Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
"Волжский государственный университет водного транспорта"

РАБОЧАЯ ПРОГРАММА ДИСЦИПЛИНЫ
Б.1.О.Д26 Судовые двигатели внутреннего сгорания

Профиль	Эксплуатация судовых энергетических установок судов смешанного река-море плавания
Институт	«Морская академия»
Кафедра	Кафедра эксплуатации судовых энергетических установок
Специальность	26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок

1. Объем дисциплины и виды учебной работы

Вид учебной работы	Всего часов/зачетных единиц	Курсы
		4
Лекции	20 Часы	20
Лабораторные работы	20 Часы	20
СРС	189 Часы	189
Практические занятия	12 Часы	12
Контактная самостоятельная работа	2 Часы	2
Экзамен	9 Часы	9
Курсовая работа	0 Часы	

2. Место дисциплины в структуре ООП

Код дисциплины	Наименование блока	Трудоемкость дисциплины, з.е.
Б1.О.26	Блок 1 Дисциплины (модули) (Обязательная часть)	7

3. Разделы дисциплины и виды занятий

№ п/п	Наименование раздела дисциплины	Лекции	Лабораторные работы	СРС	Практические занятия	Контактная самостоятельная работа	Экзамен	Курсовая работа	Всего
1	Раздел 1. Основы теории двигателей								
1,1	Тема 1.1. Принцип и действия и основы конструкции судовых дизелей	1 Часы	2 Часы	9 Часы					12 Часы
1,2	Тема 1.2. Теоретические и рабочие циклы	1 Часы		8 Часы					9 Часы
1,3	Тема 1.3. Рабочие процессы в цилиндре дизеля	2 Часы	4 Часы	8 Часы	1 Часы				15 Часы
1,4	Тема 1.4. Энергетические и экономические показатели работы дизелей	1 Часы	2 Часы	11 Часы	1 Часы				15 Часы
1,5	Тема 1.5. Процессы топливоподачи, смесеобразования и сгорания топлива в дизелях	2 Часы	6 Часы	6 Часы	1 Часы				15 Часы
1,6	Тема 1.6. Процессы газообмена в дизелях	1 Часы	2 Часы	8 Часы	2 Часы				13 Часы
1,7	Тема 1.7. Наддув судовых дизелей	1 Часы		7 Часы	1 Часы				9 Часы
1,8	Тема 1.8. Основы математического моделирования рабочих процессов дизелей	1 Часы		6 Часы	1 Часы				8 Часы
2	Раздел 2. Элементы. механизмы и системы управления двигателей								
2,1	тема 2.1. Детали остова	1 Часы		6 Часы	1 Часы				8 Часы
2,2	Тема 2.2. Цилиндро - поршневая группа (ЦПГ)	1 Часы		6 Часы	1 Часы				8 Часы
2,3	Тема 2.3. Механизмы движения и приводы	1 Часы		6 Часы	1 Часы				8 Часы
2,4	Тема 2.4. Система пуска, реверсирования и управления	1 Часы		5 Часы					6 Часы
3	Раздел 3. Динамика двигателей								
3,1	Тема 3.1. Силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме	1 Часы		6 Часы					7 Часы
3,2	Тема 3.2. Уравновешенность дизеля	1 Часы		5 Часы	1 Часы				7 Часы
3,3	Тема 3.3. Крутильные и осевые колебания валопроводов	1 Часы		6 Часы					7 Часы
4	Раздел 4. Техническая эксплуатация дизелей								
4,1	Тема 4.1. Техническая эксплуатация судовых дизелей и ее составляющие	1 Часы		33 Часы					34 Часы
4,2	Тема 4.2. Технико-эксплуатационные показатели и тепломеханическая нагруженность дизелей в эксплуатации	1 Часы		33 Часы					34 Часы
4,3	Тема 4.3. Эксплуатационные характеристики судовых дизелей	1 Часы	4 Часы	20 Часы	1 Часы				26 Часы
5	Раздел 5. Консультирование, проверка и защита курсовой работы					2 Часы			2 Часы

4. Компетенции обучающегося, формируемые в процессе освоения дисциплины

№ п/п	Наименование раздела дисциплины	Формируемые компетенции							
1	Раздел 1. Основы теории двигателей								
1,1	Тема 1.1. Принцип и действия и основы конструкции судовых дизелей	ОПК-2.(ИДК: ОПК-2.3.1;)	ПК-36.(ИДК: ПК-36.3.1;)						
1,2	Тема 1.2. Теоретические и рабочие циклы	ОПК-2.(ИДК: ОПК-2.3.1;)	ПК-36.(ИДК: ПК-36.3.1;)						
1,3	Тема 1.3. Рабочие процессы в цилиндре дизеля	ОПК-2.(ИДК: ОПК-2.3.1;)	ПК-36.(ИДК: ПК-36.3.1;)						
1,4	Тема 1.4. Энергетические и экономические показатели работы дизелей	ОПК-2.(ИДК: ОПК-2.3.1;)	ПК-36.(ИДК: ПК-36.3.1;)						
1,5	Тема 1.5. Процессы топливоподачи, смесеобразования и сгорания топлива в дизелях	ОПК-2.(ИДК: ОПК-2.3.1;)	ПК-36.(ИДК: ПК-36.3.1;)						
1,6	Тема 1.6. Процессы газообмена в дизелях	ОПК-2.(ИДК: ОПК-2.3.1;)	ПК-36.(ИДК: ПК-36.3.1;)						
1,7	Тема 1.7. Наддув судовых дизелей	ОПК-2.(ИДК: ОПК-2.3.1;)	ПК-36.(ИДК: ПК-36.3.1;)						
1,8	Тема 1.8. Основы математического моделирования рабочих процессов дизелей	ОПК-2.(ИДК: ОПК-2.3.1;)	ПК-36.(ИДК: ПК-36.3.1;)						
2	Раздел 2. Элементы. механизмы и системы управления двигателей								
2,1	тема 2.1. Детали остова	ОПК-2.(ИДК: ОПК-2.3.1;)	ПК-5.(ИДК: ПК-5.3.1;)						
2,2	Тема 2.2. Цилиндро - поршневая группа (ЦПГ)	ОПК-2.(ИДК: ОПК-2.3.1;)	ПК-5.(ИДК: ПК-5.3.1;)						
2,3	Тема 2.3. Механизмы движения и приводы	ОПК-2.(ИДК: ОПК-2.3.1;)	ПК-5.(ИДК: ПК-5.3.1;)						
2,4	Тема 2.4. Система пуска, реверсирования и управления	ОПК-2.(ИДК: ОПК-2.3.1;)	ПК-5.(ИДК: ПК-5.3.1;)						
3	Раздел 3. Динамика двигателей								
3,1	Тема 3.1. Силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме	ОПК-2.(ИДК: ОПК-2.3.1;)	ПК-6.(ИДК: ПК-6.3.1;)						
3,2	Тема 3.2. Уравновешенность дизеля	ОПК-2.(ИДК: ОПК-2.3.1;)	ПК-6.(ИДК: ПК-6.3.1;)						
3,3	Тема 3.3. Крутильные и осевые колебания валопроводов	ОПК-2.(ИДК: ОПК-2.3.1;)	ПК-6.(ИДК: ПК-6.3.1;)						
4	Раздел 4. Техническая эксплуатация дизелей								
4,1	Тема 4.1. Техническая эксплуатация судовых дизелей и ее составляющие	ОПК-2.(ИДК: ОПК-2.3.1;)	ПК-63.(ИДК: ПК-63.3.1;)						
4,2	Тема 4.2. Технико-эксплуатационные показатели и тепломеханическая нагруженность дизелей в эксплуатации	ОПК-2.(ИДК: ОПК-2.3.1;)	ПК-63.(ИДК: ПК-63.3.1;)						
4,3	Тема 4.3. Эксплуатационные характеристики судовых дизелей	ОПК-2.(ИДК: ОПК-2.3.1;)	ПК-63.(ИДК: ПК-63.3.1;)						
5	Раздел 5. Консультирование, проверка и защита курсовой работы	ОПК-2.(ИДК: ОПК-2.3.1;ОПК-2.У.1;О ПК-2.В.1;)	ПК-36.(ИДК: ПК-36.3.1;ПК-36.У.1;ПК-36.В.1;)	ПК-5.(ИДК: ПК-5.3.1;ПК-5.У.1;ПК-5.В.1;)	ПК-6.(ИДК: ПК-6.3.1;ПК-6.У.1;ПК-6.В.1;)	ПК-63.(ИДК: ПК-63.3.1;ПК-63.У.1;ПК-63.В.1;)			

5. Перечень планируемых результатов обучения, соотнесенных с планируемыми результатами освоения

Процесс изучения дисциплины направлен на формирование и развитие у обучающегося следующих компетенций:

№ п/п	компетенции	Индикатор достижения

№ п/п	Компетенции	Знать	Уметь	Владеть
1	Способен применять естественнонаучные и общеинженерные знания, аналитические методы в профессиональной деятельности	ОПК-2.З.1 имеет знания в естественнонаучной и общеинженерной областях	ОПК-2.У.1 умеет применять естественные и общеинженерные знания	ОПК-2.В.1 владеет аналитическими методами в профессиональной деятельности
2	Способен осуществлять выбор оборудования, элементов и систем оборудования для замены в процессе эксплуатации судов	ПК-36.З.1 знает ограничения оборудования, его элементов и систем	ПК-36.У.1 умеет осуществлять выбор оборудования	ПК-36.В.1 владеет методами выбора оборудования
3	Способен выполнять безопасные и аварийные процедуры эксплуатации механизмов двигательной установки, включая системы управления	ПК-5.З.1 знает режимы эксплуатации двигательной установки	ПК-5.У.1 умеет эксплуатаировать механизмы двигательной установки	ПК-5.В.1 владеет методами безопасной эксплуатации двигательной установки, в т.ч. в аварийных условиях
4	Способен осуществлять подготовку, эксплуатацию, обнаружение неисправностей и меры, необходимые для предотвращения причинения повреждений следующим механизмам и системам управления: 1. Главный двигатель и связанные с ним вспомогательные механизмы; 2. Паровой котел и связанные с ним вспомогательные механизмы и паровые системы; 3. Вспомогательные первичные двигатели и связанные с ними системы; 4. Другие вспомогательные механизмы, включая системы охлаждения, кондиционирования воздуха и вентиляции	ПК-6.З.1 знает о причинах повреждения судовых механизмов и систем управления	ПК-6.У.1 умеет осуществлять подготовку, эксплуатацию судовых механизмов и систем управления	ПК-6.В.1 владеет методами обнаружения неисправностей и предотвращения причинения повреждений судовым механизмам и системам управления
5	Способен устанавливать причины отказов судового оборудования, определять и Способен устанавливать причины отказов судового оборудования, определять и осуществлять мероприятия по их предотвращению	ПК-63.З.1 знает причины отказов судового оборудования	ПК-63.У.1 умеет устанавливать причины отказов судового оборудования	ПК-63.В.1 владеет навками осуществления мероприятий по предотвращению отказов судового оборудования

Процесс изучения дисциплины направлен на формирование и развитие у обучающегося следующих требуемых Международной конвенцией о подготовке и дипломировании моряков и несении вахты 1978 года стандартов компетентности:

№ п/п	Таблица	Функция	Сфера компетентности
1	A-III/1. Спецификация минимального стандарта компетентности для вахтенных механиков судов с обслуживаемым или периодически не обслуживаемым машинным о	A-III/1-1. Судовые механические установки на уровне эксплуатации	A-III/1-1.4. Эксплуатация главных установок и вспомогательных механизмов и связанных с ними систем управления
2	A-III/2. Спецификация минимального стандарта компетентности для старших механиков и вторых механиков судов с главной двигательной установкой мощностью	A-III/2-3. Техническое обслуживание и ремонт на уровне управления	A-III/2-3.2. Обнаружение и выявление причин неисправной работы механизмов и устранение неисправностей
3	A-III/4. Спецификация минимального стандарта компетентности для лиц рядового состава машинной вахты	A-III/4-1. Судовые механические установки на вспомогательном уровне	A-III/4-1.2. Для несения вахты в котельном отделении: Поддержание надлежащего уровня воды и давления пара

6. Материально-техническое и учебно-методическое обеспечение программы

6.1 Помещения и оборудование

№ п/п	Вид помещений	Оснащение помещений	№ помещений
1	Учебные аудитории для проведения учебных занятий	оборудование и технические средства обучения (Стул (16 ед.); Стол аудиторный (2 ед.); Действующий судовой двигатель 6L275PNII с системами (1 ед.); Действующий судовой двигатель 4Ч8,5/11 с системами (1 ед.); Действующий судовой двигатель 2Ч8,5/11 с системами (1 ед.); Макет судового двигателя 6VD26/20 (1 ед.) (4) Стул (32 ед.); парты (19 ед.); мультимедийное оборудование (1ед.); стол аудиторный (18 ед.); доска (1 ед.) (663))	4,663
2	Помещения для самостоятельной работы обучающихся	компьютерная техника с возможностью подключения к сети "Интернет" и обеспечение доступа в электронную информационно-образовательную среду университета	462

6.2 Лицензионное и свободно распространяемое программное обеспечение, в том числе отечественного производства

№ п/п	Наименование
1	Microsoft Office Professional Plus 2016 (Договор №44/109-15 от 28.12.2015 (бессрочно))
2	Microsoft Office ProPlus 2013 (Договор №44/59-18 от 09.04.2018 (бессрочно))

6.3 Карта обеспеченности печатными и(или) электронными изданиями и электронными образовательными ресурсами

№ п/п	Наименование источника	Год издания	Ресурс	Количество экземпляров
1	Крайнова, В.В. Методические указания по организации и выполнению внеаудиторной (самостоятельной) работы [Электронный ресурс] : для преподавателей и студ.по направлениям подготовки (спец.) высш.и сред.проф.образования / В. В. Крайнова ; ВГУВТ. - Н.Новгород, 2018. - 1 текст/файл. - Авторский вариант. – Режим доступа: http://94.100.87.24:8080/MarcWeb/Tmp/f15520.pdf	2 018	Электронный ресурс	0
2	Попов, М.Н.;Судовые двигатели внутреннего сгорания. Устройство и системы двигателя WARTSILA 6L20 (6ЧН 20/28);метод.пособие для студ.спец,26.05.06, 26.05.07, 26.03.02, 26.05.05;Попов, М.Н.-Н.Новгород,ВГУВТ; <null> ;	2 017	Текст	49
3	Троицкий, А.В.;Тепловой расчет судовых двигателей внутреннего сгорания;метод.указания для студ.подготовки 260506;Троицкий, А.В.-Н.Новгород,<null>; <null> ;http://94.100.87.24:8080/marcweb/	2 018	Электронный ресурс	0
4	Троицкий, А.В.;Тепловой расчет судовых двигателей внутреннего сгорания;метод.указания для студ.подготовки 260506;Троицкий, А.В.-Н.Новгород,ВГУВТ; <null> ;	2 018	Текст	50
5	Сергеев, К.О.;Газовые и двухтопливные двигатели;учебное пособие;Сергеев, К.О.-Мурманск,<null>; URL: https://e.lanbook.com/book/176315 (дата обращения: 20.03.2023). - Режим доступа: для авториз.пользователей ;<null>	2 020	Электронный ресурс	0
6	Сергеев, К.О.;Лабораторный практикум по курсу: Судовые двигатели внутреннего сгорания;учебное пособие;Сергеев, К.О.-Мурманск,Издательство МГТУ; URL: https://reader.lanbook.com/book/176316 (дата обращения: 20.03.2023). - Режим доступа: для авториз.пользователей ;<null>	2 020	Электронный ресурс	0

Программа предусматривает возможность применения электронного обучения, дистанционных образовательных технологий.
Электронная информационно-образовательная среда университета с возможностью доступа к информационно- телекоммуникационной сети "Интернет" - Режим доступа: http://www.eios.vsuwt.ru/.

6.4 Современные профессиональные базы данных

№ п/п	Наименование
1	Статистический сборник: Транспорт в России- Режим доступа: http://www.gks.ru/wps/wcm/connect/rosstat_main/rosstat/ru/statistics/publications/catalog/doc_1136983505312
2	Центральная база статистических данных - Режим доступа: http://cbsd.gks.ru/

6.5 Информационные справочные системы

№ п/п	Наименование
1	Справочная правовая система «КонсультантПлюс» - Режим доступа: http://www.consultant.ru (договор от 02.02.2015 г.)
2	Справочная правовая система «Гарант» - Режим доступа: http://www.garant.ru (договор 62/16 от 01.09.2016 г. - бессрочный)

3	Справочная правовая система «КонсультантПлюс» - Режим доступа: http://www.consultant.ru (договор от 02.02.2015 г.)
4	Справочная правовая система «Гарант» - Режим доступа: http://www.garant.ru (договор 62/16 от 01.09.2016 г. - бессрочный)

7. Оценочные и методические материалы

Оценочные и методические материалы, определяющие процедуры оценивания индикаторов, характеризующих этапы формирования компетенций, являются приложением к программе.

№ п/п	Индикатор достижения компетенций	Сфера компетентности (МК ПДНВ)	Контролируемые разделы (темы)	Формы и методы контроля и оценки результатов обучения		Процедура оценивания	Критерии оценивания результата обучения и шкала оценивания			
				Вид контроля	Форма контроля		2	3	4	5
							не зачтено	зачтено		
1	ОПК-2.3.1, ОПК-2.У.1, ОПК-2.В.1, ПК-36.3.1, ПК-36.У.1, ПК-36.В.1, ПК-5.3.1,ПК-5.У.1,ПК-5.В.1,ПК-6.3.1,ПК-6.У.1,ПК-6.В.1, ПК-63.3.1, ПК-63.У.1, ПК-63.В.1	A-III/1-1.4.,A-III/2-3.2.,A-III/4-1.2.	1,2,3,4	Текущий контроль	Опрос	Устный опрос по вопросам	Обучающийся демонстрирует незнание теоретических основ предмета, не умеет делать аргументированные выводы и приводить примеры, проявляет отсутствие логичности и последовательности изложения материала, делает ошибки	Обучающийся демонстрирует неглубокие теоретические знания, недостаточное умение делать аргументированные выводы и приводить примеры, показывает нелогичное и непоследовательное изложение материала, делает ошибки	Обучающийся демонстрирует прочные теоретические знания, владеет терминологией, делает аргументированные выводы и обобщения, приводит примеры, но при этом делает несущественные ошибки.	Обучающийся демонстрирует системные теоретические знания, владеет терминологией, делает аргументированные выводы и обобщения, приводит примеры, способен быстро реагировать на уточняющие вопросы
2	ОПК-2.3.1, ОПК-2.У.1, ОПК-2.В.1, ПК-36.3.1, ПК-36.У.1, ПК-36.В.1, ПК-5.3.1,ПК-5.У.1,ПК-5.В.1,ПК-6.3.1,ПК-6.У.1,ПК-6.В.1, ПК-63.3.1, ПК-63.У.1, ПК-63.В.1	A-III/1-1.4.,A-III/2-3.2.,A-III/4-1.2.	1,2,3,4	Промежуточная аттестация	Экзамен	Экзамен по билетам	Незнание или непонимание обучающимся основного материала; на большую часть вопросов по содержанию экзамена затрудняется дать ответ или не дает верных ответов	Знания имеют фрагментарный характер, отличаются поверхностностью и малой содержательностью; содержание билета раскрыто слабо, имеются неточности при ответе на основные вопросы билета; нарушена логика изложения, отсутствует осмысленность представляемого материала	Знания имеют достаточный содержательный уровень, однако отличаются слабой структурированностью; раскрыто содержание билета, имеются неточности при ответе на дополнительные вопросы; недостаточно раскрыта проблема по одному из вопросов билета	Знания отличаются глубиной и содержательностью, дается полный исчерпывающий ответ, как на основные вопросы билета, так и на дополнительные; обучающийся свободно владеет научными понятиями; логично и доказательно раскрывает проблему, предложенную в билете; обучающийся демонстрирует умение вести диалог и вступать в научную дискуссию

3	ОПК-2.3.1, ОПК-2.У.1, ОПК-2.В.1, ПК-36.3.1, ПК-36.У.1, ПК-36.В.1, ПК-5.3.1,ПК-5.У.1,ПК-5.В.1,ПК-6.3.1,ПК-6.У.1,ПК-6.В.1, ПК-63.3.1, ПК-63.У.1, ПК-63.В.1	A-III/1-1.4.,A-III/2-3.2.,A-III/4-1.2.	5	Промежуточная аттестация	Курсовой проект	Защита проекта	Проект не выполнен или не соответствует заданию; пояснительная записка содержит все необходимые разделы, но составлена непоследовательно, с ошибками, доклад обучающегося непоследователен, без выделения ключевых моментов; не получены ответы на вопросы	Проект выполнен частично, соответствует заданию; пояснительная записка содержит все необходимые разделы, приведенные расчеты верны и обоснованы, записка составлена непоследовательно, с ошибками; графическая часть выполнена с отклонениями от требований ЕСКД; доклад обучающегося непоследователен; на ряд вопросов даны неправильные ответы	Проект выполнен в полном объеме и соответствует заданию; пояснительная записка содержит все необходимые разделы, приведенные расчеты верны и обоснованы, но имеются некоторые замечания; графическая часть выполнена с незначительными отступлениями от стандартов; при защите доклад обучающегося краток, но допущены неточности в определениях и специальной терминологии; ответы на все поставленные вопросы верны, обоснованы, но на некоторые из них даны ответы после наводящих вопросов	Проект выполнен в полном объеме и соответствует заданию; пояснительная записка последовательно содержит все необходимые разделы, приведенные расчеты верны и обоснованы; графическая часть выполнена в полном объеме с соблюдением требований ЕСКД; защита проведена технически грамотно, охватывает все разделы работы; ответы на все поставленные вопросы верные, обоснованные и четкие
4	ОПК-2.3.1, ОПК-2.У.1, ОПК-2.В.1, ПК-36.3.1, ПК-36.У.1, ПК-36.В.1, ПК-5.3.1,ПК-5.У.1,ПК-5.В.1,ПК-6.3.1,ПК-6.У.1,ПК-6.В.1, ПК-63.3.1, ПК-63.У.1, ПК-63.В.1	A-III/1-1.4.,A-III/2-3.2.,A-III/4-1.2.	1,2,3,4,5	Промежуточная аттестация	Итоговый тест		0-49% правильных ответов	50-69% правильных ответов	70-89% правильных ответов	90-100% правильных ответов

8. Разработчики:

	Доцент	Кафедра эксплуатации судовых энергетических установок	Троицкий А. В.
(ученая степень)	*(занимаемая должность)*	*(место работы)*	*(ФИО)*

Вопросы к устному опросу по дисциплине
«Судовые двигатели внутреннего сгорания»
(в соответствии с ПК-5, ПК-6, ПООК-1, ОПК-2, ОПК-3, УК-2)

Раздел 1, 2. Основы теории двигателей.

