



Министерство образования
Республики Беларусь

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»

МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА

*Методические указания
к выполнению курсовой работы*

Минск
БНТУ
2011

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»

МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА

Методические указания
к выполнению курсовой работы для студентов
специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы
мобильных и технологических машин»

Минск
БНТУ
2011

УДК 532.5 (075.8)
ББК 22.253
М 55

Составитель И.А. Веренич

Рецензенты:
Г.П. Грибко, Л.А. Глазков

Методические указания содержат правила выполнения и оформления курсовой работы, примерную тематику индивидуальных заданий по курсовой работе, пример гидравлического расчета ходовой системы комбайна, список рекомендуемой литературы. Задание по курсовой работе включает в себя гидравлический расчет гидро- или пневмосистемы и в зависимости от сложности системы может дополняться задачами из других разделов дисциплины, например, потенциальных течений, течений в пограничном слое, течения газа в каналах переменного сечения, обтекания жидкостью тел различной формы. Курсовая работа выполняется с обязательным применением современных информационных технологий, справочной литературы и нормативных документов.

ВВЕДЕНИЕ

Методические указания разработаны в соответствии с типовой учебной программой дисциплины «Механика жидкости и газа» и образовательного стандарта специальности 1-36 01 07 «*Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин*».

Целью курсовой работы является закрепление теоретических знаний по дисциплине «Механика жидкости и газа», выработка навыков творческой деятельности, овладение основными методами решения типовых задач, необходимых для постановки и решения сложных задач, связанных с проектированием и расчетом гидромашин, гидроаппаратов, гидро- и пневмосистем различного назначения – систем гидро- и пневмоприводов мобильных и технологических машин, систем смазки, систем охлаждения, систем водоснабжения и др.

Задачи курсовой работы. Практически усвоить порядок гидравлического расчета систем гидро- и пневмоприводов, расчетов простых и сложных трубопроводов, выбора насосного оборудования, составления математических моделей при различных режимах течения жидкости, расчета потенциальных течений и течений в пограничном слое; научиться использовать математические модели гидромеханических процессов и приобрести исследовательские навыки для углубленного изучения отдельной темы или раздела дисциплины.

Курсовая работа выполняется по индивидуальным заданиям, относится к контролируемой самостоятельной работе студента, может включать элементы научно-исследовательской работы и различные проектные технологии. Ход выполнения курсовой работы отражается в графиках текущей успеваемости и обсуждается на заседаниях кафедры.

Выполненная курсовая работа допускается к защите руководителем работы соответствующей надписью «К защите» на обложке пояснительной записки. Записка подписывается также студентом – автором работы. Диагностика компетенций студента и оценка уровня знаний проводится по десятибалльной шкале при защите курсовой работы в комиссии, в состав которой входят руководитель курсовой работы и один-два преподавателя кафедры.

1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К КУРСОВОЙ РАБОТЕ

1.1. Содержание и объем пояснительной записки

Пояснительная записка включает:

- титульный лист стандартного образца;
- задание по курсовой работе стандартного образца;
- реферат;
- содержание;
- введение (цели курсовой работы);
- описание принципиальной схемы гидро- или пневмосистемы;
- методику гидравлического расчета системы;
- алгоритм решения задачи (если задача решена с применением ЭВМ);
- результаты гидравлического расчета системы и их анализ;
- выводы и рекомендации;
- список использованных источников, в том числе нормативных и справочных.

Если курсовая работа включает в себя решение задач из других разделов дисциплины, то аналогично в пояснительную записку включаются описание принципиальной схемы, методика гидравлического расчета, алгоритм решения задач и результаты расчета для этих задач.

Пример оформления обложки пояснительной записки, титульного листа и задания по курсовой работе приведены в СТП БНТУ 3.01–2003 «Курсовое проектирование. Общие требования и правила оформления».

Реферат должен содержать:

- сведения об объеме пояснительной записки, количестве иллюстраций, таблиц, приложений, использованных источников;
- перечень ключевых слов;
- текст реферата.

Пример структуры реферата представлен в приложении А.

Во **введении** могут быть отражены исторические сведения развития науки «Механика жидкости и газа», ее роль в развитии техники, основные проблемы современной гидромеханики и др.

При **описании принципиальной схемы гидро- или пневмосистемы** мобильной или технологической машины студент дает по-

дробное описание схемы, анализирует наличие местных сопротивлений, наличие участков «длинных» и «коротких» трубопроводов, наличие и количество разветвлений и параллельных трубопроводов.

Методика расчета выбирается исходя из описания гидравлической системы и на основании данных индивидуального задания по курсовой работе.

Алгоритм решения задачи на ЭВМ оформляется в соответствии с требованиями стандарта.

Все расчеты ведутся в системе СИ. Расчетные значения параметров округляются до величин, рекомендуемых нормативными документами и справочными данными. Обязательно наличие ссылок на литературные источники, из которых взята формула, значения коэффициентов или рекомендации.

Анализ результатов расчета должен быть подробным и отражать обоснованность исходных данных и принятых допущений при расчете.

В **выводах** (заклучении) отражаются основные результаты расчетов, даются рекомендации по изменению схемы гидро- или пневмосистемы для улучшения ее функционирования или повышения КПД системы.

1.2. Правила оформления пояснительной записки

Текст курсовой работы должен быть набран в редакторе *MS Word 2003* и выше; шрифт *Times New Roman*, 12 pt; выравнивание по ширине страницы; автоматическая расстановка переносов; межстрочный интервал – 1,5, абзацный отступ – 5 мм; поля верхнее, нижнее и левое – 20 мм, правое – 10 мм, расстояние от края до колонтитулов – 20 мм; схемы, графики и диаграммы черно-белые или цветные; формулы в тексте набираются с помощью встроенного в *MS Word* редактора формул *Microsoft Equation*, стиль математический, размер по умолчанию. Параметры для *Microsoft Equation* при наборе формул следующие: шрифт *Times New Roman*, величины переменных набираются курсивом. При использовании кириллицы и греческих букв для написания обычного текста и текста нижних индексов начертание букв – прямое (кроме переменных). Наименования «Реферат», «Содержание», «Введение», «Выводы», «Литература» служат заголовками структурных элементов записки, каждый из которых начинается с новой страницы.

Допускается оформление пояснительной записки от руки.

Основная часть пояснительной записки делится на разделы и подразделы. Наименование раздела должно соответствовать наименованию в задании на курсовую работу. Каждый раздел начинается с новой страницы. Разделы и подразделы нумеруются арабскими цифрами и записываются с абзацным отступом. Разделы и подразделы должны иметь заголовки. Если заголовок состоит из двух предложений, их разделяют точкой.

Нумерация страниц – в центре нижней части страницы. Номер страницы на титульном листе не проставляют, но включают в общую нумерацию.

Иллюстрации следует располагать непосредственно после первого упоминания в тексте или на следующей странице. Допускается выполнение схем, графиков, диаграмм посредством использования компьютерной техники. Для рисунков можно применять сквозную нумерацию: «Рисунок 1», «Рисунок 2» и т. д. Если курсовая работа состоит из нескольких задач, то нумерация иллюстраций осуществляется в пределах разделов (задач): «Рисунок 1.1», «Рисунок 2.1». Иллюстрации, при необходимости, могут иметь наименования и подрисуночный текст. Слово «Рисунок» и наименование помещают после пояснительного текста, например: «Рисунок 2.3 – Диаграмма распределения давления на цилиндре».

При ссылках на иллюстрации в тексте пишут «...из рисунка 2.3 следует».

Таблицы располагают непосредственно после первого упоминания в тексте или на следующей странице. Допускается применять в таблице шрифт меньший, чем в тексте. Таблицы имеют нумерацию и название, например:

Таблица 2 – Результаты гидравлического расчета

--	--	--	--	--	--	--	--	--

Уравнения и формулы выделяют из текста в отдельную строку. Пояснение символов и коэффициентов следует приводить непосредственно под формулой в той же последовательности, в которой они даны в формуле. Формулы должны иметь нумерацию арабскими цифрами в круглых скобках в крайнем правом положении стро-

ки. Ссылки в тексте на формулу дают в виде «...из формулы (10) следует» или «... расчет диаметра трубопровода проводим по формуле (5)» и т. д.

Ссылки на литературные источники следует приводить в квадратных скобках, например: «...методика гидравлического расчета сложного трубопровода приведена в работе [2]». Список использованных источников нумеруется арабскими цифрами без точки и печатается с абзачного отступа.

2. ПРИМЕРНАЯ ТЕМАТИКА КУРСОВЫХ РАБОТ

1. Гидравлический расчет сложного трубопровода подачи воды (газа).
2. Расчет и построение характеристики насосной установки.
3. Расчет и построение статической характеристики объемного гидропривода рулевого управления мобильной машины.
4. Расчет и построение статической характеристики объемного гидропривода хода мобильной или сельскохозяйственной машины.
5. Расчет и построение статической характеристики объемного гидропривода строительно-дорожной машины, погрузчика.
6. Расчет и построение статической характеристики объемного гидропривода навесного оборудования трактора.
7. Расчет и построение статической характеристики объемного гидропривода опрокидывающего механизма автомобиля-самосвала.
8. Расчет и построение статической характеристики объемного гидропривода технологической машины, станка.
9. Гидравлический расчет пневматического привода тормозов.
10. Гидравлический расчет системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания (ДВС).
11. Гидравлический расчет системы смазки ДВС.
12. Гидравлический расчет системы смазки станка.
13. Гидравлический расчет системы питания ДВС.
14. Расчет ламинарного пограничного слоя.
15. Расчет движения газового потока в каналах переменного сечения.
16. Расчет обтекания цилиндра потоком жидкости с циркуляцией.
17. Расчет гидродинамической смазки подшипника скольжения.

3. ПРИМЕР РАСЧЕТА ГИДРОПРИВОДА ХОДА КОМБАЙНА

Задание

Выполнить статический расчет объемного гидропривода ходовой системы свеклоуборочного комбайна (предварительный и поверочный гидравлические расчеты). Схема гидравлическая принципиальная ходовой системы приведена на рисунке 1. Приведенная схема – на рисунке 2. Параметры ходовой системы представлены в таблице 1.

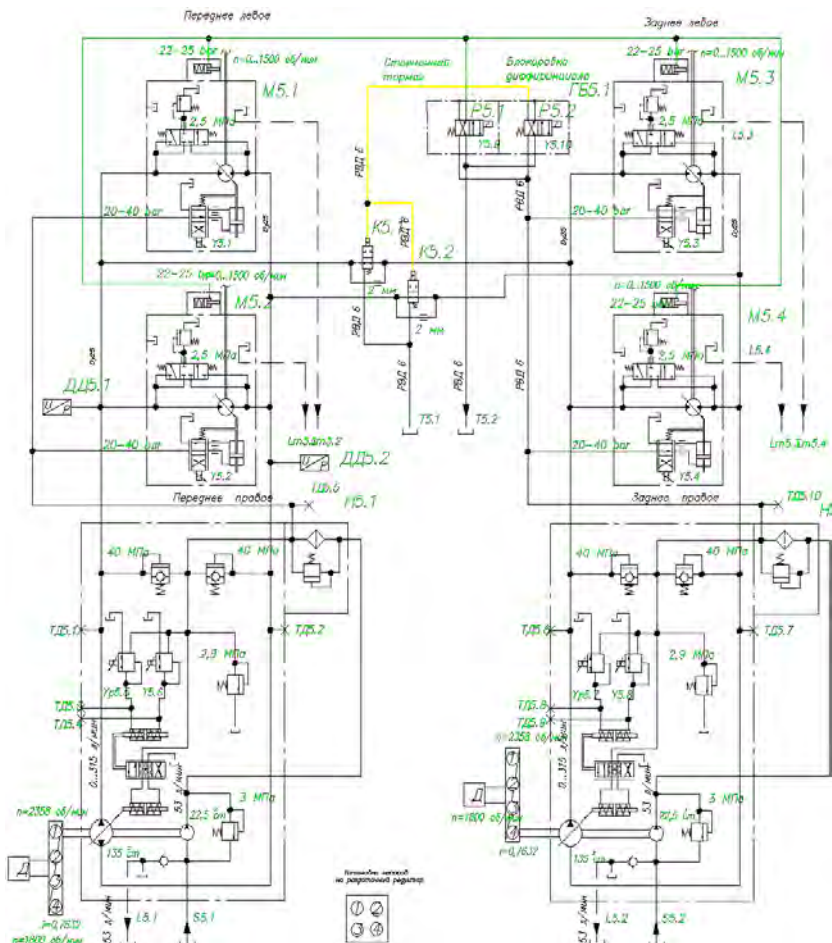
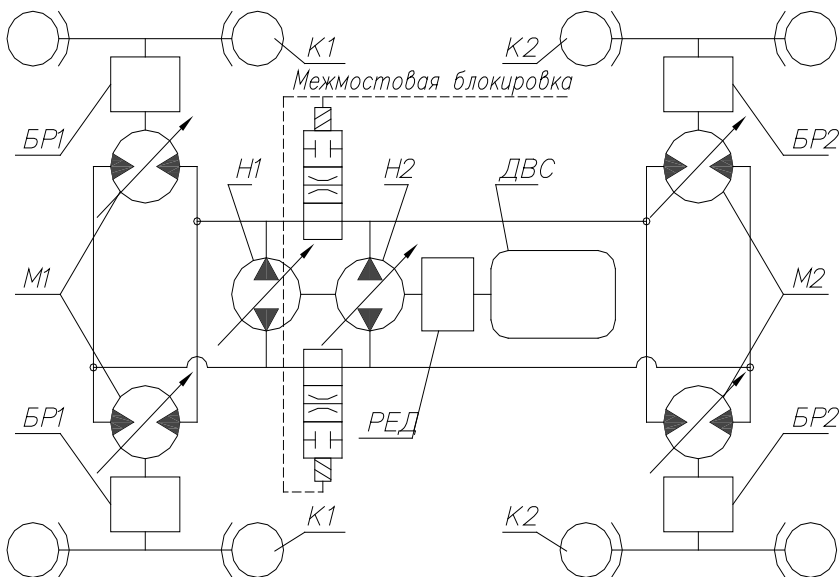


Рисунок 1 – Схема гидравлическая принципиальная ходовой системы



БР1, БР2 – бортовые редукторы; ДВС – двигатель внутреннего сгорания; К1, К2 – колеса; М1, М2, М3, М4 – гидромоторы; Н1, Н2 – насосы; РЕД – редуктор привода насосов

Рисунок 2 – Приведенная схема ходовой системы комбайна

Таблица 1 – Параметры ходовой системы

Обозначение на схеме	Характеризующий параметр	Значение параметра	Примечание
Привод насосной станции			
Двигатель внутреннего сгорания (ДВС)	номинальная мощность	315 кВт	
	номинальная частота вращения	1800 об/мин	
	рабочая частота вращения (рекомендуемая на технологическом процессе, соответствующая максимальному моменту двигателя)	1400 об/мин	

