

Пример выполнения контрольной работы на тему «Расчет объемного гидропривода»

СОДЕРЖАНИЕ

	ВВЕДЕНИЕ	стр
1	Основные теоретические понятия и определения (студент должен прочитать)	
2	Пример расчетной части (выполнить расчет в тетради для контрольных)	
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ (по выполненному расчёту сделать выводы)	
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	

ВВЕДЕНИЕ

Силовым гидравлическим приводом называется совокупность гидравлических машин, механизмов и устройств, передающих с помощью жидкости основную часть механической энергии от ее источника к потребителю с целью защиты источника этой энергии от перегрузок, а также с целью регулирования усилий, моментов и скоростей движения силовых элементов гидропривода, передающих потребителю указанную энергию.

Силовыми элементами гидропривода называют элементы гидромашин и механизмов, которые воспринимают или создают основные усилия или моменты с помощью жидкости. Этими элементами могут быть лопасти, поршни, плунжеры, зубья шестерен, пластины, винты и т.п.

Выходным звеном силовых элементов называют силовые элементы, с помощью которых энергия непосредственно передаётся потребителю. В основном, это силовые валы гидротурбин и гидромоторов, а также силовые штоки гидроцилиндров.

Гидравлический силовой привод разделяют на *гидродинамический* привод (гидромуфты и гидротрансформаторы) и на *объёмный* силовой гидравлический привод (поршневые, шестеренные, винтовые, пластинчатые и т.п. гидронасосы и гидромоторы, или гидродвигатели, работающие совместно).

Применение различных видов гидропривода обусловлено тем, что наиболее широко используемые в настоящее время источники механической

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. № подл.	Взам. инв. № дубл.	Подпись и дата	<h2 style="text-align: center;">ВВЕДЕНИЕ</h2> <p><i>Силовым гидравлическим приводом</i> называется совокупность гидравлических машин, механизмов и устройств, передающих с помощью жидкости основную часть механической энергии от ее источника к потребителю с целью защиты источника этой энергии от перегрузок, а также с целью регулирования усилий, моментов и скоростей движения силовых элементов гидропривода, передающих потребителю указанную энергию.</p> <p><i>Силовыми элементами гидропривода</i> называют элементы гидромашин и механизмов, которые воспринимают или создают основные усилия или моменты с помощью жидкости. Этими элементами могут быть лопасти, поршни, плунжеры, зубья шестерен, пластины, винты и т.п.</p> <p><i>Выходным звеном</i> силовых элементов называют силовые элементы, с помощью которых энергия непосредственно передаётся потребителю. В основном, это силовые валы гидротурбин и гидромоторов, а также силовые штоки гидроцилиндров.</p> <p>Гидравлический силовой привод разделяют на <i>гидродинамический</i> привод (гидромуфты и гидротрансформаторы) и на <i>объёмный</i> силовой гидравлический привод (поршневые, шестеренные, винтовые, пластинчатые и т.п. гидронасосы и гидромоторы, или гидродвигатели, работающие совместно).</p> <p>Применение различных видов гидропривода обусловлено тем, что наиболее широко используемые в настоящее время источники механической</p>				
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

энергии – электродвигатели (ЭД), а также двигатели внутреннего сгорания (ДВС), по своим свойствам нуждаются в надежной защите от перегрузок. Например, асинхронные электродвигатели допускают перегрузки не более 2–4, а двигатели внутреннего сгорания не более 4–6 [1]. Если эти двигатели останавливаются под нагрузкой, то они выходят из строя.

Кроме этого, указанные двигатели устойчиво и экономично работают только при расчетных оборотах силового вала (*расчетными параметрами* машины называют параметры, соответствующие максимальным значениям КПД, эти параметры указываются в паспорте машины). Потребители механической энергии, например, колеса автомобиля или дорожного катка, наоборот, работают на разных оборотах, которые в различных условиях эксплуатации (в зависимости от нагрузки и режимов работы) должны меняться в широком диапазоне, включая и малые обороты, на которых, например, поршневой ДВС глохнет, а электродвигатель работает неустойчиво.

С целью защиты указанных двигателей от перегрузок и изменения или регулирования передаваемых от двигателя к потребителю моментов (усилий), между двигателем и потребителем его энергии устанавливают устройство (агрегат), который называется силовым приводом.

Основную часть силового привода, в котором происходит преобразование механической энергии, называют силовой передачей. Силовой привод (силовую передачу), в зависимости от принципов его работы, разделяют на механический (ремённая, цепная, карданная, фрикционная, шестеренная и т.п. передачи), электрический, гидравлический и пневматический. Здесь рассматривается только объёмный силовой гидравлический привод.

Объёмный силовой гидравлический привод является наиболее эффективным и широко используемым видом силового привода. Это объясняется рядом его преимуществ, которые определяются тем, что рабочим телом этого вида привода является жидкость, а именно – техническое масло. Благодаря основным свойствам жидкости – текучести и практической несжимаемости (при сжатии рабочая жидкость объёмного гидропривода сжимается примерно в восемь раз легче, чем свинец), жидкости способны переносить при движении энергию, количество движения и момент количества движения. При этом они способны практически без изменения передавать давление во все точки занятого ими замкнутого объёма. Это замечательное свойство жидкости, открытое Б. Паскалем, положено в основу принципов работы многих элементов, механизмов и агрегатов объёмного гидропривода, в т.ч. – гидравлических прессов, гидродомкратов, гидроусилителей, следящих механизмов и т.п.

Благодаря этим свойствам жидкости объёмный гидропривод способен создавать любые усилия, величины которых ограничиваются только прочностью наиболее напряженных узлов конструкций привода.

Инв. № подл.	Подпись и дата				Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		Лист
	Взам. инв. № дубл.										
	Взам. инв. № подл.										

Например, мощные современные гидравлические прессы при рабочем давлении 700 кгс/см² создают усилия, превышающие 50000 тонн-силы.

Благодаря именно этим свойствам жидкости объёмный гидропривод обладает только ему одному присущим замечательным свойством – способностью неограниченно увеличивать управляющие усилия оператора (принцип гидроусиления). На этом принципе основана работа гидравлических усилителей, следящих систем и т.п.