1. Идеальный (теоретический) цикл дизеля. Физический смысл показателей $\varepsilon, \rho, \delta, \lambda, \eta_t$.
2. Оценка влияния степени сжатия и угла опережения подачи топлива на показатели работы дизеля.
3. Принцип действия и схема рабочего цикла 4-тактного дизеля.
4. Принцип действия и схема рабочего цикла 2-тактного дизеля.
5. Процесс наполнения цилиндра. Физический смысл коэффициентов γ_r и $\eta_н$.
6. Свежий заряд цилиндра. Потери заряда в процессе наполнения.
7. Процесс сжатия параметры рабочего тела в конце сжатия.
8. Процесс сгорания. Физический смысл коэффициентов β, α, ξ_z в уравнении сгорания.
9. Процесс расширения, параметры рабочего тела в конце расширения.
10. Энергетические показатели работы дизелей: $p_i, P_i, M, p_e, P_e, M_e$.
11. Экономические показатели работы дизелей: η_i, η_e, η_m, b_i, b_e.
12. Тепловой баланс дизеля.
13. Определение мощности и экономичности судовых дизелей в эксплуатационных условиях.
14. Динамика процесса впрыскивания. Фазы процесса впрыска.
15. Способы смесеобразования в дизелях и типы КС.
16. Распыливание топлива. Структура и характеристики факела.
17. Период задержки самовоспламенения топлива и факторы, определяющие его продолжительность.
18. Фазы процесса сгорания.
19. Образование экологически вредных веществ при сгорании топлива.
20. Газообмен в 4-тактных дизелях.

21. Газообмен в 2-тактных дизелях. Схемы систем газообмена.

22. Диаграммы «время-сечение» впускных и выпускных органов. Влияние величин «время-сечения» на газообмен.

23. Показатели качества газообмена.

24. Наддув двигателей. Степень наддува. Виды наддува.

25. Использование энергии выпускных газов для наддува.

26. Энергетический и массовый балансы в системах наддува.

27. Схемы систем наддува.

28. Влияние эксплуатационных факторов на работу системы наддува.

Раздел 3. Динамика двигателей.

1. Силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме.
2. Нормальная, радиальная и тангенциальная силы.
3. Суммарная тангенциальная сила. Крутящий и опрокидывающий моменты.
4. Неравномерность вращения вала.
5. Причины неуравновешенности двигателей.
6. Условия уравновешенности многоцилиндрового двигателя.
7. Способы уравновешивания сил и моментов инерций.
8. Понятие о крутильных колебаниях коленвала дизеля. Критическая частота вращения.

Раздел 4. Техническая эксплуатация дизелей.

1. Нагрузочные характеристики. Изменение энергоэкономических показателей и тепломеханической напряженности.
2. Внешние характеристики. Изменение показателей.
3. Ограничительные характеристики.
4. Винтовые характеристики. Изменение показателей при работе на ВФШ.
5. Область рабочих режимов дизеля при работе на ВРШ.
6. Режим полного хода. Понятие о $P_{ен}$, $P_{е\ экспл.}$.
7. Маневровые режимы, работа на малых нагрузках.
8. Режим реверсирования главного двигателя и гребного винта.

Федеральное агентство
морского и речного
транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования
«Волжский государственный университет
водного транспорта»
(ФГБОУ ВО «ВГУВТ»)

_____№_____
г. Нижний Новгород

Кафедра эксплуатации
судовых энергетических установок
4 курса 20__/__ учебного года

Экзаменационный билет № *1*

по дисциплине

СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Специальность 26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок
(заочное обучение)

1 Особенности конструкции современных малооборотных судовых дизелей. Основные понятия и определения, принятые в теории СДВС.

2 Проверка и регулировка форсунки на стенде

Зав. кафедрой ЭСЭУ Ю.И. Матвеев

Федеральное агентство
морского и речного
транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования
«Волжский государственный университет
водного транспорта»
(ФГБОУ ВО «ВГУВТ»)

_____№_____
г. Нижний Новгород

Кафедра эксплуатации
судовых энергетических установок
4 курса 20__/__ учебного года

Экзаменационный билет № *2*

по дисциплине

СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Специальность 26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок
(заочное обучение)

1 Особенности конструкции современных среднеоборотных судовых дизелей. Основные понятия и определения, принятые в теории СДВС.

2 Система топливоподачи судового ДВС

Зав. кафедрой ЭСЭУ Ю.И. Матвеев

Федеральное агентство
морского и речного
транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования
«Волжский государственный университет
водного транспорта»
(ФГБОУ ВО «ВГУВТ»)

_____№_____
г. Нижний Новгород

Кафедра эксплуатации
судовых энергетических установок
4 курса 20__/__ учебного года
Экзаменационный билет № *3*
по дисциплине
СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
Специальность 26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок
(заочное обучение)

1 Особенности конструкции современных высокооборотных судовых дизелей. Основные понятия и определения, принятые в теории СДВС.

2 Силы, действующие в КШМ и характер их действия.

Зав. кафедрой ЭСЭУ Ю.И. Матвеев

Федеральное агентство
морского и речного
транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования
«Волжский государственный университет
водного транспорта»
(ФГБОУ ВО «ВГУВТ»)

_____№_____
г. Нижний Новгород

Кафедра эксплуатации
судовых энергетических установок
4 курса 20__/__ учебного года
Экзаменационный билет № *4*
по дисциплине
СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
Специальность 26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок
(заочное обучение)

1 Принцип работы топливного насоса высокого давления

2 Рабочий процесс 4-х тактного СДВС с наддувом

Зав. кафедрой ЭСЭУ Ю.И. Матвеев

Федеральное агентство
морского и речного
транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования
«Волжский государственный университет
водного транспорта»
(ФГБОУ ВО «ВГУВТ»)

_____№_____
г. Нижний Новгород

Кафедра эксплуатации
судовых энергетических установок
4 курса 20__/__ учебного года
Экзаменационный билет № *5*
по дисциплине
СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
Специальность 26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок
(заочное обучение)

1 Масла, используемые в судовых ДВС. Маркировка

2 Наддув судовых дизелей. Охлаждение наддувочного воздуха.

Зав. кафедрой ЭСЭУ Ю.И. Матвеев

Федеральное агентство
морского и речного
транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования
«Волжский государственный университет
водного транспорта»
(ФГБОУ ВО «ВГУВТ»)

_____№_____
г. Нижний Новгород

Кафедра эксплуатации
судовых энергетических установок
4 курса 20__/__ учебного года
Экзаменационный билет № *6*
по дисциплине
СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
Специальность 26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок
(заочное обучение)

1 Приборы для контроля работы судового ДВС

2 Система охлаждения судового ДВС

Зав. кафедрой ЭСЭУ Ю.И. Матвеев

Федеральное агентство
морского и речного
транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования
«Волжский государственный университет
водного транспорта»
(ФГБОУ ВО «ВГУВТ»)

_____№_____
г. Нижний Новгород

Кафедра эксплуатации
судовых энергетических установок
4 курса 20__/__ учебного года
Экзаменационный билет № *7*
по дисциплине
СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
Специальность 26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок
(заочное обучение)

1 Процесс наполнения цилиндра свежим зарядом и факторы на него влияющие.

2 Токсичные составляющие ОГ, условия их образования. Нормы и методы контроля.

Зав. кафедрой ЭСЭУ Ю.И. Матвеев

Федеральное агентство
морского и речного
транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования
«Волжский государственный университет
водного транспорта»
(ФГБОУ ВО «ВГУВТ»)

_____№_____
г. Нижний Новгород

Кафедра эксплуатации
судовых энергетических установок
4 курса 20__/__ учебного года
Экзаменационный билет № *8*
по дисциплине
СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
Специальность 26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок
(заочное обучение)

1 Процесс сжатия. Влияние различных факторов на протекание процесса сжатия.

2 Рабочий процесс 4-х тактного СДВС без наддува

Зав. кафедрой ЭСЭУ Ю.И. Матвеев

Федеральное агентство
морского и речного
транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования
«Волжский государственный университет
водного транспорта»
(ФГБОУ ВО «ВГУВТ»)

_____№_____
г. Нижний Новгород

Кафедра эксплуатации
судовых энергетических установок
4 курса 20__/__ учебного года
Экзаменационный билет № *9*
по дисциплине
СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
Специальность 26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок
(заочное обучение)

1 Процессы подачи и распыливания топлива в дизеле.

2 Анализ параметров, влияющих на повышение мощности двигателя (по уравнению мощности в общем виде).

Зав. кафедрой ЭСЭУ Ю.И. Матвеев

Федеральное агентство
морского и речного
транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования
«Волжский государственный университет
водного транспорта»
(ФГБОУ ВО «ВГУВТ»)

_____№_____
г. Нижний Новгород

Кафедра эксплуатации
судовых энергетических установок
4 курса 20__/__ учебного года
Экзаменационный билет № *10*
по дисциплине
СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
Специальность 26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок
(заочное обучение)

1 Формы камер сгорания. Процессы смесеобразования в дизеле.

2 Система пуска судового ДВС

Зав. кафедрой ЭСЭУ Ю.И. Матвеев

Федеральное агентство
морского и речного
транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования
«Волжский государственный университет
водного транспорта»
(ФГБОУ ВО «ВГУВТ»)

_____№_____
г. Нижний Новгород

Кафедра эксплуатации
судовых энергетических установок
4 курса 20__/__ учебного года
Экзаменационный билет № *11*
по дисциплине
СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
Специальность 26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок
(заочное обучение)

1 Процесс сгорания топлива. Деление на периоды и их характеристики.

2 Рабочий процесс 2-х тактного СДВС

Зав. кафедрой ЭСЭУ Ю.И. Матвеев

Федеральное агентство
морского и речного
транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования
«Волжский государственный университет
водного транспорта»
(ФГБОУ ВО «ВГУВТ»)

_____№_____
г. Нижний Новгород

Кафедра эксплуатации
судовых энергетических установок
4 курса 20__/__ учебного года
Экзаменационный билет № *12*
по дисциплине
СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
Специальность 26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок
(заочное обучение)

1 Процесс расширения. Факторы, влияющие на протекание процесса расширения.

2 Особенности сжигания тяжелых топлив. Требования к топливной аппаратуре дизеля, использующего тяжелое топливо. Регулировка топливной аппаратуры.

Зав. кафедрой ЭСЭУ Ю.И. Матвеев

Федеральное агентство
морского и речного
транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования
«Волжский государственный университет
водного транспорта»
(ФГБОУ ВО «ВГУВТ»)

_____№_____
г. Нижний Новгород

Кафедра эксплуатации
судовых энергетических установок
4 курса 20__/__ учебного года
Экзаменационный билет № *13*
по дисциплине
СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
Специальность 26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок
(заочное обучение)

1 Процесс выпуска. Факторы, влияющие на процесс выпуска.

2 Система смазывания судового ДВС.

Зав. кафедрой ЭСЭУ Ю.И. Матвеев

Федеральное агентство
морского и речного
транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования
«Волжский государственный университет
водного транспорта»
(ФГБОУ ВО «ВГУВТ»)

_____№_____
г. Нижний Новгород

Кафедра эксплуатации
судовых энергетических установок
4 курса 20__/__ учебного года
Экзаменационный билет № *14*
по дисциплине
СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
Специальность 26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок
(заочное обучение)

1 Индикаторные показатели работы дизеля. Графическая интерпретация среднего индикаторного давления.

2 Схемы наддува, область их применения.

Зав. кафедрой ЭСЭУ Ю.И. Матвеев

Федеральное агентство
морского и речного
транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования
«Волжский государственный университет
водного транспорта»
(ФГБОУ ВО «ВГУВТ»)

_____№_____
г. Нижний Новгород

Кафедра эксплуатации
судовых энергетических установок
4 курса 20__/__ учебного года
Экзаменационный билет № *15*
по дисциплине
СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
Специальность 26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок
(заочное обучение)

1 Эффективные показатели работы дизеля. Механические потери.

2 Система воздухоснабжения и газовыпуска судового ДВС

Зав. кафедрой ЭСЭУ Ю.И. Матвеев

Федеральное агентство
морского и речного
транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования
«Волжский государственный университет
водного транспорта»
(ФГБОУ ВО «ВГУВТ»)

_____№_____
г. Нижний Новгород

Кафедра эксплуатации
судовых энергетических установок
4 курса 20__/__ учебного года
Экзаменационный билет № *16*
по дисциплине
СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
Специальность 26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок
(заочное обучение)

1 Особенности эксплуатации судовых дизелей. Градация мощностей. Понятие о характеристиках, их классификация.

2 Топливо для судовых ДВС. Основные свойства топлив

Зав. кафедрой ЭСЭУ Ю.И. Матвеев

Федеральное агентство
морского и речного
транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования
«Волжский государственный университет
водного транспорта»
(ФГБОУ ВО «ВГУВТ»)

_____№_____
г. Нижний Новгород

Кафедра эксплуатации
судовых энергетических установок
4 курса 20__/__ учебного года
Экзаменационный билет № *17*
по дисциплине
СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
Специальность 26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок
(заочное обучение)

1 Внешние, винтовые характеристики.

2 Регулировка фаз газораспределения судового ДВС

Зав. кафедрой ЭСЭУ Ю.И. Матвеев

Федеральное агентство
морского и речного
транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования
«Волжский государственный университет
водного транспорта»
(ФГБОУ ВО «ВГУВТ»)

_____№_____
г. Нижний Новгород

Кафедра эксплуатации
судовых энергетических установок
4 курса 20__/__ учебного года
Экзаменационный билет № *18*
по дисциплине
СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
Специальность 26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок
(заочное обучение)

1 Нагрузочная характеристика.

2 Топливо для судовых ДВС. Стандарты на топливо

Зав. кафедрой ЭСЭУ Ю.И. Матвеев

Федеральное агентство
морского и речного
транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования
«Волжский государственный университет
водного транспорта»
(ФГБОУ ВО «ВГУВТ»)

_____№_____
г. Нижний Новгород

Кафедра эксплуатации
судовых энергетических установок
4 курса 20__/__ учебного года
Экзаменационный билет № *19*
по дисциплине
СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
Специальность 26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок
(заочное обучение)

1 Работа судового двигателя с регулятором частоты вращения. Взаимодействие двигателя и всережимного регулятора.

2 Энергетический (тепловой) баланс. Влияние различных факторов на составляющие баланса.

Зав. кафедрой ЭСЭУ Ю.И. Матвеев

Федеральное агентство
морского и речного
транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования
«Волжский государственный университет
водного транспорта»
(ФГБОУ ВО «ВГУВТ»)

_____№_____
г. Нижний Новгород

Кафедра эксплуатации
судовых энергетических установок
4 курса 20__/__ учебного года
Экзаменационный билет № *20*
по дисциплине
СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
Специальность 26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок
(заочное обучение)

1 Испытания двигателей на стенде и на судне. Объекты и методы измерения при испытаниях.

2 Способы снижения эмиссии токсичных составляющих отработавших газов.

Зав. кафедрой ЭСЭУ Ю.И. Матвеев

Федеральное агентство
морского и речного
транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования
«Волжский государственный университет
водного транспорта»
(ФГБОУ ВО «ВГУВТ»)

_____№_____
г. Нижний Новгород

Кафедра эксплуатации
судовых энергетических установок
4 курса 20__/__ учебного года
Экзаменационный билет № *21*
по дисциплине
СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
Специальность 26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок
(заочное обучение)

1 Эксплуатационные свойства масел и их влияние на износы деталей. Работа масла в дизеле. Очистка масла, контроль качества, браковочные показатели, смена масла.

2 Теплообмен в поршневых двигателях.

Зав. кафедрой ЭСЭУ Ю.И. Матвеев

Федеральное агентство
морского и речного
транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования
«Волжский государственный университет
водного транспорта»
(ФГБОУ ВО «ВГУВТ»)

_____№_____
г. Нижний Новгород

Кафедра эксплуатации
судовых энергетических установок
4 курса 20__/__ учебного года
Экзаменационный билет № *22*
по дисциплине
СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
Специальность 26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок
(заочное обучение)

1 Системы охлаждения современных судовых дизелей. Температурный режим. Коррозия, эррозия, накипе- и шламообразование. Химическая обработка воды.

2 Влияние различных факторов на тепловую напряженность деталей ЦПГ.

Зав. кафедрой ЭСЭУ Ю.И. Матвеев

Варианты заданий на выполнение курсового проекта по дисциплине «Судовые двигатели внутреннего сгорания»

	Группа	Вариант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Эффективная мощность P_e, кВт	I	400	1600	1320	2880	1000	320	1500	1920	500	1440
	II	1150	440	1920	2400	3840	1940	2400	3200	1380	1000
	III	3600	4800	880	630	2650	2720	840	1260	2610	540
	IV	240	5430	4880	8400	6000	4080	4560	800	3960	4320
Частота вращения n, мин$^{-1}$	I	1000	900	1200	900	1000	1500	1000	900	1200	900
	II	720	750	825	720	750	525	720	750	825	720
	III	500	514	900	1000	514	600	500	514	600	500
	IV	1500	425	450	400	425	450	400	425	450	400
Отношение хода поршня к диаметру цилиндра s/d	I	1,20-1,28	1,35-1,45	1,20-1,25	1,15-1,20	1,30-1,35	1,21-1,27	1,20-1,24	1,45-1,50	1,20-1,24	1,18-1,22
	II	1,25-1,3	1,10-1,16	1,40-1,45	1,15-1,20	1,20-1,25	1,40-1,45	1,30-1,33	1,25-1,30	1,50-1,55	1,25-1,29
	III	1,22-1,27	1,20-1,24	1,15-1,20	1,25-1,45	1,20-1,25	1,15-1,18	1,40-1,45	1,27-1,32	1,22-1,27	1,14-1,38
	IV	1,20-1,25	1,40-1,43	1,20-1,25	1,20-1,24	1,40-1,45	1,20-1,25	1,50-1,55	1,45-1,50	1,27-1,32	1,16-1,20
Давление наддува $p_к$, кПа (избыточное)	I	50	180	215	145	75	30	155	190	105	155
	II	170	40	165	200	150	80	155	165	185	75
	III	200	230	90	95	110	185	115	180	175	205
	IV	135	200	195	240	190	185	205	85	210	220
Узел для конструктивной разработки	I	втулка цилиндра	коленчатый вал	шатун	поршень	втулка цилиндра	шатун	поршень	коленчатый вал	втулка цилиндра	шатун
	II	поршень	втулка цилиндра	коленчатый вал	шатун	поршень	втулка цилиндра	шатун	поршень	коленчатый вал	втулка цилиндра
	III	шатун	поршень	втулка цилиндра	коленчатый вал	шатун	коленчатый вал	втулка цилиндра	шатун	поршень	коленчатый вал
	IV	коленчатый вал	шатун	поршень	втулка цилиндра	коленчатый вал	поршень	коленчатый вал	втулка цилиндра	шатун	поршень
Система двигателя для разработки	I	наддува	топливная	смазывания	охлаждения	топливная	смазывания	наддува	охлаждения	наддува	топливная
	II	топливная	наддува	топливная	смазывания	охлаждения	топливная	смазывания	наддува	охлаждения	смазывания
	III	смазывания	охлаждения	наддува	топливная	смазывания	охлаждения	топливная	смазывания	наддува	охлаждения
	IV	охлаждения	наддува	охлаждения	наддува	топливная	смазывания	охлаждения	топливная	смазывания	наддува

Вариант задания выбирают по последней цифре шифра студента;
номер группы – по начальной букве фамилии: А, Д, И, Й, Н, С, Х, Э – I гр., Б, Е, Ё, К, О, Т, Ц, Ю – 2 гр., В, Ж, Л, П, У, Ч, Я – III гр., Г, З, М, Р, Ф, Ш, Щ – IV гр.

Федеральное агентство морского и речного транспорта
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Волжский государственный университет водного транспорта»

Кафедра эксплуатации судовых энергетических установок

А. В. Троицкий

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Методические указания
для студентов, обучающихся по специальности
«Эксплуатация судовых энергетических установок»

Нижний Новгород
Издательство ФГБОУ ВО «ВГУВТ»
2016

УДК 621.431.74
Т70

Рецензенты:
М. Х. Садеков – к. т. н., доц.; О. П. Шураев – к. т. н., доц.

Троицкий, А. В.

Тепловой расчет судовых двигателей внутреннего сгорания. : метод. указания / А. В. Троицкий. – Н. Новгород : Изд-во ФГБОУ ВО «ВГУВТ», 2016. – 36 с.

Изложена методика теплового расчета судовых двигателей внутреннего сгорания, приведены необходимые справочные материалы.

Методические указания предназначены для студентов, обучающихся по специальности «Эксплуатация судовых энергетических установок» и выполняющих курсовой проект по дисциплине «Судовые двигатели внутреннего сгорания»; также могут быть полезны при выполнении соответствующих расчетов в рамках дипломного проектирования.

© ФГБОУ ВО «ВГУВТ», 2016
© А. В. Троицкий, 2016

ВВЕДЕНИЕ

Учебным планом специальности 260506-65 «Эксплуатация судовых энергетических установок» в рамках освоения дисциплины «Судовые двигатели внутреннего сгорания» предусмотрено выполнение курсового проекта на тему «Расчет рабочего процесса и разработка конструкции судового двигателя внутреннего сгорания». Методические указания содержат рекомендации по выполнению раздела «Тепловой расчет судового двигателя внутреннего сгорания» курсового проекта.

Варианты заданий на выполнение курсового проекта ежегодно утверждаются заведующим кафедрой эксплуатации судовых энергетических установок и выдаются студентам руководителем курсового проектирования.

При подготовке методических указаний использованы рекомендации, приведенные в [1, 2]; сведения, публикуемые в открытых источниках ведущими дизелестроительными компаниями (Wärtsilä Oyj Abp', MAN Diesel & Turbo, MaK Motoren GmbH и др.); а также материалы Г. А. Самыкина.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Описываемая в настоящих методических указаниях методика теплового расчета судового двигателя внутреннего сгорания (ДВС) основывается на методе, разработанном в 1907 году Василием Игнатьевичем Гриневецким, профессором Императорского Московского технического училища*. Этот метод, усовершенствованный в дальнейшем Евгением Карловичем Мазингом и другими отечественными учеными, в современном его виде принято называть «методом Гриневецкого-Мазинга».

* В настоящее время – Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана

Сложность процессов, составляющих действительный рабочий цикл ДВС, не позволяет получить его точного математического описания, поэтому в случае метода Гриневецкого-Мазинга речь идет о расчете цикла, при рассмотрении которого сделан ряд упрощающих допущений. Так, например, процесс сгорания заменен смешанным (изохорно-изобарным) подводом теплоты, а процессы сжатия и расширения принимаются происходящими по политропам с постоянными показателями. Кроме того, классический вариант метода Гриневецкого-Мазинга не предполагает рассмотрения процессов газообмена, поэтому цикл замыкается изохорным отводом теплоты в конце процесса расширения.

Несмотря на существенные упрощения, тепловой расчет ДВС по методу Гриневецкого-Мазинга позволяет с удовлетворительной точностью определить не только основные параметры цикла, но и показатели, характеризующие эффективность протекания рабочего процесса и экономичность двигателя.

2. РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

2.1. Общие сведения

Расчет рабочего процесса ведется на основе метода Гриневецкого-Мазинга для двигателей с воспламенением от сжатия. В результате расчета определяются основные размеры двигателя (диаметр цилиндра и ход поршня) и параметры, требуемые для построения расчетной индикаторной диаграммы цикла. При помощи индикаторной диаграммы можно найти силы от давления газов, действующего в цилиндре, и перейти к динамическому расчету двигателя, который позволит проводить прочностные расчеты деталей ДВС.

В качестве исходных данных на курсовое проектирование студентам задаются следующие величины:

– эффективная мощность P_e, кВт;

– частота вращения коленчатого вала n, мин$^{-1}$;

– отношение хода поршня к диаметру цилиндра $s/d = A$;

– давление наддува $p_к$, кПа.

Расчет считается выполненным правильно в том случае, когда среднее индикаторное давление, среднее эффективное давление, удельный индикаторный и удельный эффективный расходы топлива будут соответствовать наиболее характерным значениям для данного типа двигателя.

2.2. Порядок расчета и определяемые параметры

2.2.1. Процесс наполнения

Приступая к расчету процесса наполнения, следует задаться параметрами окружающей среды – давлением p_o и температурой T_o. В качестве стандартных можно принять условия, определяемые ГОСТ Р 52517-2005 [3]:

– температура окружающей среды T_o = 298 К;

– давление окружающей среды p_o = 100 кПа.

1) Температура воздуха на выходе из компрессора, К

$$T_к = T_o \left(\frac{p_к}{p_o} \right)^{\frac{n_к - 1}{n_к}}. \qquad (1)$$

Здесь $n_к$ – показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре.

Значения показателей $n_к$ для различных типов компрессоров приведены в табл. 1. В работе следует учесть, что для наддува судовых ДВС преимущественно используются центробежные компрессоры.

Таблица 1

Значения показателей политропы сжатия воздуха для компрессоров различных типов

Тип компрессора	$n_к$
Центробежный	1,80…2,00
Ротативный	1,65…1,80
Поршневой	1,45…1,60

2) Температура воздуха на входе в цилиндр, К

$$T_{int} = T_к - \Delta T_{охл}, \qquad (2)$$

где $\Delta T_{охл}$ – снижение температуры воздуха в охладителе наддувочного воздуха (ОНВ), К.

Повышенная температура воздуха на входе в цилиндр приводит к менее эффективному сгоранию топлива ввиду снижения плотности воздуха; к боле интенсивному образованию угарного газа ввиду повышения температуры сгорания; к росту теплонапряженности деталей цилиндро-поршневой группы. Опытным путем установлено, что при снижении температуры наддувочного воздуха на каждые 10 К эффективная мощность увеличивается на 2…4 %.

Снижение температуры воздуха в ОНВ рекомендуется выбирать по графику рис. 1 в зависимости от заданной величины давления наддува $p_к$ с таким расчетом, что после охлаждения воздуха температура T_{int} должна составлять 310…340 К.

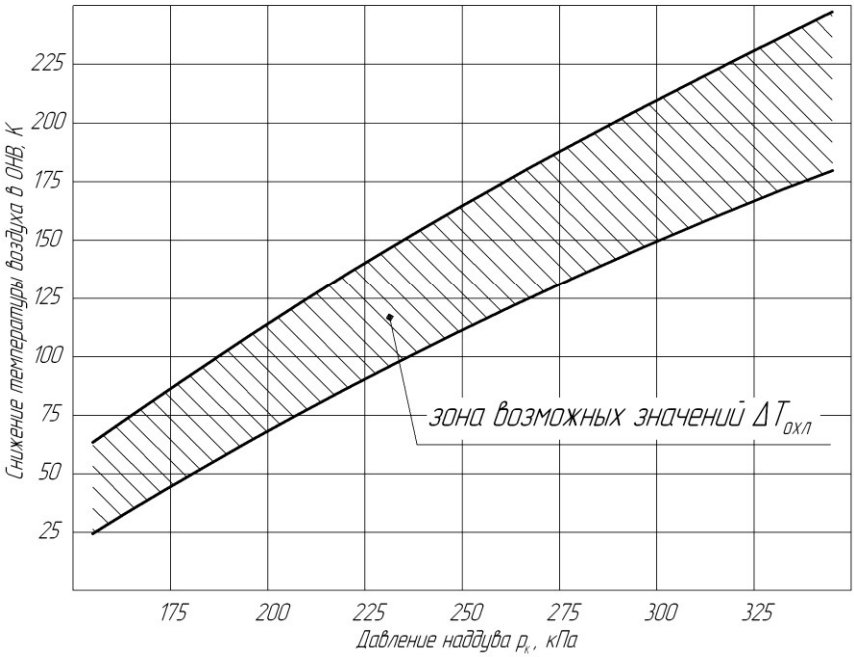


Рис. 1. График для выбора значения $\Delta T_{охл}$

3) Температуру конца наполнения с удовлетворительной точностью можно найти, воспользовавшись выражением, К,

$$T_a = \frac{T_{int} + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}, \qquad (3)$$

где ΔT – величина подогрева заряда от стенок цилиндра, К Рекомендуется принимать $\Delta T = 5 \ldots 20$ К;

T_r – температура остаточных газов, К. Рекомендуется принимать $T_r = 800$ К;

γ_r – коэффициент остаточных газов.

Коэффициент остаточных газов характеризует качество очистки цилиндра от отработавших газов. Чем выше этот коэффициент, тем больше в цилиндре остается продуктов сгорания и меньше места для свежего воздушного заряда. В четырехтактных судовых дизелях без наддува $\gamma_r = 0{,}03 \ldots 0{,}06$; с наддувом – $\gamma_r = 0{,}00 \ldots 0{,}04$. Для двигателей с наддувом меньшие значения коэффициента остаточных газов соответствуют бóльшим давлениям наддува $p_к$.

4) Давление конца наполнения, кПа

$$p_a = p_к - \Delta p_{вп}, \qquad (4)$$

где $\Delta p_{вп}$ – потери давления воздуха при впуске, кПа. Рекомендуется принимать $\Delta p_{вп} = 0{,}03 \cdot p_к$.

5) Коэффициент наполнения для четырехтактных дизелей без учета изменения количества рабочего тела вследствие дозарядки

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon_o}{\varepsilon_o - 1} \cdot \frac{p_a}{p_к} \cdot \frac{T_{int}}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r}, \qquad (5)$$

где ε_o – геометрическая степень сжатия.

Бóльшие значения степени сжатия характерны для быстроходных дизелей с разделенными камерами сгорания и малым диаметром цилиндра. При высоких давлениях наддува целесообразно принимать меньшие значения степени сжатия для снижения механической напряженности. Однако степени сжатия менее 11 применяют редко из-за ухудшения условий пуска из холодного состояния и неустойчивой работы на малых нагрузках.

Рекомендуется принимать степень сжатия $\varepsilon_o = 13…17$. Выбранное значение ε_o должно обеспечивать получение абсолютной температуры заряда в конце сжатия $T_c \geq (750…800)$ K, для надежного воспламенения впрыснутого топлива.

2.2.2. Процесс сжатия

1) Давление конца сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon_o^{n_1} . \qquad (6)$$

2) Температура конца сжатия, К

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon_o^{n_1 - 1} . \qquad (7)$$

В формулах (6) и (7) $n_1 -$ показатель политропы сжатия. Его величину рекомендуется выбрать по графику рис. 2 в зависимости от температуры конца наполнения T_a и геометрической степени сжатия ε_o или вычислить, решая уравнение

$$n_1 = 1,4532 - 5 \cdot 10^{-5} \cdot T_a \left(1 + \frac{\varepsilon_o^{n_1}}{\varepsilon_o} \right)$$

методом последовательных приближений.

Ориентировочные значения показателей, характеризующих процесс сжатия, приведены в табл. 2.

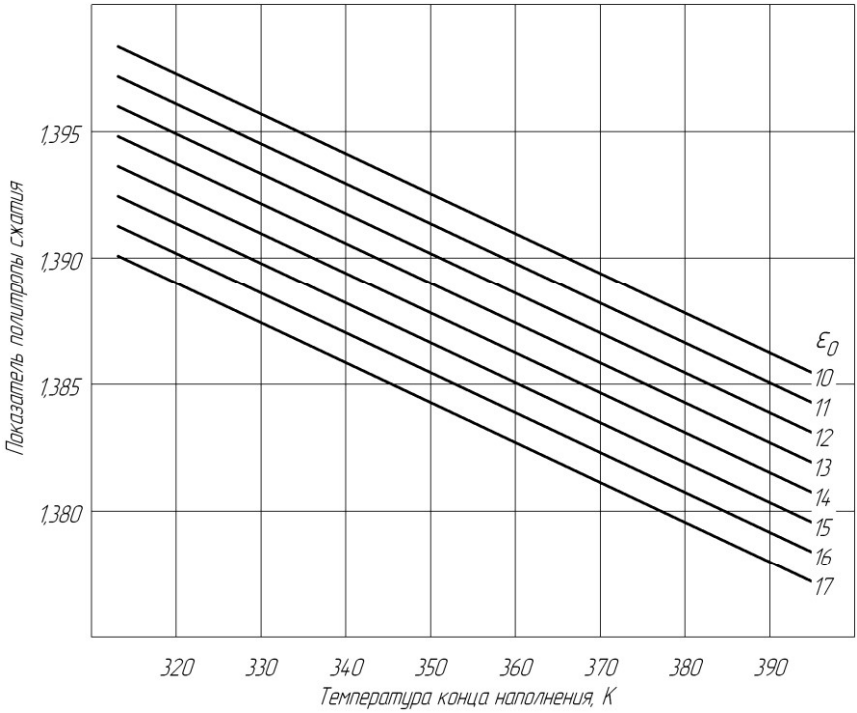


Рис. 2. График для выбора значения показателя политропы сжатия

Таблица 2

Значения показателей, характеризующих процесс сжатия в серийных дизелях

Тип дизеля	n_1	p_c, МПа	T_c, К
Без наддува	1,35…1,42	3,0…5,0	800…950
С наддувом	1,35…1,37	5,5…16,7	750…1100

2.2.3. Процесс сгорания

1) Количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания 1 кг топлива, кмоль/кг,

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{\mathrm{C}}{12} + \frac{\mathrm{H}}{4} - \frac{\mathrm{O}}{32} \right), \qquad (8)$$

где C – содержание в топливе углерода;

H – содержание в топливе водорода;

O – содержание в топливе кислорода.

Для дизельного топлива среднего элементарного состава (C = 0,87, H = 0126, O = 0,004), обычно принимаемого в расчетах, получаем:

$$L_0 \approx 0,4946, \text{ кмоль/кг.} \quad (8а)$$

2) Ввиду несовершенства смесеобразования, для обеспечения полного сгорания топлива количество воздуха, подаваемого в цилиндр, приходится увеличивать. Действительное количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, кмоль/кг,

$$L_0' = L_0 \cdot \alpha_1'. \quad (9)$$

Здесь α_1' – коэффициент избытка воздуха при сгорании. Ориентировочные значения коэффициента для номинального режима работы дизелей приведены в табл. 3.

3) Максимальное давление цикла, кПа,

$$p_z = p_c \cdot \lambda, \quad (10)$$

где λ – степень повышения давления при сгорании:

$$\lambda = 1,3...2,0;$$

При выборе значения λ (или p_z) следует учитывать динамику выделения теплоты в начале сгорания. Так, если в первые мгновения после воспламенения сгорает больше топлива, то это увеличивает подвод теплоты в фазе быстрого сгорания, что сопровождается ростом λ (и p_z).

Таблица 3

Значения коэффициента избытка воздуха для номинального режима работы серийных дизелей

Тип дизеля	α_1'
С пленочным смесеобразованием	1,2…1,5
Предкамерные	1,3…1,6
Вихрекамерные	1,5…1,9
С объемно-пленочным смесеобразованием	1,7…2,0
С объемным смесеобразованием	1,9…2,2

4) Температура конца сгорания, К,

$$T_z = \frac{-a_{pz} + \sqrt{a_{pz}^2 + 4b_z K}}{2b_z}, \qquad (11)$$

где

$$a_{pz} = 28,81 - 1,22\frac{\left(\alpha_1' - 1\right)}{\left(\alpha_1' - 1\right) + \beta_z};$$

$$b_z = 0,0036 - 0,0011\frac{\left(\alpha_1' - 1\right)}{\left(\alpha_1' - 1\right) + \beta_z};$$

$$K = \frac{1}{\beta_z\left(1 + \gamma_r\right)} \cdot \left[\frac{\xi_z Q_н}{L_0'} + \left(C_v' + 8,32\lambda\right)\left(1 + \gamma_r\right)T_c + \right.$$

$$\left. + \gamma_r\left(1,22 + 0,0011T_c\right) \cdot \frac{\beta_o}{\left(\alpha_1' - 1\right) + \beta_o} \cdot T_c\right];$$

$$\beta_o = 1 + \frac{0,0639}{1 + \gamma_r};$$

$$\beta_z = 1 + \frac{0,0639}{1 + \gamma_r} \cdot \frac{\xi_z}{\xi_b};$$

$$C_v' = 19,27 + 0,0025T_c.$$

Здесь $Q_н$ – низшая теплота сгорания топлива. Ориентировочные значения низшей теплоты сгорания для некоторых топлив приведены в табл. 4.

ξ_z – коэффициент использования теплоты в точке “z”, учитывающий потери теплоты при сгорании, которые вызваны теплообменом между рабочим телом и стенками камеры сгорания, диссоциацией продуктов сгорания, утечками рабочего тела и т. д. Более высокие

значения этого коэффициента соответствуют дизелям с наддувом.

$$\xi_z = 0,70...0,85;$$

ξ_b – коэффициент использования теплоты в точке "b", учитывающий интенсивность подвода теплоты при догорании топлива в конце расширения:

$$\xi_b = 0,85...0,90.$$

Таблица 4

Значения низшей теплоты сгорания для некоторых топлив

Топливо	$Q_н$, кДж/кг
Дизельное	42600…42900
Моторное	41000…41800
Тяжелое газотурбинное	39800…41000

2.2.4. Процесс расширения

1) Степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}. \qquad (12)$$

2) Степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon_o}{\rho}. \qquad (13)$$

3) Давление конца расширения, кПа,

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}. \qquad (14)$$

4) Температура конца расширения, К,

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}. \qquad (15)$$

В формулах (13) и (14) n_2 – показатель политропы расширения. Его величину с удовлетворительной точностью можно найти, воспользовавшись графику рис. 3 или вычислить, решая уравнение

$$n_2 = 1{,}3813 - 5 \cdot 10^{-5} \cdot T_z \left(1 + \frac{\delta}{\delta^{n_2 - 1}} \right) + 0{,}023 \left(\alpha_1' - 2 \right)$$

методом последовательных приближений.

Ориентировочные значения показателей, характеризующих процесс расширения, приведены в табл. 5.

Таблица 5

Значения показателей, характеризующих процесс расширения в серийных дизелях

Тип дизеля	n_2	p_b, МПа	T_b, К
МОД, СОД	1,20…1,30	0,25…0,80	900…1000
ВОД	1,15…1,25	0,40…0,80	1000…1200

2.3. Результаты расчета цикла

2.3.1. Механические потери

Механический к.п.д. рекомендуется рассчитывать по формуле

$$\eta_m = 1 - 0{,}99 \frac{\sqrt{p_z} \cdot \sqrt[3]{c_m}}{p_{mi}}, \qquad (16)$$

где c_m – средняя скорость поршня, м/с. Рекомендуется принимать по двигателю-прототипу.

Значения механического к.п.д., характерные для номинального режима работы судовых дизелей, приведены в табл. 6. Бóльшие значения в указанных диапазонах соответствуют дизелям с высоким наддувом.

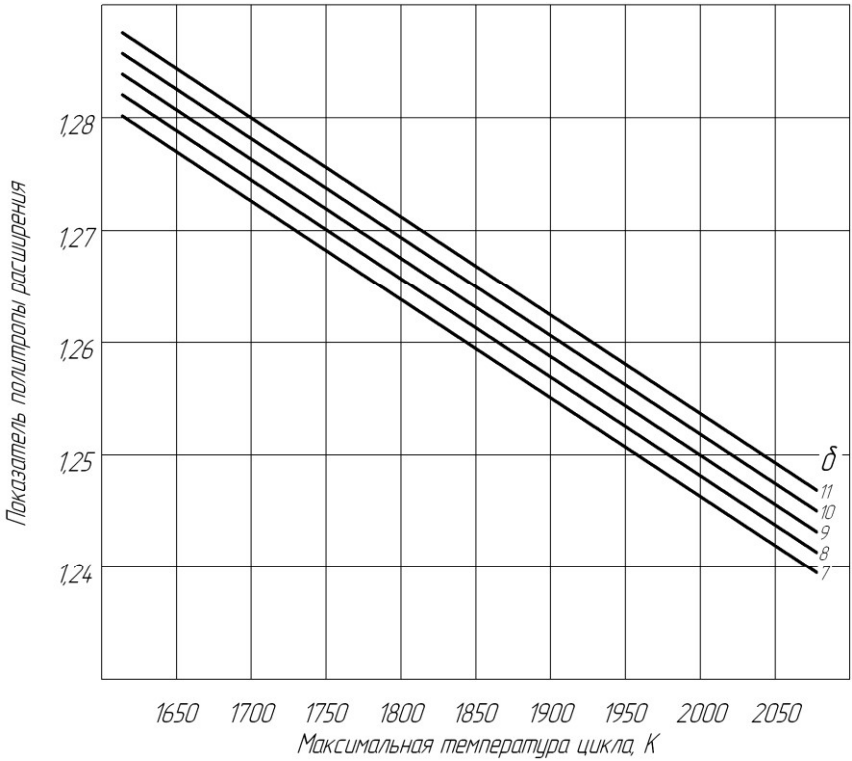


Рис. 3. График для выбора значения показателя политропы расширения

Таблица 6

Значения механического к.п.д. для номинального режима работы дизелей

Тип дизеля	η_m
Четырехтактные среднеоборотные	0,84…0,92
Четырехтактные высокооборотные	0,75…0,85

2.3.2. Индикаторные показатели

1) Среднее индикаторное давление, кПа,

$$p_{mi}' = \frac{p_c}{\varepsilon_o - 1}\left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon_o^{n_1 - 1}}\right)\right]. \quad (17)$$

Для приближения расчетного цикла к действительному производят скругление расчетной индикаторной диаграммы.

Среднее индикаторное давление «скругленного» расчетного цикла, кПа,

$$p_{mi} = p_{mi}' \cdot \xi_{\text{скр}}. \quad (18)$$

где $\xi_{\text{скр}}$ – коэффициент полноты индикаторной диаграммы. Значения коэффициента для различных дизелей приведены в табл. 7.

Таблица 7

Значения коэффициента полноты индикаторной диаграммы для дизелей

Тип дизеля	$\xi_{\text{скр}}$
Четырехтактные с неразделенными камерами сгорания	0,90…0,96
Четырехтактные с разделенными камерами сгорания	0,92…0,98

2) Удельный индикаторный расход топлива, кг/(кВт·ч),

$$b_i = \frac{432{,}9 \cdot \Phi_c \cdot p_{\text{к}}}{L_o' \cdot T_{int} \cdot p_{mi}}. \quad (19)$$

3) Индикаторный к.п.д.

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_{\text{н}}}. \quad (20)$$

Для различных типов дизелей значения индикаторных показателей на номинальных режимах работы приведены в табл. 8.

Таблица 8

Значения индикаторных показателей для серийных дизелей

Дизель	p_{mi}, МПа	η_i	b_i, г/(кВт·ч)
Четырехтактный	0,65…3,00	0,39…0,54	160…220

2.3.3. Эффективные показатели

1) Среднее эффективное давление, кПа,

$$p_{me} = p_{mi} \cdot \eta_m. \quad (21)$$

2) Удельный эффективный расход топлива, кг/(кВт·ч),

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}. \quad (22)$$

3) Эффективный к.п.д.

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m . \qquad (23)$$

Удельный эффективный расход топлива и эффективный к.п.д. являются одними из главных показателей, характеризующих экономичность дизеля. Их ориентировочные значения приведены в табл. 9.

Таблица 9

Значения эффективных показателей для серийных дизелей

Тип дизеля	b_e, г/(кВт·ч)	η_e*
Малооборотные дизели	168…217	0,40…0,50
Среднеоборотные дизели	170…220	0,39…0,50
Высокооборотные дизели	200…270	0,32…0,43

2.3.4. Определение размеров цилиндра

1) Диаметр цилиндра, м

$$d = \sqrt[3]{\frac{240 \cdot P_e \cdot z}{\pi \cdot i \cdot p_{me} \cdot n \cdot A}} . \qquad (24)$$

Здесь z – коэффициент тактности, численно равный продолжительности рабочего цикла, выраженной в оборотах коленчатого вала (для двухтактных двигателей $z = 1$; для четырехтактных – $z = 2$);

i – число цилиндров

При выборе числа цилиндров следует исходить из того, что полностью динамически уравновешенным может быть рядный двигатель, число цилиндров которого четное и не менее шести.

2) Ход поршня, м

$$s = d \cdot A . \qquad (25)$$

Полученные размеры округляются:
– диаметр цилиндра – до 0,01 м;
– ход поршня – до 0,005 м.

---

* Максимальные значения к.п.д. имеют лучшие образцы дизелей с высоким газотурбинным наддувом и большим отношением s/d.

2.3.5. Уточнение величины эффективной мощности дизеля

По округленным значениям размеров цилиндра уточняется эффективная мощность дизеля $P_{e\text{р}}$, кВт

$$P_{e\text{р}} = \frac{p_{me} \cdot i \cdot V_s \cdot n}{60 \cdot z}, \tag{26}$$

где V_s – рабочий объем цилиндра, м^3:

$$V_s = \frac{\pi d^2}{4} \cdot s .$$

Далее рассчитывается отклонение расчетной эффективной мощности ΔP_e от заданной величины:

$$\Delta P_e = \frac{P_{e\text{р}} - P_e}{P_e} \cdot 100\% . \tag{27}$$

Расчет считается выполненным правильно, если отклонение не превышает ±5%.

2.4. Построение расчетной индикаторной диаграммы

Теоретическую (расчетную) индикаторную диаграмму строят в координатах *p*–*V*, начиная с определения координат характерных точек: «*a*», «*c*», «*z*′», «*z*», «*b*», «*r*». Давления p_a, p_c, p_z, p_b определяются по результатам расчета рабочего процесса, давление в процессе выпуска p_r выбирается из соотношения $p_\text{o} < p_r < p_a$.

Найти объемы в точках «*a*», «*c*» и «*z*» диаграммы можно используя соотношения

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon_o - 1}, \tag{27}$$

$$V_a = V_c + V_s , \tag{28}$$

$$V_z = V_c \cdot \rho . \tag{29}$$

После определения координат характерных точек расчетного цикла на диаграмме проводятся линии, соответствующие процессам наполнения, свободного горения и выпуска.

Для построения политропы сжатия «*ac*» следует пользоваться уравнением

$$p = p_a \cdot \left(\frac{V_a}{V} \right)^{n_1}, \qquad (30)$$

а для построения политропы расширения «*zb*» – уравнением

$$p = p_b \cdot \left(\frac{V_a}{V} \right)^{n_2}. \qquad (31)$$

Здесь p – давление, соответствующее объему V.

