $P_{\text{изб}}$. Атмосферное давление постоянно $P_a = 103 \text{ кПа}$ (рис. 2.2).

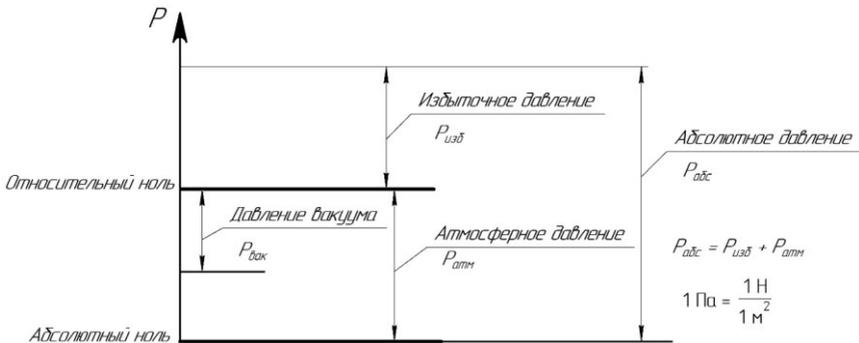


Рис. 2.2. Схема к определению давлений

За единицу измерения давления в Международной системе единиц (СИ) принят паскаль (Па) – давление, вызываемое силой 1 Н, равномерно распределенной по нормальной к ней поверхности площадью 1 м²:

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2 = 10^{-3} \text{ кПа} = 10^{-6} \text{ МПа}. \quad (2.2)$$

Существуют производные единицы измерения давления: «кПа» (килопаскаль), «МПа» (мегапаскаль). В технике в настоящее время продолжают применять некоторые несистемные единицы измерения давления. К примеру, атмосферы (атм), бары (bar):

$$0,1 \text{ МПа} = 0,987 \text{ атм} \approx 1 \text{ атм} = 1,013 \text{ bar}. \quad (2.3)$$

В покоящейся жидкости всегда присутствует сила давления, которая называется *гидростатическим давлением*.

Жидкость оказывает силовое воздействие на дно и стенки сосуда. Частицы жидкости, расположенные в верхних слоях сосуда (или резервуара), испытывают меньшие силы сжатия, чем частицы жидкости, находящиеся у дна.

На дно резервуара, заполненного жидкостью, действует сила P , равная весу налитой жидкости:

$$G = \gamma V, \quad (2.4)$$

$$\text{т. е. } P = G. \quad (2.5)$$

Если эту силу P разделить на площадь дна резервуара S_{abcd} , то мы получим *среднее гидростатическое давление*, действующее на дно резервуара.

$$P_{\text{ср}} = \frac{P}{S_{abcd}}. \quad (2.6)$$

Рассмотрим распространенный случай равновесия жидкости, когда на нее действует только одна массовая сила – сила тяжести, и получим уравнение, позволяющее находить гидростатическое давление в любой точке рассматриваемого объема жидкости. Это уравнение называется *основным уравнением гидростатики*.

Пусть жидкость содержится в сосуде (рис. 2.3) и на ее свободную поверхность действует давление P_0 .

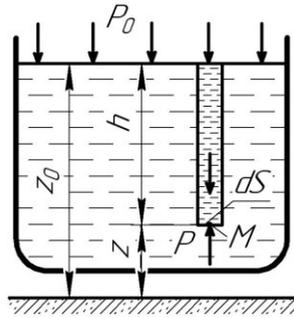


Рис. 2.3. Схема для вывода основного уравнения гидростатики

Для определения гидростатического давления P в произвольно взятой точке M , расположенной на глубине h , выделим около точки M элементарную горизонтальную площадку dS и построим на ней вертикальный цилиндрический объем жидкости высотой h . Рассмотрим условие равновесия указанного объема жидкости, выделенного из общей массы. Давление жидкости на нижнее основание цилиндра теперь будет внешним и направленным по нормали внутрь объема, т. е. вверх.

Запишем сумму сил, действующих на рассматриваемый объем в проекции на вертикальную ось:

$$PdS - P_0 dS - \rho gh dS = 0. \quad (2.7)$$

Последний член уравнения представляет собой вес жидкости, заключенный в рассматриваемом вертикальном цилиндре объемом hdS . Силы давления по боковой поверхности цилиндра в уравнение не входят, т. к. они перпендикулярны к этой поверхности и их проекции на вертикальную ось равны нулю. Сократив выражение на dS и перегруппировав члены, найдем:

$$P = P_0 + \rho gh. \quad (2.8)$$

Полученное уравнение (2.8) называют *основным уравнением гидростатики*. По нему можно посчитать давление в любой точке поко-

ящейся жидкости. Это давление, как видно из уравнения, складывается из двух величин: давления P_0 на внешней поверхности жидкости и давления, обусловленного весом вышележащих слоев жидкости.

Из основного уравнения гидростатики видно, что какую бы точку в объеме всего сосуда мы не взяли, на нее всегда будет действовать давление, приложенное к внешней поверхности P_0 . Другими словами, давление, приложенное к внешней поверхности жидкости, передается всем точкам этой жидкости по всем направлениям одинаково. Это положение известно под названием *закона Паскаля*.

Поверхность, во всех точках которой давление одинаково, называется поверхностью уровня. В обычных условиях поверхности уровня представляют собой горизонтальные плоскости.

На рис. 2.4 представлена схема экспериментальной установки для определения расхода жидкости, вытекающей из резервуара под действием атмосферного и гидростатического давления вышележащих слоев.

Установка (рис. 2.4) состоит из основного резервуара 1 с жидкостью, снабженного краном 4 (с диаметром выходного отверстия 7,5 мм), вспомогательного резервуара 2, установленного с возможностью обеспечивать постоянный уровень жидкости h_n в основном резервуаре, мерного сосуда 3 с объемом 0,5 л. Для измерения времени вытекания жидкости из резервуара в мерный сосуд используется секундомер.

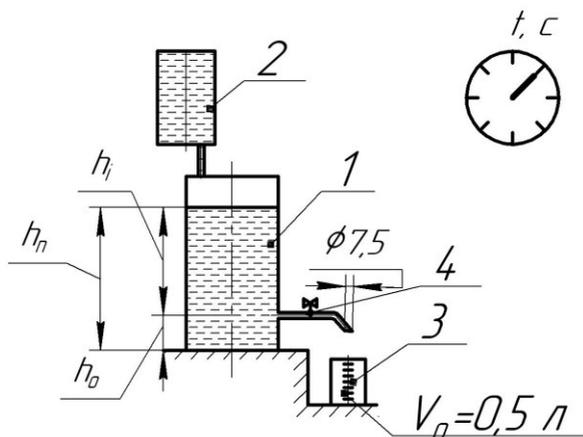


Рис. 2.4. Схема экспериментальной установки

Расход жидкости, вытекающей из крана 4 основного резервуара 1, определяется по формуле:

$$Q_H = \frac{V_o}{t}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.9)$$

где V_o – объем жидкости, проходящий через сечение выходного отверстия крана за определенный промежуток времени, м^3 (равный объему мерного сосуда – 0,5 л);

t – измеряемый с помощью секундомера промежуток времени, с.

Для определения скорости протекающей жидкости можно воспользоваться уравнением:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi d^2}, \text{ м/с}, \quad (2.10)$$

где d – диаметр выходного отверстия крана, м;

S – площадь проходного сечения крана, м^2 .

Максимально возможное давление в нагнетающем патрубке насоса – 2,5 атм.

Расход жидкости через кран (при условии нахождения жидкости в резервуаре под атмосферным давлением) возможно также определить по уравнению:

$$Q = S_o \mu \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.11)$$

где μ – коэффициент расхода, зависящий от формы и геометрических параметров выходного отверстия крана;

ΔP – перепад давлений на входе и выходе из отверстия крана, Па;

ρ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$.

При этом из основного уравнения гидростатики $\Delta P = \rho g h_i$. Следовательно:

$$Q = S_o \mu \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} = S_o \mu \sqrt{\frac{2\rho g h_i}{\rho}} = S_o \mu \sqrt{2g h_i} = k \sqrt{h_i}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.12)$$

где $k = S_0 \mu \sqrt{2g}$ – постоянная величина для данной экспериментальной установки.

Из уравнения (2.12) следует, что расход жидкости Q , вытекаемой под действием давления, равного сумме атмосферного и гидростатического давления столба жидкости, представляет собой функцию расхода, аргументом которой является высота столба вышележащих слоев $Q = F(h_i)$ и имеет вид ветви параболы, наклоненной на 90 градусов относительно оси ординат $Y(Q)$ и расположенной в первом квадранте координатной плоскости (рис. 2.5):

$$Q = k\sqrt{h_i}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.13)$$

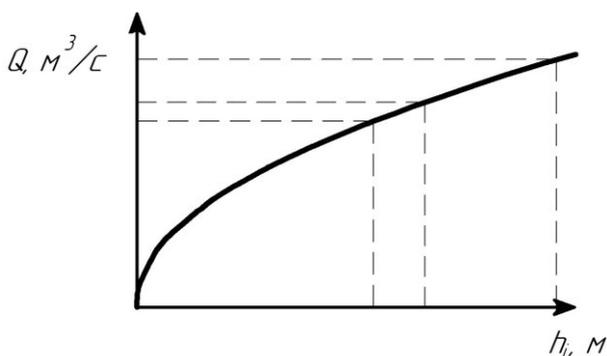


Рис. 2.5. Зависимость расхода от высоты столба вышележащих слоев жидкости в резервуаре (теоретическая зависимость)

Порядок выполнения работы

1. Измерить плотность испытуемой жидкости с помощью ареометра, результат измерения записать в таблицу.
2. Определить величину атмосферного давления с помощью барометра.
3. Наполнить основной резервуар и вспомогательный сосуд жидкостью.
4. Измерить уровень столба жидкости в основном резервуаре с помощью мерной рулетки или линейки.
5. Установить мерный сосуд под краном и приготовить секундомер.

6. Открыть кран и начать измерение времени заполнения жидкостью мерной емкости.

7. Опыт повторить при различных уровнях столба жидкости вышележащих слоев в основном резервуаре. Выполнить не менее 7 измерений.

8. Результаты измерений записать в таблицу (табл. 2.1).

9. По результатам экспериментальных и расчетных данных построить график зависимости расхода жидкости Q от высоты столба вышележащих слоев h_i .

10. Сравнить график, построенный по экспериментальным данным, с теоретической зависимостью.

Обработка экспериментальных данных

Таблица 2.1

Экспериментальные и расчетные данные по определению зависимости расхода жидкости от высоты столба вышележащих слоев

Номер опыта	Скорость прохождения жидкости через выходное отверстие крана v , м/с	Время наполнения мерной емкости t , с	Коэффициент K	Плотность жидкости ρ , кг/м ³	Площадь проходного сечения крана, S , м ²	Расход жидкости, Q , м ³ /с	Высота столба, h_i , м	Давление в точке (на уровне крана) внутри объема вытекаемой жидкости, P_i , Па
1								
2								
...								
7								

Контрольные вопросы

1. Какие внешние силы действуют на жидкость, находящуюся в резервуаре в состоянии покоя?
2. Что такое расход жидкости?
3. Как экспериментально возможно определить расход жидкости?
4. Что называется гидростатическим давлением?
5. Что определяет основное уравнение гидростатики?
6. Как определяется скорость движения жидкости?
7. Что такое избыточное давление?
8. Что такое гидростатическое давление?
9. Как определить среднее гидростатическое давление, действующее на дно резервуара с жидкостью?

Лабораторная работа № 3 **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК** **НАСОСА СТЕКЛООМЫВАТЕЛЯ**

Цель работы: определить производительность насоса стеклоомывателя.

Оборудование: насос стеклоомывателя с электроприводом, мерная емкость, секундомер.

Задание

1. Изучить конструкцию насоса стеклоомывателя по методическим указаниям.
2. Вычертить схему подключения насоса стеклоомывателя с электроприводом.
3. Выполнить эксперимент по определению производительности насоса стеклоомывателя с применением различных по диаметру форсунок. Результаты экспериментальных и расчетных данных оформить в таблицу (табл. 3.1).