Продолжение табл. 1

Обозначение на схеме	Характеризующий параметр	Значение параметра	Примечание
РЕД – редуктор привода насосной станции	передаточное число	0,7632 (1,31027)	Повышающий обороты
Передний мост			
Н1 – гидронасос	максимальный рабочий объем	135 см ³	бесступенчатое регулирование рабочего объема
	КПД механический	0,93	
	КПД объемный	0,95	
	частота вращения	2358 об/мин, (1834 об/мин)	
ММ1 – гидромотор	рабочий объем	105–39 см ³	бесступенчатое регулирование рабочего объема
	КПД механический	0,95	
	КПД объемный	0,96	
	максимальная частота вращения, ограниченная программно	3000	
БР1 – бортовой редуктор	передаточное число	51,2	
	КПД механический	0,819	
К1 – колесо	статический радиус	0,895 м	
	давление в шине	0,3 МПа	
Задний мост			
Н2 – гидронасос	максимальный рабочий объем	135 см ³	бесступенчатое регулирование рабочего объема
	КПД механический	0,93	
	КПД объемный	0,95	
	частота вращения	2358 об/мин (1834 об/мин)	
ММ2 – гидромотор	рабочий объем	105–39 см ³	бесступенчатое регулирование рабочего объема
	КПД механический	0,95	
	КПД объемный	0,96	
	максимальная частота вращения, ограниченная программно	3000	

Обозначение на схеме	Характеризующий параметр	Значение параметра	Примечание
БР2 – бортовой редуктор	передаточное число	40,5	
	КПД механический	0,819	
К2 – колесо	статический радиус	0,690 м	
	давление в шине	0,4 МПа	

3.1. Описание принципиальной схемы гидропривода

Система гидропривода включает в себя четыре регулируемых реверсивных гидромотора, два реверсивных регулируемых насоса с насосами подпитки, соединительные трубопроводы и регулируемую гидроаппаратуру. Регулируемые реверсивные насосы работают на гидромоторы привода колес переднего неуправляемого моста и гидромоторы привода колес заднего управляемого моста. Гидромоторы передают крутящие моменты на колеса комбайна через бортовые редукторы. Привод насосов осуществляется от ДВС через редуктор привода насосной установки. Применение регулируемых насосов и гидромоторов дает возможность большого диапазона регулирования частоты вращения и момента. Такая схема позволяет выполнить движение комбайна с максимальным моментом при минимальной скорости (например, при трогании с места). Мощность насосной установки привода хода комбайна определяется по суммарной мощности одновременно работающих гидродвигателей. Исходными данными для определения мощности являются результаты кинематического и динамического расчетов комбайна. Для получения максимального КПД гидропривода хода комбайна давление и подача насосов должны быть близки к номинальным.

3.2. Основные требования, предъявляемые к рабочим жидкостям

Рабочая жидкость должна обладать:

– пологой вязкостно-температурной характеристикой в пределах эксплуатационного диапазона температур;

- нейтральностью к материалам уплотнений;
- антикоррозионными свойствами;
- негорючестью;
- экологической безопасностью и безвредностью для человека;
- достаточной смазывающей способностью;
- высоким модулем упругости;
- достаточной стабильностью в сохранении своих свойств при хранении и в условиях эксплуатации.

Подробные рекомендации по выбору рабочей жидкости приведены в работах [1, 2, 3].

3.3. Методика предварительного расчета гидропривода

При предварительном расчете выбирают номинальное давление и диапазон регулирования подачи насосов и расхода через гидромоторы, определяют расходы рабочей жидкости в гидромоторах и параметры гидромашин, выбирают типоразмерный ряд гидромашин, номенклатуру гидроаппаратов и тип рабочей жидкости, оценивают тепловой режим привода при установившихся режимах.

Номинальное давление $p_{\text{ном}}$ (МПа) выбирают из ряда по ГОСТ 12445–80 исходя из технических параметров выпускаемого гидрооборудования. Рекомендуется выбирать $p_{\text{ном}}$ из следующего ряда давлений: 0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

Из анализа существующих и перспективных объемных трансмиссий мобильных и сельскохозяйственных машинах наиболее приемлемыми гидромашинами привода хода комбайна являются регулируемые аксиально-поршневые насосы и гидромоторы с номинальным давлением $p_{\text{ном}} = 32\text{--}40$ МПа [4, 5, 6, 7, 8].

Диапазон регулирования подачи насосов и расхода через гидромоторы должен обеспечить такие числа оборотов вала гидромоторов, чтобы скорость движения комбайна была равна значениям, указанным в техническом задании (ТЗ). Согласно ТЗ транспортная скорость движения комбайна равна 0–25 км/ч (0–5,52 м/с), а рабочая скорость – 0–10 км/ч (0–2,78 м/с).

Гидромоторы. Основными параметрами гидромоторов являются рабочий объем $V_{\text{ГМ}}$, перепад давления $\Delta p_{\text{ГМ}}$ при установившихся режимах, а производными параметрами – расход рабочей жидко-

сти, поступающей в гидромотор $Q_{\text{ГМ}}$ и диапазон регулирования расхода $DQ_{\text{ГМ}} = Q_{\text{ГМ min}}/Q_{\text{ГМ max}}$ при $p_{\text{ном}}$.

При выборе гидромоторов необходимо учитывать и следующие параметры:

- число оборотов и диапазон скорости вращения; вращающий момент и мощность при пиковом режиме работы;
- вид нагрузки (постоянная или изменяющаяся);
- режим работы привода, т. е. коэффициент использования = (рабочее время)/(общее время);
- постоянный или регулируемый рабочий объем;
- угловое ускорение;
- время срабатывания систем управления и регулирования;
- величина пускового момента;
- равномерность вращения в нижнем диапазоне скорости вращения;
- вид рабочей жидкости (минеральное масло, синтетическая или полусинтетическая рабочая жидкость).

При выборе гидромотора следует учитывать механические потери на трение, потери напора на дросселирующих элементах при изменении поперечного сечения канала, потери на утечки, потери на сжимаемость рабочей жидкости; гидромеханические потери.

Предварительный выбор ведется по максимальному расчетному рабочему объему $V_{0 \text{ ГМ}}$, значение которого определяется по величине максимального момента $M_{\text{ГМ max}}$ на валу гидромотора и расхода рабочей жидкости $Q_{\text{ГМ}}$ из условия обеспечения необходимой частоты вращения вала мотора $n_{\text{ГМ}}$.

Требуемый момент на валу гидромотора $M_{\text{ГМ тр}}$ определяем из формулы энергетического баланса привода хода комбайна с учетом КПД ($\eta_{\text{рб}}$) бортового редуктора. На основании равенства мощности для каждой опоры

$$M_{\text{к}} \omega_{\text{к}}/\eta_{\text{рб}} = M_{\text{ГМ тр}} \omega_{\text{ГМ}}. \quad (1)$$

Тогда требуемый момент на валу гидромотора

$$\begin{aligned} M_{\text{ГМ тр}} &= M_{\text{к}} (\omega_{\text{к}} / \omega_{\text{ГМ}}) (1 / \eta_{\text{рб}}) = \\ &= M_{\text{к}} (n_{\text{к}} / n_{\text{ГМ}}) (1/\eta_{\text{рб}}) = M_{\text{к}} / (i_{\text{рб}} \eta_{\text{рб}}), \end{aligned} \quad (2)$$

где $M_{\text{ГМ}}$, $M_{\text{к}}$ – момент на валу гидромотора и момент сопротивления колеса соответственно;

ω_k – угловая скорость колеса ($\omega_k = 2\pi n_k$);
 $\omega_{гм}$ – угловая скорость вала гидромотора ($\omega_{гм} = 2\pi n_{гм}$);
 $i_{рб} = \omega_{гм} / \omega_k = n_{гм} / n_k$ – передаточное число бортового редуктора;

n_k – число оборотов колеса;

$n_{гм}$ – число оборотов вала гидромотора;

$\eta_{рб}$ – КПД бортового редуктора.

Момент сопротивления колеса находим из условия сцепления колеса с почвой (дорогой) по формуле

$$M_k = R r_k \varphi_k, \quad (3)$$

где R – нагрузка на опору;

r_k – статический радиус колеса;

φ_k – коэффициент сцепления колеса с почвой (дорогой).

Значения коэффициента сцепления колеса с почвой (дорогой) φ_k выбирают исходя из условий движения комбайна согласно рекомендациям [9].

Теоретическая угловая скорость колеса ω_k определяется по скорости v_k поступательного движения комбайна и статическому радиусу колеса r_k :

$$\omega_k = v_k / r_k. \quad (4)$$

Число оборотов колеса

$$n_k = \omega_k / 2\pi = v_k / (2\pi r_k). \quad (5)$$

Необходимое число оборотов вала гидромотора

$$n_{гм} = n_k i_{рб} = v_k i_{рб} / (2\pi r_k). \quad (6)$$

Теоретический момент, развиваемый гидромотором:

$$M_{гм} = \Delta p_{гм} V_{гм} / (2\pi), \quad (7)$$

а с учетом механического КПД гидромотора $\eta_{мгм}$:

$$M_{\text{ГМ}} = \Delta p_{\text{ГМ}} V_{\text{ГМ}} \eta_{\text{М ГМ}} / (2\pi). \quad (8)$$

Требуемый рабочий объем мотора $V_{\text{ГМ тр}}$ находим из условия $M_{\text{ГМ}} = M_{\text{ГМ тр}}$:

$$V_{\text{ГМ тр}} = 2\pi M_{\text{ГМ тр}} / (\Delta p_{\text{ГМ}} \eta_{\text{М ГМ}}). \quad (9)$$

Максимальный рабочий объем мотора $V_{\text{ГМ макс}}$ определяют при $M_{\text{ГМ тр макс}}$.

Тогда

$$V_{\text{ГМ макс}} = 2\pi M_{\text{ГМ тр макс}} / (\Delta p_{\text{ГМ}} \eta_{\text{М ГМ}}), \quad (10)$$

где

$$M_{\text{ГМ тр макс}} = M_{\text{к макс}} (1/i_{\text{рб}}) (1/\eta_{\text{рб}}) = \Delta p_{\text{ГМ}} V_{\text{ГМ макс}} \eta_{\text{М ГМ}} / (2\pi); \quad (11)$$

$\eta_{\text{М ГМ}}$ – механический КПД гидромотора (для аксиально-поршневых гидромашин принимают $\eta_{\text{М ГМ}} = 0,9-0,95$ [1]).

Для регулируемых гидромоторов вводится безразмерный параметр $e_{\text{ГМ}}$ регулирования рабочего объема, равный отношению текущего значения рабочего объема $V_{0 \text{ ГМ}}$ к максимальному его значению $V_{0 \text{ ГМ макс}}$, т. е. [2]:

$$e_{\text{ГМ}} = V_{0 \text{ ГМ}} / V_{0 \text{ ГМ макс}}. \quad (12)$$

Расход рабочей жидкости определяют для каждого гидромотора, исходя из требуемых максимальных скоростей вращения вала гидромотора [1]:

$$Q_{\text{ГМ}} = V_{\text{ГМ}} n_{\text{ГМ}} / \eta_{0 \text{ ГМ}}, \quad (13)$$

где $V_{\text{ГМ}}$ – рабочий объем гидромотора;

$n_{\text{ГМ}}$ – число оборотов вала гидромотора;

$\eta_{0 \text{ ГМ}}$ – объемный КПД гидромотора.

При известном рабочем объеме гидромотора $V_{\text{ГМ}}$ и моменте на его валу $M_{\text{ГМ}}$ из зависимости (8) можно найти перепад давления на гидромоторе:

$$\Delta p_{\text{ГМ}} = 2\pi M_{\text{ГМ}} / (V_{\text{ГМ}} \cdot \eta_{\text{МГМ}}). \quad (14)$$

Перепад давления на гидромоторе $\Delta p_{\text{ГМ}}$ принимают на 10–20 % ниже $p_{\text{НОМ}}$ [7] с предварительным учетом потерь давления в гидроагрегатах, местных сопротивлении, трубопроводах и рукавах высокого давления.

По рассчитанным $V_{\text{ГМ max}}$ и перепаду давления на гидромоторе $\Delta p_{\text{ГМ}}$ из каталогов [5, 6, 7, 8] выбирают типоразмеры гидромоторов.

Насосы. Основными параметрами насосов являются рабочий объем $V_{\text{Н}}$, номинальное давление $p_{\text{Н ном}}$, частота вращения приводного вала насоса $n_{\text{Н}}$, а производными параметрами – подача насоса $Q_{\text{Н}}$ и диапазон регулирования подачи $DQ_{\text{Н}} = Q_{\text{Н min}} / Q_{\text{Н max}}$ при $p_{\text{НОМ}}$. Для расчета в качестве номинального давления, развиваемого насосами, используют предварительно выбранное номинальное давление в гидроприводе $p_{\text{НОМ}} = 32\text{--}40$ МПа.

Для правильного выбора типоразмеров насосов необходимо обеспечение максимальных моментов и скоростей вращения валов гидромоторов. Номинальной подачей насоса является сумма расходов параллельно включенных гидромоторов:

$$Q_{\text{Н ном}} = \sum Q_{\text{ГМ}i} (i = 1 \dots n). \quad (15)$$

Номинальная подача насоса Н1 системы привода хода комбайна (рисунок 1) равна сумме расходов двух параллельно включенных гидромоторов М1 и М2 для привода колес переднего моста, а подача насоса Н2 – сумме расходов двух параллельно включенных гидромоторов М3 и М4 для привода колес управляемого моста, т. е.:

$$Q_{\text{Н1}} = Q_{\text{ГМ1}} + Q_{\text{ГМ2}}; \quad (16)$$

$$Q_{\text{Н2}} = Q_{\text{ГМ3}} + Q_{\text{ГМ4}}. \quad (17)$$

С другой стороны, подача насоса

$$Q_{\text{Н}} = V_{\text{Н}} n_{\text{Н}} \eta_{\text{оН}} = V_{\text{Н}} \eta_{\text{оН}} n_{\text{двс}} / i_{\text{рН}}, \quad (18)$$

где $V_{\text{Н}}$ – рабочий объем насоса;

$n_{\text{Н}}$ – число оборотов приводного вала насоса;

$n_{\text{двс}}$ – число оборотов вала двигателя внутреннего сгорания;
 $i_{\text{рн}}$ – передаточное число редуктора привода насосной станции;
 $\eta_{\text{он}}$ – объемный КПД насоса.

Требуемый рабочий объем насоса определяют из условия обеспечения максимальной подачи:

$$V_{\text{н}} = Q_{\text{н макс}} \cdot i_{\text{рн}} / (n_{\text{двс}} \eta_{\text{он}}). \quad (19)$$

Безразмерный параметр $e_{\text{н}}$ регулирования рабочего объема насоса равен отношению текущего значения рабочего объема насоса $V_{\text{он}}$ к максимальному его значению $V_{\text{он макс}}$, т. е. [1]:

$$e_{\text{н}} = V_{\text{он}} / V_{\text{он макс}}. \quad (20)$$

Значение подачи насоса подпитки в замкнутом контуре гидропривода должно быть больше или равно суммарному значению утечек в насосе и гидромоторах, т. е. $Q_{\text{нп}} \geq \sum Q_{\text{ут}}$. При использовании в системе подпитки теплообменников для обеспечения теплового режима в основном контуре подачу насоса подпитки следует увеличить от $Q_{\text{нп}} = 0,15 Q_{\text{н}}$ до $Q_{\text{нп}} = 0,20 Q_{\text{н}}$ [8].