Для учета особенностей протекания действительного цикла в построенной расчетной диаграмме производят скругление углов в районе точек «*c*», «*z'*», «*z*», «*b*» и «*r*».

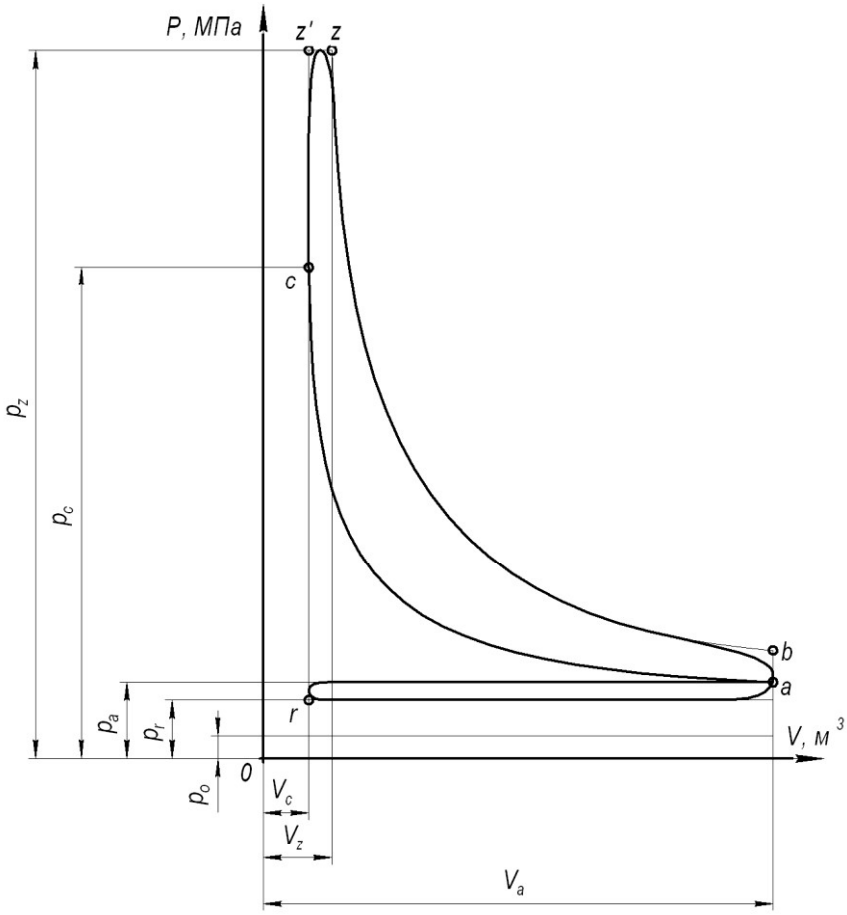


Рис. 4. Построение индикаторной диаграммы

ПРИЛОЖЕНИЕ 1.
СВЕДЕНИЯ О СЕРИЙНЫХ ДИЗЕЛЯХ*

П1.1. Wärtsilä

Таблица П1.1

Эксплуатационно-технические показатели дизелей Wärtsilä 16

Число цилиндров (Конфигурация)	5, 6, 7 (рядный)	
Диаметр цилиндра, мм	160	
Ход поршня, мм	250	
Рабочий объем цилиндра, л	5,0	
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	188…200	
Частота вращения, мин$^{-1}$	1000	1200
Цилиндровая мощность, кВт	95	110
Средняя скорость поршня, м/с	8,3	10,0
Среднее эффективное давление, кПа	2270	2190

Таблица П1.2

Эксплуатационно-технические показатели дизелей Wärtsilä 20

Число цилиндров (Конфигурация)	4, 5, 6, 8, 9 (рядный)			
Диаметр цилиндра, мм	200			
Ход поршня, мм	280			
Степень сжатия	15,0			
Рабочий объем цилиндра, л	8,8			
Давление наддува, кПа	300			
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	191…196			
Частота вращения, мин$^{-1}$	720	750	900	1000
Цилиндровая мощность, кВт	130	135	170	180
Среднее эффективное давление, кПа	2460	2460	2580	2460
Средняя скорость поршня, м/с	6,7	7,0	8,4	9,3
Давление сжатия, МПа	15,0	15,0	16,7	16,7
Максимальное давление цикла, МПа	18,0	18,0	19,0	19,0

* В приложении приведены сведения о судовых четырехтактных дизелях, выпускаемых ведущими дизелестроительными предприятиями. Все представленные двигатели тронковые, с газотурбинным наддувом и охлаждением наддувочного воздуха, с непосредственным впрыском топлива.

Таблица П1.3

Эксплуатационно-технические показатели дизелей Wärtsilä 26A

Число цилиндров (Конфигурация)	6, 8, 9 (рядный); 12, 16, 18 (V-образный)			
Диаметр цилиндра, мм	260			
Ход поршня, мм	320			
Степень сжатия	15,8			
Рабочий объем цилиндра, л	17,0			
Максимальное давление цикла, МПа	19,0			
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	187…191			
Частота вращения, мин$^{-1}$	900	900	1000	1000
Цилиндровая мощность, кВт	310	295	325	310
Среднее эффективное давление, кПа	2430	2310	2300	2190
Средняя скорость поршня, м/с	9,6	9,6	10,7	10,7
Давление наддува, кПа	360	385	340	365

Таблица П1.4

Эксплуатационно-технические показатели дизелей Wärtsilä 26

Число цилиндров (Конфигурация)	6, 8, 9 (рядный); 12, 16 (V-образный)	
Диаметр цилиндра, мм	260	
Ход поршня, мм	320	
Рабочий объем цилиндра, л	17,0	
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	185…190	
Частота вращения, мин$^{-1}$	900	1000
Цилиндровая мощность, кВт	325	340
Средняя скорость поршня, м/с	9,6	10,7
Среднее эффективное давление, кПа	2550	2400

Таблица П1.5

Эксплуатационно-технические показатели дизелей Wärtsilä 31

Число цилиндров (Конфигурация)	8, 10, 12, 14, 16 (V-образный)	
Диаметр цилиндра, мм	310	
Ход поршня, мм	430	
Рабочий объем цилиндра, л	32,5	
Частота вращения, мин$^{-1}$	720	750
Цилиндровая мощность, кВт	590	610
Средняя скорость поршня, м/с	10,32	10,75
Среднее эффективное давление, кПа	3030	3010
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	170…175	

Таблица П1.6

Эксплуатационно-технические показатели дизелей Wärtsilä 32 (мод. 1998 г.)

Число цилиндров (Конфигурация)	6, 8, 9 (рядный); 12, 16, 18 (V-образный)	
Диаметр цилиндра, мм	320	
Ход поршня, мм	400	
Степень сжатия	16,0	
Рабочий объем цилиндра, л	32,2	
Частота вращения, мин$^{-1}$	720	750
Цилиндровая мощность, кВт	450	460
Средняя скорость поршня, м/с	9,6	10,0
Давление наддува, кПа	265	270
Среднее эффективное давление, кПа	2330	2290
Давление конца сжатия, МПа	16,0	
Максимальное давление сгорания, МПа	19,0	
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	182…184	

Таблица П1.7

Эксплуатационно-технические показатели дизелей Wärtsilä 32 (мод. 2016 г.)

Число цилиндров (Конфигурация)	6, 7, 8, 9 (рядный); 12, 16, 18 (V-образный)	
Диаметр цилиндра, мм	320	
Ход поршня, мм	400	
Рабочий объем цилиндра, л	32,2	
Частота вращения, мин$^{-1}$	720	750
Цилиндровая мощность, кВт	560	580
Средняя скорость поршня, м/с	9,6	10,0
Среднее эффективное давление, кПа	2900	2880
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	180…185	

Таблица П1.8

Эксплуатационно-технические показатели дизелей Wärtsilä 38B

Число цилиндров (Конфигурация)	6, 8, 9 (рядный); 12, 16, 18 (V-образный)
Диаметр цилиндра, мм	380
Ход поршня, мм	475
Частота вращения, мин$^{-1}$	600
Степень сжатия	14,8
Рабочий объем цилиндра, л	53,9
Цилиндровая мощность, кВт	725
Давление наддува, кПа	430
Среднее эффективное давление, кПа	2690
Средняя скорость поршня, м/с	9,5
Максимальное давление сгорания, МПа	21,0
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	171…176

Таблица П1.9

Эксплуатационно-технические показатели дизелей Wärtsilä 46A

Число цилиндров (Конфигурация)	6, 8, 9 (рядный); 12, 16, 18 (V-образный)		
Диаметр цилиндра, мм	460		
Ход поршня, мм	580		
Рабочий объем цилиндра, л	96,4		
Цилиндровая мощность, кВт	905		
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	171…173		
Частота вращения, мин$^{-1}$	450	500	514
Среднее эффективное давление, кПа	25,0	22,5	21,9
Средняя скорость поршня, м/с	8,7	9,7	9,9

Таблица П1.10

Эксплуатационно-технические показатели дизелей Wärtsilä 46B

Число цилиндров (Конфигурация)	6, 8, 9 (рядный); 12, 16, 18 (V-образный)	
Диаметр цилиндра, мм	460	
Ход поршня, мм	580	
Рабочий объем цилиндра, л	96,4	
Цилиндровая мощность, кВт	975	
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	171…173	
Частота вращения, мин$^{-1}$	500	514
Среднее эффективное давление, кПа	2430	2360
Средняя скорость поршня, м/с	9,7	9,9

Таблица П1.11

Эксплуатационно-технические показатели дизелей Wärtsilä 46C

Число цилиндров (Конфигурация)	6, 8, 9 (рядный); 12, 16, 18 (V-образный)	
Диаметр цилиндра, мм	460	
Ход поршня, мм	580	
Рабочий объем цилиндра, л	96,4	
Цилиндровая мощность, кВт	1050	
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	171…174	
Частота вращения, мин$^{-1}$	500	514
Среднее эффективное давление, кПа	2610	2540
Средняя скорость поршня, м/с	9,7	9,9

Таблица П1.12

Эксплуатационно-технические показатели дизелей Wärtsilä 46F

Число цилиндров (Конфигурация)	6, 7, 8, 9 (рядный); 12, 14, 16, (V-образный)
Диаметр цилиндра, мм	460
Ход поршня, мм	580
Рабочий объем цилиндра, л	96,4
Цилиндровая мощность, кВт	1200
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	171…174
Частота вращения, мин$^{-1}$	600
Среднее эффективное давление, кПа	2490
Средняя скорость поршня, м/с	11,6

П1.2. MAN Diesel & Turbo

Таблица П1.13

Эксплуатационно-технические показатели дизелей MAN 16/24

Число цилиндров (Конфигурация)	5, 6, 7, 8, 9 (рядный)			
Диаметр цилиндра, мм	160			
Ход поршня, мм	240			
Степень сжатия	16,2			
Рабочий объем цилиндра, л	4,8			
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	190…195			
Частота вращения, мин$^{-1}$	1000	1000	1200	1200
Цилиндровая мощность, кВт	90	95	100	110
Средняя скорость поршня, м/с	8,0	8,0	9,6	9,6
Среднее эффективное давление, кПа	2240	2360	2070	2280

Таблица П1.14

Эксплуатационно-технические показатели дизелей MAN 21/31

Число цилиндров (Конфигурация)	5, 6, 7, 8, 9 (рядный)			
Диаметр цилиндра, мм	210			
Ход поршня, мм	310			
Степень сжатия	16,5			
Максимальное давление цикла, МПа	21,0			
Рабочий объем цилиндра, л	10,7			
Частота вращения, мин$^{-1}$	900	900	1000	1000
Цилиндровая мощность, кВт	200	220	200	220
Средняя скорость поршня, м/с	9,3	9,3	10,3	10,3
Среднее эффективное давление, кПа	2490	2730	2240	2460

Таблица П1.15

Эксплуатационно-технические показатели дизелей MAN 27/38

Число цилиндров (Конфигурация)	5, 6, 7, 8, 9 (рядный)			
Диаметр цилиндра, мм	270			
Ход поршня, мм	380			
Степень сжатия	15,9			
Максимальное давление цикла, МПа	20,0			
Рабочий объем цилиндра, л	21,8			
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	182…186			
Частота вращения, мин$^{-1}$	720	720	750	750
Цилиндровая мощность, кВт	330	350	330	350
Средняя скорость поршня, м/с	9,1	9,1	9,5	9,5
Среднее эффективное давление, кПа	2530	2680	2430	2570

Таблица П1.16

Эксплуатационно-технические показатели дизелей MAN 32/40

Число цилиндров (Конфигурация)	6, 7, 8, 9 (рядный); 12, 14, 16, 18 (V-образный)	
Диаметр цилиндра, мм	320	
Ход поршня, мм	400	
Степень сжатия	15,2	
Рабочий объем цилиндра, л	32,17	
Цилиндровая мощность, кВт	500	
Частота вращения, мин$^{-1}$	720	750
Средняя скорость поршня, м/с	9,6	10,0
Среднее эффективное давление, кПа	2590	2490
Максимальное давление цикла, МПа	19	
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	182…189	

П1.3. Дизели Hyundai HiMSEN

Таблица П1.17

Эксплуатационно-технические показатели дизелей HiMSEN H25/33

Число цилиндров (Конфигурация)	6, 7, 8, 9 (рядный)			
Диаметр цилиндра, мм	250			
Ход поршня, мм	330			
Степень сжатия	17,0			
Рабочий объем цилиндра, л	16,2			
Частота вращения, мин$^{-1}$	720	750	900	1000
Цилиндровая мощность, кВт	240	250	300	300
Среднее эффективное давление, кПа	2470	2470	2470	2220
Средняя скорость поршня, м/с	7,9	8,3	9,9	11,0

Таблица П1.18

Эксплуатационно-технические показатели дизелей HiMSEN H25/33V

Число цилиндров (Конфигурация)	12, 14, 16, 18, 20 (V-образный)	
Диаметр цилиндра, мм	250	
Ход поршня, мм	330	
Степень сжатия	17,0	
Рабочий объем цилиндра, л	16,2	
Цилиндровая мощность, кВт	340	
Частота вращения, мин$^{-1}$	900	1000
Средняя скорость поршня, м/с	9,9	11,0
Среднее эффективное давление, кПа	2800	2520
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	183	

Таблица П1.19

Эксплуатационно-технические показатели дизелей HiMSEN H32/40

Число цилиндров (Конфигурация)	6, 7, 8, 9 (рядный); 12, 14, 16, 18, 20 (V-образный)	
Диаметр цилиндра, мм	320	
Ход поршня, мм	400	
Степень сжатия	15,0	
Рабочий объем цилиндра, л	32,2	
Цилиндровая мощность, кВт	500	
Частота вращения, мин$^{-1}$	720	750
Средняя скорость поршня, м/с	9,6	10,0
Среднее эффективное давление, кПа	2590	2490
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	178…181	

П1.4. Дизели Niigata

Таблица П1.20

Эксплуатационно-технические показатели дизелей серии Niigata 22HLX

Число цилиндров (Конфигурация)	6, 8 (рядный); 12, 16, 18 (V-образный)	
Диаметр цилиндра, мм	220	
Ход поршня, мм	300	
Рабочий объем цилиндра, л	11,4	
Среднее эффективное давление, кПа	2440	
Максимальное давление цикла, МПа	20,0	
Частота вращения, мин$^{-1}$	900	1000
Цилиндровая мощность, кВт	209	232
Средняя скорость поршня, м/с	9,0	10,0

Таблица П1.21

Эксплуатационно-технические показатели дизелей серии Niigata 28HLX

Число цилиндров (Конфигурация)	6, 8 (рядный); 12, 16, 18 (V-образный)	
Диаметр цилиндра, мм	280	
Ход поршня, мм	400	
Рабочий объем цилиндра, л	24,63	
Среднее эффективное давление, кПа	2440	
Максимальное давление цикла, МПа	20,0	
Частота вращения, мин$^{-1}$	720	750
Цилиндровая мощность, кВт	360	375
Средняя скорость поршня, м/с	9,6	10,0

Таблица П1.22

Эксплуатационно-технические показатели дизелей серии Niigata 32CLX

Число цилиндров (Конфигурация)	6, 8 (рядный); 12, 16, 18 (V-образный)
Диаметр цилиндра, мм	320
Ход поршня, мм	420
Рабочий объем цилиндра, л	33,76
Среднее эффективное давление, кПа	2180
Частота вращения, мин$^{-1}$	600
Цилиндровая мощность, кВт	367,75
Средняя скорость поршня, м/с	8,4

Таблица П1.23

Эксплуатационно-технические показатели дизелей серии Niigata V34HLX

Число цилиндров (Конфигурация)	12, 16, 18 (V-образный)
Диаметр цилиндра, мм	340
Ход поршня, мм	500
Рабочий объем цилиндра, л	45,4
Среднее эффективное давление, кПа	2450
Максимальное давление цикла, МПа	19,6
Частота вращения, мин$^{-1}$	600
Цилиндровая мощность, кВт	555
Средняя скорость поршня, м/с	10,0

П1.5. Bergen Engines AS (Rolls-Royce)

Таблица П1.24

Эксплуатационно-технические показатели дизелей серии Bergen C25:33

Число цилиндров (Конфигурация)	6, 8, 9 (рядный)	
Диаметр цилиндра, мм	250	
Ход поршня, мм	330	
Рабочий объем цилиндра, л	16,2	
Частота вращения, мин$^{-1}$	900	1000
Среднее эффективное давление, кПа	2640	2470
Цилиндровая мощность, кВт	320	333
Средняя скорость поршня, м/с	10,0	11,0
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	182…185	

Таблица П1.25

Эксплуатационно-технические показатели дизелей серии Bergen B32:40

Число цилиндров (Конфигурация)	6, 8, 9 (рядный); 12, 16 (V-образный)
Диаметр цилиндра, мм	320
Ход поршня, мм	400
Рабочий объем цилиндра, л	32,2
Частота вращения, мин$^{-1}$	750
Цилиндровая мощность, кВт	500
Среднее эффективное давление, кПа	2490
Средняя скорость поршня, м/с	10,0
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	184

Таблица П1.26

Эксплуатационно-технические показатели дизелей серии Bergen B33:45

Число цилиндров (Конфигурация)	6, 7, 8, 9 (рядный)
Диаметр цилиндра, мм	330
Ход поршня, мм	450
Рабочий объем цилиндра, л	38,5
Частота вращения, мин$^{-1}$	750
Цилиндровая мощность, кВт	600
Среднее эффективное давление, кПа	2500
Средняя скорость поршня, м/с	11,25
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	175

П1.6. Дизели Caterpillar Marine

Таблица П1.27

Эксплуатационно-технические показатели дизелей MaK M 32 C

Число цилиндров (Конфигурация)	6, 8, 9 (рядный)	
Диаметр цилиндра, мм	320	
Ход поршня, мм	480	
Рабочий объем цилиндра, л	38,7	
Частота вращения, мин$^{-1}$	600	
Средняя скорость поршня, м/с	9,6	
Цилиндровая мощность, кВт	480	500
Среднее эффективное давление, кПа	2490	2590
Максимальное давление цикла, МПа	19,0	19,8
Давление наддува, кПа	380	
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	177…179	

Таблица П1.28

Эксплуатационно-технические показатели дизелей MaK VM 32 C

Число цилиндров (Конфигурация)	12, 16 (V-образный)			
Диаметр цилиндра, мм	320			
Ход поршня, мм	460			
Рабочий объем цилиндра, л	37,0			
Максимальное давление цикла, МПа	20,0			
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	178…179			
Среднее эффективное давление, кПа	2160			
Частота вращения, мин$^{-1}$	720	720	750	750
Цилиндровая мощность, кВт	480	480	500	500
Давление наддува, кПа	325*	330**	340*	350**
Средняя скорость поршня, м/с	11,0	11,5	11,0	11,5

* 12-цилиндровые дизели; ** 16-цилиндровые дизели.

Таблица П1.29

Эксплуатационно-технические показатели дизелей MaK M 43 C

Число цилиндров (Конфигурация)	6, 7, 8, 9 (рядный); 12, 16 (V-образный)			
Диаметр цилиндра, мм	430			
Ход поршня, мм	610			
Рабочий объем цилиндра, л	88,6			
Давление наддува, кПа	400			
Максимальное давление цикла, МПа	21,0			
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	175…178			
Частота вращения, мин$^{-1}$	500	500	514	514
Цилиндровая мощность, кВт	900*	1000	900*	1000
Среднее эффективное давление, кПа	2440	2710	2370	2640
Средняя скорость поршня, м/с	10,2	10,5	10,2	10,5

* Только V-образные дизели

ПРИЛОЖЕНИЕ 2.
ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТА*

Исходные данные к тепловому расчету двигателя

Эффективная мощность, кВт: $P_e := 1800$

Частота вращения, об/мин: $n := 750$

Отношение хода поршня к диаметру цилиндра: $sd := 1.3$

Давление наддува, кПа: $p_к := 360$

1. Расчет процесса наполнения

Параметры окружающей среды:

Температура окружающей среды, К: $T_o := 298$

Давление окружающей среды, кПа: $p_o := 100$

Показатель политропы сжатия в центробежном компрессоре: $n_к := 1.9$

Температура воздуха после компрессора, К: $T_к := T_o \cdot \left(\frac{p_к}{p_o}\right)^{\frac{(n_к - 1)}{n_к}} = 547$

Снижение температуры воздуха в ОНВ, К: $\Delta T_{охл} := 220$

Температура воздуха на входе в цилиндр, К: $T_{int} := T_к - \Delta T_{охл} = 327$

Величина подогрева заряда от стенок цилиндра, К: $\Delta T := 17$

Температура остаточных газов , К: $T_r := 800$

Коэфициент остаточных газов: $\gamma_r := 0.01$

Температура конца наполнения, К: $T_a := \frac{\left(T_{int} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r\right)}{1 + \gamma_r} = 348$

Потери давления воздуха при впуске, кПа: $\Delta p_{вп} := 0.03 \cdot p_к = 10.8$

Давление конца наполнения, кПа: $p_a := p_к - \Delta p_{вп} = 349$

Геометрическая степень сжатия: $\varepsilon_o := 15.3$

Коэфициент наполнения: $\Phi_c := \frac{\varepsilon_o}{\varepsilon_o - 1} \cdot \frac{p_a}{p_к} \cdot \frac{T_{int}}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} = 0.9641$

---

* В приложении приведен пример выполнения теплового расчета судового двигателя внутреннего сгорания, выполненный в математическом пакете PTC Mathcad 14.