Теоретические сведения

Насос стеклоомывателя – это устройство подачи раствора для очистки ветрового и заднего стекол автомобиля, трактора или строительной машины. Насос стеклоомывателя всасывает моющий раствор из бака системы и подает по трубопроводу к соплам (форсункам), расположенным вблизи от ветрового и заднего стекол. Через форсунки системы стеклоомывателя моющий раствор разбрызгивается на поверхность стекол и далее распределяется по их поверхности с помощью механических дворников, очищающих стекла от загрязнений, пыли и снега.

Насосы стеклоомывателей делятся на два основных типа: отдельные от электродвигателя и объединенные с ним в одном корпусе (мотор-насосы).

Раздельные моторы применяются с погружными насосами, расположенными внутри бачка с омывающей жидкостью. Такие моторы широко используются на некоторых грузовых автомобилях и тракторах. Конструктивно раздельный мотор представляет собой электро-

двигатель постоянного тока, установленный в герметичный пластиковый корпус с кронштейнами или отверстиями для монтажа к насосу и бачку. Из корпуса выходит вал электродвигателя для привода насоса, с обратной стороны предусмотрен электрический разъем.

Устройство второго типа – это электродвигатель с насосом, установленный в едином неразборном пластмассовом корпусе. Такой тип насоса стеклоомывателя получил широкое распространение в конструкциях современных автомобилей.

На рис. 3.1 представлена конструктивная схема насоса стеклоомывателя (второго типа).

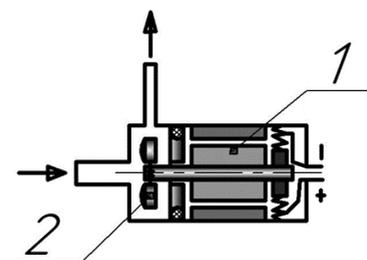


Рис. 3.1. Конструктивная схема насоса стеклоомывателя:
1 – электродвигатель, 2 – крыльчатка насоса стеклоомывателя

Электродвигатель и насос расположены в герметичных отсеках общего корпуса. Внутри насосного отсека установлена крыльчатка, соединенная с валом электродвигателя (мотора). Рабочая камера насосного отсека, в которой установлена крыльчатка насоса, снабжена двумя патрубками – всасывающим и нагнетающим, через которые омывающая жидкость поступает из бачка стеклоомывателя в насос и подается им через нагнетающий трубопровод к форсункам стеклоомывающей системы. С обратной стороны корпуса мотор-насоса (со стороны электродвигателя на торце) расположен электрический разъем для подключения мотора к аккумуляторной батарее машины.

Соединение мотор-насоса с бачком выполняется напрямую с помощью ответного патрубка или через короткий гибкий трубопровод. На выходной патрубок насоса надевают трубопровод системы стеклоомывателя, по которому омывающая жидкость поступает через разветвляющийся тройник к форсункам.

Электродвигатели (моторы) омывателя выполняются под различное напряжение бортовой электросети – 12 или 24 В.

Схема подключения насоса стеклоомывателя в строительной машине представлена на рис. 3.2.

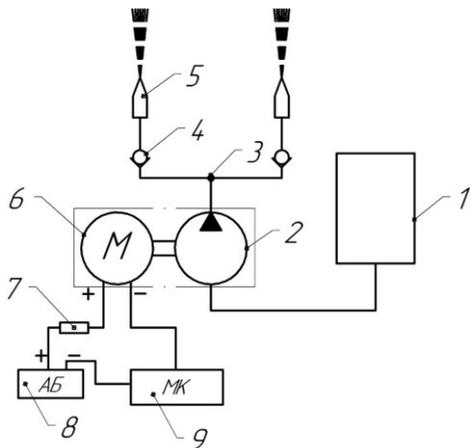


Рис. 3.2. Схема подключения насоса стеклоомывателя

К баку со стеклоомывающей жидкостью 1 при помощи входного патрубка подключен насос 2. Стеклоомывающая жидкость подается насосом из выходного трубопровода через разветвляющий тройник 3 к двум (или нескольким) форсункам 5. Между тройником 3 и каждой форсункой 5 установлены обратные клапаны 4, обеспечивающие удержание некоторого объема жидкости в непосредственной близости к форсункам для быстрого их срабатывания при включении водителем пускового тумблера системы омывателя стекол и фар машины. Положительная клемма электродвигателя 6 насоса стеклоомывателя подключается через предохранитель 7 к аккумуляторной батарее 8, а отрицательная клемма – к металлоконструкции корпуса машины 9 («массе»).

В лабораторных условиях вместо аккумуляторной батареи насос стеклоомывателя возможно подключить к сети переменного тока через выпрямитель напряжения (частотный преобразователь).

Подключение к электрической цепи осуществляется через разъем с двумя клеммами, расположенными на корпусе мотора или на вынесенном кабеле.

Производительность насоса стеклоомывателя – это максимальный расход жидкости, которая подается насосом (в выходном патрубке отсутствует сопротивление). Определяется производительность насоса Q_n по формуле 3.1.

$$Q_n = \frac{V}{t}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (3.1)$$

где V – объем жидкости, проходящий через сечение выходного патрубка насоса за определенный промежуток времени, м^3 ;

t – измеряемый промежуток времени, с.

Расход жидкости, подаваемый насосом через трубопровод, снабженный сопротивлением (например, жиклером или форсункой), будет значительно меньше его максимальной производительности. При этом давление в нагнетающем трубопроводе возрастет пропорционально площади проходного отверстия жиклера или форсунки. Омывающая жидкость под действием повышенного давления будет разбрызгиваться через форсунку на некоторую площадь стекла и равномерно распределяться по поверхности стекла механическими дворниками машины. При низком давлении в нагнетающем трубопроводе (в условиях отсутствия сопротивления на выходе трубопровода) омывающая жидкость будет выливаться струей в одну локальную зону (точку) и плохо распределяться по поверхности стекла.

Степень сжатия струи оценивается коэффициентом сжатия:

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S_o}, \quad (3.2)$$

где S_c – площадь струи в сжатом сечении, м^2 ,

S_o – площадь отверстия, м^2 .

Максимальное давление в нагнетающем патрубке насоса возможно – 2,5 атм.

Расход жидкости через гидравлическое сопротивление (жиклер или форсунку) при условии нахождения омывающей жидкости в бачке под атмосферным давлением определяется по уравнению:

$$Q = S_o \mu \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (3.3)$$

где μ – коэффициент расхода, зависящий от формы, остроты кромок и других параметров отверстия;

ΔP – перепад давлений на входе и выходе из отверстия, Па;

ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Порядок выполнения работы

1. Измерить плотность испытуемой жидкости для системы очистки стекол.

2. Подключить насос стеклоомывателя к бачку с жидкостью через всасывающий патрубок.

3. Установить мерную емкость для сбора омывающей жидкости под выходным участком нагнетающего трубопровода.

4. Подключить насос к источнику напряжения.

5. Подготовить секундомер для измерения промежутка времени опыта.

6. Включить электродвигатель насоса нажатием на кнопку «пуск» и произвести измерение времени заполнения мерной емкости.

7. Повторить опыты при последовательной установке на выходном трубопроводе форсунок с различными диаметрами проходных отверстий.

Обработка экспериментальных данных

Таблица 3.1

Экспериментальные и расчетные данные
по определению производительности насоса стеклоомывателя

Номер опыта	Скорость прохождения жидкости через жиклер V , м	Время наполнения мерной емкости t , с	Среднее арифметическое значение времени наполнения $t_{ср}$, с	Коэффициент расхода μ	Плотность жидкости ρ , кг/м ³	Площадь проходного сечения форсунки, м ²	Производительность насоса, Q_n , м ³ /с
1							

Номер опыта	Скорость прохождения жидкости через жиклер v , м	Время наполнения мерной емкости t , с	Среднее арифметическое значение времени наполнения $t_{\text{ср}}$, с	Коэффициент расхода μ	Плотность жидкости ρ , кг/м ³	Площадь проходного сечения форсунки, м ²	Производительность насоса, $Q_{\text{н}}$, м ³ /с
2							
3							

Контрольные вопросы

1. Поясните конструкцию и принцип работы насоса стеклоомывателя?
2. Какие параметры влияют на расход жидкости, подаваемой к форсунке от насоса стеклоомывателя?
3. Как определяется производительность насоса?
4. Что характеризует коэффициент сжатия струи жидкости?
5. Как определяется коэффициент сжатия струи жидкости?
6. От каких параметров зависит коэффициент расхода?
7. Как меняется производительность насоса в зависимости от диаметра проходного сечения форсунки?

Лабораторная работа № 4 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

Цель работы: изучить конструктивные особенности гидроцилиндров, применяемых в объемных гидроприводах строительных и дорожных машин, определить их основные технико-эксплуатационные параметры.

Оборудование: гидроцилиндры, установленные в гидроприводе рабочего оборудования строительной машины, образцы гидроцилиндров в разобранном виде, штангенциркуль, измерительная линейка.

Задание

1. Изучить конструкции гидроцилиндров, их возможные варианты установки и крепления на несущих частях рабочего оборудования строительной машины, по разобранному образцам конструкций и методическим указаниям.

2. Определить технико-эксплуатационные параметры гидроцилиндра рабочего оборудования строительной машины: давление в штоковой и нештоковой полостях соответственно – $P_{ш}$ и $P_{нш}$, скорости выдвижения и втягивания штока соответственно – $v_{выдв}$ и $v_{втг}$ по вариантам исходных данных (табл. 4.1).

Теоретические сведения

Гидроцилиндр представляет собой объемный гидродвигатель, в котором выходное звено (шток) совершает возвратно-поступательное движение.

Гидроцилиндр позволяет преобразовать гидравлическую энергию потока жидкости, поступающую по трубопроводу в его корпус от насоса, в механическую энергию выходного звена, функцию которого может выполнять шток или плунжер.

В гидроцилиндрах одностороннего действия жидкость под давлением поступает только в одну полость гидроцилиндра, а возврат штока в исходное положение осуществляется под действием пружины, установленной в противоположной полости, либо за счет силы тяжести или внешнего воздействия нагрузки на шток.

В гидроцилиндрах двухстороннего действия возвратно-поступательное движение штока осуществляется под действием рабочей жидкости, поочередно нагнетаемой в обе полости гидроцилиндра.

Гидроцилиндры двухстороннего действия имеют две рабочие полости, разделенные поршнем, в которые по двум разным трубопроводам подводится жидкость. Гидроцилиндры двухстороннего действия могут передавать развиваемое усилие на штоке как в прямом, так и в обратном направлениях.

Устройство гидроцилиндра двухстороннего действия рассмотрим на примере самой распространенной конструкции с одним штоком (рис. 4.1).

Принцип работы гидроцилиндра двухстороннего действия рассмотрим по рис. 4.2. Рабочая жидкость от насоса по трубопроводам через штуцеры, приваренные к крышкам гидроцилиндра, поступает в одну из полостей (нештоковую или штоковую). Из противоположной полости жидкость вытесняется поршнем по сливному трубопроводу в гидробак.

При поступлении жидкости в нештоковую полость шток гидроцилиндра выдвигается, при необходимости преодолевая усилие нагрузки. При поступлении рабочей жидкости в штоковую полость шток гидроцилиндра втягивается внутрь корпуса.