После определения рабочего объема насоса $V_{\text{н}}$ из каталогов [5, 6, 7, 8 и др.] выбирают типоразмер насоса, имеющий ближайший больший рабочий объем или ближайшую большую подачу с учетом того, что требуемая частота вращения вала насоса $n_{\text{н}}$ должна быть близка к номинальной для выбранного типа насоса.

Мощность привода насосов с регулятором мощности, которые применены в приводе хода комбайна, определяется по следующей зависимости [8]:

$$N_{\text{пр.н}} = Q_{\text{н}} \cdot p_{\text{н}} i_{\text{рн}} / (\eta_{\text{общ.п}} \cdot \Delta Q_{\text{н}});$$

или $N_{\text{пр.н}} = Q_{\text{н}} \cdot p_{\text{н}} i_{\text{рн}} / \eta_{\text{общ.п}}, \quad (21)$

где $i_{\text{рн}}$ – передаточное число редуктора привода насосной станции;
 $\eta_{\text{общ.п}}$ – общий КПД привода (для привода с аксиально-поршневыми насосами $\eta_{\text{общ.п}} \approx 0,75-0,8$);

$\Delta Q_{\text{н}}$ – диапазон регулирования подачи насосов.

При предварительном расчете значение мощности насоса можно принять из технической характеристики выбранного насоса при номинальных параметрах.

Коэффициент полезного действия всего гидропривода $\eta_{гп}$ равен произведению полных КПД всех гидромашин m [2]:

$$\eta_{гп} = \prod (\eta_n \eta_{гм} \eta_{тр})_i \quad (i = 1 \dots m), \quad (22)$$

где $\eta_n = \eta_{о н} \eta_{г н} \eta_{м н}$, – полный КПД насоса;

$\eta_{гм} = \eta_{о гм} \eta_{г гм} \eta_{м гм}$ – полный КПД гидромотора;

$\eta_{тр}$ – гидравлический КПД, учитывающий потери в трубопроводах;

$\eta_{о н}$, $\eta_{о гм}$ – объемный КПД насоса и гидромотора;

$\eta_{г н}$, $\eta_{г гм}$ – гидравлический КПД насоса и гидромотора;

$\eta_{м н}$, $\eta_{м гм}$ – механический КПД насоса и гидромотора соответственно.

Для предварительного расчета можно принять механические КПД гидромотора $\eta_{м гм}$ и насоса $\eta_{м н}$ равными 0,9 и 0,98 [6, 7, 8]; объемные КПД $\eta_{о гм}$ и $\eta_{о н}$ аксиально-поршневых гидромоторов и насосов равными 0,9 и 0,95 [6, 7, 8]; гидравлические КПД гидромоторов $\eta_{г гм}$ и насосов $\eta_{г н}$ равными 0,990 и 0,995 (их относят к механическому КПД и в расчетах не учитывают) [6, 7, 8]. Полный КПД аксиально-поршневых насосов η_n и гидромоторов $\eta_{гм}$ с регулируемым рабочими объемами и максимальным давлением до 45 МПа составляет 0,9–0,92 [6].

С целью расширения диапазона регулирования скорости движения комбайна в приводе хода регулирование осуществляется изменением рабочих объемов насоса и гидромотора. Регулирование выполняется последовательно в два этапа. Если требуется постепенно увеличить скорость движения комбайна, следовательно, и скорость вращения вала гидромотора до $n_{гм \max}$ (при трогании с места и разгоне комбайна), то регулирование выполняют в следующем порядке: насос устанавливают в положение нулевого рабочего объема, а гидромотор – в положение максимального, ДВС выводят на заданную постоянную частоту вращения; рабочий объем насоса постепенно увеличивают до максимального, вследствие чего скорость вращения вала гидромотора возрастает до значения, соответствующего номинальной мощности привода; на втором этапе увеличивают скорость вращения вала гидромотора, а следовательно и скорость движения

комбайна, уменьшением рабочего объема гидромотора до минимального значения, ограниченного началом неустойчивой работы. Первый этап разгона происходит при постоянном моменте $M_{ГМ}$ и возрастающей мощности привода. Второй этап характеризуется уменьшением крутящего момента при постоянной мощности.

При таком регулировании и закрытых клапанах число оборотов вала гидромотора получаем из условия равенства подачи Q_n насоса и расхода $Q_{ГМ}$ через гидромотор, т. е. $Q_n = Q_{ГМ}$. Тогда число оборотов вала гидромотора [4]

$$n_{ГМ} = n_n [(e_n / e_{ГМ}) \cdot (V_n / V_{ГМ})] \eta_{он} \eta_{оГМ}. \quad (23)$$

Для аксиально-поршневых гидромашин параметры регулирования e_n и $e_{ГМ}$ принимают равными 0,3–1,0 [6].

Другие гидравлические агрегаты выбирают по величине максимального расхода, проходящего через агрегат, и величине допустимого давления. Основными параметрами гидроагрегатов являются номинальное давление $p_{ном}$ диаметр условного прохода D_y , номинальная толщина фильтрации рабочей жидкости $\delta_{ном}$, вместимость гидробака W_6 . Так как гидропривод хода является приводом с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости и основной бак отсутствует, то вместимость гидробака определяется объемом жидкости в полостях вспомогательных контуров, т. е. объемом контуров подпитки $W_{н.п.}$.

При выборе фильтров толщина фильтрации принимается с учетом технических требований по эксплуатации гидромашин и гидроагрегатов, применяемых в гидроприводе. Типоразмер фильтра выбирают, исходя из его пропускной способности и климатических условий эксплуатации [1, 2, 5, 8].

Предварительный расчет завершается подбором трубопроводов и рукавов высокого давления, длины которых определяются компоновкой и расположением гидромашин и гидроагрегатов. Типоразмер любого трубопровода характеризуется диаметром условного прохода D_y , как правило, равным внутреннему диаметру трубопровода d . Предварительный выбор условного прохода трубопровода делают по расходу Q и скорости потока рабочей жидкости v с учетом условных проходов гидрооборудования, соединяемого трубопроводом, с целью исключения дополнительных переходников и

потерь давления. Расчет условного прохода трубопровода определяют из зависимости

$$D_y = (4 Q / \pi v)^{1/2}. \quad (24)$$

Поперечное сечение трубопровода

$$d \geq (4 Q / \pi v_{\max})^{1/2}. \quad (25)$$

Рекомендуемые значения расхода и максимальной скорости рабочей жидкости для ряда условных проходов всасывающих, сливных и напорных трубопроводов в зависимости от номинального давления и климатических условий эксплуатации приведены в [8] (таблица 7.1, с. 253). Рекомендуется:

- для всасывающих трубопроводов $v_{\max} = 0,5-1,0$ м/с;
- для нагнетательных трубопроводов $v_{\max} = 5-10$ м/с;
- для сливных $v_{\max} = 1,5-3$ м/с.

Более точно диаметр трубопровода определяется при уточненном расчете. Полученные значения диаметров трубопроводов округляются до ближайшего большего значения в нормальном ряду по ГОСТ 116516–80.

Таким образом, для выбора гидромашин, гидроаппаратов и вспомогательного оборудования принимают максимальные значения рассчитанных параметров, при этом учитывают, что для обеспечения регламентированного ресурса и КПД требуемая скорость вращения валов гидромашин не должна превышать номинальной.

3.4. Тепловой режим гидропривода

Обеспечение оптимального теплового режима гидропривода является обязательным условием нормального функционирования привода. Повышение температуры уменьшает вязкость рабочей жидкости и увеличивает объемные утечки, снижает антиокислительные свойства жидкости и уменьшает период между заменой жидкости, увеличивает вероятность облитерации проходных щелевых каналов. Причиной нагрева являются объемные и гидромеханические потери в гидромашинах, наличие гидравлических сопротивлений в системе.

Потери мощности в гидроприводе, переходящие в тепло:

$$\Delta N = N_{\text{пр.н}} - N_{\text{пол.гм}} = N_{\text{пр.н}} (1 - \eta_{\text{гп}}), \quad (26)$$

где $N_{\text{пр.н}}$ – мощность привода насосной установки;

$N_{\text{пол.гм}}$ – полезная мощность гидропривода;

$\eta_{\text{гп}}$ – полный КПД гидропривода.

Количество тепла $E_{\text{пр}}$, выделяемое в гидроприводе, принимают равным теряемой мощности ΔN :

$$E_{\text{пр}} = \Delta N. \quad (27)$$

Повышение температуры ΔT рабочей жидкости до установившегося значения $T_{\text{ж}}$ может быть подсчитано по формуле

$$\Delta T = T_{\text{ж}} - T_{\text{в}} = E_{\text{пр}} / (\sum S_i k_i), \quad (28)$$

где $T_{\text{ж}}$ – установившаяся температура рабочей жидкости в баке;

$T_{\text{в}}$ – температура окружающего воздуха;

$E_{\text{пр}}$ – тепловой поток гидропривода, Вт;

$\sum S_i$ – площадь внешней поверхности элементов гидропривода, м^2 ;

k_i – коэффициент теплопередачи от рабочей жидкости в окружающую среду, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Коэффициент теплопередачи от бака в окружающую среду $k_{\text{б}}$, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$:

$$k_{\text{б}} = E_{\text{пр}} / \sum S_{\text{б}} (T_{\text{ж}} - T_{\text{в}}), \quad (29)$$

где $\sum S_{\text{б}}$ – площадь рабочей поверхности гидробака, м^2 .

Среднее значение коэффициента теплопередачи k_i , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$:

$$k_i = [E_{\text{пр}} dt - (\sum c_i m_i) (T_{\text{ж}} - T_{\text{в}})] / [\sum S_i (T_{\text{ж}} - T_{\text{в}}) dt], \quad (30)$$

где c_i – средняя удельная теплоемкость элементов гидропривода, участвующих в теплопередаче, $\text{Вт}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$;

m_i – масса элементов гидропривода, участвующих в теплопередаче, кг;

ΔT – приращение температуры рабочей жидкости в гидробаке за время dt .

Поскольку тепловые потери в процессе работы изменяются, то тепловой поток следует определять как средний за цикл, Вт:

$$E_{\text{ср.ц}} = \Delta N \cdot R = (\Delta N_1 \cdot \Delta t_1 + \Delta N_2 \cdot \Delta t_2 + \dots + \Delta N_i \cdot \Delta t_i) \cdot R / \Delta t, \quad (31)$$

где ΔN – мощность, расходуемая на тепловые потери за цикл, Вт;

R – коэффициент эквивалентности, для теплового потока в 1 ккал/ч, соответствующий мощности 1,163 Вт;

Δt – средняя продолжительность цикла, ч.

Коэффициент K_i является условной величиной, значительно зависящей от конструкции гидропривода и машины в целом. В результате исследований установлено, что K_i , отнесенный к поверхности бака, передающей тепло, и равный $15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, является предельным для гидроприводов строительных и дорожных машин, в которых не применяются специальные средства для увеличения теплоотвода. Большие значения K_i характеризуют более совершенную конструкцию гидропривода по обеспечению теплоотвода за счет поверхностей охлаждения, не учтенных площадью гидробака.

Условие приемлемости теплового режима в системе гидропривода:

$$\Delta T_{\text{уст}} \leq \Delta T_{\text{доп}} = T_{\text{ж макс}} - T_{\text{в макс}}, \quad (32)$$

где $\Delta T_{\text{уст}}$ – перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом в установившемся режиме;

$\Delta T_{\text{доп}}$ – максимально допустимый перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом;

$T_{\text{ж макс}}$ – максимально допустимая температура рабочей жидкости (должна соответствовать минимально допустимой вязкости, указанной в технических условиях на выбранный тип насосов и гидромоторов);

$T_{\text{в макс}}$ – максимальная температура окружающего воздуха (соответствует верхнему пределу рабочего температурного диапазона, указанного в заданных условиях эксплуатации машины).

Площадь поверхности теплообмена, необходимая для поддержания перепада $\Delta T_{\text{уст}} \leq \Delta T_{\text{доп}}$:

$$S_{\text{треб}} \geq E_{\text{пр}} / (k_{\text{б}} \Delta T_{\text{доп}}). \quad (33)$$

Если суммарная фактическая площадь $S_{\text{пр}}$ теплоотдающих поверхностей элементов гидропривода меньше требуемой по условиям теплообмена $S_{\text{треб}}$ необходимо увеличить эту площадь, например, введением оребрения бака или установкой теплообменника.

Основными требованиями при выборе теплообменника должны являться наличие необходимой теплоотдающей поверхности $S_{\text{T}} \geq (S_{\text{треб}} - S_{\text{пр}})$ и соответствие проходящего через него потока рабочей жидкости номинальной величине, указанной в технической характеристике.

При наличии принудительного обдува теплообменника площадь его теплоотдающей поверхности может быть уменьшена в соотношении

$$S_{\text{T. обд}} = S_{\text{T}} K_6 / K_{\text{T}}, \quad (34)$$

где K_{T} – коэффициент теплопередачи теплообменника в условиях принудительного обдува.

Для предварительного расчета в диапазоне скоростей обдува $v_{\text{в}} = 2-6$ м/с можно принять $K_{\text{T}} = 15-45$ Вт/(м² · °С).

Полученное в результате расчета значение площади S_{T} округляют до ближайшего значения в ряду серийно выпускаемых теплообменников и затем по нему выбирают нужный типоразмер.

Продолжительность достижения установившегося теплового режима гидропривода может быть определена с достаточной для практических целей точностью ($\pm 10\%$) по формуле, полученной в предположении экспоненциального закона повышения температуры во времени:

$$t_{\text{уст}} = 2,3 \sum c_i m_i [1,3 + \lg (1 - \frac{\Delta T_{\text{доп}}}{T_{\text{жmax}}})] / (\sum K_i S_i). \quad (35)$$

Установившийся тепловой режим можно характеризовать зависимостью

$$T_{\text{ж}} = 0,95 T_{\text{ж max}}. \quad (36)$$

Охлаждение рабочей жидкости в неработающей машине происходит при меньшем коэффициенте теплопередачи, чем в процессе

ее эксплуатации, вследствие уменьшения перепада температур окружающего воздуха и рабочей жидкости, отсутствия перемешивания жидкости в гидробаке и обдува внешней поверхности гидропривода.

Коэффициент K_i при охлаждении гидробака неработающей машины, близкого по форме к кубу, принимается равным $5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. Для баков с площадью охлаждаемой поверхности $S > 10b^2$ (где b – размер меньшей грани бака) $K_i = 6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

3.5. Методика поверочного гидравлического расчета

Как отмечалось ранее, поверочный расчет проводится для уточнения всех эксплуатационных параметров на наиболее характерных и ответственных режимах работы привода. Схема привода хода представляет собой сложный трубопровод с насосной подачей. Поверочный расчет проводится либо графоаналитическим методом для основных установившихся режимов работы привода хода комбайна, либо аналитическим методом. Расчет ведут в следующей последовательности:

1. Принципиальную схему гидропривода заменяют расчетной, в которой отмечают каждое гидравлическое сопротивление. Затем полученную схему разбивают на простые трубопроводы.