2. Расчет процесса сжатия

Начальное приближение для величины показателя политропы сжатия:

$x := 1.38$

Решим численно уравнение для нахождения величины показателя политропы сжатия:

Given

$$x = 1.4532 - 5\cdot 10^{-5}\cdot T_a\cdot\left(1+\frac{\varepsilon_o^{\,x}}{\varepsilon_o}\right)$$

Показатель политропы сжатия: $n_1 := Find(x) = 1.386$

Давление конца сжатия, кПа: $p_c := p_a\cdot\varepsilon_o^{\,n_1} = 15309$

Температура конца сжатия, К: $T_c := T_a\cdot\varepsilon_o^{\,n_1-1} = 998$

3. Расчет поцесса сгорания

Характеристика топлива:

Содержание в 1 кг топлива углерода, кг: $\underset{\sim}{C} := 0.86$

Содержание в 1 кг топлива водорода, кг: $\underset{\sim}{H} := 0.13$

Содержание в 1 кг топлива кислорода, кг: $O := 0.01$

Количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания 1 кг топлива, кмоль/кг:

$$L_o := \frac{1}{0.21}\cdot\left(\frac{C}{12}+\frac{H}{4}-\frac{O}{32}\right) = 0.4945$$

Коэфициент избытка воздуха при сгорании: $\alpha'_1 := 1.9$

Действительное количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, кмоль/кг:

$L'_o := L_o\cdot\alpha'_1 = 0.9396$

Степень повышения давления при сгорании: $\lambda := 1.2$

Максимальное давление цикла, кПа: $p_z := p_c\cdot\lambda = 18371$

Температура конца сгорания, К: $Tz = \dfrac{\left[-a_{pz}+\sqrt{(a_{pz})^2+4\cdot b_z\cdot K}\right]}{2b_z}$

Низшая теплота сгорания дизельного топлива, кДж/кг: $Q_н := 42700$

Коэфициент использования теплоты в точке "z": $\xi_z := 0.83$

Коэфициент использования теплоты в точке "b": $\xi_b := 0.88$

Коэффициенты к уравнению для расчета максимальной температуры цикла:

$$\beta_z := 1 + \frac{0.0639}{1+\gamma_r}\cdot\frac{\xi_z}{\xi_b} = 1.0597 \qquad \beta_o := 1 + \frac{0.0639}{1+\gamma_r} = 1.0633$$

$$C_v := \left(19.27 + 0.0025\cdot T_c\right) = 21.7642$$

$$K := \frac{1}{\beta_z\cdot\left(1+\gamma_r\right)}\cdot\left[\begin{array}{l}\xi_z\cdot\dfrac{Q_H}{L'_o} + \left(C_v + 8.32\cdot\lambda\right)\cdot\left(1+\gamma_r\right)\cdot T_c \ \ldots \\ +\gamma_r\cdot\left(1.22 + 0.0011\cdot T_c\right)\dfrac{\beta_o}{\left(\alpha'_1 - 1\right)+\beta_o}\cdot T_c\end{array}\right] = 65145$$

$$a_{pz} := 28.81 - 1.22\cdot\frac{\left(\alpha'_1 - 1\right)}{\left(\alpha'_1 - 1\right)+\beta_z} = 28.2497$$

$$b_z := 0.0036 - 0.0011\cdot\frac{\left(\alpha'_1 - 1\right)}{\left(\alpha'_1 - 1\right)+\beta_z} = 0.0031$$

Максимальная температура цикла, К:

$$T_z := \frac{\left(-a_{pz} + \sqrt{a_{pz}^{\,2} + 4\cdot b_z\cdot K}\right)}{2\cdot b_z} = 1907$$

4. Расчет процесса расширения

Степень предварительного расширения:

$$\rho := \frac{\beta_z}{\lambda}\cdot\frac{T_z}{T_c} = 1.6883$$

Степень последующего расширения:

$$\delta := \frac{\varepsilon_o}{\rho} = 9.06$$

Начальное приближение для величины показателя политропы расширения:

$$x := 1.25$$

Решим численно уравнение для нахождения величины показателя политропы расширения:

Given

$$x = 1.3813 - 5\cdot 10^{-5}\cdot T_a\cdot\left(1 + \frac{\delta}{\delta^{x-1}}\right) + 0.023\cdot\left(\alpha'_1 - 2\right)$$

Показатель политропы расширения:

$$n_2 := Find(x) = 1.276$$

Давление конца расширения, кПа:

$$p_b := \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = 1104$$

Температура конца расширения, К:

$$T_b := \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = 1039$$

5. Результаты расчета цикла и определение размеров цилиндра

Расчетное среднее индикаторное давление, кПа:

$$p'_{mi} := \frac{p_c}{\varepsilon_o - 1}\cdot\left[\lambda\cdot(\rho - 1) + \frac{(\lambda\cdot\rho)}{n_2 - 1}\cdot\left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) \ldots\right] = 2661$$
$$+\frac{-1}{n_1 - 1}\cdot\left(1 - \frac{1}{\varepsilon_o^{n_1-1}}\right)$$

Коэфициент полноты индикаторной диаграммы: $\xi_{скр} := 0.97$

Среднее индикаторное давление "скругленного" цикла, кПа: $p_{mi} := p'_{mi}\cdot\xi_{скр} = 2581$

Ожидаемое значение механического к.п.д: $\eta_m := 0.92$

Удельный индикаторный расход топлива, кг/кВт•ч: $b_i := \frac{\left(432.9\cdot\Phi_c\cdot p_к\right)}{L'_o\cdot T_{int}\cdot p_{mi}} = 0.19$

Индикаторный к.п.д.: $\eta_i := \frac{3600}{b_i\cdot Q_н} = 0.445$

Среднее эффективное давление, кПа: $p_{me} := p_{mi}\cdot\eta_m = 2375$

Удельный эфективный расход топлива, кг/кВт•ч: $b_e := \frac{b_i}{\eta_m} = 0.206$

Эффективный к.п.д.: $\eta_i\cdot\eta_m = 0.409$

Число цилиндров: $i := 6$

Коэффициент тактности: $z := 2$

Диаметр цилиндра и ход поршня, м: $d := \sqrt[3]{\frac{240\cdot P_e\cdot z}{\pi\cdot i\cdot p_{me}\cdot n\cdot sd}} = 0.271$

$s := d\cdot sd = 0.3517$

Полученые размеры округляем: $\underset{\sim}{d} := \frac{round(d\cdot 100)}{100} = 0.27$

$\underset{\sim}{s} := \frac{round(s\cdot 100)}{100} = 0.35$

Рабочий объем цилиндра, м³: $V_s := \frac{\pi\cdot d^2}{4}\cdot s = 0.02$

Уточненное значение эффективной мощности, кВт: $P_{e.p} := \frac{p_{me} \cdot i \cdot V_s \cdot n}{60 \cdot z} = 1784$

Отклонение расчетной величины эффективной мощности от заданного значения, %:

$$\Delta P_e := \frac{\left(P_{e.p} - P_e\right)}{P_e} \cdot 100 = -0.9$$

$result := if\left(\left|\Delta P_e\right| \le 5, \text{"расчет выполнен правильно"}, \text{"расчет выполнен неправильно"}\right)$

$P_{me} := P_{e.p}$

$result =$ "расчет выполнен правильно"

6. Расчет объемов в характерных точках цикла

Полный объем цилиндра, м³: $V_a := \frac{V_s \cdot \varepsilon_o}{\varepsilon_o - 1} = 0.0214$

Объем камеры сжатия, м³: $V_c := \frac{V_s}{\varepsilon_o - 1} - 0.0014$

Объем в точке "z", м³: $V_z := \rho \cdot V_c = 0.0024$

7. Техническая характеристика двигателя

Диаметр цилиндра, м	$d = 0.27$
Ход поршня, м	$s = 0.35$
Число цилиндров	$i - 6$
Марка по ГОСТ	
Эффективная мощность, кВт	$P_e = 1784$
Среднее эффективное давление, кПа	$p_{me} = 2375$
Рабочий объем цилиндра, м³	$V_s = 0.02$
Расход топлива удельный, г/кВт•ч	$b_e = 0.206$
Расход топлива часовой, кг/ч	$B := P_e \cdot b_e = 368$

ЛИТЕРАТУРА

1. Лебедев О. Н., Сомов В. А., Калашников С. А. Двигатели внутреннего сгорания речных судов. – М. : Транспорт, 1990. – 328 с.

2. Аладышкин В. Я., Батялов А. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Методические указания к игровому проектированию. – Н. Новгород : ВГАВТ, 2006. – 80 с.

3. ГОСТ Р 52517-2005. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Характеристики. Часть 1. Стандартные исходные условия, объявление мощности, расхода топлива и смазочного масла. Методы испытаний. – Введ. 01.01.2007. – М. : ФГУП «Стандартинформ», 2008. – 32 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение....3
1. Общие положения....3
2. Расчет рабочего процесса....4
2.1. Общие сведения....4
2.2. Порядок расчета и определяемые параметры....5
2.3. Результаты расчета цикла....13
2.4. Построение расчетной индикаторной диаграммы....17
Приложение 1. Сведения о серийных дизелях....20
П1.1. Wärtsilä....20
П1.2. MAN Diesel & Turbo....24
П1.3. Дизели Hyundai HiMSEN....26
П1.4. Дизели Niigata....27
П1.5. Bergen Engines AS (Rolls-Royce)....28
П1.6. Дизели Caterpillar Marine....29
Приложение 2. Пример выполнения расчета....31
Литература....36

Троицкий Алексей Владимирович

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Печатается по авторскому оригиналу
без редактирования и корректуры

Подписано в печать28.12.2016.
Формат бумаги 60×84 1/16. Гарнитура «Таймс».
Ризография. Усл. печ. л. 3,75. Уч.-изд. л. 2,8.
Тираж 50 экз. Заказ XXX.

Издательско-полиграфический комплекс ФГБОУ ВО «ВГУВТ»
603950, Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5

Шураев Олег Петрович

СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ
РУКОВОДСТВО ПО ВЫПОЛНЕНИЮ

Динамический расчет двигателя

Печатается по авторскому оригиналу
без редактирования и корректуры

Подписано в печать 26.06.2024.
Формат бумаги 60×84 1/16. Гарнитура «Таймс».
Бумага офсетная. Ризография. Усл. печ. л. 1.0. Усл.-изд. л. 1.0
Тираж 50 экз. Заказ___.

Издательско-полиграфический комплекс ФГБОУ ВО «ВГУВТ»
603950. г. Нижний Новгород. ул. Нестерова. 5а

ФГБОУ ВО «Волжский государственный университет
водного транспорта»

О.П. Шураев

СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ
РУКОВОДСТВО ПО ВЫПОЛНЕНИЮ

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

Учебно-методическое пособие

Нижний Новгород
Издательство ФГБОУ ВО «ВГУВТ»
2024

УДК 621.1
Ш96

Рецензент:

Шураев О.П. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Курсовой проект. Руководство по выполнению. – Н. Новгород: Изд-во ФГБОУ ВО «ВГУВТ», 2024. – 24 с.

Руководство по выполнению курсового проекта по дисциплине Судовые двигатели внутреннего сгорания содержит основные требования по организации курсового проектирования и рекомендации по выполнению разделов.

Для студентов специальности «Эксплуатация судовых энергетических установок».

Печатается по решению кафедры эксплуатации судовых энергетических установок. Протокол № 11 от 25.06.2024.

© Шураев О.П., 2024
© ФГБОУ ВО «ВГУВТ», 2024

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Лебедев О.Н., Сомов В.А., Калашников С.А. Двигатели внутреннего сгорания речных судов. – М.: Транспорт, 1989.
2. Истомин П.А. Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания. - Л.: Судостроение, 1966. - 280с.
3. Чистяков В.К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания. - М.: «Машиностроение», 1989. - 255с.

Содержание

Введение 3
Динамический расчет двигателя 4
Определение размеров маховика 12
Библиографический список 15

ВВЕДЕНИЕ

Динамический расчет двигателя выполняется с целью определения тангенциальной силы, действующей на кривошип коленчатого вала. Эта сила, действуя на плече, равном радиусу кривошипа обеспечивает крутящий момент, создаваемый двигателем. Динамический расчет выполняется после и на основании расчета рабочего процесса и построения индикаторной диаграммы. В ходе расчета определяются кинематические параметры кривошипно-шатунного механизма, оценивается масса основных подвижных деталей и силы, действующие на поршень.

Для обеспечения заданной равномерности вращения коленчатого вала служит маховик. Результаты динамического расчета позволяют определить основные размеры маховика.

ДИНАМИЧЕСКИИ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

Цель расчета: определение кинематических и динамических характеристик КШМ, определение размеров маховика.

Исходные данные: результаты расчета рабочего процесса.

Расчет ведется обычно ведется с шагом Δφ = 5 … 15 °п.к.в. В качестве начала отсчета углов поворота кривошипа φ_i принимается положение в ВМТ на такте впуска. Расчет удобно вести в табличной форме.

Основные геометрические характеристики

Рабочий объем цилиндра $V_s = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S$

Объем камеры сжатия $V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}$

Объем цилиндра при положении поршня в НМТ $V_a = V_c \cdot \varepsilon$

Объем цилиндра при максимальной температуре цикла $V_z = \rho \cdot V_c$

Радиус кривошипа $r = \frac{S}{2}$

Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda_ш = 0.24 \ldots 0.26$

Основные кинематические параметры

Безразмерное перемещение поршня (отнесенное к радиусу кривошипа *r*)

$$s_i = (1 - \cos\varphi_i) + 0.25 \cdot \lambda_ш \cdot (1 - \cos(2 \cdot \varphi_i))$$

Перемещение поршня, м

$$S_i = r \cdot [(1 - \cos\varphi_i) + 0.25 \cdot \lambda_ш \cdot (1 - \cos(2 \cdot \varphi_i))]$$

Текущий объем цилиндра

$$V_i = V_c \cdot [1 + 0{,}5 \cdot s_i \cdot (\varepsilon - 1)]$$

Угловая скорость коленчатого вала $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$. При выражении *n* в мин$^{-1}$ формула приобретает вид $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$.

Скорость поршня, м/с

$$v_i = \omega \cdot r \cdot \left(\sin\varphi_i + \frac{1}{2} \cdot \lambda_ш \cdot \sin(2 \cdot \varphi_i)\right)$$

Ускорение поршня, м/с^2

$$a_i = \omega^2 \cdot r \cdot (\cos\varphi_i + \lambda_ш \cdot \cos(2 \cdot \varphi_i))$$

По данным таблицы строятся графики.

Таблица – Основные кинематические параметры

Угол поворота кривошипа	Безразмерное перемещение поршня	Перемещение поршня	Объем цилиндра	Скорость поршня	Ускорение поршня
° п.к.в.	-	м	дм^3	м/с	м/с^2
0					
5					
…					
720					

Задается значение окружной скорости маховика. Чтобы маховик не разорвали силы инерции, допустимые значения окружной скорости маховиков ограничены:

для чугунных - $v_М \leq 70$ м/с ;

для стальных - $v_М \leq 100$ м/с.

Диаметр маховика рекомендуется принимать возможно большим, но так, чтобы он не увеличивал габаритной ширины двигателя.

Диаметр маховика, м

$$D_M = 2 \cdot \frac{v_М}{\omega}$$

Требуемая масса маховика, кг

$$M_М = \frac{MaxTq \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right)}{\pi^2 \cdot D_M \cdot \delta_\omega \cdot n^2}$$

Теоретический маховик проектируется таким образом, что вся его масса сосредоточена на ободе. В действительности обод соединен со ступицей массивной перемычкой (в ней возможны отверстия для уменьшения массы) или спицами (в современных двигателях не применяются). Отношение полной массы маховика к массе обода задается коэффициентом увеличения массы, который рекомендуется выбирать из диапазона $A_М$= 1.3… 1.75.

Тогда полная масса маховика будет

$$M_{МП} = A_М \cdot M_М$$

При проектировании маховика есть ограничения на его диаметр (и связанную с ним окружную скорость), но практически нет ограничений на его ширину, поэтому отношение ширины обода к его высоте выбирают из диапазона A_{bk}=1.8 … 2.2

Тогда высота маховика определяется по формуле

$$h_М = \sqrt{\frac{M_M}{A_{bk} \cdot \pi \cdot D_M \cdot \rho_М}}$$

где $\rho_М$ – плотность материала маховика, для серого чугуна $\rho_М = 7100 \ldots 7300$ $\frac{кг}{м^3}$.

Полученный результат округляется до десятков миллиметров.

Ширина маховика будет $b_M = A_{bk} \cdot h_M$

Расчет завершается проверкой соответствия максимальной скорости на ободе маховика

$$v_{M\,max} = \pi \cdot (D_M + h_M) \cdot n$$

допускаемым значениям.

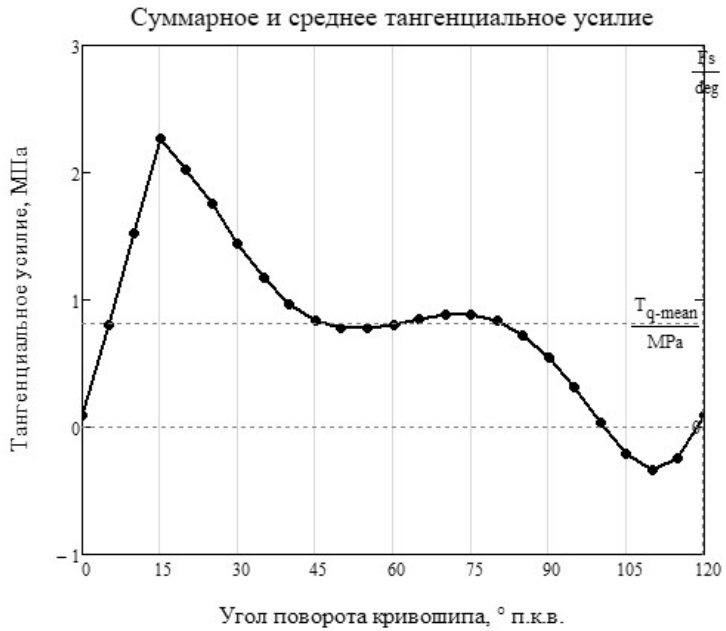


Рисунок – Определение среднего тангенциального усилия

Отклонение максимального тангенциального усилия от среднего

$$\delta Tq_i = Tq_\Sigma - Tq_{mean}$$

Максимальное отклонение тангенциального отклонения от среднего

$$MaxTq = max\begin{pmatrix} max(\delta Tq) \\ |min(\delta Tq)| \end{pmatrix}$$

Определение размеров маховика

Диаграмма суммарных касательных усилий показывает, что касательная сила, а следовательно и вращающий момент, периодически изменяются по величине и направлению, вследствие чего угловая скорость вращения коленчатого вала в течение одного оборота не остается постоянной. Равномерность вращения характеризуется отношением разности между наибольшим и наименьшим значениями угловой скорости вращения вала к средней ее величине

$$\delta_\omega = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{mean}}$$

Степень неравномерности угловой скорости для двигателей, работающих на гребной винт, задается в диапазоне δ_ω=0.010…0.025.

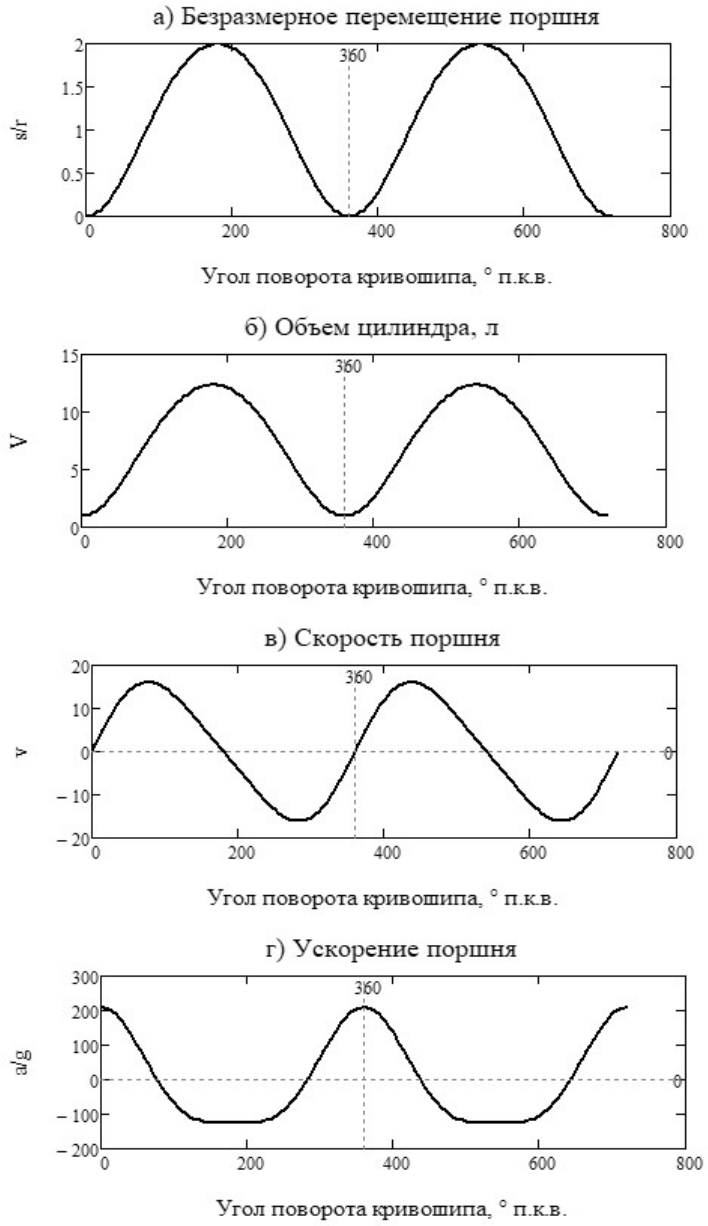


Рисунок – Кинематические параметры двигателя

Расчет и построение индикаторной диаграммы

Угол, соответствующий максимальной температуре

$$\varphi_z = 180 \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon - 1} + 2\right)$$

Давление в цилиндре рассчитывается для соответствующих углов поворота кривошипа. При этом следует учитывать, что для четырехтактного двигателя

- на такте наполнения давление принимается постоянным $p_i = p_k$;

- на такте сжатия

$$p_i = \frac{p_c}{1 + 0.5 \cdot s_i \cdot (\varepsilon - 1)^{n_1}},$$

где s_i – безразмерное перемещение поршня для соответствующего угла поворота кривошипа;

- на такте расширения

на участке от 360 °п.к.в до угла φ_z давление принимается постоянным и равным p_z,

на участке от φ_z до 540 °п.к.в давление рассчитывается по формуле

$$p_i = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{1 + 0.5 \cdot s_i \cdot (\varepsilon - 1)^{n_2}};$$

- на такте выпуска давление принимается постоянным $p_i = p_b$.

Расчет также удобно вести в табличной форме.

Таблица – Давление в цилиндре

Угол поворота кривошипа	Объем цилиндра	Давление в цилиндре
° п.к.в.	дм^3	МПа
0		
5		
…		
720		

По данным таблицы строятся развернутая (аргумент – угол поворота кривошипа φ) и свернутая (аргумент – объем цилиндра V) индикаторные диаграммы.

Оценка массы основных деталей и силы действующие в КШМ

Масса поршня приближенно определяется из соотношения

$$M_П = k_{МП} \cdot \rho_П \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot k_{ДП} \cdot D,$$

где $k_{МП} = 0.38 \ldots 0.45$ – коэффициент заполнения металлом объема поршня, а $k_{ДП} = 0.9 \ldots 1.5$ – коэффициент, представляющий собой отношение длины поршня к его диаметру;

$\rho_П$ – плотность материала поршня, для чугуна $\rho_П$=6800…7300 кг/м^3, а для алюминиевых сплавов $\rho_П$=2650…2800 кг/м^3.