Кроме всех этих существенных преимуществ, объёмный гидропривод, выполняя основное своё назначение, позволяет постоянно и надёжно защищать приводящий двигатель от перегрузок с помощью предохранительных клапанов, и в принципе может обеспечивать при этом постоянный момент на приводящем двигателе (как гидротрансформатор) при возрастающем моменте внешней нагрузки (обеспечивает непрозрачность характеристики гидромашин). При этом приводящий двигатель, как бы «не чувствует» возрастание нагрузки, так как на его валу обеспечивается постоянный крутящий момент. Он продолжает работать на расчётном режиме, т.е. – с номинальными оборотами и с максимальным КПД, а поэтому – меньше изнашивается. При этом гидромотор, создавая (в соответствии с ростом нагрузки) больший момент автоматически переходит на меньшие обороты. Здесь объёмный гидропривод может работать, например, также, как и гидротрансформатор. Однако, с той лишь существенной разницей, что гидротрансформатор на малых оборотах вала турбины (т.е. на больших нагрузках) работает неустойчиво и с малым КПД, и автоматически заменяется в этом случае шестерённой коробкой передач, а объёмный гидромотор, (при больших нагрузках) автоматически переходит на малые обороты, и не нуждается в этом случае ни в какой замене. Так как он и на малых оборотах работает также устойчиво и с большим КПД, как и на расчётных (больших) оборотах.

Объёмный гидропривод легко регулируется по оборотам и скоростям движения выходного звена силовых элементов.

Объёмный гидропривод, за счёт практической несжимаемости рабочей жидкости обеспечивает жёсткую связь с исполнительными элементами – выходным звеном силовых элементов. Это позволяет осуществлять независимое расположение органов управления от приводящего двигателя, силовых элементов и других устройств гидропривода, обеспечивая возможность оператору управлять последовательно или одновременно несколькими движениями рабочих органов машин и установок.

В дорожно-строительных машинах объёмный гидропривод позволяет создавать огромные усилия, перемещая и удерживая рабочие органы машин и оборудования под значительной нагрузкой (например, заглубляя режущие

Инв. № подл.	Подпись и дата																
	Взам. инв. № дубл.																
	Взам. инв. № подл.																
Инв. № подл.	Подпись и дата																
	Взам. инв. № дубл.																
	Взам. инв. № подл.																
<table><tr><td>Изм</td><td>Лист</td><td>№ докум.</td><td>Подпись</td><td>Дата</td><td rowspan="2"></td><td rowspan="2">Лист</td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>						Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		Лист					
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		Лист											

элементы рабочих органов в грунт и удерживая их под большой нагрузкой в требуемом положении).

Применение гибких металлических и других, например, армированных металлом неметаллических трубопроводов (шлангов), позволило усилия, создаваемые давлением рабочей жидкости, передавать любым, в том числе и подвижным элементом и агрегатам привода, размещая их в удобных местах (например, на прицепных устройствах). Это делает объёмный гидропривод не только компактным, но также удобным и лёгким в управлении и эксплуатации.

Объёмные гидромашины, входящих в состав этого вида привода, имеют малые габариты и массу и обладают высокой весовой отдачей, под которой понимается вес, приходящийся на единицу передаваемой мощности. Современные объёмные гидродвигатели – например гидроцилиндры, при массе 140–150 кг, создают усилия до 150 тонн-силы (тс).

Объёмные гидромашины, не имеющие клапанов, в принципе, являются обратимыми гидравлическими машинами: одна и та же машина может работать как гидронасос, так и как гидромотор.

Объёмные гидромоторы обладают и высокой моментной отдачей, под которой понимают отношение передаваемого крутящего момента к моменту инерции их вращающихся масс. Например, момент инерции современных гидромоторов, которые применяются на объёмном гидроприводе, составляет всего лишь 5% от момента инерции вращающихся масс приводимых им в движение агрегатов и механизмов.

По указанным выше показателям объёмный гидропривод существенно опережает многие другие виды силового привода, в том числе и электропривод. Достаточно указать на то, что габариты современных гидромоторов (при рабочем давлении 200 кгс/см²) составляют всего лишь 12–13%, а вес – всего лишь 10–20% от соответствующих показателей современных электродвигателей той же мощности.

Благодаря указанным преимуществам объёмный гидропривод обладает высоким быстродействием (запуск – за 0,03–0,04 с, останов – за 0,02 с), которое делает этот вид привода практически незаменимым в механических работах, манипуляторах, а так же в следящих системах с высокой позиционной точностью (до 0,01 мм) и быстродействием.

Благодаря этим свойствам объёмный гидропривод позволяет управлять мощными механизмами с большими габаритами и массой, обеспечивая большую скорость их перемещения и высокую частоту их реверсирования. Так, например, число реверсов 10-тонного гидравлического пресса составляет 400 прямолинейных ходов в минуту. Современный объёмный гидромотор совершает до 500 реверсов в минуту. Реверс прямолинейных движений не-

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. № подл.	Взам. инв. № дубл.	Подпись и дата					
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					
					Лист				

больших по массе механизмов объёмного гидропривода составляет до 1000 ходов в минуту.

Угловая скорость вращения силовых элементов объёмных приводов меняется в очень широких пределах, например, число минимальных расчётных оборотов гидромоторов составляет 1–2 в минуту, максимальных – 20000–30000 об./мин. (фирма Виккерс, США).

Отношение минимальных оборотов силовых валов к максимальным в процессе регулирования современных объёмных гидромоторов составляет 1:1000.

Следует отметить ещё одно существенное достоинство объёмных гидроредукторов – их высокие КПД (0,95–0,96), которые сохраняются практически во всём рабочем диапазоне оборотов, включая и малые обороты, на которых электрический и гидродинамический приводы работают неустойчиво и с малыми КПД.

Элементы, агрегаты, и системы объёмного гидропривода обладают высокими надёжностью и долговечностью (некоторые гидроагрегаты в стационарных условиях работают 15–20 лет, срок службы под нагрузкой объёмных гидронасосов и гидромоторов составляет 20000 часов и более). Простота изготовления и эксплуатации элементов и агрегатов объёмного гидропривода, наряду с отмеченными выше преимуществами, делает его незаменимым при решении инженерных задач не только на транспорте, но и во многих отраслях промышленности, военного дела и сельского хозяйства. С помощью объёмного гидропривода разводят мосты, открывают ворота шлюзов и крыши шахтных пусковых установок ракет, управляют мощными прокатными станками с программным управлением, автоматическими поточными линиями сборки машин и оборудования и т.п.

Благодаря указанным преимуществам объёмный гидропривод используется на транспорте, и в частности, на дорожно-строительных машинах и подъёмно-транспортном оборудовании практически повсеместно.

Поэтому современный инженер-механик по дорожно-строительным машинам и подъёмно-транспортному оборудованию часто встречается с объёмным гидроприводом при решении задач эксплуатации, ремонта и технического обслуживания указанных машин. Для эффективного решения этих задач он должен знать принципы устройства, работы и расчёта объёмного гидропривода, его основные достоинства и недостатки, а так же области применения и перспективы использования его на существующих и вновь создаваемых типах дорожно-строительных машинах и подъёмно-транспортном оборудовании.