2. Строят характеристику насоса в координатах $p-Q$ с учетом масштаба по координатным осям.

3. Составляют аналитические уравнения потерь для каждого из простых трубопроводов.

На основании полученных уравнений потерь для каждого простого трубопровода на графике координатах $p-Q$ строят характеристики простых трубопроводов. Суммарную характеристику сложного трубопровода получают сложением характеристик простых трубопроводов по правилам сложения последовательных и параллельных соединений трубопроводов.

Замена принципиальной схемы (рисунок 1) гидропривода эквивалентной. На рисунке 3 представлен один из возможных вариантов эквивалентной схемы. Из эквивалентной схемы видно, что рассматриваемый гидропривод представляет собой сложный трубопровод с последовательно-параллельным соединением участков гидропривода.

Построение характеристики насосной установки. Работа насосной установки, включающей аксиально-поршневые насосы с регулятором подачи, описывается уравнением

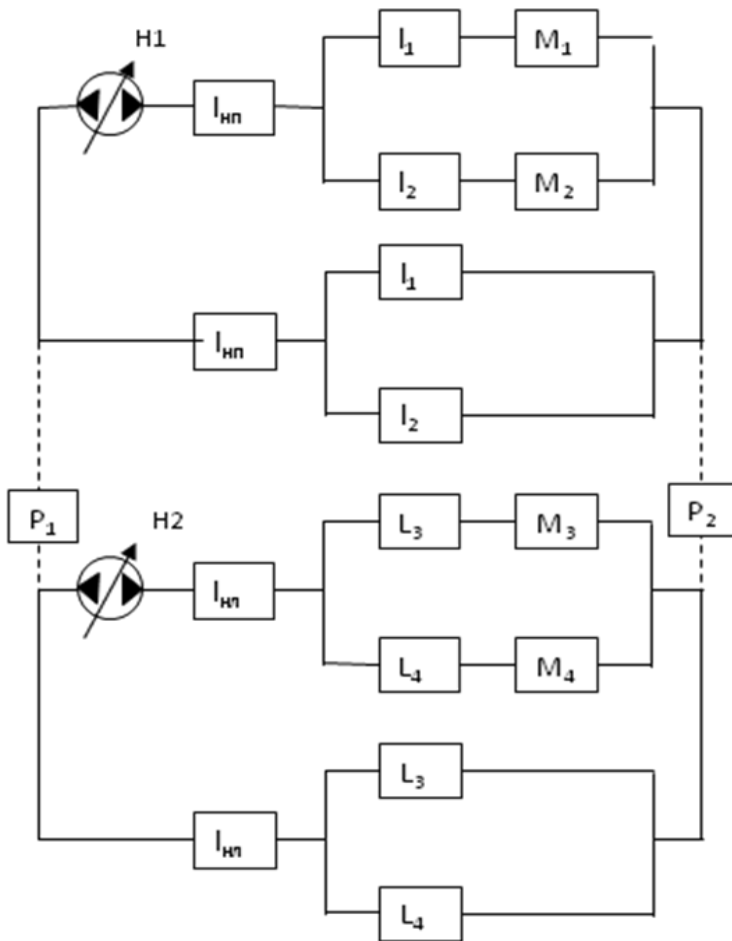
$$Q_{\text{нп}} = Q_p - k_p (p - p_p), \quad (37)$$

где k_p – коэффициент, учитывающий работу регулятора;

Q_p – подача насоса;

p – давление на выходе насоса;

p_p – давление настройки регулятора.



H1, H2 – насосы; M_1, M_2, M_3, M_4 – гидромоторы; $l_{\text{нп}}, l_{\text{нл}}, l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6, l_7, l_8, l_{\text{сп}}, l_{\text{сл}}$ – трубопроводы; P_1, P_2 – распределители системы блокировки мостов

Рисунок 3 – Приведенная эквивалентная схема привода

Построение характеристики проводят в следующем порядке:

- в координатах $p-Q$ строят характеристику объемного насоса, принимая $V_0 = V_{0\text{max}}$ (линия 1 на рисунке 4);
- по заданному значению p_p на характеристике насоса (линия 1) находят точку C и величину Q_p ;

– задаваясь некоторым давлением $p^{11} > p_p$, определяют положение точки C^{11} ;

– через точки C и C^{11} проводят линию CD (линия 2) до пересечения с осью p .

Полученная характеристика насосной установки с регулятором подачи позволяет получать параметры при различных рабочих объемах.

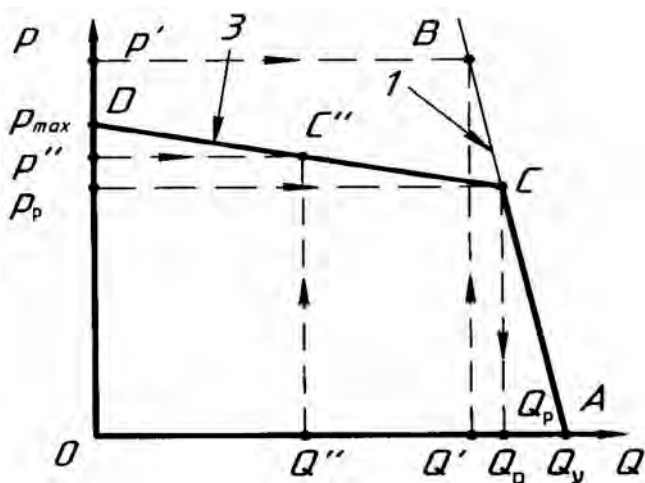


Рисунок 4 – Характеристика насосной установки с регулятором подачи

Определение мощности гидропривода. Для определения потребляемой гидроприводом мощности на характеристике насосной установки находят рабочую точку графическим сложением характеристик гидромоторов и характеристик трубопроводов. Рабочая точка может располагаться на участке AC характеристики насосной установки либо на участке CD (рисунок 5). Если рабочая точка R лежит на линии AC , то мощность насосной установки определяется по формуле [4]

$$N = p_n \cdot Q_{т\max} / \eta_m, \quad (38)$$

где $Q_{т\max}$ – максимальная теоретическая подача насоса;
 η_m – механический КПД насоса.

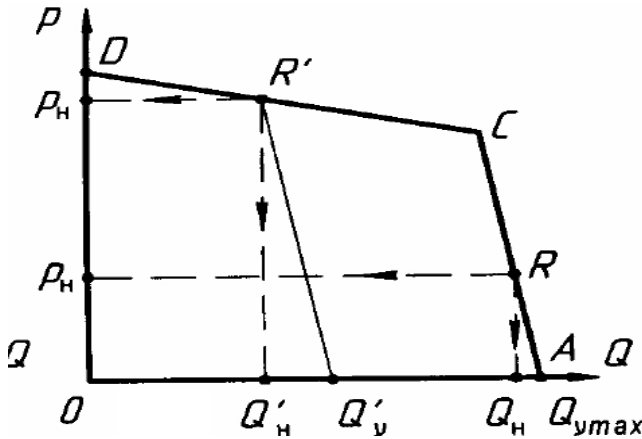


Рисунок 5 – Определение мощности гидропривода

Если рабочая точка лежит на участке CD , то в этом диапазоне давлений регулятор подачи изменяет рабочий объем насоса, изменяется теоретическая подача насоса и его характеристика. Новое значение теоретической подачи насоса можно получить графически, если через точку R' провести линию $R'M$ параллельно AC . При этом считают, что при изменении рабочего объема объемные потери не меняются [4]. Тогда

$$N = p'_H \cdot Q'_T / \eta_M. \quad (39)$$

Построение характеристики трубопровода. Характеристикой трубопровода называется зависимость потерь давления Δp от расхода Q в нем. Для построения характеристики трубопровода необходимо определить все потери в нем и представить их в функции $\Delta p = f(Q)$. При гидравлических расчетах трубопроводов рассматривают простые и сложные трубопроводы.

Простые – трубопроводы, которые не содержат разветвлений, они могут быть соединены так, что образуют последовательные или параллельные соединения. Если трубопровод имеет несколько труб, выходящих из одного места, он называется *разветвленным*. Трубопровод, содержащий последовательные и параллельные соединения труб или разветвлений, называется *сложным*.

В основе расчета трубопроводов лежит формула Дарси для определения потерь давления $\Delta P_{\text{тр}}$ на трение по длине:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_{\text{т}} \frac{l}{d} \frac{v^2 \rho}{2}; \quad (40)$$

и формула Вейсбаха для определения потерь на местных сопротивлениях:

$$\Delta P_{\text{м}} = \xi \frac{v^2 \rho}{2}, \quad (41)$$

где $\lambda_{\text{т}}$ – коэффициент гидравлического трения по длине трубопровода;

ξ – коэффициент местного сопротивления.

Потери зависят от режима течения жидкости. Режим течения определяют по числу Рейнольдса:

$$\text{Re} = v \cdot d / \nu = 4 \cdot Q / \pi \cdot d \cdot \nu, \quad (42)$$

где ν – кинематическая вязкость жидкости;

v – средняя скорость потока в трубопроводе;

d – диаметр трубопровода;

Q – расход через трубопровод.

Если для круглого трубопровода $\text{Re} \leq 2300$, то режим течения считают ламинарным, а если $\text{Re} > 2300$ – турбулентным.

Для ламинарного режима течения $\lambda_{\text{т}}$ определяют по формуле Стокса:

$$\lambda_{\text{т}} = 64 / \text{Re}. \quad (43)$$

В практических расчетах с учетом теплообмена для рукавов высокого давления

$$\lambda_{\text{т}} = 75 / \text{Re}. \quad (44)$$

При ламинарном режиме течения потери давления на трение удобнее определять по закону Пуазейля:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \frac{128 \cdot \nu \cdot \rho \cdot l \cdot Q}{\pi \cdot d^4}, \quad (45)$$

или

$$\Delta p_{\text{тр}} = \frac{128 \cdot \nu \cdot \rho \cdot l_{\text{расч}} \cdot Q}{\pi \cdot d^4}. \quad (46)$$

При турбулентном течении формулы Дарси и Вейсбаха выражают через расход и получают

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_{\text{т}} \frac{l}{d} \frac{8Q^2 \rho}{\pi^2 d^4}. \quad (47)$$

Коэффициент сопротивления трения $\lambda_{\text{т}}$, или коэффициент Дарси, при турбулентном режиме в общем случае зависит от числа Рейнольдса Re и относительной шероховатости Δ/d . Для гидравлически гладких труб шероховатость на сопротивление не влияет и коэффициент $\lambda_{\text{т}}$ однозначно определяется числом Re . Наиболее употребительной в этом случае является формула Блазиуса:

$$\lambda_{\text{т}} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (48)$$

Универсальной формулой, учитывающей одновременно оба фактора, является формула Альтшуля:

$$\lambda_{\text{т}} = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}. \quad (49)$$

При малых значениях Re и Δ/d вторым слагаемым можно пренебречь и (49) обращается в (50). Наоборот, при достаточно больших Re и Δ/d первое слагаемое делается ничтожно малым и формула (49) принимает вид

$$\lambda_{\tau} = 0,114 \sqrt{\frac{\Delta}{d}}. \quad (50)$$

Суммарная потеря давления в простом трубопроводе складывается из потерь на трение по длине и местных потерь:

$$\sum \Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \sum \Delta P_{\text{м}} = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{8 \cdot Q^2 \cdot \rho}{\pi^2 d^4}. \quad (51)$$

Формула (51) в принципе справедлива для обоих режимов течения, однако при ламинарном режиме чаще используют формулу (45) с заменой в ней фактической длины трубопровода расчетной, равной

$$l_{\text{расч}} = l + l_{\text{эк}},$$

где $l_{\text{эк}}$ – длина, эквивалентная всем местным гидравлическим сопротивлениям.

Если в трубопроводе необходимо обеспечить расход жидкости Q , то необходимое для этого давление $P_{\text{потр}}$ в начальном сечении определяется по формуле

$$P_{\text{потр}} = P_{\text{ст}} + \sum \Delta P, \quad (52)$$

где $P_{\text{ст}}$ – давление, необходимое для преодоления статической нагрузки – момента на валу гидромотора:

$$P_{\text{ст}} = 2 \cdot \pi \cdot M_{\text{гм}} / (V_0 \cdot \eta_{\text{м}}); \quad (53)$$

$\sum \Delta P$ – суммарные потери давления на сопротивлениях в трубопроводе.

Потери выражают через расход, и тогда формула (52) принимает вид

$$P_{\text{потр}} = P_{\text{ст}} + kQ^m. \quad (54)$$

С достаточной степенью точности можно принять:
для ламинарного режима

$$k = \frac{128\nu l_{\text{расч}} \cdot \rho}{\pi d^4}, \quad m = 1; \quad (55)$$

для турбулентного режима течения

$$k = \left(\lambda_{\tau} \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{8 \cdot \rho}{\pi^2 d^4}, \quad m = 2. \quad (56)$$

Согласно формулам (54)–(56), характеристики потребного давления $P_{\text{потр}} = f(Q)$ и характеристики трубопроводов $\sum \Delta P = \varphi(Q)$ при ламинарном режиме течения представляют прямые линии, а при турбулентном – квадратичные параболы.

Если трубопровод состоит из n последовательно соединенных участков, то справедливы равенства

$$\begin{cases} Q_1 = Q_2 = Q_3 = \dots = Q_n; \\ \sum \Delta P = \sum \Delta P_1 + \sum \Delta P_2 + \dots + \sum \Delta P_n. \end{cases} \quad (57)$$

При параллельном соединении n трубопроводов (n – число разветвлений)

$$\begin{cases} Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n; \\ \sum \Delta P_1 = \sum \Delta P_2 = \sum \Delta P_3 = \dots = \sum \Delta P_n, \end{cases} \quad (58)$$

где Q – расход в точке разветвления.

На равенствах (57) и (58) основывается способ построения характеристик сложных трубопроводов, состоящих из последовательных и параллельных соединений простых трубопроводов. Для того чтобы построить характеристику потребного напора (давления) сложного трубопровода, целесообразно:

- представить трубопровод в виде соединения простых участков;
- рассчитать и построить характеристики каждого простого участка трубопровода;
- провести графическое сложение характеристик параллельных участков;

– провести графическое сложение последовательных участков.

Если подача жидкости по трубопроводу осуществляется насосом с заданной характеристикой, то принцип расчета такого трубопровода заключается в совместном построении в координатах $p-Q$ линии потребного давления трубопровода и характеристики насоса. Точка пересечения этих линий соответствует рабочему режиму.

3.6. Результаты расчета гидропривода хода комбайна

Предварительный расчет

Исходными данными для расчета являются диапазоны скоростей движения комбайна и нагрузок на опоры, радиусы колес, передаточное число бортовых редукторов, условия эксплуатации. С учетом параметров ходовой системы комбайна (таблица 1), исходные данные для расчета представлены в таблицах 2 и 3.