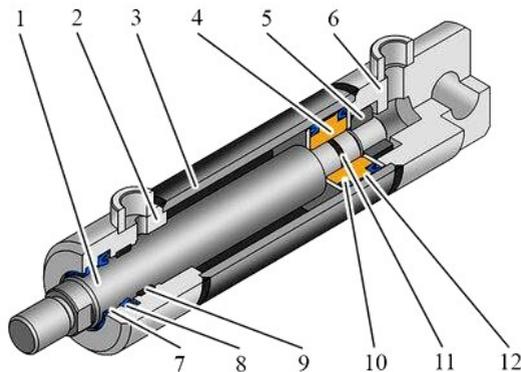


Рис. 4.1. Конструкция гидроцилиндра двустороннего действия с одним штоком:

- 1 – шток; 2 – передняя крышка; 3 – гильза; 4 – поршень; 5 – гайка;
- 6 – задняя крышка; 7 – грязесъемник; 8 – манжета штоковая;
- 9 – кольцо направляющее штоковое; 10 – манжета поршневая;
- 11 – кольцо резиновое; 12 – кольцо направляющее поршневое

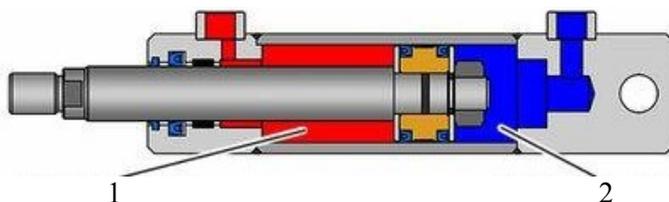


Рис. 4.2. Рабочие полости гидроцилиндра двухстороннего действия с одним штоком

При поступлении жидкости в нештоковую полость усилие, развиваемое гидроцилиндром, можно вычислить по формуле:

$$F = p \frac{\pi D^2}{4}, \quad (4.1)$$

где p – давление рабочей жидкости, поступающей в полость гидроцилиндра, МПа;

D – диаметр поршня гидроцилиндра, м.

При поступлении жидкости в штоковую полость эффективная площадь изменится, из площади поршня необходимо вычесть площадь штока.

$$F = p \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}, \quad (4.2)$$

где d – диаметр штока, м.

Герметичность рабочих камер гидроцилиндра обеспечивается манжетными уплотнениями, которые препятствуют перетеканию жидкости из полости с высоким давлением в полость с низким давлением.

В крышке гидроцилиндра также устанавливают манжету (для уплотнения штока), и грязесъемник (для предотвращения попадания частиц загрязнения из внешней окружающей среды во внутренние полости гидроцилиндра).

В гидроцилиндре с двухсторонним штоком усилие и скорость перемещения поршня со штоком при прямом и обратном ходе будут различными. Если необходимы одинаковые усилия или одинаковые скорости перемещения выходных звеньев, тогда используют гидроцилиндр с двумя штоками.

На рис. 4.3 приведена конструкция гидроцилиндра, поршень которого жестко связан с двумя штоками.

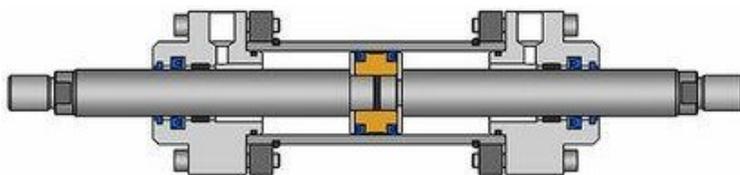


Рис. 4.3. Гидроцилиндр с двумя штоками

Конструкция плунжерного гидроцилиндра представлена на рис. 4.4.

В плунжерном гидроцилиндре жидкость воздействует на плунжер, расположенный в рабочей камере. При этом плунжер способен передавать только усилие со стороны жидкости, подаваемой в рабочую полость гидроцилиндра (усилие сжатия). Скорость перемещения плунжера будет зависеть от диаметра плунжера и расхода жидкости, поступающей в рабочую камеру гидроцилиндра.

Обратный ход осуществляется за счет внешних сил или силы тяжести.

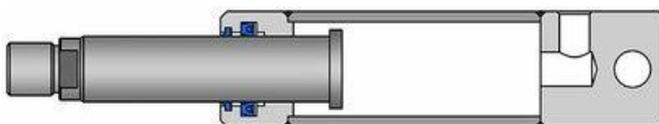


Рис. 4.4. Плунжерный гидроцилиндр

Гидроцилиндр с пружинным возвратом представлен на рис. 4.5. Жидкость подается только в одну полость – нештоковую.

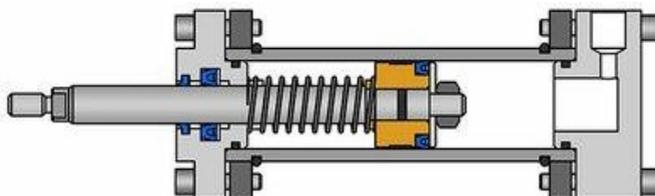


Рис. 4.5. Гидроцилиндр с пружинным возвратом

При поступлении рабочей жидкости в нештоковую полость осуществляется рабочий ход, пружина, расположенная в штоковой полости сжимается – шток выдвигается.

Обратный ход осуществляется за счет усилия пружины, нештоковая полость при этом соединяется со сливом. Пружина может устанавливаться как в нештоковой, так и в штоковой полостях.

Конструкция телескопического гидроцилиндра одностороннего действия представлена на рис. 4.6.

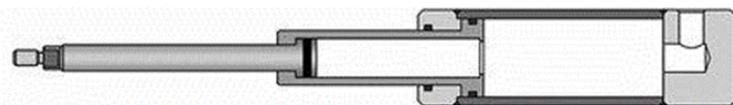


Рис. 4.6. Телескопический гидроцилиндр одностороннего действия

В телескопических гидроцилиндрах один шток размещен в полости другого штока. Это позволяет получить большую величину перемещения выходного звена при неизменных габаритах, так как в телескопических цилиндрах ход может превышать длину гильзы.

Рабочая жидкость подводится в полость гидроцилиндра через заднюю крышку. Секции выдвигаются последовательно – в первую очередь движение начнет секция с наибольшей эффективной площадью, затем с меньшей. Скорость при выдвигении каждой последующей секции будет увеличиваться, а усилие падать, в связи уменьшением эффективной площади. По этой причине расчетным должно быть усилие на секции с минимальной эффективной площадью.

Обратный ход осуществляется под действием внешних сил.

На рис. 4.7 представлен телескопический гидроцилиндр двухстороннего действия.

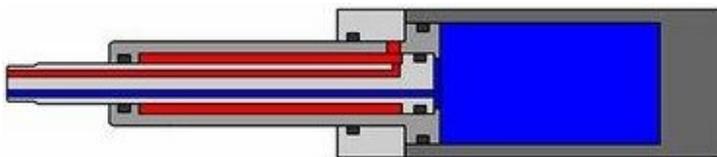


Рис. 4.7. Телескопический гидроцилиндр двухстороннего действия

Подвод рабочей жидкости в представленной на рис. 4.7 конструкции осуществляется через шток.

Выдвижение секций, осуществляется в том же порядке, что и в телескопических гидроцилиндрах одностороннего действия.

Обратный ход обеспечивается подводом рабочей жидкости в штоковую полость, нештоковая полость при этом соединяется со сливом.

Несмотря на огромное разнообразие конструкций гидроцилиндров существуют типовые решения, применяемые при их проектировании.

Крышки гидроцилиндра могут крепиться к корпусу одним из следующих способов: с помощью наружной или внутренней резьбы, с помощью болтов или шпилек, одна из крышек может быть приварена к корпусу, вторая – отвинчиваться, образуя разъемное соединение.

Шток и поршень уплотняются манжетами или резиновыми кольцами, которые препятствуют перетеканию масла из полостей гидроцилиндра.

На хвостовике штока выполняется резьба для накручивания гайки, с помощью которой фиксируется поршень на штоке.

В крышке, которая установлена со стороны штока, выполняется отверстие для грязесъемника, очищающего шток от загрязнения.

Давление в нештоковой и штоковой полостях гидроцилиндра определяется по формулам:

$$P_{\text{нш}} = \frac{4F_i}{\pi D^2 \eta_{\text{гц}}}, \quad (4.3)$$

$$P_{\text{ш}} = \frac{4F_i}{\pi(D^2 - d^2)\eta_{\text{гц}}}. \quad (4.4)$$

где $\eta_{\text{гц}}$ – полный КПД гидроцилиндра определяется произведением объемного КПД η_0 и гидромеханического $\eta_{\text{мц}}$ ($\eta_{\text{гц}} = \eta_0 \eta_{\text{мц}}$).

Скорость перемещения штока гидроцилиндра в зависимости от направления движения (внутри корпуса – на втягивание или наружу из корпуса – на выдвижение) определяется по формулам:

$$v_{\text{втяг}} = \frac{4Q}{\pi D^2}, \quad (4.5)$$

$$v_{\text{выдв}} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)}. \quad (4.6)$$

Таблица 4.1

Исходные данные к расчету

Параметры	Варианты задания								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Нагрузка на штоке гидроцилиндра, F_1 , кН	10	9	8	7	6,5	5	7,5	8	8,5
Диаметр поршня гидроцилиндра D , мм	100	110	125	80	90	70	140	63	56
Диаметр штока гидроцилиндра d , мм	80	90	90	56	63	56	80	40	32
Гидромеханический кпд гидроцилиндра $\eta_{\text{мц}}$	0,95	0,95	0,96	0,96	0,96	0,97	0,97	0,97	0,97
Объемный кпд гидроцилиндра η_o	0,98	0,98	0,99	0,99	0,98	0,98	0,99	0,99	0,99
Расход жидкости, подаваемый в полость гидроцилиндра Q , л/мин	70	60	50	40	30	55	45	25	28

Контрольные вопросы

1. Поясните конструктивные особенности гидроцилиндров двухстороннего действия: с одним и двумя штоками, телескопических.
2. Какие параметры являются определяющими для выбора гидроцилиндра при конструировании строительных машин?
3. Какие возможны варианты крепления крышек к корпусу гидроцилиндра?
4. Для чего предназначены, как устроены и где размещены в гидроцилиндре грязесъемники?
5. Какие параметры влияют на величину давления в рабочих полостях гидроцилиндров?

Лабораторная работа № 5

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН

Цель работы: изучить устройство и определить основные параметры аксиально-поршневых гидромашин, применяемых в конструкциях объемных гидроприводов строительных и дорожных машин.

Оборудование: аксиально-поршневые насосы и гидромоторы, установленные в гидроприводе рабочего и ходового оборудования строительной машины, образцы аксиально-поршневых гидромашин в разобранном виде, штангенциркуль, измерительная линейка.

Задание

1. Изучить конструкции аксиально-поршневых гидромашин, их возможные варианты установки и подключения в гидроприводе строительной машины, по разобраным образцам конструкций и методическим указаниям.

2. Определить технико-эксплуатационные параметры аксиально-поршневых гидромашин в соответствии с исходными данными по варианту (табл. 5.1).

Таблица 5.1

Исходные данные к расчету основных параметров
аксиально-поршневых гидромашин по вариантам

Параметры	Обо- значе- ние	Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Рабочий объем, см ³											
насоса	V_{OH}	10	16	20	32	40	50	63	80	100	125
гидромотора	V_{OM}	12,5	25	32	40	63	80	100	125	160	200
Частота вращения вала, с ⁻¹											
насоса	n_H	25	30	25	25	17	18	30	27	17	35
гидромотора	n_M	20	25	30	17	12	16	28	25	20	30
Перепад давлений рабочей жидкости, МПа											
на насосе	Δp_H	10	12	16	6,3	20	25	15	16	22	27
на гидромоторе	Δp_M	12	14	18	8	25	27	20	22	25	30

Параметры	Обозначение	Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
КПД гидромеханический											
насоса	$\eta_{ГМН}$	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,89
гидромотора	$\eta_{ГММ}$	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,96	0,95	0,94	0,97	0,92
КПД объемный											
насоса	$\eta_{ЮН}$	0,96	0,92	0,97	0,95	0,88	0,89	0,91	0,87	0,93	0,94
гидромотора	$\eta_{ЮМ}$	0,76	0,79	0,80	0,81	0,82	0,79	0,75	0,83	0,78	0,75

Теоретические сведения

Объемной гидромашинной называется устройство, предназначенное для преобразования механической энергии в гидравлическую (или наоборот – гидравлической в механическую энергию) в процессе попеременного заполнения рабочей камеры жидкостью и вытеснения ее.

Под рабочей камерой понимается пространство объемной гидромашинной, ограниченное рабочими поверхностями деталей, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщаемое с местами входа и выхода рабочей жидкости.

Объемная гидромашинная, предназначенная для преобразования энергии входного звена (вала) в энергию потока рабочей среды (жидкости), называется объемным насосом.

Гидромотором называется объемная гидромашинная, предназначенная для преобразования энергии потока рабочей среды (жидкости) в энергию выходного звена (вала гидромотора).