Предполагаемый агрегат или машина, для которой проектируется объёмный гидропривод с гидроцилиндром.

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. № подл.	Взам. инв. № дубл.	Подпись и дата						Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

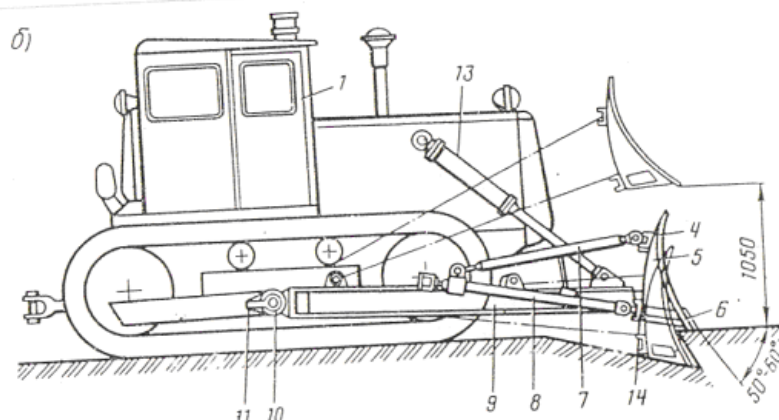
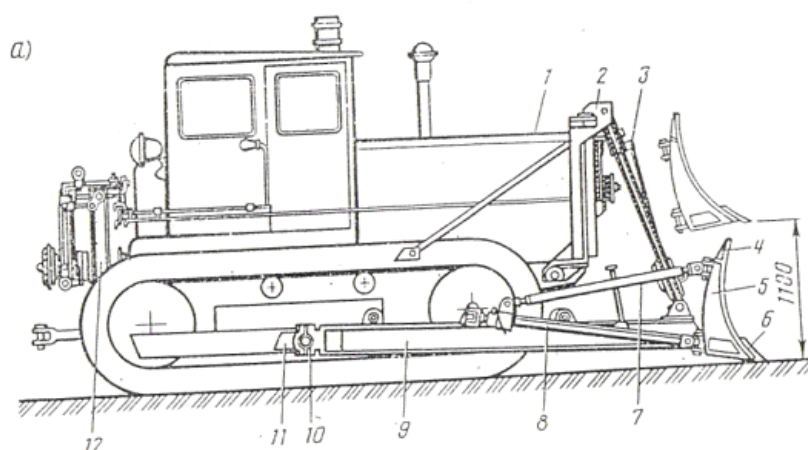


Рис.1 Бульдозеры:

а)– с механическим (канатным) приводом;

б)– с гидравлическим (объёмным) приводом; 1– базовый трактор; 2– передняя стойка; 3– полиспаст канатно – блочной системы; 4– козырёк отвала; 5– отвал; 6– ножи; 7– подкосы; 8– толкатели; 9– универсальная толкающая рама; 10– опорные шарниры; 11– опоры на раме трактора 12– приводная канатная однобарабанная лебёдка; 13– гидроцилиндр управления отвалом; 14– шаровое соединение отвала с универсальной толкающей рамой.

Элементы проектируемого объёмного гидравлического привода с гидроцилиндром.

Конструкции основных элементов проектируемого гидропривода рассмотрены ниже.

На рис. 5.2 показано размещение агрегатов и устройств проектируемого объёмного гидропривода с гидроцилиндром на бульдозере.

Подпись и дата

Взам. инв. № дубл.

Взам. инв. № подл.

Подпись и дата

Инв. № подл.

Лист

Изм Лист № докум. Подпись Дата

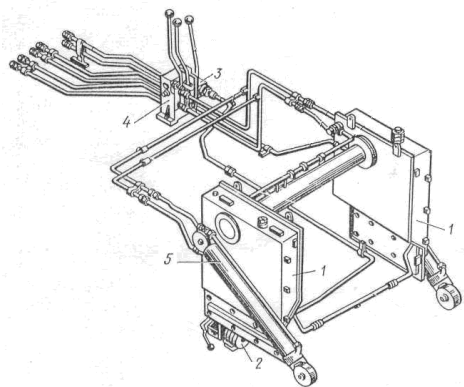


Рис.2. Размещение агрегатов и устройств объёмного гидропривода с гидроцилиндром на бульдозере:

1–баки с рабочей жидкостью 2–гидронасос; 3–предохранительный (переливный) клапан; 4–гидравлический распределитель; 5–гидроцилиндр (стрелкой показано направление к гидроцилиндру); 6– фильтр.

На рис. 5.2 показано размещение гидропривода на бульдозере.

Насос 2 приводится в действие от двигателя бульдозера и выключается рукояткой. На передней части бульдозера расположены две секции гидробака 1, объединённые в единую схему гидролинией и воздушной трубкой, сообщающей обе секции через сапун с атмосферой. Гидрораспределитель 4 установлен в кабине справа от сиденья машиниста.

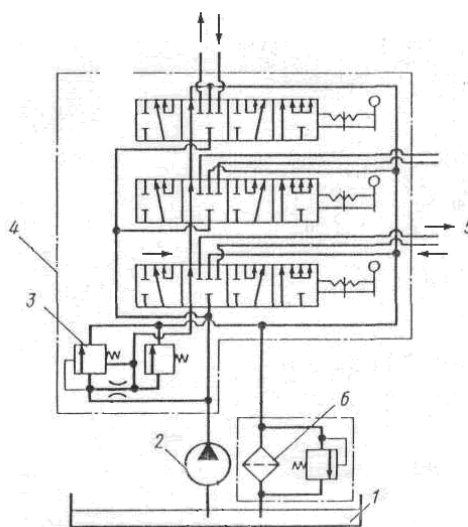


Рис.3. Гидравлическая схема объёмного гидропривода бульдозера:

1– бак с рабочей жидкостью; 2– гидронасос; 3– предохранительный (переливный) клапан; 4– гидравлический распределитель; 5– гидроцилиндр (горизонтальными стрелками показано направление движения рабочей жид-

Инв. № подл.	Изм. Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист

Подпись и дата	Взам. инв. № дубл.	Взам. инв. № подл.	Взам. инв. № дубл.	Подпись и дата

На рис. 5.2 показано размещение гидропривода на бульдозере.

Насос 2 приводится в действие от двигателя бульдозера и выключается рукояткой. На передней части бульдозера расположены две секции гидробака 1, объединённые в единую схему гидрوليнией и воздушной трубкой, сообщающей обе секции через сапун с атмосферой. Гидрораспределитель 4 установлен в кабине справа от сиденья машиниста.