Таблица 2 – Исходные данные

Состояние	Нагрузка на опоры R , Н				Максимальная скорость комбайна, $v_{к\max}$, км/ч (м/с)	
	Переднее левое, $R_{пл}$	Переднее правое, $R_{пп}$	Управляемый мост, R_y	Суммарный вес комбайна, Н	транспортная $v_{к\ t\ \max}$	рабочая $v_{к\ p\ \max}$
Пустой бункер, рабочий модуль опущен	44000	33200	134300	211500	25 (6,95)	10 (2,78)
Полный бункер, рабочий модуль опущен	85700	74900	214200	374800	–	10 (2,78)
Пустой бункер, рабочий модуль поднят	77400	66700	109300	253400	25 (6,95)	10 (2,78)

Полный бункер, рабочий модуль поднят	119100	108300	189200	416600	–	10 (2,78)
--------------------------------------	--------	--------	--------	--------	---	--------------

Таблица 3 – Параметры ходовой части

Обозначение	Передний мост	Управляемый мост
Статический радиус колеса r , м	0,895	0,690
Коэффициент сцепления колеса с почвой (дорогой) φ_k	0,20; 0,40; (0,80)	0,20; 0,40; (0,80)
Передаточное число бортового редуктора $i_{рб}$	49,5	40,5
Механический КПД бортового редуктора $\eta_{рб мех}$	0,819	0,819
Номинальная частота (рабочая при максимальном моменте) вращения вала ДВС $n_{ДВС} = 1800$ (1400) об/мин		
Передаточное число (передаточное отношение) редуктора привода насосной станции $i_{рн} = 1,31027$ (0,7632)		
Частота вращения приводного вала насоса $n_n = 1800$ об/мин		
Температура окружающей среды 0–30 °С		

Результаты расчета моментов на колесах по зависимости (1) и на валах гидромоторов по зависимости (2) при коэффициенте сцепления колеса с дорогой $\varphi_k = 0,8$ приведены в таблице 4, а числа оборотов колес и числа оборотов валов гидромоторов по зависимостям (5) и (6) представлены в таблице 5. Результаты расчета параметров гидромоторов по зависимостям (7)–(14) представлены в таблице 6. Результаты расчета параметров насосов по зависимостям (15)–(19) при максимальных транспортных и рабочих скоростях комбайна (разных числах оборотов ДВС) приведены в таблицах 7 и 8. Мощность привода насосной установки равна сумме мощностей двух насосов и определяется по зависимости (21).

Таблица 4 – Результаты расчета моментов ($\varphi_k = 0,80$)

Состояние	Моменты на колесах M_k , Н·м			Моменты на валах гидромоторов $M_{ГМ}$, Н·м		
	Переднее левое,	Переднее правое,	Управляемый мост,	привода переднего	привода переднего	привода управляемого

	$M_{к пл}$	$M_{к шп}$	$M_{к у}$	левого колеса $M_{гм пл}$	правого колеса $M_{гм шп}$	моста $M_{гм у}$
1	2	3	4	5	6	7
Пустой бункер, модуль опущен	31504,0	23771,0	74134,0	777,1	586,4	1117,5*2

Окончание табл. 4

1	2	3	4	5	6	7
Полный бункер, модуль опущен	61361,0	53628,0	118238,0	1513,6	1322,8	1797,7*2
Пустой бункер, модуль поднят	55418,0	47757,0	60334,0	1366,9	1178,0	909,5*2
Полный бункер, модуль поднят	85276,0	77543,0	104438,0	2103,0	1912,7	1574,3*2

Таблица 5 – Результаты расчета числа оборотов

Состояние	Скорость комбайна $v_{к max}$, км/ч (м/с)		Число оборотов колеса $n_{к}$, об/мин (об/с)		Число оборотов вала гидромотора $n_{гм}$, об/мин (об/с)	
	транспортная $v_{кт max}$	рабочая $v_{кр max}$	Передних колес, $n_{кп}$	Колес управляемого моста, $n_{к у}$	Привода передних колес, $n_{гм п}$	Привода колес управляемого моста, $n_{гм у}$
Пустой бункер, модуль опущен	25 (6,95)		74,16 (1,236)	96,24 (1,604)	3671 (61,182)	3898 (64,962)
Полный бункер, модуль опущен		10 (2,78)	29,7 (0,495)	38,52 (0,642)	1470 (24,502)	1560 (26,001)
Пустой бункер, модуль поднят	25 (6,95)		74,16 (1,236)	96,24 (1,604)	3671 (61,182)	3898 (64,962)
Полный бункер, модуль поднят		10 (2,78)	29,7 (0,495)	38,52 (0,642)	1470 (24,502)	1560 (26,001)

Таблица 6 – Результаты расчета параметров гидромоторов ($\varphi_k = 0,20$)

Скорость комбайна $v_{к max}$, км/ч (м/с)	Число оборотов вала гидромотора $n_{гм}$,	Рабочий объем моторов $V_{гм}$, см ³	Расход через гидромоторы $Q_{гм}$, л/с
--	--	--	---

		об/мин (об/с)							
трансп- портная $v_{к т \max}$	рабо- чая $v_{к р \max}$	M1 и M2	M3 и M4	M1	M2	M3 и M4	M1	M2	M3 и M4
25 (6,95)		3671 (61,182)	3898 (64,962)	70,56	60,84	57,70	4,50	3,92	3,95
	10 (2,78)	1470 (24,502)	1560 (26,001)	108,56	98,78	92,84	6,92	6,36	6,35

Таблица 7 – Результаты расчета параметров насосов ($n_{двс} = 1800$ об/мин)

Скорость комбайна $v_{к \max}$, км/ч (м/с)		Число оборотов вала насоса n_n , об/мин (об/с)		Рабочий объем насоса V_n , см ³		Подача насоса Q_n , л/с	
транспортная $v_{к т \max}$	рабочая $v_{к р \max}$	H1	H2	H1	H2	H1	H2
25 (6,95)		2358	2358	225,5	211,6	3,368	3,16
	10 (2,78)	2358	2358	355,0	340,1	5,312	5,08

Таблица 8 – Результаты расчета параметров насосов ($n_{двс} = 1400$ об/мин)

Скорость комбайна $v_{к \max}$, км/ч (м/с)		Число оборотов вала насоса n_n , об/мин (об/с)		Рабочий объем насоса V_n , см ³		Подача насоса Q_n , л/с	
трансп- портная $v_{к т \max}$	рабочая $v_{к р \max}$	H1	H2	H1	H2	H1	H2
25 (6,95)		834	834	28,5	72,1	3,368	3,16
	10 (2,78)	834	834	57,3	37,4	5,312	5,08

По результатам предварительного расчета выбираем гидромашины.

Насосы НРV 210-02 Е

Максимальный рабочий объем $V_{0н} = 210,6$ см³.

Мощность номинальная $N_{\text{ном н}} = 201$ кВт (при $p = 25$ МПа).

Мощность максимальная $N_{\text{max н}} = 322$ кВт (при $p = 42$ МПа).

Максимальная частота вращения $n_{\text{max н}} = 2358$ об/мин ($n_{\text{двс}} = 1800$ об/мин).

Максимальная частота вращения $n_{\text{max н}} = 1834$ об/мин ($n_{\text{двс}} = 1400$ об/мин).

Минимальная частота вращения $n_{\text{min н}} = 500$ об/мин.

КПД механический $\eta_{\text{м н}} = 0,93$.

КПД объемный $\eta_{\text{о н}} = 0,95$.

Параметр регулирования $e = 0-1,0$.

Подача насоса $Q_{\text{н max}} = 8,27$ л/с (0-496 л/мин).

Гидромоторы НМV 135-02 Е 4 24

Максимальный рабочий объем $V_{0 \text{ ГМ max}} = 135,6$ см³.

Минимальный рабочий объем $V_{0 \text{ ГМ min}} = 45,2$ см³.

Мощность номинальная $N_{\text{ном}} = 181$ кВт (при $\Delta p = 25$ МПа).

Мощность максимальная $N_{\text{max}} = 304$ кВт (при $\Delta p = 42$ МПа).

Максимальная частота вращения при $V_{0 \text{ ГМ max}} - n_{\text{max ГМ}} = 3200$ об/мин.

Максимальная частота вращения при $V_{0 \text{ ГМ min}} - n_{\text{max ГМ}} = 3700$ об/мин.

КПД механический $\eta_{\text{м н}} = 0,95$.

КПД объемный $\eta_{\text{о н}} = 0,96$.

Параметр регулирования $e = 0,335-1,0$.

Расход рабочей жидкости $Q_{\text{ГМ max}} = 7,91$ л/с = 474,6 л/мин (при $n_{\text{ГМ}} = 3500$ об/мин).

Условный диаметр трубопроводов определяем по зависимости (24):

$$D_y = (4 Q / \pi v)^{1/2} = (4 \cdot 8,27 \cdot 10^{-3} / 3,14 \cdot 10)^{1/2} = 0,0317 \text{ м.}$$

Принимаем диаметры трубопроводов $d = 32$ мм.

3.7. Результаты поверочного расчета гидропривода

Поверочный расчет ведем для гидропривода хода комбайна с насосами НРV 135-02 Е 06 07 и моторами НМV 105-02 Е 4 24.

Техническая характеристика гидромашин

Насос НРV 135-02 Е 06 07

Максимальный рабочий объем $V_{0н} = 135,6 \text{ см}^3$.

Параметр регулирования $e = 0-1,0$.

Подача насоса $Q_{н \text{ max}} = 0-5,04 \text{ л/с}$ ($0-302,4 \text{ л/мин}$) при $n_{\text{двс}} = 1800 \text{ об/мин}$.

Подача насоса $Q_{н \text{ max}} = 0-3,92 \text{ л/с}$ ($0-235,2 \text{ л/мин}$) при $n_{\text{двс}} = 1400 \text{ об/мин}$.

Номинальный момент $M_{\text{ном}} = 540 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Максимальный момент $M_{\text{max}} = 870 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Мощность номинальная $N_{\text{ном н}} = 153 \text{ кВт}$ (при $p = 25 \text{ МПа}$).

Мощность максимальная $N_{\text{max н}} = 245 \text{ кВт}$ (при $p = 42 \text{ МПа}$).

Максимальная частота вращения $n_{\text{max н}} = 2358 \text{ об/мин}$ ($n_{\text{двс}} = 1800 \text{ об/мин}$).

Максимальная частота вращения $n_{\text{max н}} = 1834 \text{ об/мин}$ ($n_{\text{двс}} = 1400 \text{ об/мин}$).

Минимальная частота вращения $n_{\text{min н}} = 500 \text{ об/мин}$.

КПД: механический $\eta_{\text{м н}} = 0,93$; объемный $\eta_{\text{о н}} = 0,95$; полный $\eta_{\text{пол}} = 0,89$.

Гидромотор НМV 105-02 Е 4 24

Максимальный рабочий объем $V_{0 \text{ ГМ max}} = 105 \text{ см}^3$.

Минимальный рабочий объем $V_{0 \text{ ГМ min}} = 35 \text{ см}^3$.

Параметр регулирования $e = 0,33-1,0$.

Максимальный расход $Q_{\text{ГМ max}} = 6,447 \text{ л/с}$ (при $n_{\text{ГМ}} = 3500 \text{ об/мин}$).

Максимальный расход $Q_{\text{ГМ max}} = 5,525 \text{ л/с}$ (при $n_{\text{ГМ}} = 3000 \text{ об/мин}$).

Минимальный расход $Q_{\text{ГМ min}} = 2,149 \text{ л/с}$ (при $n_{\text{ГМ}} = 3500 \text{ об/мин}$).

Минимальный расход $Q_{\text{ГМ min}} = 1,842 \text{ л/с}$ (при $n_{\text{ГМ}} = 3000 \text{ об/мин}$).

Номинальный момент $M_{\text{ном}} = 418 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Максимальный момент $M_{\text{max}} = 702 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Мощность номинальная $N_{\text{ном}} = 153 \text{ кВт}$ (при $\Delta p = 25 \text{ МПа}$).

Мощность максимальная $N_{\text{max}} = 257 \text{ кВт}$ (при $\Delta p = 42 \text{ МПа}$).

Максимальная частота вращения при $V_{0 \text{ ГМ max}} - n_{\text{max ГМ}} = 3500 \text{ об/мин}$.

Максимальная частота вращения при $V_{0 \text{ ГМ min}} - n_{\text{max ГМ}} = 4700$ об/мин.

КПД: механический $\eta_{\text{мн}} = 0,95$; объемный $\eta_{\text{он}} = 0,96$; полный $\eta_{\text{пол}} = 0,91$.

Рабочая жидкость: ISO VG 22 HLP (для температур 30–40 °С); ISO VG 32 HLP (для температур 40–60 °С); ISO VG 46 HLP или ISO VG 68 HLP (для температур 60–80 °С). Для расчета принимаем два значения кинематической вязкости $\nu = 15 \text{ мм}^2/\text{с}$ и $\nu = 80 \text{ мм}^2/\text{с}$.

Параметры (диаметры и длины) трубопроводов и рукавов высокого давления берем из монтажной схемы гидропривода согласно спецификации. Местные сопротивления (коллектор, переходники, тройники, поворотные и соединительные фитинги) заменяем эквивалентными длинами трубопроводов того же сечения, что и основные трубопроводы.

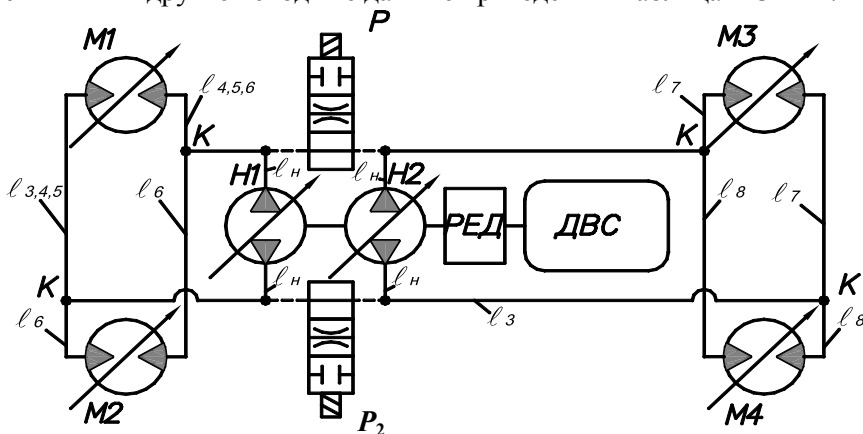
Требуемый перепад давления на гидромоторах $\Delta p_{\text{ГМ}}$ определяем по зависимости (14). Результаты расчета перепада давления для расчетных значений моментов на валах гидромоторов представлены в таблице 9.