Существуют обратимые объемные гидромашинные, предназначенные для работы как в режиме объемного насоса, так и в режиме гидромотора – насос-моторы.

В конструкциях гидроприводов строительных и дорожных машин широко применяются аксиально-поршневые объемные насосы и гидромоторы.

Аксиально-поршневой называется гидромашинная, в которой оси поршней параллельны оси блока цилиндров или расположены под углом не более 45° .

К положительным качествам аксиально-поршневых гидромашин следует отнести:

- высокое рабочее давление (35–70 МПа);
- быстроходность (80–550 с⁻¹);
- малую металлоемкость (0,5–0,6 кг/кВт);
- широкий диапазон регулирования частоты вращения вала гидромотора (1:100 – при переменных и 1:1000 – при постоянных нагрузках);
- возможность работы гидромоторов на низких частотах вращения (до 0,01 с⁻¹);
- большую долговечность (до 12000 ч);
- высокое быстродействие (изменение подачи от нулевой до максимальной и наоборот за 0,04–0,08 с);
- низкие эксплуатационные затраты и быструю окупаемость.

На рис. 5.1 представлен один из вариантов конструкций аксиально-поршневой гидромашин (с наклонным диском).

Аксиально-поршневая гидромашин с наклонным диском представляет собой конструкцию, в которой вал и блок цилиндров расположены на одной оси, а поршни связаны с торцевой поверхностью диска, наклоненного к этой оси (рис. 5.1).

Аксиально-поршневая гидромашин с наклонным блоком цилиндров – это устройство, у которого оси выходного звена (вала) и блока цилиндров пересекаются.

В процессе работы объемной гидромашин, каждая ее рабочая камера поочередно сообщается с линией низкого и высокого давления, – т. е. со всасывающей и нагнетательной гидролиниями, а у гидродвигателей – с линией высокого давления и с линией слива.

Величина развиваемого насосом давления зависит от сопротивления потребителя (гидродвигателя) и соединительных трубопроводов.

Величина потребляемого гидродвигателем давления рабочей жидкости зависит от величины реализуемой им нагрузки на выходном звене.

Главным геометрическим параметром объемных гидромашин является рабочий объем.

Рабочим объемом насоса называется разность наибольшего и наименьшего значений его замкнутого объема за оборот вала. Фактически рабочий объем представляет собой объем вытесненной из

насоса рабочей жидкости за один оборот его вала. Измеряется в сантиметрах кубических за один оборот – см³/об.

При этом существуют гидромашины с регулируемым (изменяемым) и нерегулируемым (постоянным) рабочим объемом.

Количество рабочей жидкости, подаваемой насосом в систему за единицу времени, называется его подачей.

Если известен рабочий объем насоса $V_{\text{он}}$ и частота вращения его вала $n_{\text{н}}$, его идеальную подачу можно определить по формуле:

$$Q_{\text{инн}} = V_{\text{он}} \cdot n_{\text{н}}. \quad (5.1)$$

В связи с тем, что между подвижными элементами насоса имеют место утечки рабочей жидкости, фактическая подача будет всегда меньше идеальной, т. е.:

$$Q_{\text{н}} = V_{\text{он}} \cdot n_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{он}}, \quad (5.2)$$

где $\eta_{\text{он}} = \frac{Q_{\text{н}}}{Q_{\text{ин}}} = \frac{Q_{\text{ин}} - Q_{\text{ун}}}{Q_{\text{ин}}}$ – объемный КПД насоса,

$Q_{\text{ун}}$ – величина утечек через зазоры в насосе.

Мощность, необходимую для привода насоса, определяют по формуле:

$$N_{\text{н}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot \Delta p_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}}}, \quad (5.3)$$

где $p_{\text{н}}$ – величина давления на выходе из насоса;

$\eta_{\text{нмех}}$ – гидромеханический КПД насоса.

Необходимый крутящий момент для привода вала насоса определяется по зависимости:

$$M_{\text{н}} = \frac{V_{\text{он}} \cdot \Delta p_{\text{н}}}{2\pi \cdot \eta_{\text{ГМН}}}, \quad (5.4)$$

где $\Delta p_{\text{н}}$ – перепад давления в насосе;

$\eta_{\text{ГМН}}$ – гидромеханический КПД насоса.

Полный КПД насоса рассчитывается по формуле:

$$\eta_n = \eta_{он} \cdot \eta_{гмн}. \quad (5.5)$$

Частота вращения вала гидромотора определяется:

$$\eta_m = \eta_{он} \cdot \frac{Q_{ом}}{V_{ом}}, \quad (5.6)$$

где Q_m – расход рабочей жидкости на входе в гидромотор;

$V_{ом}$ – рабочий объем гидромотора;

$\eta_{ом}$ – объемный КПД гидромотора.

Объемный КПД гидромотора может быть определен по формуле

$$\eta_{ом} = \frac{Q_m - Q_{ум}}{Q_m}, \quad (5.7)$$

где $Q_{ум}$ – объем утечек в гидромоторе.

Энергетическое качество гидромотора характеризуется его полным КПД, который определяется как отношение величины мощности на его выходном валу $N_{м\text{ вых}}$ к величине мощности выходного потока рабочей жидкости $N_{м\text{ вх}}$, т. е.

$$\eta_m = \frac{N_{м\text{ вых}}}{N_{м\text{ вх}}} = \frac{M \cdot \omega_m}{\Delta p_m \cdot Q_m} = \frac{2M_m \cdot \pi \cdot n_m}{\Delta p_m \cdot Q_m}, \quad (5.8)$$

где M_m – крутящий момент на валу гидромотора;

ω_m – угловая скорость вращения вала гидромотора.

Крутящий момент на валу гидромотора определяется из соотношений:

$$M_m = \frac{\eta_{гмм} \cdot V_{ом} \cdot \Delta p_m}{2\pi}, \quad (5.9)$$

где Δp_m – перепад давления в гидромоторе;

$\eta_{гмм}$ – гидромеханический КПД гидромотора.

Полный КПД гидромотора рассчитывается по формуле:

$$\eta_{\text{м}} = \eta_{\text{ом}} \cdot \eta_{\text{гмм}} \quad (5.10)$$

Различают аксиальные гидромашины с наклонным блоком цилиндров и с наклонной шайбой.

На рис. 5.1 изображены основные элементы конструкции аксиально-поршневой гидромашины с наклонным диском.

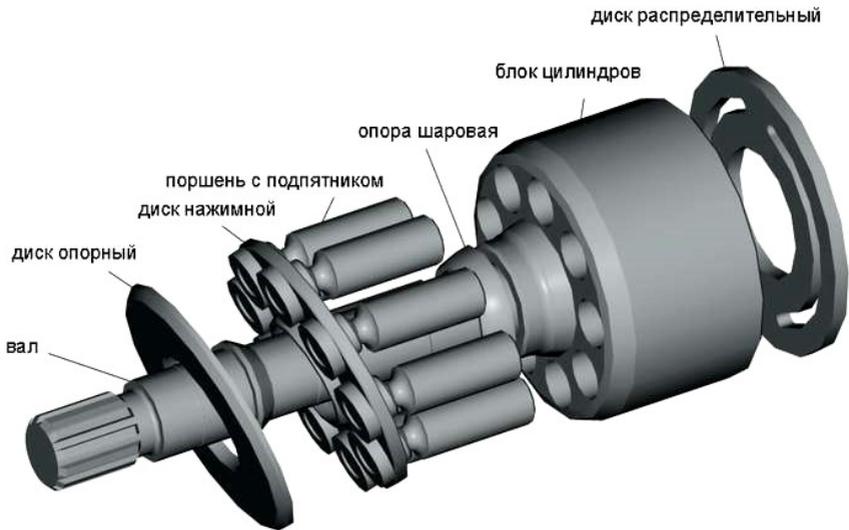


Рис. 5.1. Элементы конструкции аксиально-поршневой гидромашины с наклонным диском

На рис. 5.2 представлена конструктивная схема аксиально-поршневой гидромашины с наклонным диском.

Рассматриваемая гидромашина состоит из блока цилиндров 1, плунжеров 2, торцового распределителя 3 с входным и выходным каналами 4, 5, пружин 6, наклонного диска 7, установленного на подшипниках 8 опорного диска 9, вала 10.

При работе гидромашины в функции насоса вал 10 приводит во вращение блок цилиндров 1, в котором совершают возвратно-поступательное движение плунжеры 2.

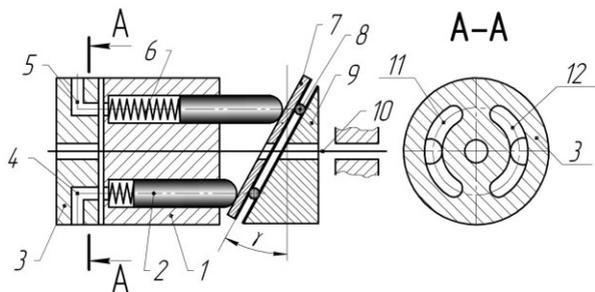


Рис. 5.2. Конструктивная схема аксиально-поршневой гидромашины с наклонным диском

Блок цилиндров скользит по неподвижной торцевой поверхности распределителя 3, связывающего аксиальные цилиндрические отверстия блока с входным и выходным отверстиями 4, 5 торцевого распределителя 3 посредством серповидных окон 11, 12. Величина хода плунжеров и соответственно – подача насоса – определяются углом наклона γ диска 7. Когда плунжеры под воздействием пружин 6 выдвигаются из блока цилиндров и одновременно поворачиваются с блоком, скользя при этом по отверстию 11 торцевого распределителя 3, происходит процесс всасывания рабочей жидкости, при их обратном ходе с одновременным скольжением по серповидному отверстию 12 – нагнетания. За один оборот вала каждый плунжер совершает один рабочий цикл.

На рис. 5.3 представлена конструктивная схема аксиально-поршневой гидромашины с наклонным блоком цилиндров.

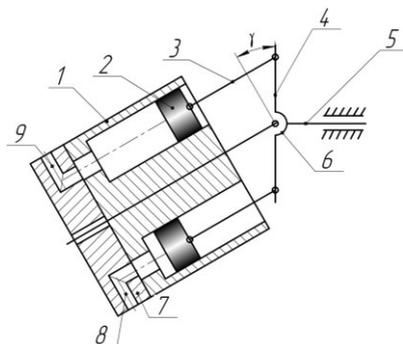


Рис. 5.3. Аксиально-поршневая гидромашина с наклонным блоком цилиндров

Гидромашина состоит из блока цилиндров 1, поршней 2, шатунов 3, фланца 4, связанного с валом 5 посредством карданной передачи 6, торцового распределителя 7 с входным и выходным отверстиями 8, 9.

Благодаря наличию угла наклона γ между блоком цилиндров и фланцем 4 поршни 2 совершают возвратно-поступательное движение при одновременном вращении вокруг оси вала карданной передачи 6. За один оборот вала каждый поршень совершает один рабочий цикл, состоящий из тактов всасывания и нагнетания рабочей жидкости при работе в режиме насоса, и тактов нагнетания и слива рабочей жидкости при работе в режиме гидромотора.

Контрольные вопросы

1. Что называется объемной гидромашинной?
2. Какие гидромашинны называются аксиально-поршневыми?
3. Какие существуют типы конструкций аксиально-поршневых гидромашин?
4. Какие достоинства и недостатки у аксиально-поршневых гидромашин различных конструкций?
5. Перечислите и дайте определения основным параметрам, характеризующим энергетические характеристики аксиально-поршневых гидромашин.
6. Что называется рабочим объемом гидромашинны?
7. Как определяются идеальный и фактический рабочие объемы для аксиально-поршневых гидромашин?

Лабораторная работа № 6
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ
ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ
ТРАНСМИССИИ ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ
ПОГРУЗЧИКА С БОРТОВЫМ ПОВОРОТОМ

Цель работы: определить основные технические параметры гидростатической трансмиссии пневмоколесного ходового оборудования универсального малогабаритного погрузчика с бортовым поворотом Амкодор-211.

Оборудование: погрузчик Амкодор-211, измерительная рулетка, секундомер.

Задание

1. Изучить методику проведения эксперимента по указаниям к лабораторной работе.