В многоцилиндровом двигателе коленчатый вал воспринимает и передает суммарный крутящий момент от тангенциальных сил всех цилиндров. Для построения диаграммы суммарных тангенциальных усилий T_Σ диаграмма одного цилиндра разбивается на число участков, соответствующее числу цилиндров двигателя или углу заклинки кривошипов коленчатого вала. Затем проводится алгебраическое суммирование ординат, равноотстоящих от начала каждого участка, т.е. суммируются все первые ординаты, затем все вторые, далее третьи и т.д.

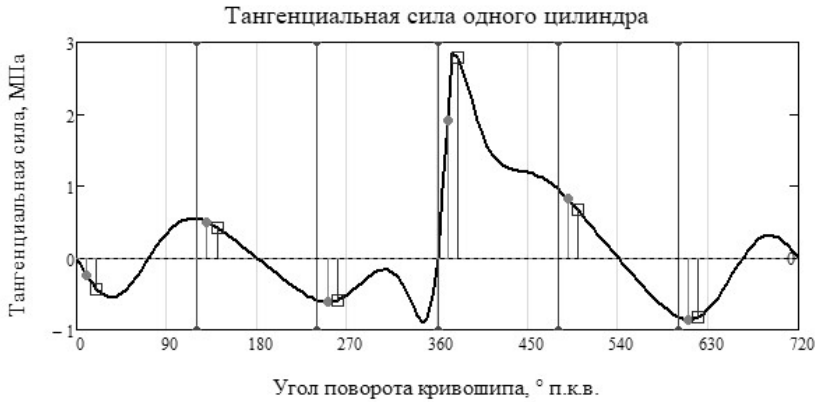


Рисунок – Способ определения суммарного тангенциального усилия (сначала суммируются все ординаты, показанные закрашенными кружками, затем незакрашенными квадратами и т.д.)

Результаты удобно свести в таблицу

Таблица – К определению суммарного тангенциального усилия

Угол поворота кривошипа	Суммарное тангенциальное усилие, T_Σ
° п.к.в.	МПа
0	
5	
…	
720/ i	

Завершается расчет определением среднего тангенциального усилия. Для этого необходимо определить площадь, заключенную между кривой T_Σ и осью абсцисс (см. рисунок), и разделить ее на ширину интервала по оси абсцисс

$$T_{q\Sigma\_mean} = \frac{\left(\sum_k^{720/i} T_{\Sigma_k}\right) \cdot \Delta\varphi}{720/i}$$

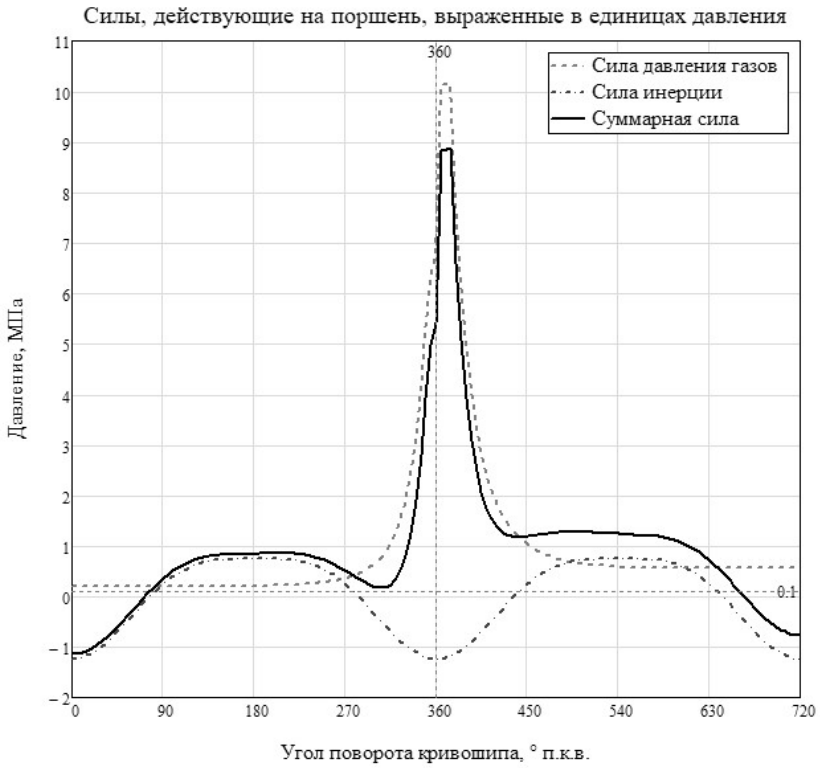


Рисунок – Силы, действующие на поршень

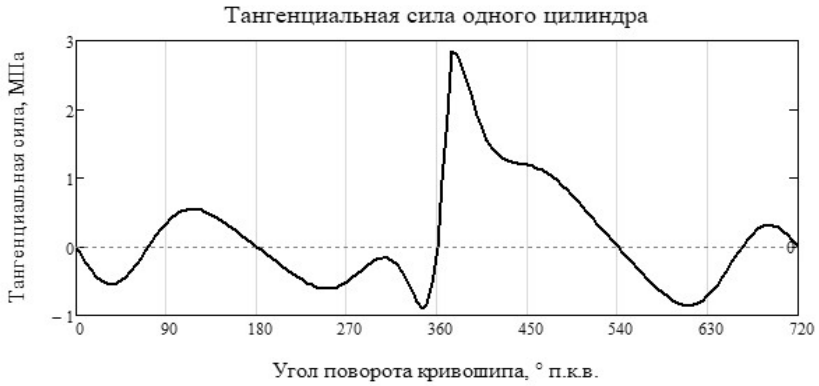


Рисунок – Тангенциальная сила одного цилиндра

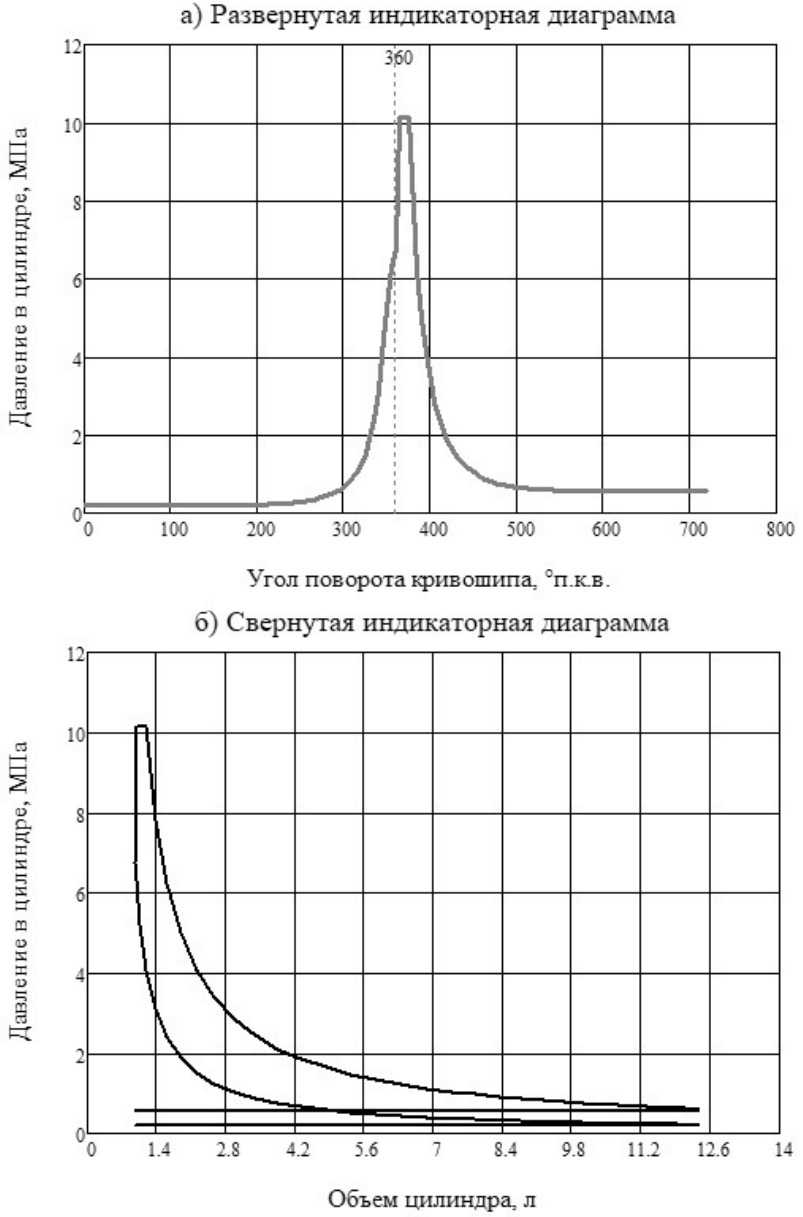


Рисунок – Индикаторные диаграммы

Масса шатуна $M_{ш}$ приближенно может быть оценена по двигателю-прототипу.

Таблица – Масса и особенности конструкции шатунов некоторых двигателей

Марка дизеля	Масса шатуна, кг	Особенности конструкции
Г60, Г70	190	Нижняя головка с отъемной крышкой и четырьмя шатунными болтами. Вкладыши подшипника нижней головки у дизелей первых выпусков — стальные, залитые баббитом Б83, у более поздних дизелей — из стале-алюминиевой ленты. Втулка верхней головки из бронзы
6ДР 30/50	112	Нижняя головка отъемная, из двух половин, без вкладышей, с заливкой рабочей поверхности баббитом Б83. Втулка верхней головки бронзовая
18Д	72	Крышка нижней головки вкладыша не имеет, залита баббитом Б83. Верхний вкладыш стальной, залит баббитом Б83
6ЧСЩН) 18/22	19,5	Нижняя головка с отъемной крышкой и двумя шатунными болтами. Вкладыши из стале-алюминиевой ленты
3Д6	5,62	Нижняя головка с косым разъемом. Вкладыши стальные, залитые свинцовистой бронзой. Втулки верхней головки бронзовые
6Ч 12/14	4,32	Вкладыши подшипника нижней головки стальные, залитые свинцовистой бронзой. Втулка верхней головки бронзовая
4Ч 10,5/13	3,2	Нижняя головка с косым разъемом. Вкладыши стальные, залитые свинцовистой бронзой. Втулка верхней головки бронзовая
6(8)НФД48У 6 (8)НФД48АУ	125 116	Нижняя головка отъемная из двух половин без вкладышей, с заливкой рабочей поверхности баббитом Б83. Втулка верхней головки бронзовая
8НФД48А-2У	116	Нижняя головка шатуна имеет стальные вкладыши, залитые антифрикционным сплавом. Втулка верхней головки бронзовая
8НФД36У	61	Стальные вкладыши нижней головки залиты баббитом Б83
8НФД36АУ	61	Стальные вкладыши нижней головки залиты антифрикционным сплавом
6С275Л (ПН)	75	Нижняя головка отъемная, из двух половин, без вкладышей, с заливкой рабочей поверхности баббитом Б83. Втулка верхней головки бронзовая
6Л160-ПНС	12,5	Стальные вкладыши нижней головки залиты свинцовистой бронзой. Втулка верхней головки стальная, залитая свинцовистой бронзой

Масса поршня и поступательно движущейся части шатуна

$$M_S = M_П + 0.25\ M_ш$$

Постоянная двигателя

$$A_J = \frac{M_S \cdot \frac{S}{2} \cdot \omega^2}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}}$$

Сила инерции, выраженная в единицах измерения давления

$$pj_i = -A_J \cdot \left(\cos\varphi_i + \frac{\cos(2 \cdot \varphi_i)}{4}\right)$$

Суммарная сила

$$p_{\Sigma_i} = p_i + pj_i - p_0,$$

где $p_0 = 100$ кПа – атмосферное давление.

Расчет сил, действующих на поршень также удобно представить в виде таблицы.

Таблица – Силы, действующие на поршень

Угол поворота кривошипа	Сила давления газов	Сила инерции	Суммарная сила, действующая на поршень
° п.к.в.	МПа	МПа	МПа
0			
5			
…			
720			

По данным таблицы строится диаграмма сил, действующих на поршень.

Суммарная сила, действующая на поршень, позволяет определить тангенциальное усилие на кривошипе:

$$Tq_i = p_{\Sigma_i} \cdot \frac{\sin\left(\varphi_i + asin(\lambda_ш \cdot \sin\varphi_i)\right)}{\cos\left(asin(\lambda_ш \cdot \sin\varphi_i)\right)}$$

Результаты расчета также удобно представить в виде таблицы, по данным которой следует построить график тангенциальной силы одного цилиндра.

Таблица – Тангенциальная сила одного цилиндра

Угол поворота кривошипа	Тангенциальная сила одного цилиндра
° п.к.в.	МПа
0	
5	
…	
720	

Министерство транспорта Российской Федерации
Государственное образовательное учреждение
высшего и послевузовского образования
Волжская государственная академия водного транспорта
Кафедра эксплуатации судовых энергетических установок

В.Я. Аладышкин, А.А. Батялов

СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Методические указания к игровому проектированию для студентов
и преподавателей специальности 18.04.03

Нижний Новгород
2006

УДК 621.436

Аладышкин В.Я., Батялов А.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Методические указания к игровому проектированию. – Н. Новгород: ВГАВТ, 2006. – 80 с.

Изложены содержание и объем, а также последовательность выполнения разделов курсового проекта по дисциплине «Судовые двигатели внутреннего сгорания».

Отв. редактор - канд. техн. наук, доц. С.Н. Валиулин

© В.Я. Аладышкин, А.А. Батялов, 2006

ВВЕДЕНИЕ

Особенностью методических указаний является реализация на практике активного метода обучения – игрового проектирования СДВС, предусматривающего объединение студентов в группы для выработки коллективного решения при выполнении комплексного задания. Даны пояснения по выбору исходных данных для расчета рабочего процесса на ЭВМ, компоновке двигателя, расчетам на прочность, а также указания по разработке алгоритма диагностирования и оценке экономической эффективности разработанной конструкции.

Методические указания предназначены для студентов механической специальности очного обучения и могут быть использованы при выполнении курсовых и дипломных проектов, а также студенческих научно-исследовательских работ при изучении дисциплины «Судовые двигатели внутреннего сгорания».

При подготовке рукописи использованы материалы Г.А. Самыкина и П.И. Бажана, а также регрессионные модели, полученные В.А. Шилиным.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Современные требования к повышению качества подготовки специалистов вызвали необходимость внедрения в учебный процесс активных методов обучения, в частности игрового проектирования. Такой вид обучения организуется в рамках курсового проектирования СДВС (специальность 18.04.03), перестройка которого с учетом тенденции комплексного выполнения проектов не вызовет дополнительных трудностей в организации учебного процесса и не требует изменения учебного плана.

Игровое проектирование выполняется студентами IV курса электромеханического факультета в установленные учебным планом сроки и позволяет объединить студентов в процессе комплексного проектирования для коллективной выработки решения, а также способствует получению необходимых навыков взаимодействия с товарищами по работе, усилению персональной ответственности каждого за выполняемую часть коллективного труда. Такой вид обучения приносит значительную пользу в практическом освоении студентами методов расчета и техники проектирования двигателя. Применение системы стимулирования способствует развитию духа соревнования при разработке судовых двигателей умеренной сложности, пробуждает к творчеству с целью изменения компоновки и конструкции проектируемого двигателя по сравнению с прототипом.

Предварительная оценка ожидаемого технико-экономического эффекта от выполненных разработок, взаимное рецензирование проектов и участие студентов в публичной защите дает объективную информацию для общей оценки курсового проекта и определения места проектной группы (ПГ) в соревновании за досрочное завершение проектирования с наилучшими показателями.

2. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИГРОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Целью проектирования является закрепление и углубление знаний по теории, конструкции и эксплуатации СДВС, а также получение практических навыков по оценке экономической эффективности изделий новой техники.

Студенты выполняют групповое задание по разработке конструкторской документации на этапе эскизного проекта, самостоятельно решают

комплексную задачу создания перспективного судового двигателя с учетом требований по экономичности и технологичности.

Для достижения поставленной цели студенты при игровом проектировании выполняют в аудитории следующие задачи:

на основе существующей методики выбирают и обосновывают параметры рабочего процесса и конструкцию дизеля, удовлетворяющие заданным техническим требованиям; составляют техническую характеристику двигателя;

основываясь на компоновочных и конструктивных решениях серийных двигателей, выполняют эскизную проработку общих видов и основных узлов;

анализируют возможные неисправности и составляют алгоритм диагностирования систем двигателя; устанавливают периодичность и объем технического обслуживания двигателя;

оценивают экономический эффект по укрупненным технико-экономическим показателям;

после ознакомления и анализа конструкторской документации, выполненной другой проектной группой (ПГ), составляют рецензию на проект по установленной схеме;

составляют тезисы доклада, отражающие содержание основных этапов и результаты проектирования, и защищают проект в сроки, установленные графиком.

Руководителями игрового проектирования назначается преподаватели, ответственные по кафедре за курсовое проектирование СДВС. Они выполняют роль главного инженера проекта. Руководители обеспечивают организованное выполнение задач проектирования по установленным правилам в учебных аудиториях. Промежуточные этапы курсового проектирования студенты выполняют вне аудитории, самостоятельно. Ход их выполнения в соответствии с графиком руководители проверяют во время консультаций. Контроль за ходом игрового проектирования осуществляет арбитражная комиссия, назначенная заведующим кафедрой. На каждом этапе комиссия поощряет участников за проявленную инициативу, интересное решение, досрочное выполнение этапа, умелую организацию работы ПГ, оформление конструкторской документации в полном соответствии с ГОСТами и ЕСКД, а также штрафует тех, кто работает неорганизованно, допускает профессиональные ошибки или по невнимательности, небрежно оформляет чертежи или текстовую часть проекта.

Поощрения и взыскания оценивают баллами в соответствии с установленной системой стимулирования. В баллах оценивается также качество рецензии, активность и аргументация при защите проекта, участие в оппонировании проектов, выполненных другими ПГ.

3. СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ ПРОЕКТА

3.1. Каждая ПГ выбирает самостоятельно задание по двигателю на игровое проектирование (Приложение 1). Таким образом, каждый студент ПГ имеет для расчетов одинаковую мощность двигателя, но свое значение частоты вращения, и оформляет разделы расчетно-пояснительной записки по предварительной оценке параметров и расчету рабочего процесса на свой вариант двигателя и свою графическую часть.

3.2. Расчетно-пояснительная записка, объемом 75…80 с. рукописного или машинописного текста, оформляется в соответствии с требованиями [9] и содержит следующие разделы:

- предварительная оценка основных параметров четырехтактного дизеля (четыре варианта на одну ПГ);
- техническая характеристика двигателя;
- расчет рабочего процесса по Гриневецкому-Мазингу с построением индикаторной диаграммы в координатах $p-V$ и $p-\varphi$ [1, 2] для оптимального варианта, выбранного ПГ;
- обоснование конструкции двигателя (компоновки общего вида или узла в сборе), новых конструктивных и компоновочных решений;
- расчеты на прочность узлов и деталей двигателя:

1-й студент (руководитель ПГ): расчет анкерных связей (или деталей крепления остова);

2-й студент: расчет коленчатого вала и проверка подшипников на удельные давления;

3-й студент: расчет крышки и втулки цилиндра;

4-й студент: расчет поршня, поршневого пальца и поршневых колец, шатуна;

- определение основных параметров системы:

1-й студент: система топливоподачи;

2-й студент: система наддува;

3-й студент: система охлаждения;

4-й студент: система смазывания;

• раздел по технической эксплуатации и диагностике двигателя:

• анализ возможных неисправностей своей системы;

• разработка алгоритма диагностирования своей системы;

• необходимая периодичность обслуживания и содержание технических уходов (ТО):

1-й студент: периодичность и содержание ТО 1 и ТО 2;

2-й студент: периодичность и содержание ТО 3 и ТО 4;

3-й студент: сроки и содержание среднего ремонта;

4-й студент: сроки и содержание капитального ремонта;

• расчет экономического эффекта по укрупненным показателям;

• заключение;

• список использованных источников.

3.3. Графическая часть проекта, объемом 3-4 листа, оформляется в соответствии с требованиями ГОСТов [10] и содержит следующие обязательные чертежи:

1-й студент: поперечный разрез двигателя, схема системы топливоподачи, рабочий чертеж детали;

2-й студент: продольный разрез двигателя, схема системы наддува, рабочий чертеж детали;

3-й студент: крышка цилиндра в сборе, втулка цилиндра, схема системы охлаждения, рабочий чертеж детали;

4-й студент: поршень в сборе, шатун в сборе, схема системы смазывания, рабочий чертеж детали.

Деталь для выполнения рабочего чертежа студенты выбирают самостоятельно, ориентируясь на её принадлежность вычерчиваемому общему виду двигателя или его узла. Сложность рабочего чертежа учитывается арбитражной комиссией при защите проекта.

4. АЛГОРИТМ ИГРОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Подготовительный этап. Преподаватель (руководитель) разъясняет порядок проведения игрового проектирования, завершения и защиты курсового проекта, выдает методические и справочные материалы, знакомит с системой стимулирования.

Все студенты по собственному выбору объединяются по 4 человека в проектные группы и в каждой из них выбирают руководителя (ведущего конструктора). Каждая ПГ должна иметь чертежные доски и инструмент,

миллиметровую бумагу для выполнения эскизов, микрокалькуляторы для ведения расчетов.

До начала игры студенты изучают методические и справочные материалы, распределяют обязанности внутри проектных групп, выбирают задание (см. Приложение 1) на проектирование двигателя. Руководитель проектирования уточняет объем задания и время на проектирование, проводит краткую консультацию и разъясняет основные требования к выполнению очередного этапа проектирования.

Этап I. Выбор и обоснование основных параметров рабочего процесса и конструкции двигателя (время – 3 часа).

Пользуясь методикой предварительной оценки основных параметров двигателя (Приложение 2), студенты выполняют необходимые расчеты и составляют техническую характеристику двигателя (Приложение 3).

Арбитражная комиссия проверяет и оценивает выполненную студентами работу и утверждает задание для дальнейшего проектирования.

Руководитель проектирования заполняет ведомость учета премиальных и штрафных баллов ПГ по 1-му этапу.

Этап II. Студенты самостоятельно выполняют расчет рабочего процесса (вручную или на ЭВМ) для проверки правильности выбора параметров двигателя и в установленный срок сдают руководителю на проверку.

Рекомендации по выполнению расчета рабочего процесса и построению индикаторной диаграммы изложены в пособиях [1; 2].

Этап III. Выбор компоновочной схемы двигателя, эскизная проработка основных размеров, выполнение компоновочных чертежей.

Проектные группы получают у руководителя игры необходимые сведения по прототипу двигателя, знакомятся с рекомендациями по компоновке (Приложение 4), уточняют техническое задание и докладывают о готовности к работе (время – 0,5 часа).

Анализируя конструкцию прототипа, ПГ выполняет эскизное проектирование: кривошипно-шатунного механизма; механизма газораспределения; деталей остова и навесных агрегатов (время – 4 часа).

Текстовую часть по обоснованию конструктивных решений студенты выполняют самостоятельно до начала следующего игрового этапа и предъявляют руководителю.