Таблица 9 – Перепад давления на гидромоторах ($\varphi_{\text{к}} = 0,80$; $V_{0 \text{ ГМ max}} = 105 \text{ см}^3$)

Состояние	Моменты на валах $M_{\text{ГМ}}$, Н·м			Перепад давления $\Delta p_{\text{ГМ}}$, МПа		
	Привода переднего левого колеса, $M_{\text{ГМ пл}}$	Привода переднего левого колеса, $M_{\text{ГМ пл}}$	Привода переднего левого колеса, $M_{\text{ГМ пл}}$	Привода переднего левого колеса, $\Delta p_{\text{ГМ пл}}$	Привода переднего правого колеса, $\Delta p_{\text{ГМ пр}}$	Привода колес управляемого моста, $\Delta p_{\text{ГМ у}}$
Пустой бункер, модуль опущен	777,1	586,4	1117,5*2	48,92	36,9	70,35
Полный бункер, модуль опущен	1513,6	1322,8	1797,7*2	95,29	83,28	113,18

Пустой бункер, модуль поднят	1366,9	1178,0	909,5*2	86,05	74,16	57,26
Полный бункер, модуль поднят	2103,0	1912,7	1574,3*2	132,39	120,42	99,11

Замена принципиальной схемы (рисунок 1) гидропривода эквивалентной. На рисунке 6 приведена эквивалентная схема привода с указанием трубопроводов. Из эквивалентной схемы видно, что рассматриваемый гидропривод представляет собой сложный трубопровод с последовательно-параллельным соединением участков гидропривода. Длины и диаметры трубопроводов, режимы течения жидкости в них и другие исходные данные приведены в таблицах 13 и 14.



Н1, Н2 – насосы; М1, М2, М3, М4 – гидромоторы; $l_n, l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6, l_7, l_8$ – трубопроводы; P_1, P_2 – распределители системы блокировки мостов, К – коллектор

Рисунок 6 – Приведенная эквивалентная схема привода хода

Построение характеристики насосной установки

Строим характеристики насосов Н1 и Н2 отдельно, как насосов, питающих разные контуры привода. Насос Н1 питает контур переднего моста, а насос Н2 – контур управляемого моста.

Характеристика насоса при числе оборотов насоса $n_n = 2358$ об/мин ($n_{двс} = 1800$ об/мин) – рисунок 7.

Точку A получаем при $p = 0$, $Q_{н\max} = V_{он} \cdot n_n = 135,6 \cdot 10^{-6} \cdot 39,3 = 5,329 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 319,745$. Точку B – при $p = 42$ МПа, $Q_{д} = Q_{т\max} \times \eta_{он} = 5,329 \cdot 10^{-3} \cdot 0,95 = 5,0626 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 5,0626 \text{ л/с} = 303,757$ л/мин. Соединяя точки A и B , получаем характеристику насоса. Для насоса с регулятором подачи строим точку C – это точка пересечения горизонтали, соответствующей давлению настройки регулятора

$p_p = 40$ МПа, с характеристикой насоса. При этом давлении подача насоса составляет $Q'_н = 5,084 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 5,084 \text{ л/с} = 305,04$ л/мин. Вторую точку C' получаем, произвольно задаваясь давлением на выходе насоса, например, $p_n = 42$ МПа, и определяем подачу насоса по формуле (37):

$$\begin{aligned} Q_n'' &= Q'_н - k_p (p_n - p_p) = 5,084 \cdot 10^{-3} - 0,001 (42 \cdot 10^6 - 40 \cdot 10^6) = \\ &= 3,084 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 3,084 \text{ л/с} = 185,04 \text{ л/мин}, \end{aligned}$$

где коэффициент регулятора подачи $k_p = 0,001 \text{ м}^3/\text{МПа}\cdot\text{с} = 1 \text{ л/МПа}\cdot\text{с}$ [4].

Проведя прямую через точки C и C' до пересечения с осью ординат в точке D , получаем характеристику насоса совместно с регулятором подачи (линия ACD , рисунок 7) при числе оборотов вала насоса $n_n = 2358$ об/мин.

Характеристика насоса при числе оборотов вала насоса $n_n = 1834$ об/мин ($n_{двс} = 1400$ об/мин) – рисунок 8.

Точку A получаем при $p = 0$, $Q_{н\max} = V_{он} \cdot n_n = 135,6 \cdot 10^{-6} \cdot 30,567 = 4,144 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 4,144 \text{ л/с} = 248,690$ л/мин. Точку B – при $p = 42$ МПа, $Q_{д} = Q_{т\max} \cdot \eta_{он} = 4,144 \cdot 10^{-3} \cdot 0,95 = 3,937 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 3,937 \text{ л/с} = 236,255$ л/мин. Соединяя точки A и B , получаем характеристику насоса. Для насоса с регулятором подачи строим точку C – это точка пересечения горизонтали, соответствующей давлению настройки регулятора $p_p = 40$ МПа, с характеристикой насоса.

При этом давлении подача насоса составляет $Q'_н = 4,01 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 4,01 \text{ л/с} = 248,690$ л/мин.

Вторую точку C' получаем, произвольно задавая давлением на выходе насоса, например, $p_n'' = 42$ МПа, и определяем подачу насоса по формуле

$$Q_n'' = Q_n' - k_p (p_n'' - p_p) = 4,01 \cdot 10^{-3} - 0,001 (42 \cdot 10^6 - 40 \cdot 10^6) = 2,01 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 2,01 \text{ л/с} = 120,6 \text{ л/мин. } k_p = 0,001 \text{ м}^5/\text{Н} \cdot \text{с} [4].$$

Проведя прямую через точки C и C' до пересечения с осью ординат в точке D , получаем характеристику насоса совместно с регулятором подачи (линия ACD , рисунок 8) при числе оборотов вала насоса $n_n = 1834$ об/мин.

Данные, необходимые для построения характеристик насосов, приведены в таблицах 10, 11 и 12.

Таблица 10 – Характеристика насоса с регулятором подачи ($V_{\text{он}} = 135,6 \text{ см}^3$)

Число оборотов вала насоса n_n , об/мин	Теорет. подача $Q_{\text{т макс}}$, л/мин ($Q_{\text{т макс}} = V_{\text{он}} n_n$)	Объемный КПД $\eta_{\text{он}}$ при $p = 42$ МПа	Действительная подача $Q_{\text{д}}$, л/мин ($Q_{\text{д}} = Q_{\text{т макс}} \eta_{\text{он}}$)	Давление начала работы регулятора p_p , МПа	Коэффициент регулятора подачи k_p , л/МПа·с	Давление регулирования p , МПа	Подача при $p_n'' = Q_n' - k_p (p'' - p_p)$, л/мин
2358	319,745	0,95	303,757	40	1	42	185,04
1834	248,690	0,95	236,255	40	1	42	120,61

Таблица 11 – Координаты точек характеристик насосов при $n_n = 2358$ об/мин

Точки характеристики	A	A'	A''	B	C	C'	D
Q , л/мин	319,745	308,265	303,757	303,757	308,265	185,040	0

P , МПа	0	0	0	42	40	42	50
-----------	---	---	---	----	----	----	----

Таблица 12 – Координаты точек характеристик насосов при $n_n = 1834$ об/мин

Точки характеристики	A	A'	A''	B	C	C'	D
Q , л/мин	248,690	240,630	236,255	236,255	240,630	120,600	0
P , МПа	0	0	0	42	40	42	50

Построение характеристик трубопроводов

Согласно эквивалентной схеме (рисунок 6) составляем уравнения характеристик простых трубопроводов, исходя из режима течения жидкости в трубопроводах, соединения трубопроводов (параллельное или последовательное), наличия местных сопротивлений. Значения l длин трубопроводов и рукавов высокого давления, их диаметров d , значения чисел Рейнольдса Re и коэффициентов гидравлического трения λ для всех участков различных контуров приведены в таблице 13. Расчеты ведем для двух значений кинематической вязкости $\nu = 15$ мм²/с и $\nu = 80$ мм²/с.

Контур переднего моста

На участках нагнетания от насоса H к коллектору K и на участках слива от коллектора K к всасывающему каналу насоса H длины и диаметры рукавов равны, а расходы в них отличаются только утечками в гидромоторах, поэтому и потери равны, т. е. $\Delta p_{1H} \approx \Delta p_{2H}$. Суммарные потери в этих двух последовательно соединенных рукавах складываются и описываются уравнением:

при $\nu = 15$ мм²/с:

$$\begin{aligned} \sum \Delta p_{1H+2H} &= \Delta p_{1H} + \Delta p_{2H} = 2\lambda \frac{l_H}{d} \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4} = \\ &= K_H Q^2 = 0,00495 \cdot 10^{12} \cdot Q^2; \end{aligned} \quad (59)$$

при $\nu = 80$ мм²/с:

$$\begin{aligned}\sum \Delta p_{1H+2H} &= \Delta p_{1H} + \Delta p_{2H} = 2\lambda \frac{l_{1H}}{d} \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4} = \\ &= K_{1H} Q^2 = 0,00795 \cdot 10^{12} \cdot Q^2.\end{aligned}\quad (60)$$

Участок контура правого борта переднего моста от коллектора к гидромотору состоит из рукава высокого давления l_3 , трубопровода l_4 , рукава высокого давления l_5 , а от гидромотора к коллектору – из тех же l_5 , l_4 , l_3 , и соединены они последовательно, поэтому потери давления $\sum \Delta p_{пб\ пм}$ на участке (l_3 , l_4 , l_5 , М1, l_5 , l_4 , l_3) будут описываться уравнением:

при $v = 15 \text{ мм}^2/\text{с}$:

$$\begin{aligned}\sum \Delta p_{пб\ пм} &= \Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_5 + \Delta p_{гм1} + \Delta p_5 + \Delta p_4 + \Delta p_6 = \\ &= 2(\Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_5) + \Delta p_{гм1} = 2\lambda \frac{(l_3 + l_4 + l_5)}{d} \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4} + \Delta p_{гм1} = \\ &= 0,075 \cdot 10^{12} \cdot Q^2 + \Delta p_{гм1};\end{aligned}\quad (61)$$

при $v = 80 \text{ мм}^2/\text{с}$:

$$\begin{aligned}\sum \Delta p_{пб\ пм} &= \Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_5 + \Delta p_{гм1} + \Delta p_5 + \Delta p_4 + \Delta p_6 = \\ &= 2(\Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_5) + \Delta p_{гм1} = 2\lambda \frac{(l_3 + l_4 + l_5)}{d} \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4} + \Delta p_{гм1} = \\ &= 0,12 \cdot 10^{12} \cdot Q^2 + \Delta p_{гм1}.\end{aligned}\quad (62)$$

Участок контура левого борта переднего моста от коллектора к гидромотору состоит из рукава высокого давления l_6 , а от гидромотора к коллектору также из l_6 , а соединены они последовательно, поэтому потери давления $\sum \Delta p_{лб\ пм}$ на участке (l_6 , М1, l_6) будут описываться уравнением:

при $v = 15 \text{ мм}^2/\text{с}$:

$$\sum \Delta p_{лб\ пм} = \Delta p_6 + \Delta p_{гм2} + \Delta p_6 = 2\lambda \frac{l_6}{d} \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4} + \Delta p_{гм2} =$$

$$= 0,067 \cdot 10^{12} Q^2 + \Delta p_{\text{ГМ2}}; \quad (63)$$

при $v = 80 \text{ мм}^2/\text{с}$:

$$\begin{aligned} \sum \Delta p_{\text{лб пм}} &= \Delta p_6 + \Delta p_{\text{ГМ2}} + \Delta p_6 = 2\lambda \frac{l_6}{d} \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4} + \Delta p_{\text{ГМ2}} = \\ &= 0,094 \cdot 10^{12} Q^2 + \Delta p_{\text{ГМ2}}. \end{aligned} \quad (64)$$

Потери на местных сопротивлениях заменяем потерями в трубопроводе с эквивалентной длиной $l_{1\text{ЭКВ}}$. Принимаем потери на местных сопротивлениях в участках правого и левого борта одинаковыми с $l_{\text{ПЭКВ}} = l_{\text{ЛЭКВ}} = 10 \text{ м}$. Тогда:

при $v = 15 \text{ мм}^2/\text{с}$:

$$\begin{aligned} \Delta p_{1\text{ПЭКВ}} &= \Delta p_{2\text{ЛЭКВ}} = \lambda \frac{l_{1\text{ЭКВ}}}{d} \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4} = K_{1\text{ЭКВ}} Q^2 = \\ &= K_{2\text{ЭКВ}} Q^2 = 0,0246 \cdot 10^{12} \cdot Q^2; \end{aligned} \quad (65)$$

при $v = 80 \text{ мм}^2/\text{с}$:

$$\begin{aligned} \Delta p_{1\text{ПЭКВ}} &= \Delta p_{2\text{ЛЭКВ}} = \lambda \frac{l_{1\text{ЭКВ}}}{d} \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4} = K_{1\text{ЭКВ}} Q^2 = \\ &= K_{2\text{ЭКВ}} Q^2 = 0,0457 \cdot 10^{12} \cdot Q^2. \end{aligned} \quad (66)$$

При построении суммарной характеристики привода переднего моста учтем, что участки контура правого борта ($l_3, l_4, l_5, \text{М1}, l_5, l_4, l_3$) и участки контура левого борта ($l_6, \text{М2}, l_6$) соединены параллельно.