2. Вычертить принципиальную гидравлическую схему привода ходового оборудования погрузчика и оформить в отчет принцип работы гидропривода с объемным регулированием скорости выходного звена гидродвигателя.

3. Выполнить эксперименты по определению средней установленной транспортной скорости движения погрузчика на различных участках дороги (на участке с асфальтированным покрытием и на участке грунтовой дороги).

4. Результаты экспериментальных и расчетных данных оформить в таблицу (табл. 6.2).

5. Построить график зависимости транспортной скорости погрузчика от параметра, характеризующего свойства поверхности дороги.

Теоретические сведения

Погрузчик универсальный с бортовым поворотом АМКОДОР-211 (далее – погрузчик) предназначен для выполнения землеройно-транспортных работ на грунтах I и II категорий, производства строительно-монтажных и ремонтных работ (в том числе в стесненных условиях, требующих большой мобильности), для механизации погрузочно-разгрузочных работ с сыпучими (песок, гравий, щебень

и т. д.), кусковыми (камень, керамика и др.), длинномерными (трубы, древесина и др.), объемными (тубы из спрессованной упаковки, макулатура, строительный мусор и др.) материалами, для уборки проезжей части дорог в летнее и зимнее время года. Погрузчик может быть использован в промышленном, гражданском и дорожном строительстве, в коммунальном хозяйстве, в аэропортах, на железнодорожном транспорте и в других областях.

Погрузчик оснащается основным ковшом и сменными рабочими органами.

На погрузчике установлена гидравлическая система привода ходового и рабочего оборудования. Ходовое оборудование погрузчика – полноприводное, с колесной формулой 4×4, с бортовым поворотом.

Все агрегаты и системы машины монтируются на базовой раме, представленной на рис. 6.1.

В задней части рамы находятся два вертикальных полупортала 1 и 2, внутри которых выполнены полости для размещения: дизельного топлива (в нижней половине правого полупортала 1) и гидробака с рабочей жидкостью (в нижней половине левого полупортала 2). В верхней части полупортала 2 гидробак имеет заправочную горловину со встроенным клапаном избыточного давления. Для визуального контроля верхнего и нижнего уровней рабочей жидкости гидробак снабжен двумя маслоуказательными окнами. Для слива рабочей жидкости из гидробака предусмотрено отверстие, закрытое магнитной пробкой, задерживающей металлические фракции. Для очистки внутренних поверхностей гидробака снимают его крышку. Внутри под крышкой установлены: всасывающий фильтр, предназначенный для очистки рабочей жидкости, поступающей в гидросистему; датчик температуры жидкости – ДТ; датчик уровня рабочей жидкости – ДУ.

Кабина с рабочим местом оператора установлена на раме на резиновых амортизаторах с возможностью ее опрокидывания вперед для обеспечения доступа к агрегатам гидросистемы привода ходового оборудования при обслуживании и ремонте. В кабине расположены: сиденье оператора, органы управления, пульт с контрольно-измерительными приборами, бачок омывателя стекол (слева от сиденья), отсек (за сиденьем) для размещения аптечки и огнетушителя. Аккумуляторные батареи (АКБ) расположены в передних ящиках крыльев облицовки.

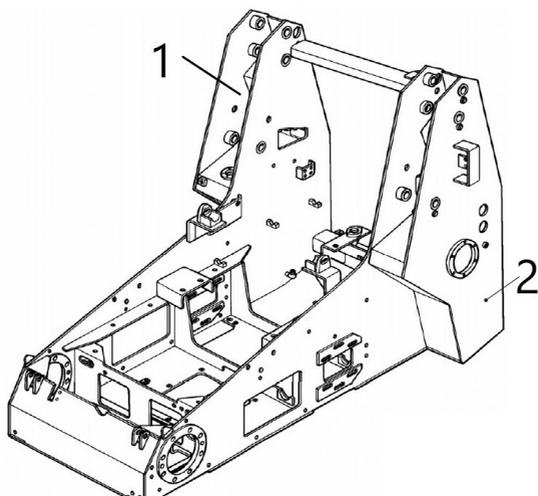


Рис. 6.1. Базовая рама погрузчика Амкодор-211

Ходовая часть с приводом смонтирована с обеих сторон горизонтальной продольной части рамы.

На погрузчике установлены пневматические шины с размером 12.4 L-16 модели Фбел-160М с рисунком повышенной проходимости.

Кинематическая схема привода ходового оборудования погрузчика показана на рис. 6.2.

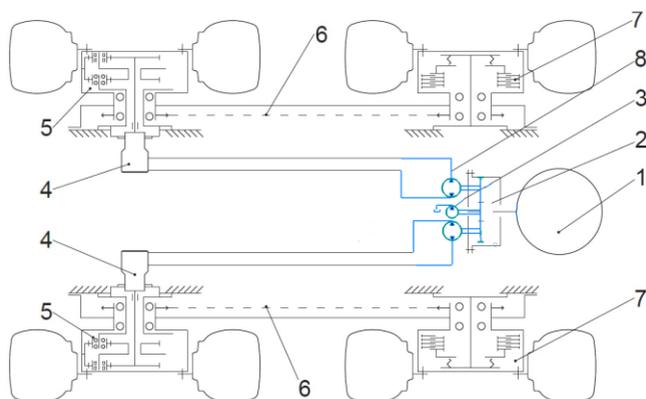


Рис. 6.2. Кинематическая схема трансмиссии ходового оборудования погрузчика

Силовая установка погрузчика состоит из дизельного двигателя 1, демпфирующей муфты с раздаточным редуктором 2 и трех насосов 3, 8; размещена между вертикальными полупорталами основной рамы на резиновых амортизаторах.

Крутящий момент от коленчатого вала дизельного двигателя 1 через демпфирующую муфту с раздаточным зубчатым редуктором 2 передается на тандем из двух регулируемых реверсивных гидронасосов 8 привода хода и нерегулируемого гидронасоса 3 привода рабочего оборудования. Насосы 8 гидравлически (через рукава высокого давления) связаны с соответствующими гидромоторами 4. Передача крутящего момента от гидромоторов на ходовые колеса погрузчика осуществляется посредством несвязанных друг с другом бортовых передач, каждая из которых включает в себя редуктор 5 привода передних ведущих колес, цепную передачу 6 для привода задних колес и заднюю ось со стояночным тормозом 7, расположенным в ступице этой оси.

Колесный редуктор 5 представляет собой двухрядную замкнутую планетарную передачу, смонтированную в ступице колеса, вращаемую гидромотором 4.

Трогание с места, изменение скорости движения и остановка (торможение) осуществляются одновременным плавным изменением подачи насосов 8 (рис. 6.2) привода обоих бортов от нулевой до максимальной и наоборот. Изменение направления движения погрузчика выполняется при одновременном изменении направления потока подаваемой жидкости тех же насосов, поворот машины – за счет неодинаковой подачи насосов, разворот на месте – за счет противоположного направления потоков с одинаковым расходом жидкости от обоих насосов.

Управление ходом погрузчика (трогание с места, изменение скорости и направления передвижения, повороты в движении и развороты на месте, остановка) осуществляются рычагом 1 ручного гидравлического блока управления (рис. 6.3), установленного на пульте с левой стороны от сиденья и осуществляющего управление ходовым оборудованием посредством жидкости, перетекающей по трубопроводам 2 конструкции блока.

Гидравлическая принципиальная схема привода ходового оборудования погрузчика представлена на рис. 6.4. Гидропривод ходового оборудования состоит из двух контуров, построенных по замкну-

той схеме циркуляции рабочей жидкости и управляемых гидравлическим блоком БК3. В замкнутых контурах установлены насосы Н1 и Н2 – по одному на каждый борт, которые соединены соответственно с гидромоторами М1 и М2 с помощью рукавов высокого давления.

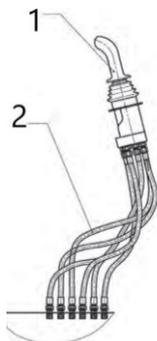


Рис. 6.3. Блок управления ходовым оборудованием погрузчика Амкодор-211

Каждый замкнутый контур имеет систему подпитки, включающую: насос подпитки, установленный на одном валу с основным насосом (Н1, Н2); блок клапанов (БК1, БК2), в составе которого: два обратных гидроклапана и два гидроклапана давления, обеспечивающие подачу жидкости от насоса подпитки из гидробака Б1 в участки замкнутого контура с пониженным давлением; фильтр для очистки рабочей жидкости (Ф1, Ф2). Предохранительные клапаны гидросистемы настроены на давление (35 ± 1) МПа. Гидронасосы ходового оборудования укомплектованы ограничителем мощности, контролирующим рабочее давление обоих насосов и защищающим их от перегрузок. Мощность, поглощаемая гидравлической трансмиссией, пропорциональна давлению и расходу масла. При снижении давления поток автоматически увеличивается и мощность, потребляемая от двигателя, не превышает установленного значения.

Блок гидроклапанов БК4 с пневмогидравлическим аккумулятором АК1 предназначены для создания потока рабочей жидкости под давлением в гидролиниях ручного блока БК3 управления насосами привода хода и для выключения стояночного тормоза. Зарядка пневмогидравлического аккумулятора АК1 осуществляется через гидролинию высокого давления системы хода – давлением до 3,0 МПа.

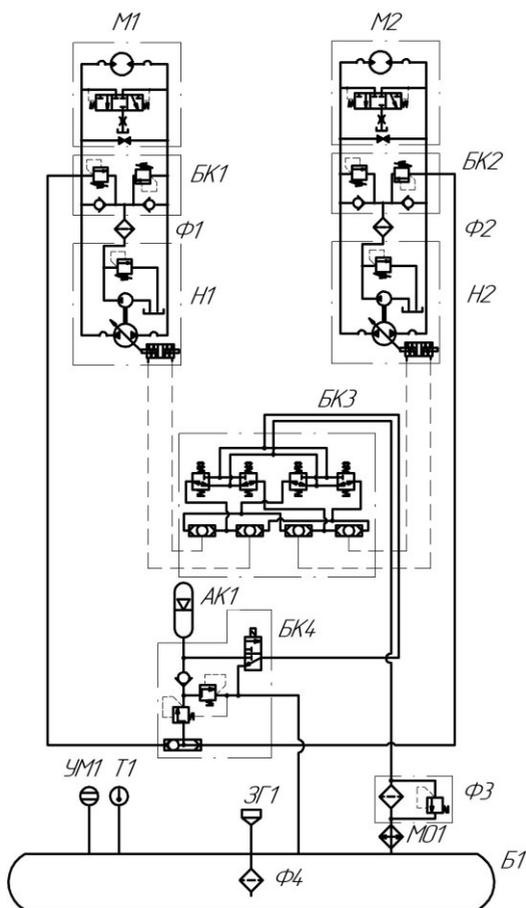


Рис. 6.4. Принципиальная гидравлическая схема привода ходового оборудования погрузчика Амкодор-211

При непристегнутом ремне безопасности, открытии двери кабины или нажатии выключателя блокировки рабочего оборудования и хода, система управления блокируется, при этом органы управления отключаются, и включается стояночный тормоз. На гидробаке Б1 установлены: датчик контроля температуры жидкости Т1 и датчик уровня жидкости УМ1, заливная горловина ЗГ1 с сетчатым фильтром Ф4, маслоохладитель МО1. Сливная магистраль соединена с гидробаком через фильтр Ф3 с аварийным предохранительным гид-

роклапаном, который подает сигнал на пульт управления для оповещения о засорении фильтра ФЗ.

В системе гидропривода с объемным способом регулирования, в частности – в системе привода ходового оборудования погрузчика, скорость выходного звена гидродвигателя (гидромотора) может изменяться:

- путем изменения подачи жидкости насосом (система с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором);
- регулируемым гидромотором (система с регулируемым гидромотором и нерегулируемым насосом);
- двумя гидромашинами одновременно (система с регулируемыи насосом и гидромотором).

Схемы и характеристики гидроприводов с различными способами регулирования скорости выходного звена гидродвигателя представлены на рис. 6.5.