Рис.3. Гидравлическая схема объёмного гидропривода бульдозера:
1— бак с рабочей жидкостью; 2— гидронасос; 3— предохранительный (переливный) клапан; 4— гидравлический распределитель; 5— гидроцилиндр (горизонтальными стрелками показано направление движения рабочей жид-

кости к гидроцилиндру и обратно); 6– фильтр.

Описание гидравлической схемы гидропривода бульдозера (рис.3).

Гидравлическое оборудование бульдозера приводится в действие от силового объёмного гидропривода.

Гидропривод включает в себя: бак 1 для хранения рабочей жидкости, шестерённый гидронасос 2, гидрораспределитель 4, гидроцилиндр 5, фильтр 6, объединённые гидролиниями. Гидрораспределитель 4 состоит из трех золотников и предохранительного гидроклапана 3.

Гидропривод работает следующим образом. Насос 2 через всасывающую гидролинию забирает рабочую жидкость из гидробака 1 и нагнетает ее через напорную гидролинию в гидрораспределитель 4. В нейтральном положении (как показано на схеме) входы напорной гидролинии в золотники перекрыты и рабочая жидкость за счет возросшего давления в гидролинии, преодолевая сопротивление гидроклапана 3, проходит через фильтр 6 на слив в гидробак 1. При включении, например, нижнего золотника (перемещении его на схеме показано вправо) напорная гидролиния соединяется с выходной гидролинией и рабочая жидкость направляется в полость силового гидроцилиндра 5. На схеме направление рабочей жидкости в сторону гидроцилиндра 5 показано стрелкой. Одновременно, вторая полость гидроцилиндра соединяется со сливной гидролинией, и рабочая жидкость из этой полости перетекает в гидробак. При этом шток силового гидроцилиндра 5 совершает поступательное движение.

Силовой гидропривод комплектуют в зависимости от типа базовой, например, дорожно– строительной машины (трактора). При работе гидропривода с бульдозером-рыхлителем трактор оборудуют гидроцилиндрами 5 для подъёма– опускания отвала и двумя парами гидролинии 10 для подключения к гидроцилиндрам изменения угла резания отвала и подъёма– опускания рыхлителя. Если трактор предназначен для работы со скрепером или грейдером, то гидроцилиндры 5 не устанавливают, а предусматривают три пары силовых гидролиний с направлениями движения рабочей жидкости, указанными на рис.3 вертикальными линиями.

Инв. № подл.	Подпись и дата				
	Взам. инв. № дубл.				
	Взам. инв. № подл.				
Подпись и дата					
Инв. № подл.					
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист

Пример расчета.

Исходные данные для расчёта

Рабочее усилие $F_{ш}$, развиваемое штоком гидроцилиндра– 50,0 кН.

Скорость $v_{ш}$ движения штока гидроцилиндра– 0,4 м/с .

1. Рабочее давление $p_p = 16$ МПа.

2. Рабочая жидкость:

масло минеральное ВМГЗ.

коэффициент кинематической вязкости $\nu = 10 \cdot 10^{-6}$, м²/с; (при 50°С);

массовая плотность $\rho_{ж} = 980$ кг/м³, (при 50°С);

модуль упругости $E_{ж} = 1,305 \cdot 10^9$ Па;

3. Сумма коэффициентов местных сопротивлений и длина трубопроводов:

- линия всасывания $\sum \xi_{вс} = 2$, $l_{вс} = 0,4$ м;
- линия нагнетания $\sum \xi_{нг} = 30$, $l_{нг} = 4$ м;
- линия слива $\sum \xi_{сл} = 20$, $l_{сл} = 5$ м;

4. Рекомендуемые значения скорости v движения рабочей жидкости:

- на линии всасывания $v_{вс} = 0,5 \dots 1, \frac{м}{с}$;
- на линии нагнетания $v_{нг} = 3 \dots 6, \frac{м}{с}$;
- на линии слива $v_{сл} = 1 \dots 1,5 \frac{м}{с}$;

5. Выбранные значения КПД гидравлических машин гидропривода:

Гидроцилиндра:

- объёмный КПД-0,98;
- механический КПД-0,97;

Гидронасоса:

- объёмный КПД-0,96;
- механический КПД-0,95;

6. Время закрытия (срабатывания) гидрораспределителя $t_{зак} = 0,01$ сек.

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. № подл.	Взам. инв. № дубл.	Подпись и дата					
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					
					Лист				

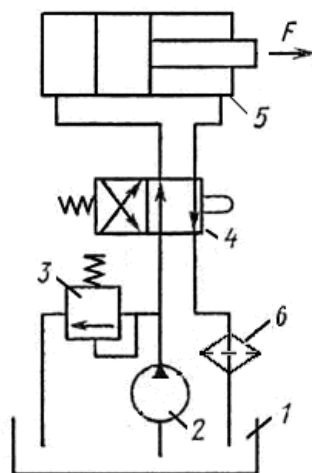


Рис.4. Простейшая гидравлическая схема проектируемого объёмного гидропривода открытого типа с гидроцилиндром и нерегулируемым гидро-насосом: 1–бак с рабочей жидкостью; 2–гидронасос; 3–предохранительный (переливный) клапан; 4–гидравлический распределитель; 5–гидроцилиндр; 6– фильтр.

Расчёт размеров гидроцилиндра и расхода рабочей жидкости

1 Определение внутреннего диаметра гидроцилиндра

Внутренний диаметр D гидроцилиндра определяем в зависимости от рас-
чётногo направления и заданного наибольшего рабочего усилия F .

Режим прямого хода:

Для определенности рассмотрим сначала работу гидроцилиндра на режиме прямого хода его штока (на режиме его выталкивания).