Контурь управляемого моста

Так же, как и для контуров переднего моста, на участках от насоса к коллектору и от коллектора к насосу потери давления $\sum \Delta p_{3н} = \sum \Delta p_{4н}$ можно считать равными, а рукава соединены последовательно, значит уравнения потерь для управляемого моста на этом участке будут:

при $v = 15 \text{ мм}^2/\text{с}$:

$$\begin{aligned}\sum \Delta p_{3н+4н} &= \Delta p_{3пн} + \Delta p_{4пн} = 2\lambda \frac{l_{3пн}}{d} \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4} = \\ &= K_{3пн} Q^2 = K_{4пн} Q^2 = 0,00795 \cdot 10^{12} \cdot Q^2;\end{aligned}$$

при $v = 80 \text{ мм}^2/\text{с}$:

$$\begin{aligned}\sum \Delta p_{3н+4н} &= \Delta p_{3пн} + \Delta p_{4пн} = 2\lambda \frac{l_{3пн}}{d} \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4} = \\ &= K_{3пн} Q^2 = K_{4пн} Q^2 = 0,00795 \cdot 10^{12} \cdot Q^2.\end{aligned}$$

Потери давления $\sum \Delta p_{пб \text{ ум}}$ на участках контура правого борта управляемого моста с длинами рукавов l_7 будут описываться уравнением:

при $v = 15 \text{ мм}^2/\text{с}$:

$$\begin{aligned}\sum \Delta p_{пб \text{ ум}} &= \Delta p_{\gamma} + \Delta p_{\gamma м3} + \Delta p_{\gamma} = 2\Delta p_{\gamma} + \Delta p_{\gamma м3} = \\ &= 2\lambda \frac{l_7}{d} \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4} + \Delta p_{\gamma м3} = 0,026 \cdot 10^{12} \cdot Q^2 + \Delta p_{\gamma м3};\end{aligned}$$

при $v = 80 \text{ мм}^2/\text{с}$:

$$\begin{aligned}\sum \Delta p_{пб \text{ ум}} &= \Delta p_{\gamma} + \Delta p_{\gamma м3} + \Delta p_{\gamma} = 2\Delta p_{\gamma} + \Delta p_{\gamma м3} = \\ &= 2\lambda \frac{l_7}{d} \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4} + \Delta p_{\gamma м3} = 0,045 \cdot 10^{12} \cdot Q^2 + \Delta p_{\gamma м3}.\end{aligned}$$

Потери давления $\sum \Delta p_{лб \text{ ум}}$ на участках контура левого борта управляемого моста с длинами рукавов l_8 будут описываться уравнением:

при $v = 15 \text{ мм}^2/\text{с}$:

$$\begin{aligned}\sum \Delta p_{лб \text{ ум}} &= \Delta p_{\delta} + \Delta p_{\delta м4} + \Delta p_{\delta} = \\ &= 2\lambda \frac{l_8}{d} \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4} + \Delta p_{\delta м4} = 0,026 \cdot 10^{12} \cdot Q^2 + \Delta p_{\delta м4};\end{aligned}$$

при $v = 80 \text{ мм}^2/\text{с}$:

$$\begin{aligned}\sum \Delta p_{\text{лб ум}} &= \Delta p_8 + \Delta p_{\text{ГМ4}} + \Delta p_8 = \\ &= 2\lambda \frac{l_8}{d} \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4} + \Delta p_{\text{ГМ4}} = 0,045 \cdot 10^{12} \cdot Q^2 + \Delta p_{\text{ГМ4}}.\end{aligned}$$

Потери на местных сопротивлениях контуров управляемого моста заменяем потерями в трубопроводе с эквивалентной длиной $l_{\text{ЭКВ}}$. Принимаем потери на местных сопротивлениях в участках правого и левого борта одинаковыми с $l_{3\text{П ЭКВ}} = l_{4\text{Л ЭКВ}} = 4 \text{ м}$. Тогда:

при $v = 15 \text{ мм}^2/\text{с}$:

$$\begin{aligned}\Delta p_{3\text{П ЭКВ}} = \Delta p_{4\text{Л ЭКВ}} &= \lambda \frac{l_{3\text{ЭКВ}}}{d} \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4} = K_{3\text{ЭКВ}} Q^2 = \\ &= K_{4\text{ЭКВ}} Q^2 = 0,00984 \cdot 10^{12} \cdot Q^2;\end{aligned}$$

при $v = 80 \text{ мм}^2/\text{с}$:

$$\begin{aligned}\Delta p_{3\text{П ЭКВ}} = \Delta p_{4\text{Л ЭКВ}} &= \lambda \frac{l_{3\text{ЭКВ}}}{d} \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4} = \\ &= K_{3\text{ЭКВ}} Q^2 = K_{4\text{ЭКВ}} Q^2 = 0,0184 \cdot 10^{12} \cdot Q^2.\end{aligned}$$

Построим суммарную характеристику сложного трубопровода и определим рабочую точку гидросистемы согласно уравнениям (57) для последовательно соединенных участков и согласно (58) для параллельно соединенных участков.

Так как характеристики трубопроводов нелинейные, то для их построения $\Delta p_4 = f(Q)$ необходимо минимум три точки (используем 6 точек). Результаты расчетов заносим в таблицу 13. По данным таблицы строим характеристики каждого простого трубопровода. Затем по правилам графического сложения характеристик получаем суммарную характеристику контуров привода.

Анализ результатов поверочного расчета

На рисунке 7 приведена статическая характеристика привода переднего моста при вязкости рабочей жидкости $\nu = 15 \text{ мм}^2/\text{с}$ и при оборотах вала насоса $n = 2358 \text{ об/мин}$.

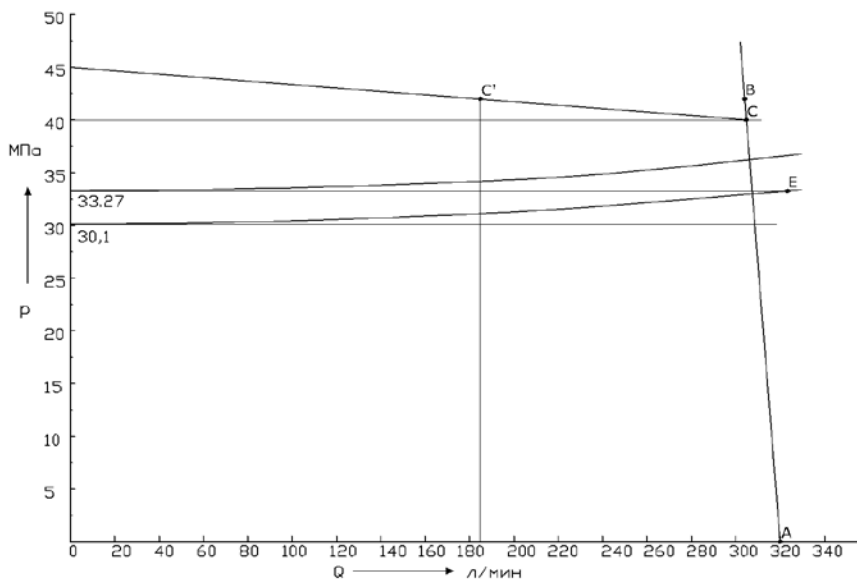


Рисунок 7 – Статическая характеристика привода переднего моста при рабочей скорости 10 км/ч

Пересечения характеристики сложного трубопровода с характеристикой насосной установки привода переднего моста не имеется, следовательно, при таких нагрузках представленная схема привода переднего моста не обеспечивает движения комбайна.

На рисунке 8 приведена статическая характеристика привода управляемого моста при вязкости рабочей жидкости $\nu = 15 \text{ мм}^2/\text{с}$ и при оборотах валов насосов $n = 2358 \text{ об/мин}$. Пересечение суммарной характеристики трубопроводов и насосной установки в точке R ($Q = 310 \text{ л/мин}$; $p = 26,68 \text{ МПа}$). Привод управляемого моста обеспечивается.

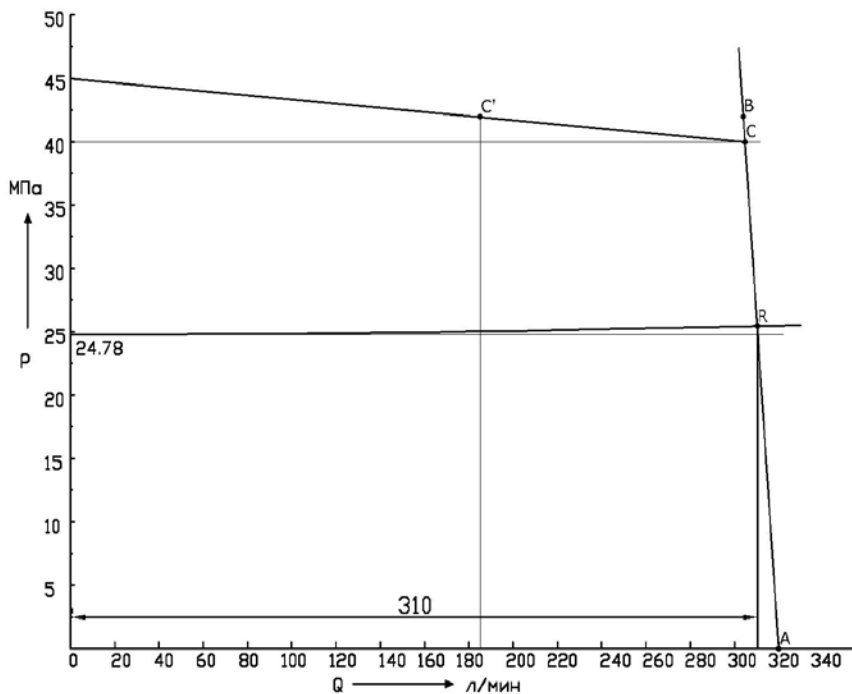
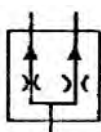
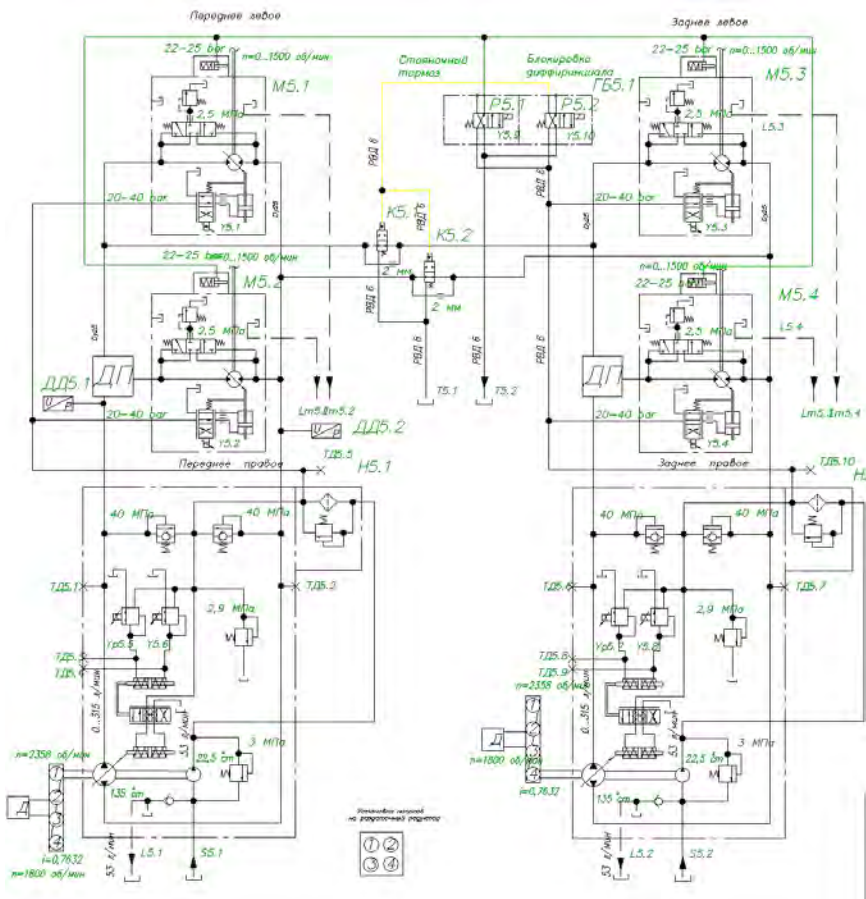
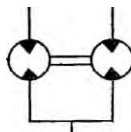


Рисунок 8 – Статическая характеристика привода управляемого моста при рабочей скорости 10 км/ч

На рисунке 9 приведена статическая характеристика привода переднего моста при вязкости рабочей жидкости $\nu = 80 \text{ мм}^2/\text{с}$ и при оборотах вала насоса $n = 2358 \text{ об/мин}$.



a



б

a – дроссельный делитель потока; *б* – машинный делитель потока

Рисунок 9 – Схема гидравлическая принципиальная с делителем потока

Пересечения характеристики сложного трубопровода с характеристикой насосной установки привода переднего моста не имеется, следовательно, при таких нагрузках представленная схема привода переднего моста не обеспечивает движения комбайна.

На рисунке 10 приведена статическая характеристика привода управляемого моста при вязкости рабочей жидкости $\nu = 80 \text{ мм}^2/\text{с}$ и при оборотах валов насосов $n = 2358 \text{ об/мин}$. Пересечение суммарной характеристики трубопроводов и насосной установки в точке R ($Q = 309 \text{ л/мин}$; $p = 27,58 \text{ МПа}$). Привод управляемого моста обеспечивается.

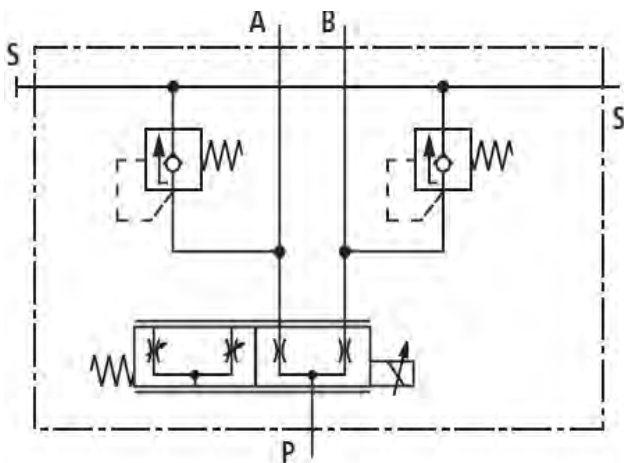


Рисунок 10 – Упрощенная гидравлическая принципиальная делителя потока

Так как насосная установка не обеспечивает функционирование привода переднего моста комбайна, то расчет мощности насосной установки переднего моста по результатам поверочного расчета не проводился.

Потребляемую регулируемым насосом с регулятором подачи мощность привода управляемого моста определим следующим образом. Через точку R проводим прямую параллельно AB и определяем Q_T по формуле

$$N_{\text{вх}} = \frac{p_{\text{н}} \cdot Q_{\text{нТ}}'}{\eta_{\text{мн}}}$$

Тогда при $v = 15 \text{ мм}^2/\text{с}$ $Q'_T = 310 \text{ л/мин} = 5,2 \text{ л/с} = 5,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$:

$$N_{\text{вх н2}} = \frac{p_{\text{н2}} \cdot Q'_{\text{HT}}}{\eta_{\text{MH}}} = \frac{26,68 \cdot 10^6 \cdot 5,20 \cdot 10^{-3}}{0,89} =$$

$$= 138,7 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 138,7 \text{ кВт};$$

При $v = 80 \text{ мм}^2/\text{с}$ $Q'_T = 309 \text{ л/мин} = 5,15 \text{ л/с} = 5,15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$:

$$N_{\text{вх н2}} = \frac{p_{\text{н2}} \cdot Q'_{\text{HT}}}{\eta_{\text{MH}}} = \frac{27,58 \cdot 10^6 \cdot 5,15 \cdot 10^{-3}}{0,89} =$$

$$= 142,03 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 142,03 \text{ кВт}.$$

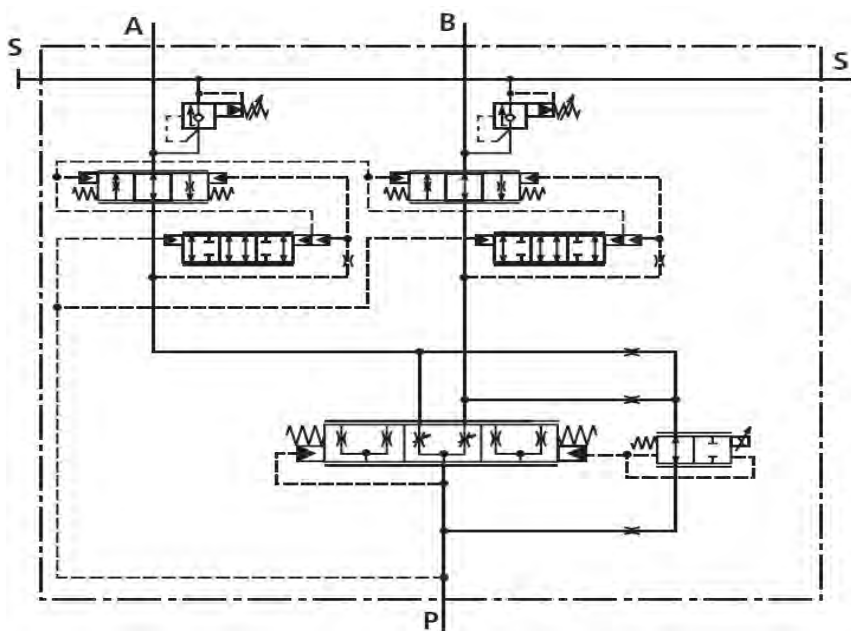


Рисунок 11 – Развернутая схема гидравлическая принципиальная с делителем потока

Таблица 13 – Потери давления по длине трубопроводов при вязкости $\nu = 15 \text{ мм}^2/\text{с}$