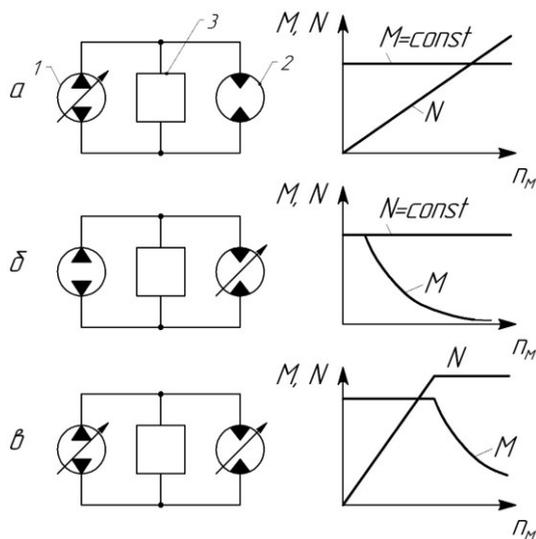


Рис. 6.5. Схемы и характеристики гидроприводов с объемным способом регулирования скорости выходного звена гидродвигателя

На схеме гидропривода с объемным регулированием (рис. 6.5, а): 1 – насос, 2 – гидромотор, 3 – блок управления, включающий контрольно-регулирующие гидроаппараты, систему подпитки и систе-

му охлаждения рабочей жидкости. В гидроприводе с регулируемым насосом 1 и нерегулируемым гидромотором 2 крутящий момент на валу гидромотора – величина постоянная ($M = \text{const}$ при изменяемой частоте вращения вала гидромотора n_m), а мощность N возрастает пропорционально подаче жидкости. Диапазон регулирования у данной системы ограничен минимальным значением КПД, который с увеличением подачи вначале растёт, а затем снижается.

На схеме с регулируемым гидромотором и насосом с постоянной подачей жидкости (рис. 6.5, б) изменение частоты вращения вала гидромотора достигается путем уменьшения его рабочего объема. При этом мощность сохраняет свою величину постоянной ($N = \text{const}$), а вращающий момент M уменьшается с увеличением частоты вращения вала гидромотора n_m . При некотором минимальном значении рабочего объема гидромотора $V_{\text{ом min}}$ привод останавливается. Преимущества таких систем – относительно небольшие механические потери, а недостаток – необходимость применения дистанционного управления гидромоторами.

В системах с регулируемым насосом и гидромотором (рис. 6.5, в) возрастает диапазон регулирования частоты вращения n_m и крутящего момента M по сравнению с рассматриваемыми выше двумя системами объемного регулирования. При этом график статической характеристики (рис. 6.5, в) объединяет в себе предыдущие две зависимости (рис. 6.5, а, б). Получаемая характеристика (зависимость мощности N и вращающего момента M от частоты вращения вала гидромотора n_m) дает возможность осуществлять движение машин при минимальной скорости с максимальным моментом (плавное трогание с места и плавное торможение).

В рассматриваемом погрузчике Амкодор-211 применен объемный способ регулирования скорости перемещения ходового оборудования с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором.

Скорость перемещения погрузчика возможно определить по формуле:

$$v_n = \frac{n_m \cdot 2\pi \cdot 60 \cdot R_k \cdot \eta_{\text{тр}}}{1000 \cdot i_{\text{тр}}}, \text{ км/ч,} \quad (6.1)$$

где n_m – частота вращения вала гидромотора, об/мин;

R_k – радиус ведущего колеса погрузчика, м;

$i_{тр}$ – передаточное число механической части трансмиссии погрузчика ($i_{тр} = 34,2$);

$\eta_{тр}$ – КПД механической части трансмиссии ($\eta_{тр} = 0,85$).

Мощность гидропривода N зависит от перепада давления на гидромоторе Δp_M , который уменьшается с увеличением нагрузки на его валу:

$$N = \eta_M \cdot Q_M \cdot \Delta p_M = \eta_{ГММ} \cdot n_M \cdot V_{OM} \cdot \Delta p_M, \quad (6.2)$$

где η_M – полный КПД гидромотора ($\eta_M = 0,95$);

Q_M – расход жидкости, проходящий через гидромотор, m^3/c ;

$\eta_{ГММ}$ – гидромеханический КПД гидромотора ($\eta_{ГММ} = 0,98$);

V_{OM} – рабочий объем гидромотора ($V_{OM} = 46 \text{ см}^3/\text{об}$).

Перепад давления на валу гидромотора возможно определить с учетом силы сопротивления движению колес погрузчика:

$$\Delta p_M = \frac{2\pi \cdot R_K \cdot F_{сопр}}{\eta_{ГММ} \cdot V_{OM}}, \text{ МПа}, \quad (6.3)$$

где $F_{сопр}$ – сила сопротивления движению колес погрузчика, Н.

Сила сопротивления движению колес погрузчика вычисляется из уравнения:

$$F_{сопр} = G(\varphi_p \cdot \varphi_{сц} + f_k), \text{ Н}, \quad (6.4)$$

где G – вес погрузчика ($G = mg = 3800 \cdot 9,81 = 37278 \text{ Н}$);

φ_p – коэффициент использования сцепного веса, $\varphi_p = G_{сц}/G = 1$ (отношение сцепного веса погрузчика к эксплуатационному весу машины с основным ковшом, при всех приводных колесах машины принимаем $\varphi_p = 1$);

$\varphi_{сц}$ – коэффициент сцепления колес с поверхностью дороги;

f_k – приведенный коэффициент сопротивления качению колес.

Приведенный коэффициент сопротивления качения колес определяется по формуле:

$$f_k = 0,19 \cdot 10^{-2} \cdot k^{\frac{1}{3}} \cdot \sqrt[3]{\frac{G(1+10,2p)}{D_K^2}} + 8,8 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{1+10,2p}{p^2 D_K b}}, \quad (6.5)$$

где D_k – диаметр ведущего колеса, м;
 p – давление воздуха в шинах, МПа;
 b – ширина шин, м.

Характеристики поверхности дороги приведены в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Характеристики поверхности дороги

Поверхность качения дороги	Коэффициент сцепления колес с дорогой $\varphi_{сц}$	Коэффициент, характеризующий деформативные свойства поверхности качения, k , м ³ /МН
Асфальт сухой	0,70–0,90	0,000306
Грунт укатанный	0,65–0,85	0,0022
Глинистый участок	0,55–0,70	0,0024
Песок влажный	0,20–0,40	0,136
Грязь глубокая	0,10–0,15	0,869

Вращающий момент на валу гидромотора:

$$M_{.м} = \frac{\eta_{ГММ} \cdot V_{ОМ} \cdot \Delta p_{М}}{2\pi}, \quad (6.6)$$

Сила тяги погрузчика:

$$F_{Т} = \frac{i_{Тр} \cdot \eta_{МП} \cdot M_{М}}{R_{к}}, \text{ Н}, \quad (6.7)$$

где $\eta_{МП}$ – общий КПД механической передачи погрузчика ($\eta_{МП} = 0,86$).

Производительность насоса ходового оборудования погрузчика для замкнутого контура одного из двух бортов определяется по уравнению:

$$Q_{Н} = \frac{n_{М} \cdot V_{ОМ}}{\eta_{ОМ}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (6.8)$$

где $\eta_{ОМ}$ – объемный КПД гидромотора ($\eta_{ОМ} = 0,96$).

Для определения зависимости скорости движения погрузчика от производительности насоса, необходимо в уравнение (6.8) подставить выражение для определения частоты вращения вала гидромотора n_m , получаемое из уравнения (6.1). В результате выполнения математических операций по подстановке, получим следующее уравнение:

$$Q_H = \frac{1000 \cdot v_n \cdot i_{тр} \cdot V_{ом}}{60 \cdot 2\pi \cdot R_k \cdot \eta_{тр}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (6.9)$$

С целью построения графической зависимости скорости перемещения погрузчика от подачи насоса ходового оборудования уравнение (6.9) возможно преобразовать к следующему виду:

$$v_n = k_{тр} \cdot Q_H, \quad (6.10)$$

где $k_{тр}$ – коэффициент трансмиссии ходового оборудования погрузчика.

Коэффициент трансмиссии ходового оборудования погрузчика для конкретной машины можно считать величиной постоянной и определять по следующей зависимости:

$$k_{тр} = \frac{60 \cdot 2\pi \cdot R_k \cdot \eta_{ом} \cdot \eta_{тр}}{1000 \cdot i_{тр} \cdot V_{ом}}, \quad (6.11)$$

Графическая интерпретация уравнения (6.10) представляет собой прямую линию, проходящую через начало координат под углом наклона к оси абсцисс $\alpha = \text{arctg } k_{тр}$, так как угол наклона графика прямой определяется по отношению:

$$\text{tg } \alpha = \frac{v_{ни}}{Q_{ни}}, \quad (6.12)$$

где $v_{ни}$, $Q_{ни}$ – текущие значения скорости движения погрузчика и подачи насоса контура гидропривода ходового оборудования, соответствующие определенным промежуточным положениям рычага I (рис. 6.3) блока управления ходом машины в процессе эксперимента.

На рис. 6.6 представлена графическая зависимость скорости движения погрузчика от подачи насоса.

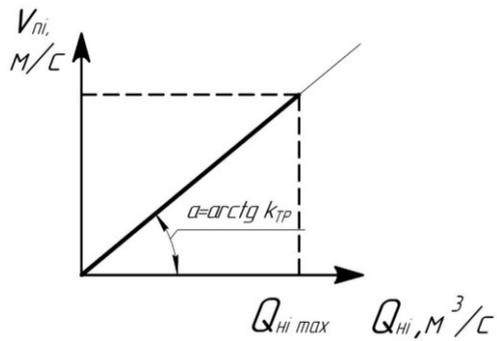


Рис. 6.6. График зависимости скорости передвижения погрузчика от расхода насоса гидростатической трансмиссии

На рис. 6.7 представлена схема для выполнения эксперимента по определению транспортной скорости погрузчика при различных дорожных условиях.

Транспортную скорость погрузчика рекомендуется измерять на участке пути с установившейся скоростью движения. Для этого начало измерения времени передвижения необходимо производить, когда передняя кромка ковша погрузчика пересечет линию с отметкой «старт». Окончание измерения необходимо выполнить в момент, когда передняя кромка ковша пересечет линию с отметкой «финиш».

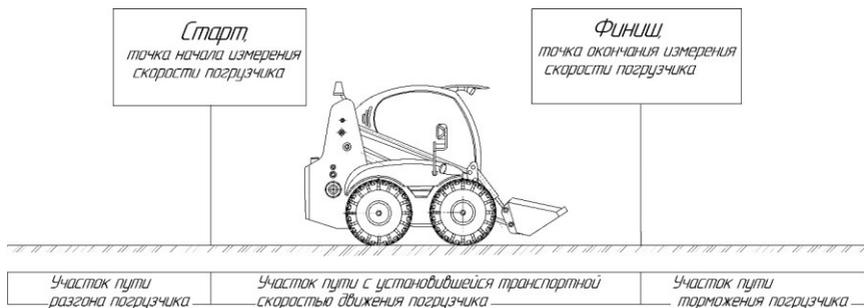


Рис. 6.7. Схема для выполнения эксперимента по определению транспортной скорости погрузчика

Порядок выполнения работы

1. Выполнить эксперименты (под руководством преподавателя или учебного мастера) по определению транспортной скорости погрузчика v_n на различных участках дороги (грунтовой и с асфальтовым покрытием) при различных промежуточных положениях рычага блока управления ходовым оборудованием.

2. Вычислить частоту вращения вала гидромотора привода ходового оборудования погрузчика n_m при различных экспериментальных значениях транспортной скорости, используя формулу (6.1).

3. Определить параметры гидростатической трансмиссии ходового оборудования погрузчика, пользуясь уравнениями (6.2–6.11).

4. Результаты экспериментальных и расчетных данных оформить в отчет.

5. По результатам экспериментальных и расчетных данных построить статическую характеристику объемного регулирования гидростатической трансмиссии, управляющей скоростью передвижения погрузчика и график зависимости скорости передвижения погрузчика от подачи регулируемого насоса.

6. Сравнить графики, построенные по экспериментальным данным, с теоретическими зависимостями (рис. 6.5, 6.6).