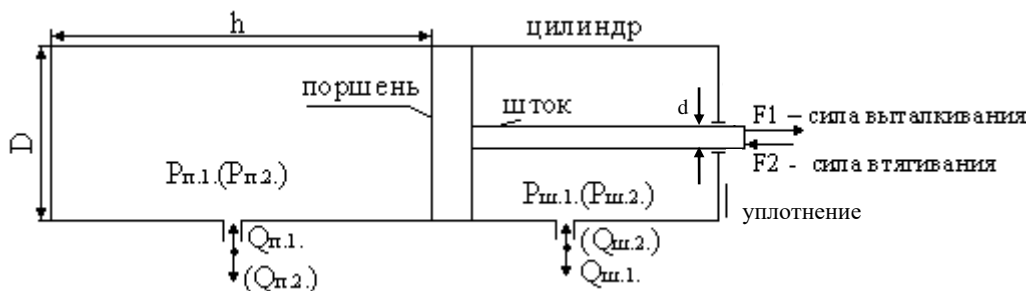
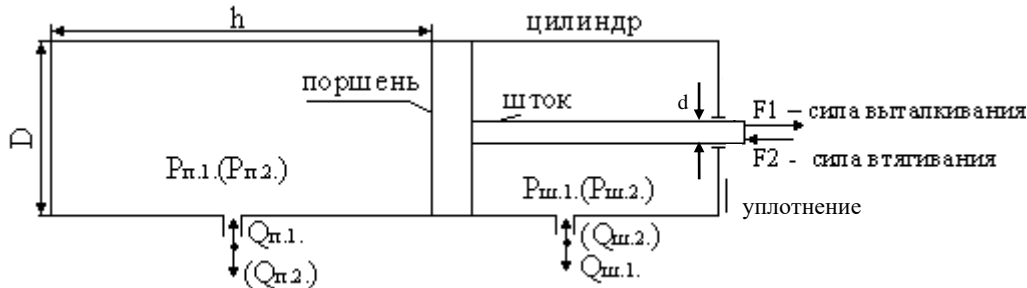


Рис.5. Основные геометрические параметры и схема силового нагружения гидроцилиндра.

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. № подл.	Взам. инв. № дубл.	Подпись и дата	насосом: 1–бак с рабочей жидкостью; 2–гидронасос; 3–предохранительный (переливной) клапан; 4–гидравлический распределитель; 5–гидроцилиндр; 6– фильтр.
					Расчёт размеров гидроцилиндра и расхода рабочей жидкости
					1 Определение внутреннего диаметра гидроцилиндра
					Внутренний диаметр D гидроцилиндра определяем в зависимости от расчётного направления и заданного наибольшего рабочего усилия F .
Взам. инв. № подл.	Взам. инв. № дубл.	Подпись и дата	Подпись и дата	Подпись и дата	Режим прямого хода:
					Для определенности рассмотрим сначала работу гидроцилиндра на режиме прямого хода его штока (на режиме его выталкивания).
					
					Рис.5. Основные геометрические параметры и схема силового нагружения гидроцилиндра.
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	
					Лист

На рис.5 этот режим соответствует движению поршня и штока вправо. На этом рисунке параметры на режиме прямого хода штока помечены индексом 1; на режиме обратного хода штока эти параметры помечены индексом 2 и даны в скобках. Параметры поршневой полости (слева от поршня) помечены индексом «п», штоковой полости (справа от поршня) – индексом «ш».

Здесь D – диаметр поршня (гидроцилиндра), м;

d – диаметр штока, м;

h – ход поршня, м;

P_p – давление в поршневой полости, Па;

$P_{ш}$ – давление в штоковой полости, Па;

F_1 – усилие сжатия штока, создаваемое давлением P_p в поршневой полости, Н;

F_2 – усилие растяжения штока, создаваемое давлением $P_{ш}$ в штоковой полости, Н; Q_p , $Q_{ш}$ – объемный расход рабочей жидкости, подаваемый в поршневую и штоковую полости соответственно, м³/с.

Для расчета основных параметров гидроцилиндра, обеспечивающих мощность N энергии, передаваемой потребителю, т.е. усилий F , создаваемых штоком и скоростей v его движения, используем известные равенства:


$$F = P \times \frac{\pi D^2}{4};$$

$$v = \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4}}$$

Здесь P – давление, Па; Q – расход, м³/с

В нашем случае шток работает на сжатие. Рабочая жидкость под давлением P подается в поршневую полость гидроцилиндра. В этом случае диаметр D поршня гидроцилиндра рассчитаем по формуле:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \left(P_p - \frac{P_{ш}}{\psi} \right) \cdot \eta_m}}, \text{ м}$$

здесь  — коэффициент мультипликации, равный отношению площадей поршневой и штоковой полостей;

$P_p, P_{ш}$ – давления, которые создаются в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра, соответственно, Па;

η_m — механический КПД гидроцилиндра, 0,95-0,97;

Инв. № подл.	Подпись и дата					
	Взам. инв. № дубл.					
	Взам. инв. № подл.					
	Подпись и дата					
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		Лист

Так как в современных гидроцилиндрах дорожно-строительных машин $\psi = 1,0 \dots 5,0$, то для рассматриваемого случая принимаем: $\psi = 1,5$. Давление P_n в поршневой полости назначаем равным рабочему давлению P гидропривода $P_n = P$. Давление $P_{ш}$ в штоковой полости назначаем равным $P_{ш} = 0,4$ МПа. Полагаем $P_n = 16$ МПа.

Отсюда:


$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 50,0 \cdot 10^3}{3,14 \cdot \left(16 \cdot 10^6 - \frac{0,4 \cdot 10^6}{1,5}\right) \cdot 0,97}} = 0,0647$$

Полученный расчетный диаметр округляем до стандартных номинальных диаметров (мм) гидроцилиндров, поршней, плунжеров и штоков согласно ГОСТу 12447–80:

5; 6; 7; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 710; 800.

Получим $D = 63$ мм.

Определим диаметр штока



$$d = 63 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\frac{(15-1)}{15}} = 36,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Принимаем стандартный диаметр штока $d = 40$ мм.

По новому диаметру D гидроцилиндра определяем фактическое давление P_n под поршнем при работе штока на сжатие.

Имеем:



$$P_n = 167 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Вычислим теоретический объемный расход Q_n жидкости в поршневой полости, учитывая заданное значение скорости $v_{ш}$ штока гидроцилиндра:



Рассчитаем теоретический расход $Q_{ш}$ жидкости в штоковой полости

$$Q_{ш} = v_{ш} \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d_{ш}^2)}{4} = 0,4 \cdot \frac{3,14 \cdot (0,063^2 - 0,040^2)}{4} = 0,744 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

Инв. № подл.	Подпись и дата				
	Взам. инв. № дубл.				
	Взам. инв. № подл.				
	Подпись и дата				
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист

В современных гидроцилиндрах с уплотнительными манжетами или резиновыми кольцами, утечки жидкости практически отсутствуют, поэтому объемный КПД гидроцилиндра можно принимать $\eta_{об}=1$.