Арбитражная комиссия оценивает качество и оригинальность разработок, поощряет (штрафует) ПГ. Результаты заносятся в ведомость учета стимулов.

Руководитель проектирования по итогам этапа утверждает задание на разработку графической части проекта.

Этап IV – VI. Проектные группы проверяют размеры основных деталей расчетами на прочность, выполняют чертежи общих видов и сборочных узлов, а также рабочие чертежи деталей.

Еженедельно в установленные расписанием часы преподаватель консультирует студентов и контролирует ход работы по графику.

По результатам контроля руководитель заполняет ведомость учета премиальных и штрафных баллов.

Этап VII. Разработка схемы системы двигателя и выполнение задания по технической эксплуатации и диагностике двигателя.

В соответствии с разделом 3 методических указаний каждый студент разрабатывает свою систему проектируемого двигателя и применительно к этой системе или вычерчиваемому узлу выполняет раздел по технической эксплуатации и диагностике (Приложения 5 и 6).

В установленный срок материалы по системам и технической эксплуатации студенты сдают на проверку руководителю.

Арбитражная комиссия оценивает качество и новизну разработок, поощряет или штрафует ПГ. Результаты заносятся в ведомость.

Этап VIII. Оценка экономического эффекта по укрупненным технико-экономическим показателям (время – 2 часа).

По упрощенной методике (Приложение 7) студенты оценивают эффективность применения спроектированного двигателя в народном хозяйстве и делают заключение о целесообразности его производства.

Арбитражная комиссия проверяет правильность выбора статистических данных и выполнения расчетов, заполняет ведомость учета стимулов.

Этап IX. Оформление расчетно-пояснительной записки.

Под руководством старшего ПГ каждый студент оформляет текстовую часть проекта на свой вариант двигателя и предъявляет для проверки руководителю.

По согласованию с руководителями арбитражная комиссия назначает дни защиты проектов для всех ПГ.

Этап X. Взаимное рецензирование и защита проекта.

ПГ передают конструкторскую документацию соседней группе по схеме: 1ПГ $\rightarrow$ 2ПГ $\rightarrow$ 3ПГ… $\rightarrow$ 1ПГ и после изучения материалов составляют рецензию по установленной форме (Приложение 8).

Каждая ПГ защищает проект в присутствии всех конкурирующих ПГ на заседании арбитражной комиссии. Основной доклад по проекту делает

руководитель ПГ. На доклад отводится 8 – 10 минут. На замечания по рецензии и на задаваемые вопросы отвечают все студенты ПГ, каждый по своему узлу или системе. При этом учитывается правильность построения доклада, точность ответов на вопросы, аргументация ответов на замечания рецензента и др. При неполном объеме или некачественном выполнении проекта арбитражная комиссия отклоняет его на доработку до следующего заседания.

Заключительный этап. Итоговая оценка участия ПГ в игровом проектировании.

На общем собрании всех ПГ арбитражная комиссия разбирает игру и итоги защит проектов, определяет места групп в соревновании. При необходимости старшие ПГ могут подавать в арбитражную комиссию согласованное решение по долевому участию каждого студента в выполнении проекта. Студентам сообщаются оценки по итогам защит и предложения арбитражной комиссии по поощрению авторов лучших проектов.

5. СИСТЕМА СТИМУЛИРОВАНИЯ УЧАСТНИКОВ ИГРОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Игровое проектирование моделирует коллективный творческий труд специалистов в КБ и НИИ отраслей двигателестроения и Минтранса Российской Федерации. Как и в этих организациях, конечная цель проектирования достигается при эффективном реальном вкладе каждого члена ПГ. Для воспроизведения обстановки, близкой к реальной, в основу положены принципы стимулирования за технически обоснованные, технологичные, экономически целесообразные и оригинальные (в учебных целях) решения, соблюдение сроков и времени выполнения отдельных этапов и проектирования в целом. За нарушение указанных требований члены ПГ штрафуются.

Весь объем курсового проекта разбиваются на этапы и составляется график их ритмичного выполнения по неделям с указанием трудоемкости каждого в часах самостоятельной работы (Приложение 9). Каждый час самостоятельной работы оценивается 10 баллами. По завершении очередного этапа в ведомость заносится номинальная оценка, а также премиальные и штрафные баллы.

На каждом этапе руководители ПГ докладывают руководителю о долевом участии членов ПГ в выполнении комплексного задания, что явля-

ется основой для определения итоговой оценки участников проектирования.

Сокращение нормативного времени проектирования премируется; нарушение сроков по этапам и по проекту в целом штрафуется в баллах:

$$П(Ш) = \pm E_Н H(T_Н - T_Ф),$$

где $П(Ш)$ - премиальные или штрафные баллы;

E - нормативный коэффициент ($E_Н = 1{,}2$);

H - номинальная оценка в баллах 1 часа самостоятельной работы (H = 10 баллов);

$T_Н$, $T_Ф$ - время проектирования в часах самостоятельной работы на очередной контрольный срок, соответственно нормативное и фактическое. Плюс относится к премии, минус – к штрафу.

Соблюдение нормативных сроков проектирования оценивается арбитром как умелая организация труда проектной группы.

Каждая ПГ рецензирует проект соседней ПГ. Объективная положительная или отрицательная рецензия премируется, необъективная – штрафуется. Одновременно штрафными баллами оцениваются ошибки в проектах, отмеченные в рецензиях.

По обоснованному письменному заявлению старшего ПГ (ведущего конструктора) арбитражная комиссия может снять штраф или премировать ПГ по любому из этапов.

В случае непреодолимых разногласий между членами одной ПГ на заседании арбитражной комиссии решается вопрос об изменении состава группы. Член ПГ, не проявивший себя в работе над комплексным проектом, получает индивидуальное задание. ПГ уменьшенного состава пропорционально уменьшает объем расчетной и конструкторской документации.

Несвоевременная постановка вопроса об изменении состава ПГ расценивается как неумелая организация работы.

Значения премиальных и штрафных баллов, которые используются в игровом проектировании, приведены в таблице стимулов (Приложение 10).

Приложение 1

ЗАДАНИЯ ПО КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ СДВС

Вариант задания выбирают по последней цифре шифра студента, являющегося руководителем проектной группы (ПГ); номер группы – по начальной букве его фамилии: А,Б,В,Г,Д,Е,Ж – I гр.; З,И,К,Л,М – II гр.; Н,О,П,Р,С,Т – III гр.; У,Ф,Х,Ц,Ч,Ш,Щ,Э,Ю,Я – IV гр.

Наименование величин	Группа	Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Номинальная мощность P_e, кВт	I	2200	660	350	1000	1200	750	570	800	1050	825
	II	155	2000	460	480	735	970	650	170	485	170
	III	300	230	1100	160	500	550	130	820	735	660
	IV	850	225	810	2400	620	300	400	660	330	880
Частота вращения n, мин$^{-1}$	I	620	390	775	1000	320	370	1250	1050	800	775
		600	380	750	950	310	360	1200	1000	750	750
		580	370	725	900	300	350	1150	950	700	725
		560	360	700	850	290	340	1100	900	650	700
	II	770	580	1100	630	450	390	340	760	340	1550
		760	560	1050	610	440	380	330	750	330	1500
		750	540	1000	590	430	370	320	740	320	1450
		740	520	950	570	420	360	310	730	310	1400
	III	530	760	320	760	340	1100	1600	370	1650	360
		510	750	310	750	330	1050	1550	360	1600	610
		490	740	300	740	320	1000	1550	350	1550	590
		470	730	290	730	310	950	1450	340	1500	570
	IV	390	530	1600	620	1050	1650	530	1050	760	390
		330	510	1550	600	1000	1550	510	1000	750	380
		370	490	1500	580	950	1550	490	950	740	370
		360	470	1450	560	900	1450	470	900	730	360
Удельный расход топлива не более b_e кг/(кВт×ч)	I	0,204	0,213	0,210	0,195	0,198	0,213	0,215	0,218	0,195	0,217
	II	0,215	0,204	0,211	0,217	0,218	0,217	0,214	0,218	0,214	0,228
	III	0,218	0,215	0,200	0,215	0,214	0,218	0,230	0,213	0,233	0,215
	IV	0,218	0,218	0,215	0,202	0,218	0,228	0,215	0,218	0,210	0,212

Приложение 2.

МЕТОДИКА ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ОЦЕНКИ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ

Задано (каждой проектной группе)

вариант 1: P_e, кВт; n_1, мин$^{-1}$

вариант 2: P_e, кВт; n_2, мин$^{-1}$

вариант 3: P_e, кВт; n_3, мин$^{-1}$

вариант 4: P_e, кВт; n_4, мин$^{-1}$

$b_{e\,пр} \le b_{e\,зад}$, кг/(кВт × ч).

Предполагаемое конструктивное исполнение: при n<750 мин$^{-1}$ - ЧРН; при $n \ge 750$ мин$^{-1}$ - ЧСПН.

1. Основные параметры двигателя

1.1. Задайтесь предварительной величиной среднего эффективного давления p_{me}, МПа, на основании данных табл. 1 или справки.

Справка: серийные судовые дизели имеют $p_{me} = 0{,}75 \div 1{,}85$ (в перспективе до $2{,}2 \div 2{,}4$) МПа.

1.2. Выберите значение отношения хода поршня к диаметру цилиндра s/d.

Справка: серийные судовые дизели имеют $s/d = 1{,}0 \div 1{,}5$.

1.3. Задайтесь числом цилиндров i.

Справка: серийные судовые дизели речных судов имеют $i = 4{,}6{,}8{,}12$.

1.4. Определите диаметр цилиндра, м:

$$d = 0{,}5346 \sqrt[3]{\frac{P_e}{(s/d)\,p_{me} \cdot i \cdot n}}\,.$$

1.5. Определите ход поршня, м:

$$s = d \cdot (s/d).$$

1.6. Округлите полученные d и s до стандартного размера: диаметр цилиндра до 0,01 м, ход поршня до 0,005 м.

Окончательно: d, м и s, м.

1.7. Определите рабочий объем цилиндра V_s, м^3:

$$V_s = \frac{\pi d^2}{4} s .$$

1.8. Уточните требуемое p_{me}, МПа:

$$p_{me} = \frac{120 P_e}{V_s \cdot i \cdot n} 10^{-3} .$$

1.9. Проверьте значение средней скорости поршня v_m, м/с:

$$v_m = \frac{s \times n}{30} .$$

Справка: по условиям надежности в судовых дизелях v_m не превышает 10 м/с.

1.10. Проверьте уровень форсирования дизеля и сравните по табл. 1 с аналогами – судовыми дизелями, близкими к проектируемому по размерам цилиндра:

комплексный параметр форсирования $p_{me} \cdot v_m$, МПа·м/с;

литровая мощность $\frac{P_e}{10^3 \cdot V_s \cdot i}$, кВт/дм^3.

2. Параметры рабочего процесса

2.1. Исходные данные P_e, кВт; n, мин$^{-1}$; d, м; s, м; v_m, м/с; p_{me}, МПа; V_s, м^3.

2.2. Среднее давление механических потерь p_{mm}, МПа: $p_{mm} = 0.1 + 0.01\ v_m + 0.001(\ p_{me} - 0.6)\ v_m^2$.

2.3. Среднее индикаторное давление p_{mi}, МПа: $p_{mi} = p_{me} + p_{mm}$.

2.4. Определите механический к.п.д.:

$$\eta = p_{me} / p_{mi}.$$

Сравните – у дизелей с наддувом $\eta = 0.8\text{-}0.9$.

2.5. Выберете способ смесеобразования и соответствующий ему тип камеры сгорания (КС), принимая во внимание мощность дизеля, его частоту вращения, размеры цилиндра и уровень форсирования по среднему эффективному давлению.

2.6. С учетом типа КС и уровня форсирования по p_{me} выберите степень сжатия ε_c, коэффициент избытка воздуха при сгорании α_1' и степень повышения давления при сгорании λ.

Справка 1:

	ε_c	α_1'	λ
Неразделенные КС	11,5÷15,0	1,8÷2,2	1,25÷1,75
Полуразделенные и разделенные КС	15,0÷20,0	1,2÷1,7	1,40÷1,80

Справка 2: Для дизелей с высоким $p_{me} \geq 1{,}0$ МПа характерны большие значения α_1', позволяющие обеспечить работоспособность выпускных клапанов при использовании тяжелого топлива, и умеренные значения λ для снижения жесткости процесса сгорания и ограничения механических нагрузок на детали.

2.7. Запишите значение относительного индикаторного к.п.д. и показателя «*a*» для выбранной КС.

Справка:

Тип КС	η_{io}	*a*
Неразделенная	0,325	0,32
Полуразделенная	0,290	0,30
Вихревая	0,298	0,35
Предкамера	0,260	0,30

2.8. Подсчитайте коэффициенты влияния на η_{io} по выбранным ε_c, α_1' и λ:

$$\eta_\varepsilon = \left(\frac{\varepsilon_c}{10}\right)^{0,333}; \ \eta_\alpha = (\alpha_1')^a; \ \eta_\lambda = \lambda^{0,2}.$$

2.9. Определите индикаторный к.п.д. в первом приближении:

$$\eta_i' = \eta_{io} \cdot \eta_\varepsilon \cdot \eta_\alpha \cdot \eta_\lambda.$$

Сравните: у серийных судовых дизелей $\eta_i = 0{,}42 \div 0{,}51$.

2.10. Определите цикловую подачу топлива $b_ц$, кг/цикл:

$$b_{ц} = \frac{p_{mi} \cdot V_s}{Q_H \cdot \eta_i'} 10^3 ,$$

где $Q_H = 42700$ кДж/кг - низшая теплота сгорания топлива среднего состава.

2.11. Выберите коэффициент наполнения рабочего цилиндра ϕ_c и температуру надувочного воздуха после охладителя T_{int}, К:

Справка 1: для судовых дизелей с наддувом

$$\phi_c = 0{,}92 \div 1{,}00 \text{ и } T_{\text{int}} = 313 \div 323\text{К} .$$

Справка 2: большие значения ϕ_c характерны для дизелей с низкой частотой вращения n и высоким средним эффективным давлением p_{me}, более высокую T_{int} назначают для дизеля с высоким p_{me}.

2.12. Определите требуемое давление надувочного воздуха после охладителя p_{int}, МПа, для обеспечения выбранного α_1':

$$p_{\text{int}} = \frac{\alpha_1 \cdot R \cdot T_{\text{int}} \cdot b_{ц}}{V_s \phi_c} 10^{-3} ,$$

где $\alpha_1 = \alpha_1' L_0'$ - воздушно-топливное отношение при сгорании, кг возд./кг топл.; $L_0' = 14{,}33$ кг возд./кг топл. - теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива;
$R = 0{,}2875$ кДж/(кг·К) - газовая постоянная для воздуха.

2.13. Правильность определения p_{int} проверьте сравнением с дизелями – аналогами по табл. 1, а также со значением, полученным по регрессионной модели, МПа

$$p_{\text{int}} = 0{,}13 p_{me}^{0{,}749} \cdot n^{0{,}0506} \cdot d^{0{,}1369} .$$

2.14. Вычислите максимальное давление сгорания $p_{\max}$, МПа, по формуле

$$p_{\max} = p_{\text{int}} \cdot \varepsilon_c^{1{,}37} \cdot \lambda .$$

2.15. Сравните $p_{\max}$ с дизелями-аналогами по табл. 1 и со значением, полученным по регрессионной модели, МПа:

$$p_{\max} = 1{,}0 + 4{,}11 p_{me} + 0{,}00365 n + 4{,}6 d .$$

2.16. С учетом существующих ограничений по $p_{\max}$ измените, если потребуется, ε_c или λ, или и то и другое вместе.

2.17. Уточните η_i при новых значениях ε_c и λ по п.2.8, 2.9

$$\eta_i'' = \eta_{io} \cdot \eta_\varepsilon' \cdot \eta_\alpha \cdot \eta_\lambda' .$$

2.18. Если η_i'' отличается от η_i' более чем на 2%, уточните $b_ц$ и p_{int} по п. 2.10, 2.12, 2.13.

2.19. Определите давление надувочного воздуха после турбокомпрессора $p_в$, МПа:

$$p_в = p_{\text{int}} + \Delta p_{онв},$$

где $\Delta p_{онв} = (0{,}003 \div 0{,}005)$ МПа - сопротивление охладителя надувочного воздуха.

2.20. Определите температуру надувочного воздуха после турбокомпрессора $T_в$, К:

$$T_в = T_a \left(p_в \Big/ p_a \right)^{\frac{m-1}{m}},$$

где температура окружающего воздуха $T_a = 300\text{К}$;

барометрическое давление $p_a = 0{,}1$ МПа;

показатель политропы сжатия воздуха $m = 1{,}8 \div 2{,}0$ - для центробежных компрессоров с неохлаждаемыми корпусами.

2.21. Требуемое понижение температуры надувочного воздуха в охладителе, К: $\Delta T_{онв} = T_в - T_{\text{int}}$.

2.22. Проверьте возможность обеспечения выбранной в п. 2.11 температуры T_{int}:

$$\Delta T_{онв} \le \eta (T_в - T_a),$$

где $\eta = 0{,}8 \div 0{,}9$ - эффективность охлаждения серийных ОНВ судовых дизелей.

2.23. Удельный эффективный расход топлива, кг/(кВт·ч):

$$b_e = \frac{30 \cdot i \cdot n \cdot b_ц}{p_e}.$$

Если b_e не превышает величины, установленной заданием, т.е. $b_{e.пр.} \le b_{e.зад}$, то параметры двигателя можно считать удовлетворяющими заданию.

3. Эксплутационные параметры двигателя

3.1. Задайтесь величиной коэффициента продувки $\varphi_{пр}$ и определите полное воздушно-топливное отношение α по формуле $\alpha = \alpha_1 \cdot \varphi_{пр}$.

Справка: для дизелей с наддувом $\varphi_{пр} = 1{,}05 \div 1{,}25$.

3.2. Определите массовый расход воздуха через дизель G_{air}, кг/с, по формуле:

$$G_{air} = b_e P_e \alpha / 3600.$$

3.3. По расходу воздуха G_{air} и давлению наддува p_{int} выберите типоразмер турбокомпрессора по ГОСТ 9658-81 [17].

3.4. Оцените массу проектируемого двигателя $m_Д$, кг, по регрессионной модели:

$$\ln m_Д = 8{,}24 + 5 \cdot d - 0{,}11 \cdot 10^{-2} \cdot n + 0{,}57 \cdot 10^{-3} \cdot P_e.$$

$m_Д = e^x$, где x - правая сторона выражения.

3.5. Определите удельную массу (металлоемкость) двигателя $\frac{m_Д}{P_e}$, кг/кВт, и сравните с дизелями-аналогами по табл. 1.

3.6. Оцените ресурсы двигателя до переборки R_n, ч, и капитального ремонта $R_к$, ч, по регрессионным моделям:

$$R_n = 5500\left(0{,}85 - 0{,}042 \cdot x_1 + 1{,}8 \cdot 10^{-3} \cdot x_1^2\right) \times$$
$$\times \left(0{,}97 - 0{,}2 \cdot x_2 - 0{,}1 \cdot x_2^2 + 1{,}2 \cdot x_2^3\right) \times \quad ;$$
$$\times \left(1{,}01 + 0{,}26 \cdot x_3 - 1{,}6 \cdot x_3^2 - 50 \cdot x_3^3\right)$$

$$R_к = 26667 \cdot \left(0{,}81 - 0{,}08 \cdot x_4 + 1{,}8 \cdot 10^{-3} \cdot x_4^2 + 0{,}09 \cdot 10^{-3} \cdot x_4^3\right) \times$$
$$\times \left(1{,}00 - 0{,}5 \cdot x_5 - 0{,}3 \cdot x_5^2 + 1{,}3 \cdot x_5^3\right) \times \quad ;$$
$$\times \left(0{,}99 - 0{,}9 \cdot x_6 + 1{,}9 \cdot x_6^2 + 40 \cdot x_6^3\right)$$

где $x_1 = \frac{n}{60} - 18{,}07$;

$x_2 = p_{me} - 0{,}893$;

$x_3 = (s/d) - 1{,}204$;

$x_4 = \frac{n}{60} - 17{,}34$;

$x_5 = p_{me} - 0{,}951$;

$x_6 = (s/d) - 1{,}207$.

3.7. Сравните полученные значения R_n и $R_к$ с ресурсами дизелей-аналогов по табл. 1.

3.8. Оцените общий уровень шума проектируемого двигателя L, дБ, по регрессионной модели:

$$L = 61\lg(n) + 10\lg(P_e + 61).$$

3.9. Оцените уровень вибрации, L_a, дБ, проектируемого двигателя по регрессионной модели:

$$L_a = 15 + 12\lg(n) + 16\lg(P_e).$$

3.10. Сравните полученные значения L и L_a с уровнями шума и вибрации дизелей-аналогов по табл. 1.

3.11. Выберите на основании данных табл. 1 прототип - дизель, наиболее близкий к проектируемому по размерам цилиндра, частоте вращения, среднему эффективному давлению.