Обработка экспериментальных данных

Таблица 6.2

Экспериментальные и расчетные данные по определению характеристик гидростатической трансмиссии ходового оборудования погрузчика с бортовым поворотом

Номер опыта	Характеристика покрытия дороги	Время передвижения погрузчика по участку пути с установившейся скоростью t , с	Скорость передвижения погрузчика $N_{пн}$, м/с	Перепад давлений на валу гидромотора Δp , МПа	Расход жидкости, $Q_{гит}$, м ³ /с	Мощность N , Вт	Вращающий момент на валу гидромотора M_m , Нм
1							

Номер опыта	Характеристика покрытия дороги	Время передвижения погрузчика по участку пути с установившейся скоростью t , с	Скорость передвижения погрузчика $N_{пт}$, м/с	Перепад давлений на валу гидромотора Δp , МПа	Расход жидкости, $Q_{гид}$, м ³ /с	Мощность N , Вт	Вращающий момент на валу гидромотора M_m , Нм
2							
...							
6							

Контрольные вопросы

1. Где размещены на погрузчике гидробак и бак с дизельным топливом?
2. Как осуществляется управление ходовым оборудованием погрузчика?
3. Как осуществляется трогание с места, изменение скорости движения и остановка (торможение)?
4. Как осуществляется изменение направления движения погрузчика, поворот по минимальному радиусу?
5. Какой параметр трансмиссии определяет максимальную транспортную скорость машины?
6. Как остановить ходовое оборудование движущегося погрузчика?
7. Какие параметры и зависимости характеризуют объемный способ регулирования скорости выходного звена гидродвигателя?
8. Как определить угол наклона прямой линии графика зависимости скорости погрузчика от величины подачи регулируемого насоса ходового оборудования?
9. Поясните работу блока управления ходовым оборудованием по принципиальной гидравлической схеме.

Лабораторная работа № 7
ИЗУЧЕНИЕ ГИДРОСИСТЕМЫ
РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ УНИВЕРСАЛЬНОГО
МАЛОГАБАРИТНОГО ПОГРУЗЧИКА

Цель работы: определить скорости перемещения подвижных звеньев гидропривода рабочего оборудования и производительность погрузчика Амкодор-211 последовательно оснащаемого сменными рабочими органами для выполнения различных технологических операций (в полигонных условиях и в складском хозяйстве цеха).

Оборудование: погрузчик Амкодор-211, измерительная рулетка, секундомер.

Задание

1. Изучить методику проведения эксперимента по методическим указаниям к лабораторной работе.

2. Вычертить принципиальную гидравлическую схему рабочего оборудования погрузчика и оформить в отчет описание работы гидропривода.

3. Выполнить эксперименты по определению скоростей движения штоков гидроцилиндров, перемещающих элементы рабочего оборудования, при оснащении погрузчика сменными рабочими органами.

4. Определить давления при подъеме рабочего оборудования с различными рабочими органами.

5. Результаты экспериментальных и расчетных данных оформить в таблицу (табл. 7.1).

6. На основании полученных экспериментальных данных построить зависимость давления в гидроцилиндрах рабочего оборудования погрузчика от нагрузки на сменных рабочих органах.

Теоретические сведения

Рабочее оборудование универсального малогабаритного погрузчика состоит из стрелы 1 (рис. 7.1), двух тяг 2, двух рычагов 3, сцепки 4 с гидроцилиндром 5 и сменных рабочих органов 8 (различные ковши, бульдозерный отвал, щетка и т. д.), устанавливаемых на сцепку посредством быстросменного устройства.

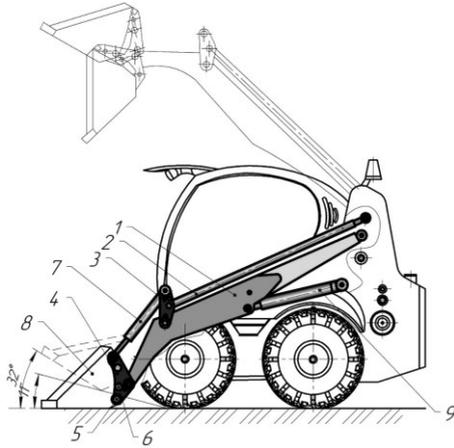


Рис. 7.1. Рабочее оборудование погрузчика Амкодор-211

Наличие в рабочем оборудовании тяг 2 и рычагов 3 обеспечивает параллельное перемещение рабочего органа 8 при подъеме (опускании) стрелы 1. Быстрая замена одного рабочего органа другим с рабочего места оператора обеспечивается быстросменным устройством на сцепке (рис. 7.2).

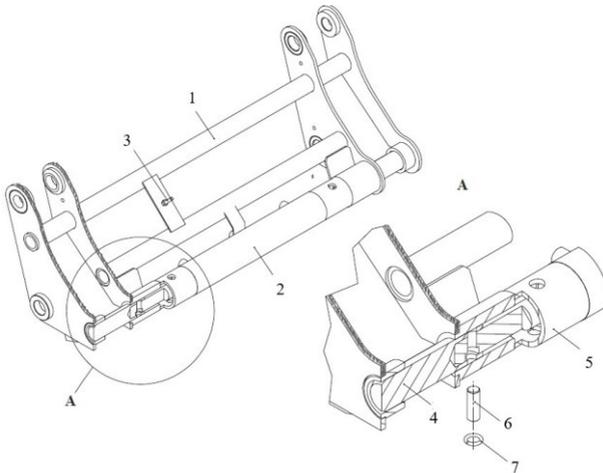


Рис. 7.2. Конструкция сцепки для быстрой смены рабочих органов универсального малогабаритного погрузчика Амкодор-211

Маневрируя стрелой и сцепкой, оператор посредством штифта 3, пальцев 6, расположенных в механизме сцепки, и двухстороннего захвата 2 фиксирует подвижные элементы 4 на крюках, приваренных к сменному рабочему органу. И гидроцилиндрами поворота ковша запрокидывает на себя сцепку вместе с присоединенным рабочим органом до совмещения отверстий под замочные пальцы на сцепке и рабочем органе, после чего гидроцилиндром 5 задвигает замочные пальцы 6 в совмещенные отверстия с обеих сторон.

Гидросистема рабочего оборудования (рис. 7.3) служит для привода рабочих органов погрузчика и включает в себя: гидробак Б1, насос Н1, гидрораспределитель Р1, гидроцилиндры стрелы Ц1 и Ц2, гидроцилиндры стрелы Ц3 и Ц4, гидроцилиндр сцепки Ц5. Основной предохранительный клапан гидрораспределителя Р1 настроен на давление (20 ± 1) МПа. Для защиты полостей гидроцилиндров ковша от реактивных нагрузок в гидрораспределителе предусмотрены предохранительные клапаны, настроенные на давление (22 ± 1) МПа.

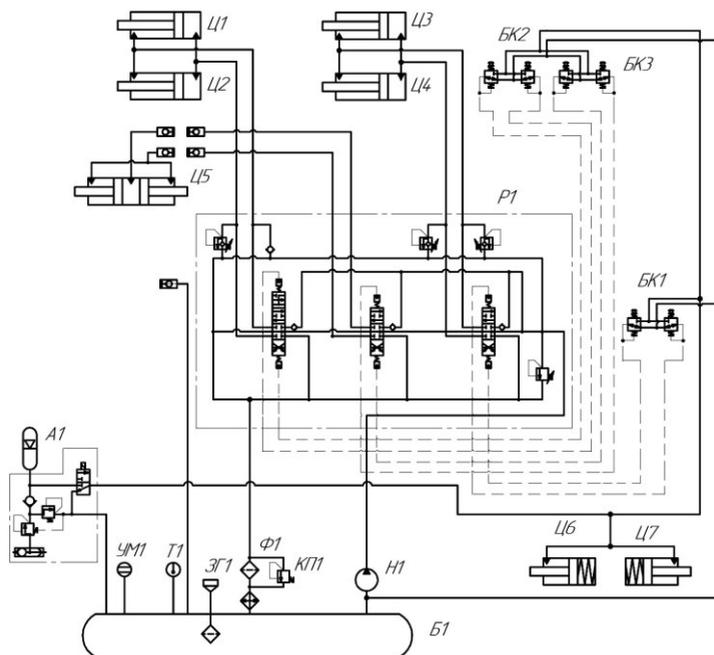


Рис. 7.3. Принципиальная гидравлическая схема рабочего оборудования погрузчика Амкодор-211

Для защиты поршневых полостей гидроцилиндров стрелы в гидрораспределителе установлен предохранительный клапан, настроенный на давление (25 ± 1) МПа. Для предотвращения возможного разряжения в гидросистеме предусмотрены обратные клапаны, расположенные в корпусе гидрораспределителя.

Для управления золотниками гидрораспределителя служат электрогидравлические блоки управления БК1, БК2, БК3. При их последовательном включении рабочая жидкость подается от насоса Н1 через клапаны блоков управления к элементам золотников гидрораспределителя. При этом рабочая жидкость от насоса одновременно направляется к соответствующим гидроцилиндрам, перемещающим подвижные звенья рабочего оборудования погрузчика. Из противоположных полостей гидроцилиндров рабочая жидкость через гидрораспределитель Р1, фильтр Ф1 поступает на слив в гидробак. Для очистки рабочей жидкости в сливной магистрали установлен фильтр Ф1 с предохранительным клапаном, настроенным на давление 0,4 МПа. Для измерения давления в гидросистеме рабочего оборудования в штуцере напорной линии гидрораспределителя Р1 предусмотрено отверстие для подключения манометра.

Гидросистема управления активными сменными рабочими органами также включает в себя блок питания с пневмогидравлическим аккумулятором А1. Он предназначен для поддержания постоянного давления в гидросистеме управления и обеспечения аварийного опускания стрелы при неработающем дизельном двигателе. Зарядка блока питания осуществляется через клапан «ИЛИ» и редуциционный клапан, настроенный на давление 3 МПа от силовых линий насосов ходового оборудования (см. лаб работу № 6). Блок питания обеспечивает также выключение стояночного тормоза только при пристегнутом ремне безопасности сиденья кабины. При непристегнутом ремне безопасности, открытии двери кабины или нажатии выключателя блокировки рабочего оборудования и хода система управления блокируется, при этом органы управления отключаются, а стояночный тормоз включается.

Управляющее давление в контуре изменяется пропорционально углу наклона рычагов блоков БК1–БК3, обеспечивая тем самым изменение подачи насоса к гидроцилиндрам Ц1–Ц5 через гидрораспределитель Р1.

Перепад давления Δp в полостях гидроцилиндров рабочего оборудования погрузчика определяется по формуле:

$$\Delta p = \frac{4k_n \times mg}{\pi \times D_n^2 \times \eta_{гц}}, \quad (7.1)$$

где k_n – коэффициент нагрузки, зависящий от конструкции рабочего оборудования;

m – масса рабочего органа, кг;

g – ускорение свободного падения, m/c^2 ;

D_n – диаметр поршня гидроцилиндра, м;

$\eta_{гц}$ – коэффициент полезного действия гидроцилиндра.

Порядок выполнения работы

1. Выполнить эксперименты (под руководством преподавателя или учебного мастера) по определению скоростей движения штоков гидроцилиндров рабочего оборудования погрузчика и давления в гидросистеме.

2. Результаты экспериментальных и расчетных данных оформить в отчет.

3. По результатам экспериментальных и расчетных данных построить зависимость давления в гидросистеме погрузчика от нагрузки на рабочее оборудование.

Обработка экспериментальных данных

Результаты экспериментальных и расчетных данных оформляются в табл. 7.1.

По результатам экспериментальных данных строится график зависимости давления от нагрузки на рабочее оборудование погрузчика.