В связи с этим можно принять, что действительный расход Q рабочей жидкости в объемном гидроприводе равен расходу Q_n , жидкости, подаваемого гидронасосом в поршневую полость гидроцилиндра:

$$Q=Q_n=1,25 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3/\text{с}$$

2. Гидравлический расчёт трубопроводов объёмного гидропривода

Гидравлический расчет трубопроводов объёмного гидропривода заключается в определении их диаметров и потерь в них давления, возникающих при движении рабочей жидкости. Расчет проведем по простым участкам, на которые разбивается гидравлическая система привода. В нашем случае гидравлическая система разбивается на 3 простых участка:

- всасывающий трубопровод — от бака до насоса;
- нагнетающий трубопровод — от насоса до гидроцилиндра;
- сливной трубопровод — от гидроцилиндра до бака с рабочей жидкостью.

3 Расчёт всасывающего трубопровода.

Определим диаметр всасывающего трубопровода. Расход во всасывающем трубопроводе равен действительному расходу гидропривода.

$$Q_{вс}=Q;$$

Поэтому:

$$d_{вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,25 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1}} = 3,9 \cdot 10^{-2} \text{ м}$$

здесь $Q_{вс}=Q_n=1,25 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3/\text{с}; \quad v_{вс}=1 \text{ м/с}$ (принимаем).

Получим:

по ГОСТ 8732-78 и 8734-75 (трубы стальные бесшовные холоднодеформированные) принимаем для рабочего давления до 6,3 МПа: $d_{вс}=39 \text{ мм}$, условный проход трубы— 40 мм

Определяем уточненную скорость движения жидкости во всасывающем трубопроводе:



Инв. № подл.	Подпись и дата					
	Взам. инв. № дубл.					
	Взам. инв. № подл.					
	Подпись и дата					
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		Лист

4. Расчёт нагнетательного трубопровода.

Определим диаметр $d_{\text{нг}}$ нагнетательного трубопровода:



$$v_{\text{не}} = 60 \text{ м/с};$$



Согласно ГОСТу выбираем диаметр нагнетательного трубопровода.

$d_{\text{нг}} = 15,2 \text{ мм}$, условный проход 16 мм

$$v_{\text{не}} = 60 \text{ м/с}$$

5. Расчёт сливного трубопровода.

Определим диаметр $d_{\text{сл}}$ сливного трубопровода. Учитывая, что расход $Q_{\text{сл}}$ в сливной магистрали равен расходу $Q_{\text{ш}}$ в штоковой полости гидроцилиндра, а также то, что $Q_{\text{сл}} = 0,744 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $v_{\text{сл}} = 2,0 \text{ м/с}$ (принимаем согласно рекомендациям), получим:



Принимаем $d_{\text{сл}} = 20 \text{ мм}$.

Определим уточнённую скорость $v_{\text{сл}}$ жидкости в сливном трубопроводе:

$$v_{\text{сл}} = 2,0 \text{ м/с}$$

6. Расчёт потерь давления рабочей жидкости в каналах гидравлической магистрали гидропривода.

Определим путевые и местные потери $\Delta p_{\text{вс}}$ давления во всасывающем канале гидравлической магистрали гидропривода по формуле:



здесь $\lambda_{\text{вс}}$ — коэффициент путевых потерь давления во всасывающем канале;

Подпись и дата	
Взам. инв. № дубл.	
Взам. инв. № подл.	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист
-----	------	----------	---------	------	------

$\sum \xi_{вс}$ — сумма коэффициентов местных потерь давления во всасывающем канале.

Определим режим течения жидкости во всасывающем трубопроводе.

Критерий Рейнольдса Re_{BC} для этого трубопровода равен:

$$Re_{BC} = \frac{v_{вс} \cdot d_{вс}}{\nu} = \frac{0,995 \cdot 0,040}{10 \cdot 10^{-6}} = 3980$$

Так как $Re_{BC} > 2300$, то режим течения рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе будет турбулентным.

Для турбулентных режимов ($Re > 2300$) коэффициент $\lambda_{вс}$ путевых потерь давления рабочей жидкости будем определять по формуле Альтшуля:

$$\lambda_{BC} = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta_{ш}}{d_{BC}} + \frac{68}{Re_{BC}} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,1 \cdot 10^{-3}}{0,04} + \frac{68}{3980} \right)^{0,25} = 0,0412$$

Здесь d – диаметр канала трубопровода, м; $\Delta_{ш}$ – средняя высота бугорков шероховатости каналов трубопроводов гидропривода, м. Для гладкого канала стального трубопровода гидропривода полагаем $\Delta_{ш} = 0,1 \cdot 10^{-3}$ м.

По заданию имеем:

$$\sum \xi = 2; \quad l_{вс} = 0,4 \text{ м}; \quad \rho = 980 \text{ кг/м}^3$$

Получим, что потери давления во всасывающем канале магистрали гидропривода будут равны:

$$\Delta p_{BC} = \left(0,0412 \cdot \frac{0,4}{0,04} + 2 \right) \cdot 980 \cdot \frac{0,995^2}{2} = 0,0117 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Определим потери давления $\Delta p_{нг}$ рабочей жидкости в нагнетательном трубопроводе гидропривода. Применим описанную выше формулу, получим:

$$\Delta P_{нг} = \left(\lambda_{нг} \cdot \frac{l_{нг}}{d_{нг}} + \sum \xi_{нг} \right) \cdot \rho \cdot \frac{v_{нг}^2}{2},$$

Определим режим течения жидкости в нагнетательном трубопроводе.

Критерий Рейнольдса $Re_{нг}$ для течения жидкости в этом трубопроводе равен:

$$Re_{нг} = \frac{v_{нг} \cdot d_{нг}}{\nu} = \frac{7,08 \cdot 0,0152}{10 \cdot 10^{-6}} = 10762$$

Инв. № подл.	Подпись и дата				
	Взам. инв. № дубл.				
	Взам. инв. № подл.				
Инв. № подл.	Подпись и дата				
	Взам. инв. № дубл.				
	Взам. инв. № подл.				
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Ист

Так, как режим течения рабочей жидкости в нагнетательном канале магистрали гидропривода тоже будет турбулентным ($Re_{нг} > 2300$), то коэффициент $\lambda_{нг}$ путевых потерь давления жидкости в этом случае также определим по формуле Альтшуля:

$$\lambda_{нг} = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta_{ш}}{d_{нг}} + \frac{68}{Re_{нг}} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,1 \cdot 10^{-3}}{0,0152} + \frac{68}{10762} \right)^{0,25} = 0,0371$$

Потери давления $\Delta p_{нг}$ в нагнетательном трубопроводе гидропривода будут равны:

$$\Delta p_{нг} = \left(0,0371 \cdot \frac{4}{0,0152} + 30 \right) \cdot 980 \cdot \frac{7,08^2}{2} = 9,77 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Определим потери давления $\Delta p_{сл}$ в сливном трубопроводе. Применим известную формулу:



Определим сначала коэффициент $\lambda_{сл}$ путевых потерь давления в сливном трубопроводе. Для этого вычислим критерий Рейнольдса $Re_{сл}$ для течения жидкости в этом трубопроводе:

$$Re_{сл} = \frac{v_{сл} \cdot d_{сл}}{\nu} = \frac{2,37 \cdot 0,02}{10 \cdot 10^{-6}} = 4740$$

Отсюда следует, что режим течения рабочей жидкости в сливном канале магистрали гидропривода тоже будет турбулентным ($Re_{сл} > 2300$). Поэтому коэффициент $\lambda_{нг}$ путевых потерь давления жидкости и в этом случае также определим по формуле Альтшуля:

$$\lambda_{сл} = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta_{ш}}{d_{сл}} + \frac{68}{Re_{сл}} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,1 \cdot 10^{-3}}{0,02} + \frac{68}{4740} \right)^{0,25} = 0,041$$

Потери давления $\Delta p_{сл}$ в сливном канале трубопроводе гидропривода будут равны:

$$\Delta p_{сл} = \left(0,041 \cdot \frac{5}{0,02} + 20 \right) \cdot 980 \cdot \frac{2,37^2}{2} = 0,833 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Инв. № подл.	Подпись и дата				
	Взам. инв. № дубл.				
	Взам. инв. № подл.				
	Взам. инв. № подл.				
Инв. № подл.	Подпись и дата				
	Взам. инв. № дубл.				
	Взам. инв. № подл.				
	Взам. инв. № подл.				
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист

Общие (суммарные) потери давления Δp_{Σ} рабочей жидкости в каналах магистралей гидропривода будут равны:

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{BC} + \Delta p_{HT} + \Delta p_{CL} = 0,0117 \cdot 10^5 \text{ Па} + 9,77 \cdot 10^5 \text{ Па} + 0,833 \cdot 10^5 \text{ Па} = 10,6 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

7. Расчёт и выбор объёмного гидронасоса.

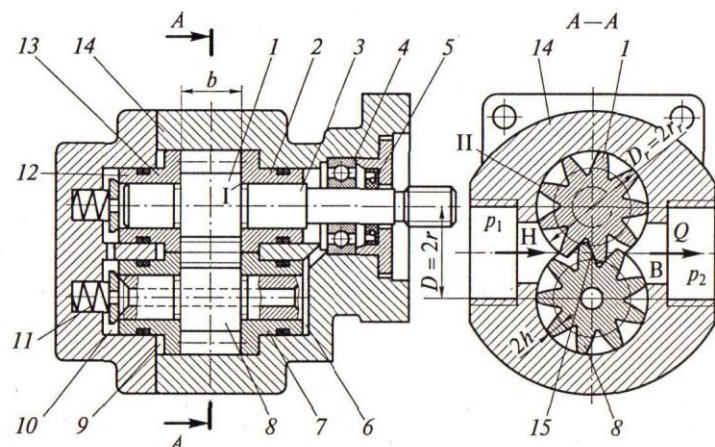


Рис. 6. Шестеренный насос:

1, 8 — шестерни; 2, 13 — боковые диски; 3 — вал; 4 — подшипник качения; 5 — уплотнение; 6, 10 — области насоса; 7, 12 — подшипники скольжения; 9 — камера; 11 — пружина; 14 — корпус; 15 — область зацепления; В, Н — полости высокого p_2 и низкого p_1 давления соответственно; b — ширина шестерни; D , r — диаметр, радиус начальной окружности шестерни; D_r , r_r — диаметр, радиус наружной окружности шестерни; $2h$ — высота головки зуба шестерни; Q — подача.

8. Расчёт теоретической подачи Q_{TH} и рабочего объёма V_{PH} насоса.

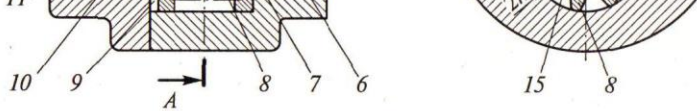
Определим теоретическую подачу Q_{TH} насоса.

$$Q_{TH} = \frac{Q_{ДН}}{\eta_{ОН}} = \frac{1,25 \cdot 10^{-3}}{0,96} = 1,30 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Здесь $Q_{ДН}$ — действительная (потребная) подача насоса;

$\eta_{ОН} = 0,96$ — объёмный КПД насоса.

Определим потребную величину V_{PH} , $\text{м}^3 / \text{об.}$ рабочего объёма насоса из основной формулы для объёмных гидравлических машин:

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. № подл.	Взам. инв. № дубл.	Подпись и дата											
<p>Рис. 6. Шестеренный насос:</p> <p>1, 8 — шестерни; 2, 13 — боковые диски; 3 — вал; 4 — подшипник качения; 5 — уплотнение; 6, 10 — области насоса; 7, 12 — подшипники скольжения; 9 — камера; 11 — пружина; 14 — корпус; 15 — область зацепления; В, Н — полости высокого p_2 и низкого p_1 давления соответственно; b — ширина шестерни; D, r — диаметр, радиус начальной окружности шестерни; D_r, r_r — диаметр, радиус наружной окружности шестерни; $2h$ — высота головки зуба шестерни; Q — подача.</p>															
<p>8. Расчёт теоретической подачи $Q_{\text{тн}}$ и рабочего объёма $V_{\text{рн}}$ насоса.</p> <p>Определим теоретическую подачу $Q_{\text{тн}}$ насоса.</p> $Q_{\text{тн}} = \frac{Q_{\text{дн}}}{\eta_{\text{он}}} = \frac{1,25 \cdot 10^{-3}}{0,96} = 1,30 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}.$ <p>Здесь $Q_{\text{дн}}$ — действительная (потребная) подача насоса;</p> <p>$\eta_{\text{он}} = 0,96$ — объёмный КПД насоса.</p> <p>Определим потребную величину $V_{\text{рн}}$, $\text{м}^3 / \text{об.}$ рабочего объёма насоса из основной формулы для объёмных гидравлических машин:</p>															
<table border="1"><tr><td>Изм.</td><td>Лист</td><td>№ докум.</td><td>Подпись</td><td>Дата</td></tr><tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr></table>					Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата											

$$Q_{TH} = \frac{V_{PH} \cdot n}{60}.$$

здесь n — число оборотов вала насоса в минуту, об./мин.

Получим



Отсюда



$$V_{PH} = 52 \text{ см}^3/\text{об},$$

По каталогу (стр.) выбираем шестерённый насос НШ-46:

Рабочий объём этого насоса по каталогу 49,1 см³/об;

Рабочее давление 16 МПа;

Частота вращения силового вала насоса $n = 1500$ об/мин.