Кон-тур	Участок трубопровода		Кол. шт	Диаметр d , мм	Длина l , м	Макс. расход Q , м ³ /с (л/с)	Макс. скорость течения v , м/с	Число Рейнольдса Re	Режим течения	Расчетная формула для $\lambda = 0,3164/(\text{Re})^{0,25}$	Характеристический коэф. трубопровода K	Макс. потери давления Δp , МПа $\Delta p = kQ^2$
Переднего моста	Эквивал. длина мест. сопр. $l_{\text{экв}}$	Правый борт $l_{\text{экв1}}$	1	5	10	2,53	5,16	8600	Турбулентный	0,0329	$K = 0,0347 \cdot 10^{12}$	0,210
		Левый борт $l_{\text{экв2}}$	1	25	10	2,53	5,16	8600	Турбулентный	0,0329	$K = 0,0347 \cdot 10^{12}$	0,210
	Рукав высокого давления от насоса к колл. $l_{\text{лн}} = l_{\text{пн}}$	Нагнетание $l_{\text{лн}}$	1	32	1,2	5,0626	10,31	17200	Турбулентный	0,0276	$K = 0,0247 \cdot 10^{12}$	0,063
		Слив $l_{\text{пн}}$	1	32	1,2	5,0626	10,31	17200	Турбулентный	0,0276	$K = 0,0247 \cdot 10^{12}$	0,063
	Рукав высокого давления	Правый борт l_3 l_4 l_5	2 2 2	25	4,2 · 2 = 8,4 4,6 · 2 = 9,2 1,2 · 2 = 2,4	2,53	5,16	8600	Турбулентный	0,0465	$K = 0,0291 \cdot 10^{12}$ $K = 0,0320 \cdot 10^{12}$ $K = 0,0083 \cdot 10^{12}$	0,186 0,205 0,0534
		Левый борт l_6	2	25	8,4 · 2 = 16,8	2,53	5,16	8600	Турбулентный	0,0465	$K = 0,0584 \cdot 10^{12}$	0,374

									ный		10^{12}	
--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	-----------	--

Кон-тур	Участок трубопровода		Кол. шт	Диаметр d , мм	Длина l , м	Макс. расход Q , м ³ /с (л/с)	Макс. скорость течения v , м/с	Число Рейнольдса Re	Режим течения	Расчетная формула для $\lambda = 0,3164(Re)^{0,25}$	Характеристический коэф. трубопровода K	Макс. потери давления Δp , МПа $\Delta p = kQ^2$
Управляемого моста	Эквивалентная длина мест. сопр. $l_{\text{экв}}$	Правый борт $l_{\text{экв } 3}$	1	25	2	2,53	5,16	8600	Турбулентный	0,0465	$K = 0,007 \cdot 10^{12}$	0,0445
		Левый борт $l_{\text{экв } 4}$	1	25	2	2,53	5,16	8600	Турбулентный	0,0465	$K = 0,007 \cdot 10^{12}$	0,0445
	Рукав высокого давления от насоса к колл. $l_{3\text{лн}} = l_{4\text{лн}}$	Нагнетание $l_{3\text{лн}}$	1	25	1,2	5,0626	10,31	17200	Турбулентный	0,0276	$K = 0,0025 \cdot 10^{12}$	0,064
		Слив $l_{4\text{лн}}$	1	25	1,2	5,0626	10,31	17200	Турбулентный	0,0276	$K = 0,0025 \cdot 10^{12}$	0,064
	Рукав высокого давления $l_7 = l_8$	Правый l_7 борт	2	25	$3,3 \cdot 2 = 6,6$	2,53	5,13	8600	Турбулентный	0,0465	$K = 0,023 \cdot 10^{12}$	0,147
		Левый l_8 борт	2	25	$3,3 \cdot 2 = 6,6$	2,53	5,13	8600	Турбулентный	0,0465	$K = 0,023 \cdot 10^{12}$	0,147

Таблица 14 – Потери давления по длине трубопроводов при вязкости $\nu = 80 \text{ мм}^2/\text{с}$

Кон-тур	Участок трубопровода		Кол. шт	Диаметр d , мм	Длина l , м	Макс. расход Q , м ³ /с (л/с)	Макс. скорость течения v , м/с	Число Рейнольдса Re	Режим течения	Расчетная формула	Характеристический коэфф. трубопровода K	Макс. потери давления Δp , МПа	
Переднего моста	Эквивалентная длина местных сопротивлений $l_{\text{экв}}$	Правый борт $l_{\text{экв1}}$	1	25	4	2,53	5,16	1612	Ламинарный	$\lambda = 75/Re = 0,0465$	$K = 0,03 \cdot 10^9$	$\Delta p = kQ = 0,0759$	
	Рукав высокого давления от насоса к коллектору $l_{1\text{лн}} = l_{1\text{пн}}$	Нагнетание $l_{1\text{лн}}$	1	25	1,2	5,0626	10,31	3224	Турбулентный	$\lambda = 0,3164 / (Re)^{0,25} = 0,0419$	$K = 0,0037 \cdot 10^{12}$	$\Delta p = kQ^2 = 0,096$	
		Слив $l_{2\text{пн}}$	1	25	1,2	5,0626	10,31	3224	Турбулентный	$\lambda = 0,3164 / (Re)^{0,25} = 0,0419$	$K = 0,0037 \cdot 10^{12}$	$\Delta p = kQ^2 = 0,096$	
	Рукав высокого давления	Правый борт l_3 l_4 l_5		2	25	$4,2 \cdot 2 = 8,4$	2,53	5,16	1612	Ламинарный	$\lambda = 75/Re = 0,0465$	$K = 0,0631 \cdot 10^9$	0,1596
				2	25	$4,6 \cdot 2 = 9,2$						$K = 0,0691 \cdot 10^9$	
	2		25	$1,2 \cdot 2 = 2,4$	$K = 0,0180 \cdot 10^9$	0,0456							
	Левый борт l_6	2	25	$8,4 \cdot 2 = 16,8$	2,53	5,16	1612	Ламинарный	0,0465	$K = 0,1262 \cdot 10^9$	0,319		

Кон-тур	Участок трубопровода		Кол. шт	Диаметр d , мм	Длина l , м	Макс. расход Q , м ³ /с (л/с)	Макс. скорость течения v , м/с	Число Рейнольдса Re	Режим течения	Расчетная формула	Характеристический коэфф. трубопровода K	Макс. потери давления Δp , МПа
Управляемого моста	Эквивалентная длина местных сопротивлений $l_{\text{экв}}$	Правый $l_{\text{экв 3}}$ борт	1	25	2	2,53	5,16	1612	Ламинарный	0,0465	$K = 0,0152 \cdot 10^9$	0,031
		Левый $l_{\text{экв 4}}$ борт	1	25	2	2,53	5,16	1612	Ламинарный	0,0465	$K = 0,0152 \cdot 10^9$	0,031
	Рукав высокого давления от насоса к колл. $l_{3\text{плн}} = l_{4\text{плн}}$	Нагнетание $l_{3\text{плн}}$	1	25	1,2	5,0626	10,31	3224	Турбулентный	0,0419	$K = 0,0038 \cdot 10^{12}$	0,024
		Слив $l_{4\text{плн}}$	1	25	1,2	5,0626	10,31	3224	Турбулентный	0,0419	$K = 0,0038 \cdot 10^{12}$	0,024
	Рукав высокого Давления $l_7 = l_8$	Правый l_7 борт	2	25	$3,3 \cdot 2 = 6,6$	2,53	5,13	1612	Ламинарный	0,0465	$K = 0,0495 \cdot 10^9$	0,125
		Левый l_8 борт	2	25	$3,3 \cdot 2 = 6,6$	2,53	5,13	1612	Ламинарный	0,0465	$K = 0,0495 \cdot 10^9$	0,125

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате расчетов привода хода комбайна было установлено следующее:

1. Представленная схема гидравлическая принципиальная не удовлетворяет техническим требованиям привода хода комбайна с указанными нагрузками на опоры при заданных скоростях движения комбайна (таблица 1), так как нагрузки распределены неравномерно по опорам одного и того же моста, гидромоторы которого питаются от одного насоса. При разных моментах вал одного из моторов (у которого большой момент) будет неподвижен до момента, пока не станут равными перепады давления на моторах при одинаковых числах оборотов валов гидромоторов.

2. Схема также не обеспечивает нормальную работу при движении комбайна на уклонах, косогорах и при неравномерном распределении нагрузки в бункере, так как одно из колес, на которое нагрузка больше, будет замедлять скорость своего вращения, а второе проскальзывать.

3. Параметры вспомогательных гидроаппаратов, кондиционеров (бак для рабочей жидкости насосов подпитки, фильтры и др.) требуют изменения.

Для улучшения работы привода хода комбайна необходимо выполнение следующих рекомендаций:

1. Для равномерного вращения колес одного и того же моста необходимо ввести в схему гидравлическую принципиальную делителя потока (см. рисунки 9–11), что позволит устранить пробуксовку колес при разных нагрузках на опоры. Применять желательнее машинные делители потока (рисунок 9, б), так как дроссельные делители (рисунок 9, а), будут увеличивать температуру рабочей жидкости на 8–10 °С.

2. В систему управления ввести датчики перепада давления на гидромоторах и ввести коррективы в алгоритм управления с целью частичного изменения рабочих объемов ($V_{ГМ1}/V_{ГМ2} \approx 1,1–1,3$) гидромоторов при движении на косогорах и при неравномерном распределении груза в бункере, что позволит исключить пробуксовку колес при таком движении.

3. Для обеспечения выполнения всех функций по нагрузкам и скоростям необходимо увеличить мощность насосов и гидромоторов, например, гидромоторы серии НМV 135-02 Е 4 24 и насосы серии НРV 210-02 Е.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта [и др.]. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
2. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод: учебное пособие для студентов высших учебных заведений / Т.В. Артемьева [и др.]; под ред. С.П. Стесина. – М.: Издательский центр «Академия», 2005. – 336 с.
3. Ловкис, З.В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники: конструкция и расчет / З.В. Ловкис. – М.: Агропромиздат, 1990. – 303 с.
4. Гидравлика и гидропневмопривод: учебник: в 2 ч. / под ред. А.А. Шейпака. – М.: МГИУ, 2003. – Ч. 2: Гидравлические машины и гидропневмопривод / А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин, А.А. Шейпак. – 352 с.
5. Свешников, В.К. Гидрооборудование. Международный справочник. Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость: в 3 кн. / В.К. Свешников. – М.: ООО «Издательский центр «Техинформ» МАИ», 2001–2003. – Кн. 1: Насосы и гидродвигатели. – 2001. – 360 с. – Кн. 2: Гидроаппаратура. – 2002. – 508 с. – Кн. 3: Вспомогательные элементы гидропривода. – 2003. – 480 с.
6. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: справочник / В.К. Свешников. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2004. – 512 с.
7. Каталог-справочник «Гидравлический привод строительных, дорожных и коммунальных машин»: в 3 т. – АО «МАШМИР»; ЗАО «ГИДРОКОМПЛЕКТ» (ТОО «Норвик»), 1997.
8. Васильченко, В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: справочник / В.А. Васильченко. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.
9. Абрамович, Г.Н. Прикладная газовая динамика / Г.Н. Абрамович. – М.: Наука, 1991. – 824 с.
10. Емцев, Б.Т. Техническая гидромеханика: учебник для вузов по специальности «Гидравлические машины и средства гидроавтоматики» / Б.Т. Емцев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 440 с.
11. Кочин, Н.Е. Теоретическая гидромеханика / Н.Е. Кочин, И.А. Кибель, Н.В. Розе. – М.: Дрофа, 2009. – 780 с.

12. Кудинов, А.А. Техническая гидромеханика: учебное пособие / А.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 2008. – 368 с.
13. Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.
14. Попов, Д.Н. Гидромеханика: учебник для вузов / Д.Н. Попов, С.С. Панаиотти, М.В. Рябинин; под ред. Д.Н. Попова. – М.: изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 384 с.
15. Газовая динамика / А.И. Леонтьев [и др.]; под ред. А.И. Леонтьева. – М.: изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. – 580 с.
16. Гиргидов, А.Д. Техническая механика жидкости и газа: учебное пособие / А.Д. Гиргидов. – СПб., 1999. – 394 с.
17. Веренич, И.А. Механика жидкости и газа (Кинематика жидкости. Одномерное течение газа): учебно-методическое пособие по практическим занятиям для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» / И.А. Веренич. – Минск: БНТУ, 2008. – 65 с.
18. Веренич, И.А. Механика жидкости и газа (гидродинамика): учебно-методическое пособие по практическим занятиям для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» / И.А. Веренич. – Минск: БНТУ, 2010. – 77 с.
19. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М.О. Штейнберга. – 3-е изд-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
20. Шейпак, А.А. Гидравлика и гидропневмопривод: учебное пособие: в 2 ч. / А.А. Шейпак. – Ч.1: Основы механики жидкости и газа. – 2-ое изд. – М.: МГИУ, 2003. – 192 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К КУРСОВОЙ РАБОТЕ	4
1.1. Содержание и объем пояснительной записки	4
1.2. Правила оформления пояснительной записки	5
2. ПРИМЕРНАЯ ТЕМАТИКА КУРСОВЫХ РАБОТ	7
3. ПРИМЕР РАСЧЕТА ГИДРОПРИВОДА ХОДА КОМБАЙНА	8
3.1. Описание принудительной схемы гидропривода	11
3.2. Основные требования, предъявляемые к рабочим жидкостям	11
3.3. Методика предварительного расчета гидропривода	12
3.4. Тепловой режим гидропривода	20
3.5. Методика поверочного гидравлического расчета	24
3.6. Результаты расчета гидропривода хода комбайна	32
3.7. Результаты поверочного расчета гидропривода	36
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	55
ЛИТЕРАТУРА	56

Учебное издание

МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ
И ГАЗА

Методические указания
к выполнению курсовой работы для студентов
специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы
мобильных и технологических машин»

С о с т а в и т е л ь
ВЕРЕНИЧ Иван Андреевич

Редактор Т.А. Подолякова
Компьютерная верстка Д.К. Измайлович

Подписано в печать 04.07.2011.

Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 3,43. Уч.-изд. л. 2,68. Тираж 100. Заказ 1161.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Белорусский национальный технический университет.
ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.
Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.