Таблица 7.1

Экспериментальные и расчетные данные по определению характеристик гидросистемы рабочего оборудования погрузчика

Наименование гидроцилиндра рабочего оборудования	Ход штока гидроцилиндра, м	Время передвижения штока гидроцилиндра t , с	Скорость передвижения штока гидроцилиндра $V_{шт}$, м/с	Перепад давлений в рабочих полостях гидроцилиндра Δp , МПа	Расход жидкости, $Q_{шт}$, м ³ /с
Гидроцилиндр стрелы					
Гидроцилиндр поворота рабочего органа					

Контрольные вопросы

1. Где размещены на погрузчике гидроцилиндры рабочего оборудования?
2. Как осуществляется управление рабочим оборудованием погрузчика посредством объемного гидропривода?
3. Как осуществляется смена рабочих органов на погрузчике?
4. От каких параметров зависит величина давления в гидросистеме рабочего оборудования погрузчика?
5. Как управлять скоростью перемещения выходных звеньев рабочего оборудования погрузчика?
6. Поясните принцип работы гидросистемы рабочего оборудования погрузчика по принципиальной гидравлической схеме?

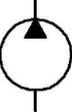
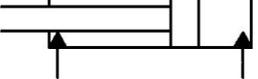
ЛИТЕРАТУРА

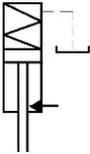
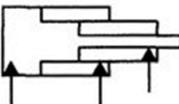
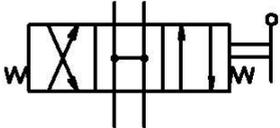
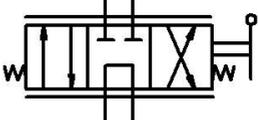
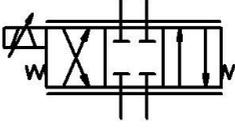
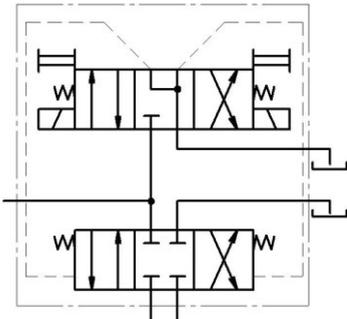
1. Единая система конструкторской документации. Правила выполнения гидравлических и пневматических схем: ГОСТ 2.704-2011. – Введ. РБ. 01.01.2012. – М. : Стандартиформ, 2011. – 16 с.
2. Единая система конструкторской документации. Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические: ГОСТ 2.782-96. – Введ. РБ. 01.01.2012. – М. : Стандартиформ, 2011. – 16 с.
3. Единая система конструкторской документации. Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные: ГОСТ 2.781-96. – Введ. РБ. 01.01.2012. – М. : Стандартиформ, 2011. – 16 с.
4. Жарский, М. А. Гидравлика и гидропривод: пособие для студентов вузов, обучающихся по специальностям направления образования 7406 «Агроинженерия» / М. А. Жарский. – Минск : Экоперспектива, 2010. – 358 с.
5. Вавилов, А. В. Проектирование гидроприводов строительных и дорожных машин: учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» / А. В. Вавилов, А. Н. Смоляк. – Минск: БНТУ, 2012. – 86 с.
6. Орлов, Ю. М. Объемные гидравлические машины: конструкция, проектирование, расчет / Ю. М. Орлов. – Москва : Машиностроение, 2006. – 222 с.
7. Овчаров, М. С. Основы гидравлики и гидропривода: Общий курс для автомобильных специальностей: учебное пособие / М. С. Овчаров. – Караганда : Издательство КарГУ, 2003. – 182 с.
8. Бим-Бад, Б. М. Атлас конструкций гидромашин и гидропередач: учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов / Б. М. Бим-Бад, М. Г. Кабаков, С. П. Стесин. – М. : ИНФРА-М, 2004. – 135 с.
9. Вавилов, А. В. Методическое пособие к лабораторным работам по дисциплине «Гидравлика, гидромашин и гидропривод» для студентов специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» / А. В. Вавилов, А. И. Смоляк. – Минск : БНТУ, 2003. – 21 с.

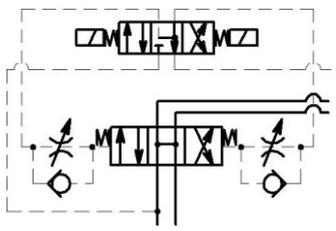
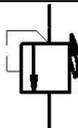
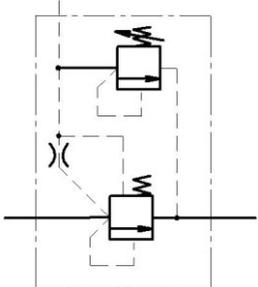
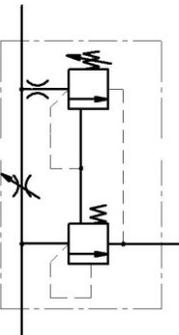
10. Богдан, Н. В. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмосистем: учебное пособие / Н. В. Богдан, П. Н. Кишкевич, В. С. Шевченко; под ред. Н. В. Богдана. – Минск : Ураджай, 2001. – 396 с.

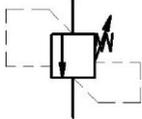
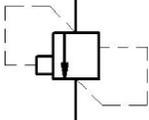
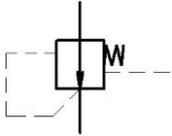
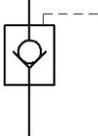
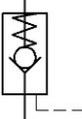
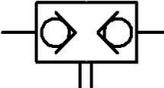
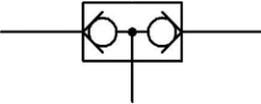
11. Свешников, В. К. Гидрооборудование: Международный справочник: в 3 кн. / Гидроаппаратура: номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость / К. В. Свешников. – М. : ООО «Издательский центр Техинформ МАИ», 2001–2003. – Кн. 3. – 2002 – 508 с.

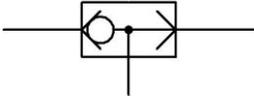
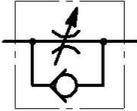
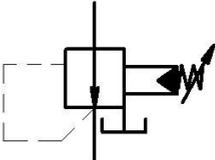
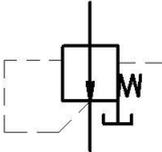
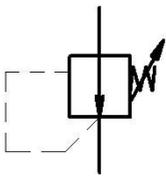
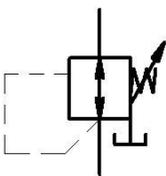
Условные графические обозначения гидромашин, гидроаппаратов и гидроустройств в принципиальных гидравлических схемах

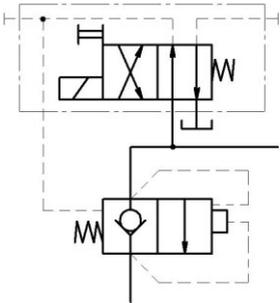
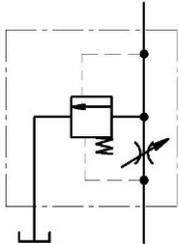
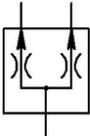
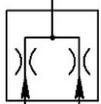
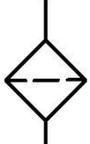
Поз.	Наименование	Условное обозначение
1	Гидробак под атмосферным давлением	
2	Гидробак с давлением выше атмосферного	
3	Насос нерегулируемый с нереверсивным потоком	
4	Насос нерегулируемый с реверсивным потоком	
5	Насос регулируемый с нереверсивным потоком	
6	Насос регулируемый с реверсивным потоком	
7	Гидромотор нерегулируемый с нереверсивным потоком	
8	Гидромотор нерегулируемый с реверсивным потоком	
9	Гидромотор регулируемый с реверсивным потоком	
10	Гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком	

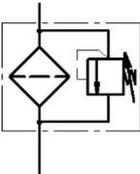
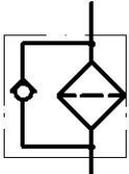
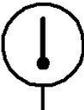
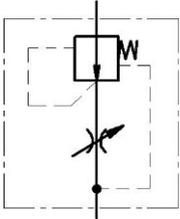
Поз.	Наименование	Условное обозначение
11	Гидроцилиндр одностороннего действия с выдвижением штока пружиной	
12	Гидроцилиндр двухстороннего действия с двухсторонним штоком	
13	Гидроцилиндр телескопический с односторонним выдвижением	
14	Гидрораспределитель 4/3 с открытым центром – все линии в нейтральной позиции сообщены, с механическим управлением	
15	Дросселирующий гидрораспределитель 4/3, с открытым центром и механическим управлением	
16	Дросселирующий гидрораспределитель 4/3 с закрытым центром и электромагнитным управлением	
17	Гидрораспределитель 4/3 с одноступенчатым пилот- ным управлением. Пилотная ступень: четырехлинейный, трехпозиционный распределитель, пружинное центрирование, управление двумя противоположными электромагнитами, с мускульным дублированием, наружным сливом	

Поз.	Наименование	Условное обозначение
18	Дроссель регулируемый	
19	Гидрораспределитель 4/3 с одноступенчатым пилотным управлением. Пилотная ступень: четырехлинейный, трехпозиционный распределитель, пружинное центрирование, управление двумя противоположными электромагнитами	
20	Клапан напорный (предохранительный или переливной) прямого действия	
21	Клапан напорный (предохранительный или переливной) непрямого действия, с обеспечением дистанционного управления	
22	Регулятор расхода трехлинейный с предохранительным клапаном	

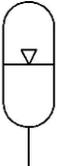
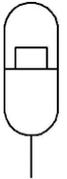
Поз.	Наименование	Условное обозначение
23	Клапан разности давлений	
24	Клапан соотношения давлений	
25	Клапан редукционный, одноступенчатый, нагруженный пружиной, с дистанционным управлением	
26	Клапан обратный	
27	Клапан обратный с поджимом рабочей средой. Управление рабочей средой позволяет закрывать клапан без возвратной пружины	
28	Гидрозамок односторонний	
29	Гидрозамок двухсторонний	
30	Клапан «И». Выходная линия находится под давлением только тогда, когда обе выходные линии под давлением	

Поз.	Наименование	Условное обозначение
31	<p>Клапан «ИЛИ» Входная линия, соединенная с более высоким давлением, автоматически соединяется выходом, в то время как другая входная линия закрыта</p>	
32	<p>Дроссель с обратным клапаном. С переменным дросселированием, со свободным проходом потока в одном направлении, но дросселированием потока в другом направлении</p>	
33	<p>Клапан редукционный двухступенчатый, с наружным регулированием возврата</p>	
34	<p>Клапан редукционный, одноступенчатый, нагруженный пружиной, с дистанционным управлением</p>	
35	<p>Клапан редукционный одноступенчатый, нагруженный пружиной</p>	
36	<p>Клапан редукционный со сбросом давления</p>	

Поз.	Наименование	Условное обозначение
37	<p>Гидрораспределитель 2/2 с одноступенчатым пилотным управлением.</p> <p>Пилотная ступень: четырехлинейный, двухпозиционный распределитель, управляемый электромагнитом и возвратной пружиной.</p> <p>Давление управления – со стороны торцевой кольцевой поверхности основного гидрораспределителя.</p> <p>Наружный слив</p>	
38	<p>Регулятор расхода трехлинейный с изменяемым расходом на выходе, со сливом избыточного расхода в бак</p>	
39	<p>Делитель потока</p>	
40	<p>Сумматор потока</p>	
41	<p>Фильтр</p>	

Поз.	Наименование	Условное обозначение
42	Фильтр с предохранительным гидроклапаном	
43	Фильтр с обратным гидроклапаном	
44	Указатель давления	
45	Термометр	
46	Манометр	
47	Охладитель	
48	Регулятор расхода двухлинейный с изменяемым расходом на выходе	

Окончание прил. 1

Поз.	Наименование	Условное обозначение
49	Аккумулятор гидравлический без указания принципа действия (изображается только вертикально)	
50	Аккумулятор пневмогидравлический	
51	Аккумулятор пружинный гидравлический	
52	Аккумулятор грузовой гидравлический	

Учебное издание

ГИДРАВЛИКА, ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПРИВОД (ПРАКТИКУМ)

Пособие

для студентов специальности

1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные,
дорожные машины и оборудование (по направлениям)»

Составители:

СМОЛЯК Анна Николаевна
ВАВИЛОВ Антон Владимирович

Редактор *А. С. Быховцова*

Компьютерная верстка *А. В. Степанкиной*

Подписано в печать 21.10.2024. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 4,3. Уч.-изд. л. 2,48. Тираж 100. Заказ 936.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.