Потребляемая мощность 24,1 кВт;

Общий КПД $\eta = 0,82$;

Масса 7,0 кг.

9. Расчёт основных геометрических параметров выбранного насоса.

Модуль m зацепления насоса:



здесь $Z = 8 \dots 15$ — число зубьев. Примем $Z = 10$;

Модуль зацепления примем $m = 3,5$ мм;

Начальный диаметр шестерни (см. рис 6) $D = m \cdot z = 3,5 \cdot 10 = 35$ мм;

Ширина b шестерни



Теоретический крутящий момент на силовом валу насоса определяем с помощью основной формулы для объёмных роторных гидравлических машин:

Инв. № подл.	Подпись и дата				
	Взам. инв. № дубл.				
	Взам. инв. № подл.				
	Подпись и дата				
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Ист

$$M_{TH} = \frac{p_H \cdot V_{PH}}{2 \cdot \pi}, H \cdot m$$

Здесь $p_H = p_{ВЫХ} - p_{ВХ}$, Па; $p_{ВЫХ}, p_{ВХ}$ – давление на выходе из насоса и на входе в насос, соответственно.

Давление $p_{ВЫХ}$ на выходе из насоса определим из равенства, которое определяет основное условие работы объёмного насоса с гидроцилиндром: давление $p_{ВЫХ}$ на выходе из насоса должно быть больше потребного расчётного давления $p_{П}$ в поршневой полости гидроцилиндра на величину $\Delta p_{НГ}$ потерь давления рабочей жидкости в каналах напорной магистрали гидропривода:

$$p_{ВЫХ} = p_{П} + \Delta p_{НГ} = 167 \cdot 10^5 + 9,77 \cdot 10^5 = 177 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Давление $p_{ВХ}$ на входе в насос обычно определяют из условия работы насоса без кавитации, так как кавитация резко ухудшает основные эксплуатационные параметры насосов, вызывает их износ и является явлением недопустимым.

При обычных условиях бескавитационной работы объёмных гидронасосов можно считать, что давление $p_{ВХ}$ на входе в насос близко к атмосферному давлению. При этом:

$$p_H \approx p_{ВЫХ} = 177 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Теоретический крутящий момент на силовом валу насоса будет равен

$$M_{TH} = \frac{p_H \cdot V_{PH}}{2 \cdot \pi} = \frac{177 \cdot 10^5 \cdot 52 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 3,14} = 147 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Эффективный (действительный) крутящий момент $M_{ЭФН}$ на валу насоса, который должен обеспечивать привод насоса будет больше теоретического. Величина $M_{ЭФН}$ будет равна:

$$M_{ЭФН} = \frac{M_{TH}}{\eta_{МН}} = \frac{147}{0,95} = 155 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Эффективная мощность $N_{ЭФН}$ насоса, т.е. мощность, которую должен обеспечить привода насоса, будет равна:

$$N_{ЭФН} = M_{ЭФН} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{155 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 1500}{60} = 24,3 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

10. Определение КПД гидропривода.

Общий КПД гидропривода равен:

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. № подл.	Взам. инв. № дубл.	Подпись и дата					
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					
					Лист				

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_m \cdot \eta_z.$$

Здесь:

η_o — объёмный КПД гидронасоса, равный 0,96;

η_m — механический КПД гидронасоса, равный 0,95;

η_z — гидравлический КПД гидропривода, равный:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{p_P}{p_H} = 1 - \frac{\Delta p_{\Sigma}}{p_H} = \frac{167 \cdot 10^5}{177 \cdot 10^5} = 0,944$$

Таким образом, общий КПД гидропривода равен:

$$\eta_{\Gamma\Pi} = 0,96 \cdot 0,95 \cdot 0,944 = 0,861$$

С другой стороны, общий КПД гидропривода $\eta_{\Gamma\Pi}$ будет определяться равенством

$$\eta_{\Gamma\Pi} = \frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{затр}}} = \frac{F_{\text{ш}} \cdot v_{\text{ш}}}{N_{\text{затр}}} = \frac{50 \cdot 10^3 \cdot 0,4}{24,3 \cdot 10^3} = 0,823$$

Здесь учитывается, что полезная мощность гидропривода определяется произведением рабочего усилия $F_{\text{ш}} = 50 \cdot 10^3 \text{ Н}$, развиваемого штоком гидроцилиндра, на скорость $v_{\text{ш}} = 0,4 \text{ м/с}$ движения штока гидроцилиндра.

Последнее равенство показывает, что расчёт гидропривода выполнен правильно.

Инв. № подл.	Подпись и дата				
	Взам. инв. № дубл.				
	Взам. инв. № подл.				
Инв. № подл.	Подпись и дата				
	Взам. инв. № дубл.				
	Взам. инв. № подл.				
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	
					Ист

11. Таблица расчётных параметров объёмного гидропривода.

Таблица 1. Расчётные параметры объёмного гидропривода.

Название параметра и его размерность	Численное значение параметра
Потребное усилие F на штоке гидроцилиндра, H	$50 \cdot 10^3$
Потребная скорость v штока гидроцилиндра, $м/с$	0,4
Потребная мощность N , развиваемая гидроприводом, $Вт$	$20 \cdot 10^3$ 63,40
Диаметр поршня гидроцилиндра, диаметр штока гидроцилиндра, $мм$	$160 \cdot 10^5$
Расчётное рабочее давление гидропривода, $Па$	
Фактическое рабочее давление в поршневой полости гидроцилиндра, $Па$	$167 \cdot 10^5$
Объёмный расход в полости гидроцилиндра, $м^3/с$	$1,25 \cdot 10^3$
Диаметр всасывающего трубопровода, $мм$	40
Диаметр нагнетательного трубопровода, $мм$	15
Диаметр сливного трубопровода, $мм$	20
Общие потери давления Δp_{Σ} в магистралях гидропривода, $Па$	$10,6 \cdot 10^5$
Тип выбранного гидронасоса	НШ-46
Тип выбранного цилиндра	Ц-75
Мощность привода гидронасоса, $Вт$	$24,3 \cdot 10^3$
КПД объёмного гидропривода, %	86,1

Выводы.

1. Определены конструктивные параметры гидроцилиндра и гидронасоса.
2. Произведён гидравлический расчёт магистралей гидропривода.
3. Выполнен выбор гидронасоса и гидроцилиндра.
4. Определен общий КПД гидропривода.
5. Основные данные расчёта объёмного гидропривода сведены в таблицу.

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. № дубл.	Подпись и дата					
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				