Таблица 1

Параметры рабочего процесса, показатели форсировки и металлоемкости серийных двигателей

Номер п/п	Обозначение дизеля по ГОСТу	Марка дизеля заводская	P_e, кВт	n, мин$^{-1}$	p_{me}, МПа	v_m, м/с
1	2	3	4	5	6	7
1	6ЧРН 36/45	Г 70-5	736	350	0,917	5,25
2	6ЧРН 32/48	6NVD48AU	563	375	0,78	6,0
3	6ЧРН 27,5/35	6L275PN	525	600	0,842	7,0
4	8ЧРН 24/36	8NVD36AU	309	365	0,79	4,38
5	6ЧСН 23/30	6ЧСП1А23/30-1	330	1000	0,53	7,5
6	6ЧН 21/21	210Д	419	1200	0,96	8,4
7	6ЧН 21/21	212Д	556	1500	1,02	10,5
8	6ЧСПН 20/26	6VD26/20AL-2	662	1000	1,62	8,67
9	6ЧСПН 18/22	ДД 111	463	1000	1,67	7,3
10	6ЧСПН 18/22	ДД 123	349	750	1,72	7,3
11	12ЧСПН 18/20	М 420	990	1600	1,294	10,7
12	6ЧСПН 15/18	У1Д6-ТК-С5	202	1500	0,860	9,0
13	6ЧСП 12/14	К166М1-2	110	1500	0,93	7,0
14	6ЧН 22/28	6С22Д	705/940	750/1000	1,83	7,0/9,3
15	8ЧН 22/28	8С22Д	940/1250	750/1000	1,83	7,0/9,3
16	6ЧН 20/30	МАК 6М20	930/1110	900/1000	2,18	9,0/10,0
17	6ЧН 22/26	Wartsila 6R22	900/1065	825/1000	2,08	7,1/8,7
18	6ЧН 20/30	Sulzer 6S20	585/780	750/1000	1,85	7,5/10,0
19	6ЧН 21/31	MAN BaW6L21/31	1140/1200	900/1000	2,36/2,24	9,3/10,3
20	8ЧН 20/30	МАК 8М20	1360/1520	900/1000	2,41	9,0/10,0
21	8ЧН 22/26	Wartsila 8R22	1200/1420	825/1000	2,08	7,1/8,7
22	8ЧН 20/30	Sulzer 8S20	780/1040	750/1000	1,85	7,5/10,0

Продолжение табл. 1

Номер п/п	b_e, г/(кВт·ч)	$P_{me} \cdot v_m$, МПа·м/с	$V_s \cdot 10^3$, м^3	P_e / V_s, кВт/дм^3	P_{int}, МПа	$P_{\max}$, МПа	ε_c	α'_1
1	8	9	10	11	12	13	14	15
1	214	4,81	45,78	2,68	0,145	7,35	11,5	1,92
2	218	4,68	38,58	2,43	0,117	6,0	13,2	1,84
3	215	4,5	20,78	3,3	0,135	7,0	13,0	1,95
4	224	3,46	16,27	2,37	0,137	6,4	14,4	2,02
5	226	3,97	12,46	4,41	—	6,0	13,5	2,3
6	215	8,06	7,27	9,6	—	—	—	—
7	215	10,71	7,27	12,75	—	—	—	—
8	224	14,32	8,16	13,52	0,255	13,0	12,5	1,86
9	211	9,55	5,59	13,8	—	10,8	13,1	—
10	217	12,56	5,59	10,41	—	11,0	17,2	—
11	209	13,85	5,09	16,22	—	—	—	—
12	214	7,74	3,18	10,6	—	9,0	14,5	—
13	239	6,51	1,58	11,60	—	—	—	—
14	196	12,8/17,0	10,64	11,0/15,0	0,287	13,8	13,5	—
15	196	12,8/17,0	10,64	11,0/15,0	0,287	13,8	13,5	—
16	190	19,6/21,8	9,42	16,4/21,4	0,24/0,26	16,5	13,6	—
17	193	14,8/18,1	9,88	15,2/18,0	—	—	—	—
18	191	13,9/18,5	9,42	10,4/13,8	—	—	—	—
19	181	21,95/23,1	10,73	14,8/15,5	—	—	—	—
20	190	21,7/24,1	9,42	18,0/20,2	0,24/0,26	16,5	13,6	—
21	193	14,8/18,1	9,88	15,2/18,0	—	—	—	—
22	191	14,8/18,1	9,42	10,4/13,8	—	—	—	—

Продолжение табл. 1

Номер п/п	t_g, °С	T_{g1}, К	G_{air}, кг/с	T_{int}, К	$\Delta T_{онв}$, К	Тип ТК	η_m
1	16	17	18	19	20	21	22
1	415	813	1,46	320	26	ТК-30	0,847
2	450	823	—	314	—	РДН-50N	0,852
3	440	813	1,17	320	—	РДН-35N	0,837
4	—	—	—	320	—	—	0,851
5	450	—	—	—	—	—	—
6	—	—	—	—	—	—	—
7	—	—	—	—	—	—	—
8	480	873	1,39	323	90	— 3	0,891
9	—	—	—	—	—	—	0,90
10	—	—	—	—	—	—	0,90
11	—	—	—	—	—	ТК-23	—
12	—	—	—	—	—	ТКР-14	—
13	—	—	—	—	—	ТКР-11	—
14	—	—	1,7/2,22	318-323	—	ТК18/ТК23В	—
15	—	—	2,2/2,95	318-323	—	ТК23В/ТК23В	—
16	430/465	—	1,47/1,74	—	—	ККК К54	—
17	—	—	—	—	—	—	—
18	—	—	—	—	—	—	—
19	—	—	—	—	—	—	—
20	385/395	—	2,32/2,55	—	—	КВВ R4/2	—
21	—	—	—	—	—	—	—
22	—	—	—	—	—	—	—

Продолжение табл. 1

Номер п/п	R_n, тыс. ч.	$R_к$, тыс. ч.	Уровень шума, дБ	Масса дизеля $m_Д$, кг	$m_Д / P_e$, кг/кВт	b_o, г/(кВт·ч)
1	23	24	25	26	27	28
1	9	45	102,5	27500	37,4	—
2	3,5	15	104*	21250	37,7	—
3	5	25	101	10150	19,34	—
4	7	40*	101*	10500	34,0	—
5	5	20	104*	7550	16,67	—
6	7	25	107*	4950	11,81	—
7	7	32	—	4850	8,72	—
8	10	40	100,5	8500	12,84	—
9	15	45	105*	7020	15,15	—
10	12	45	104*	7550	21,63	—
11	8	20	110*	3020	3,05	—
12	3,5	8,5	102*	1760	10,17	—
13	5	14	101*	1820	16,5	—
14	15/12	60/50	—	13000	18,4/13,8	1,0
15	15/12	60/50	—	17500	18,6/14,0	1,0
16	15	60	—	10500	11,3/9,5	1,0
17	15	60	—	9300	10,3/8,7	1,0
18	15	60	—	—	—	1,0
19	15	80	—	15800	13,9/13,2	0,8
20	15	60	—	13000	9,6/8,6	1,0
21	15	60	—	11300	9,4/8,0	1,0
22	15	60	—	—	—	1,0

Приложение 3.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДВИГАТЕЛЯ

Параметры и показатели	Проектируемый двигатель				Дизель-прототип Г60
	Вар. 1	Вар. 2	Вар. 3	Вар. 4	
1. Обозначение по ГОСТ	6ЧРН34/44	6ЧРН34/44	6ЧРН34/44	6ЧРН34/44	6ЧРН36/45
2. Тип дизеля	С непосредственным впрыском, с газотурбинным наддувом и ОНВ				
3. Номинальная мощность, кВт	600	600	600	600	662
4. Частота вращения коленвала, $мин^{-1}$ и т.д.	300	325	350	375	375

Далее в табличной форме указываются следующие параметры и показатели: номинальная мощность, кВт; частота вращения коленчатого вала, $мин^{-1}$; диаметр цилиндра, м; ход поршня, м; число и расположение цилиндров (например, 6Р или 12V); рабочий объем цилиндра, $м^3$; удельная цилиндровая мощность, $кВт/дм^3$; среднее эффективное давление, МПа; средняя скорость поршня, м/с; параметр форсировки, МПа·м/с; максимальное давление цикла, МПа; степень сжатия геометрическая; степень повышения давления при сгорании; коэффициент избытка воздуха при сгорании; тип камеры сгорания (например, типа Гессельман или типа ЦНИДИ); давление надувочного воздуха, МПа; тип турбокомпрессора (например, ТКР 18 или ТК 30); температура надувочного воздуха, К; тип ОНВ (например, круглые латунные трубки, оребренные проволокой); индикаторный к.п.д.; механический к.п.д.; удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч); тип ТНВД (например, индивидуальный, с регулированием по концу подачи); тип форсунки (например, штифтовая, однодырчатая); тип системы пуска; тип системы смазывания; тип системы охлаждения; порядок работы цилиндров; наличие механизма уравновешивания (например, противовесы на продолжении щек крайних цилиндров для

уравновешивания момента центробежных сил инерции M_r); сухая масса двигателя, кг; удельная масса двигателя, кг/кВт; ресурс до переборки, тыс. ч.; ресурс до капитального ремонта, тыс. ч.; общий уровень шума, дБ; уровень вибрации, дБ; ориентировочная цена двигателя, руб.

Примечание: некоторые параметры окончательно вносятся в таблицу после выполнения расчета рабочего процесса и завершения проектирования двигателя.

Приложение 4.

КОМПОНОВКА ДВИГАТЕЛЯ И ВЫБОР РАЗМЕРОВ ОСНОВНЫХ ЕГО ДЕТАЛЕЙ

1. Введение

Компоновка сочетает конструкторскую, расчетную и графические работы, проводимые одновременно. Это один из обязательных этапов проектирования. При компоновке необходимо иметь техническую характеристику проектируемого двигателя (см. Приложение 3).

Компоновка при проектировании выполняется в нескольких вариантах, из которых для дальнейшей разработки выбирают лучший.

На основании технического задания, расчетов, ориентируясь на собственные компоновочные и конструктивные решения и соотношения основных размеров (см. табл. 5) серийных двигателей речных судов, выполняются прикидочные чертежи поперечного и продольного разрезов двигателя, эскизы основных деталей.

Компоновочные чертежи рекомендуется (в данной работе) выполнять на миллиметровой бумаге мягким карандашом от руки. Наилучшим является масштаб 1:2, при значительных размерах двигателя можно принять масштаб 1:4 или 1:5.

Компоновка двигателя состоит из трех основных этапов, на каждом из которых выполняются эскизы: кривошипно-шатунного механизма, механизма газораспределения, остова.

Все три этапа выполняются одновременно на поперечном и продольном разрезах.

2. Общие положения

Разработка конструкции современного двигателя внутреннего сгорания является сложной комплексной задачей. Вновь создаваемый двигатель должен иметь высокие значения основных показателей, главными из которых является экономичность, надежность, ресурс, металлоемкость, технологичность изготовления и простота обслуживания.

Исходя из задания, проектная группа (ПГ) выполняет четыре варианта предварительной оценки основных параметров (см. Прил. 2) при задан-

ной агрегатной мощности двигателя P_e, кВт, и четырех различных значениях частоты вращения, n, мин$^{-1}$.

На основании анализа результатов этих расчетов руководитель ПГ выбирает оптимальный вариант. Критерием оптимальности является удельный расход топлива при допустимом значении максимального давления сгорания и реальном сочетании других параметров двигателя. Для выбранного ПГ оптимального варианта выполняется на ЭВМ расчет рабочего процесса по методу Гриневецкого – Мазинга. Окончательно выбранные по результатам расчета значения диаметра цилиндра d и хода поршня s должны обеспечивать заданную мощность двигателя P_e при соответствующем среднем эффективном давлении p_{me}, одном из n и принятом числе цилиндров i. При этом следует обоснованно выбрать отношение хода поршня к диаметру цилиндра s/d. Этот параметр влияет на среднюю скорость поршня, габариты по высоте, ресурс работы и экономичность двигателя.

В высокооборотных двигателях (ВОД) значения s/d целесообразно снижать для получения умеренной скорости поршня, повышения механического к.п.д. и жесткости коленчатого вала. В среднеоборотных двигателях (СОД) можно выбирать увеличенные отношения s/d.

Справка: выполненные двигатели речных судов имеют следующие значения s/d:

СОД 1,1÷1,5

ВОД 1,0÷1,2.

Габаритные размеры и масса двигателя зависят от общей компоновки и выбора архитектурной формы, которая в свою очередь зависит от принятой схемы кривошипно-шатунного механизма. При выборе архитектурных форм необходимо учитывать особенности динамики двигателя, наличие наддува, удобство монтажа и обслуживания в машинном отделении судна, расположение вспомогательных агрегатов. На судах речного флота наибольшее распространение получили четырехтактные тронковые однорядные и V-образные СОД и ВОД.

Однорядные двигатели характеризуются простотой конструкции, сравнительно высокой технологичностью изготовления и хорошей ремонтопригодностью. Основное преимущество V-образных двигателей перед однорядными состоит в увеличении жесткости деталей остова за счет уменьшения длины при одинаковых размерах цилиндра. Угол развала бло-

ков зависит от числа цилиндров, тактности, ограничений на габариты по высоте и требований уравновешенности. Наиболее часто встречаются углы 45^{o}, 60^{o}, и 90^{o}, реже 120^{o} и 180^{o}.

В задачи курсового проектирования входит разработка модификации двигателя на базе существующих аналогов и прототипов. Учитывая большую сложность и трудоемкость разработки новой конструкции двигателя, компоновки и выбора размеров деталей и элементов остова, перед студенческой проектной группой прежде всего ставится задача обоснования конструктивных форм, выбора размеров и компоновки деталей кривошипно-шатунного механизма (КШМ), механизма газораспределения и систем двигателя.

Таким образом, при вычерчивании продольного и поперечного разрезов двигателя, конфигурация и размеры деталей КШМ принимаются по данным проведенных расчетов, конфигурация же и размеры деталей остова по прототипу двигателя. Порядок выполнения чертежей общего вида изложен в разделе 6 Приложения 4.

Большое значение в ходе проектирования современных двигателей и узлов придается расчетам на прочность основных деталей и узлов, которые позволяют обосновать параметры и выбрать размеры, обеспечивающие надежную эксплуатацию двигателя и минимально возможные массогабаритные показатели.

3. Выбор размеров и расчет на прочность коленчатого вала

3.1. Общие положения. Коленчатый вал является одной из наиболее ответственных и дорогих деталей двигателя. Выбранная конструктивная форма вала должна обеспечить:

- наибольшую равномерность вращения, т.е. равномерность изменения крутящего момента по времени;
- наилучшую уравновешенность сил инерции и создаваемых ими моментов;
- равномерное нагружение частей коленчатого вала при работе двигателя;
- наименьшие напряжения от крутильных и изгибных колебаний.

Изготавливаются коленчатые валы из стали ковкой и штамповкой или отливкой из чугуна.

Справка: валы судовых двигателей изготавливаются из стали 35, 40, 50, 35Г, 40Г, 50Г по ГОСТ 1050-88, в ВОД применяются стали 40Х, 40ХН,

35ХМ, 30ХМ2МА, 18Х2Н4МА по ГОСТ 4543-71, литые валы изготавливают из модифицированного чугуна с шаровидным графитом перлитоферритовой структуры СЧ30, СЧ35, СЧ38 по ГОСТ 1412-85 и высокопрочного чугуна ВЧ50-2, ВЧ60-2 по ГОСТ 7293-85.

Размеры элементов колена вала зависят от диаметра цилиндра и хода поршня и выбираются по обобщенным конструктивным соотношениям выполненных двигателей.

Справка: типичная конструкция колена вала показана на рис. 1, рекомендуемые конструктивные соотношения для судовых ВОД и СОД даны в табл. 2.

Таблица 2

Конструктивные соотношения

L	d'	d_1	d_0
$(1{,}1\text{-}1{,}5)d$	$(0{,}6 \div 0{,}8)d$	$(0{,}6 \div 0{,}9)d$	$(0{,}45 \div 0{,}6)d'$

b	h	r
$(0{,}3 \div 0{,}5)d'$	$(1{,}45 \div 2{,}0)d'$	$(0{,}06 \div 0{,}1)d'$

Основные размеры стальных коленчатых валов главных и вспомогательных судовых двигателей должны удовлетворять Правилам Регистра, чугунные коленчатые валы могут быть допущены к установке в двигатель только по особому согласованию с Регистром. После выбора основных размеров коленчатого вала и проверки соответствия их требованиям Регистра производится поверочный расчет на прочность. При этом коленчатый вал рассматривается как разрезная балка, из него выделяется одно, наиболее нагруженное колено, т.е. такое, к которому подходит максимальный крутящий момент от остальных цилиндров. Определение наиболее нагруженного колена ведется табличным методом, путем суммирования набегающих моментов в соответствии с порядком работы цилиндров двигателя. Дальнейший расчет ведется для 3-х опасных положений:

1. При максимальном значении радиального усилия $z_{\max} = p_{\max}$, что соответствует направлению колена по оси цилиндра при положении поршня в В.М.Т.

2. При повороте колена в положение, соответствующее максимальному значению тангенциального усилия одного цилиндра (определяется по диаграмме).

3. При повороте колена в положение, соответствующее максимальному значению суммарного тангенциального усилия (определяется по диаграмме).

При курсовом проектировании можно ограничиться расчетом в 1-м опасном положении, расчетная схема предоставлена на рис. 2.

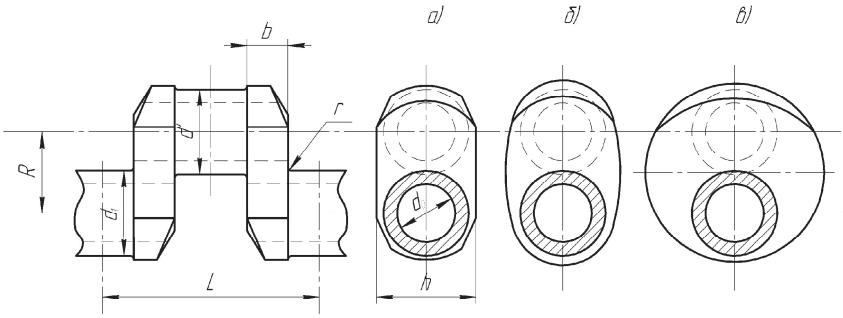


Рисунок 1 – Колена вала с различной формой щек:
а – призматическая; б – овальная; в – цилиндрическая.

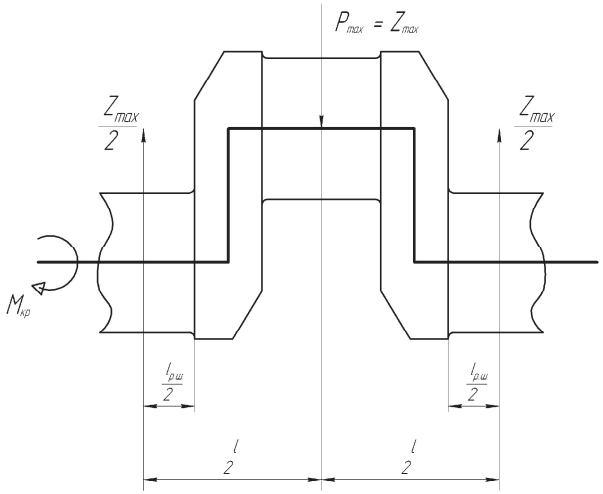


Рисунок 2 – Схема расчета вала в 1-м опасном положении

3.2. Расчет мотылевой и рамовой шеек вала. Шейки вала под действием приложенных сил и моментов подвергаются деформациям изгиба и кручения.

Напряжения от изгиба, МПа:

мотылевая шейка

$$\sigma_{и.ш.} = \frac{M_и}{W_и} = 2 p_{\max} l \frac{d^2}{d_{шш}^2 \left(1 - \alpha^4\right)}, \quad (1)$$

рамовая шейка

$$\sigma_{и.р.} = \frac{M_и}{W_и} = 2 p_{\max} l_{рш} \frac{d^2}{d_{рш}^2 \left(1 - \alpha^4\right)}, \quad (2)$$

где $p_{\max}$ - максимальное давление цикла, МПа;

$d_{шш}$ - диаметр мотылевой шейки, см;

$d_{рш}$ - диаметр рамовой шейки, см;

$l_{рш}$ - длина рамовой шейки, см;

α - отношение диаметра сверления к диаметру шейки.

Напряжения кручения в каждой шейке, МПа

$$\tau = \frac{2M_{КР}}{2W} = 4 t_{\Sigma} R \frac{d^2}{d_{ш}^3 \left(1 - \alpha^4\right)}, \quad (3)$$

где t_{Σ} - суммарное набегающее тангенциальное усилие, МПа;

R - радиус кривошипа, см.

Сложное напряжение от изгиба и кручения, МПа

$$\sigma_C = \sqrt{\sigma_и^2 + 4\tau^2}, \quad (4)$$

Полученные значения σ_C сравниваются с допускаемыми напряжениями в соответствии с выбранным материалом вала.

3.3. Проверка рамовых и мотылевых подшипников. Подшипники коленчатого вала проверяются на удельное давление, расчет производится только в 1-м положении при максимальном радиальном усилии $z_{\max} = p_{\max}$ по формулам:

для мотылевой шейки

$$\kappa_{\max} = 0{,}785\, p_{\max} \frac{d^2}{d_{шш} l_{шш}}, \qquad (5)$$

для рамовой шейки

$$\kappa_{\max} = 0{,}785\, p_{\max} \frac{d^2}{d_{рш} l_{рш}}. \qquad (6)$$

По полученным величинам удельных давлений выбирают антифрикционные материалы для подшипников вала.

Справка: марки некоторых сплавов и соответствующие им допускаемые величины $\kappa_{\max}$ приведены в табл. 3.

Таблица 3

Допускаемые удельные давления

Марка сплава	Б88; Б83 ГОСТ 1320-74	БН; БК2 ГОСТ 1320-74	БрС30 ГОСТ 493-79	АСУ-2 ГОСТ 14113-78	АО20-1 ГОСТ 14113-78
$\kappa_{\max}$, *МПа*	18÷20	15÷18	30÷35	до 25	до 30

В заключение следует дать четкое технико-экономическое обоснование принятых решений по выбору конструктивных форм коленчатого вала и его элементов, способов подвода смазки к трущимся поверхностям, методам упрочнения поверхности и выбору материала для изготовления вала и подшипников.

4. Выбор размеров и расчет на прочность деталей поршневой группы

4.1. Общие положения. Поршневая группа состоит из следующих основных деталей:

- поршня, цельного или составного;
- поршневых колец, компрессионных и маслосъемных;
- поршневого пальца, плавающего или закрепленного.

Следует отметить, что составные поршни целесообразно применять в тех случаях, когда среднее эффективное давление $p_{me} \geq 1{,}2 \div 1{,}4$ МПа, а максимальное давление цикла $p_{\max} \geq 10 \div 12$ МПа.

Конструкция поршневой группы должна разрабатываться с учетом следующих требований:

- обеспечение надежного уплотнения полости цилиндра;

- эффективный отвод теплоты от головки поршня;

- достаточно развитые опорные поверхности поршневого пальца для обеспечения умеренных удельных давлений;

- минимально возможная масса при сохранении необходимой прочности и жесткости.

Справка: материалами для изготовления поршней служат алюминиевые сплавы АК4 и АК4-1 по ГОСТ 4784-97, серые легированные и высокопрочные чугуны СЧ 24, СЧ 45 по ГОСТ 1412-85 и ВЧ 45-5 по ГОСТ 7293-85; в составных поршнях для изготовления головки применяют жаропрочные стали типа 20Х3МВФ по ГОСТ 5632-72; поршневые кольца изготавливают из чугунов СЧ18, СЧ21, СЧ28 по ГОСТ 1412-85, а также из стали 45, 50Г, 65Г по ГОСТ 1050-88, Х12М по ГОСТ 5950-73, У8А по ГОСТ 1435-99; поршневые пальцы судовых двигателей изготавливают из стали 15 или 20 по ГОСТ 1050-88, в форсированных двигателях применяют легированные стали 15ХМ, 38ХА, 12ХН3А по ГОСТ 4543-71.

Размеры деталей поршневой группы выбираются по конструктивным соотношениям выполненных двигателей.

Справка: конструктивная схема поршня судового двигателя показана на рис. 3; рекомендуемые конструктивные соотношения для поршней судовых среднеоборотных двигателей даны в табл. 4. Правильность выбора размеров определяется расчетами на прочность.

Таблица 4

Конструктивные соотношения

$H_П$	$H_О$	$\frac{\delta}{\frac{алюмин}{сталь}}$	K
$(1{,}1 \div 1{,}5)d$	$(0{,}12 \div 0{,}2)d$	$\frac{(0{,}12 \div 0{,}22)d}{(0{,}04 \div 008)d}$	$(0{,}75 \div 1{,}0)d$

Продолжение табл. 4

$d_{ПП}$	$d_{ОП}$	l_δ	h	b
$(0{,}38 \div 0{,}45)d$	$(0{,}4 \div 0{,}7)d_{ПП}$	$(0{,}35 \div 0{,}7)d$	$(0{,}022 \div 0{,}03)d$	$(0{,}03 \div 0{,}04)d$

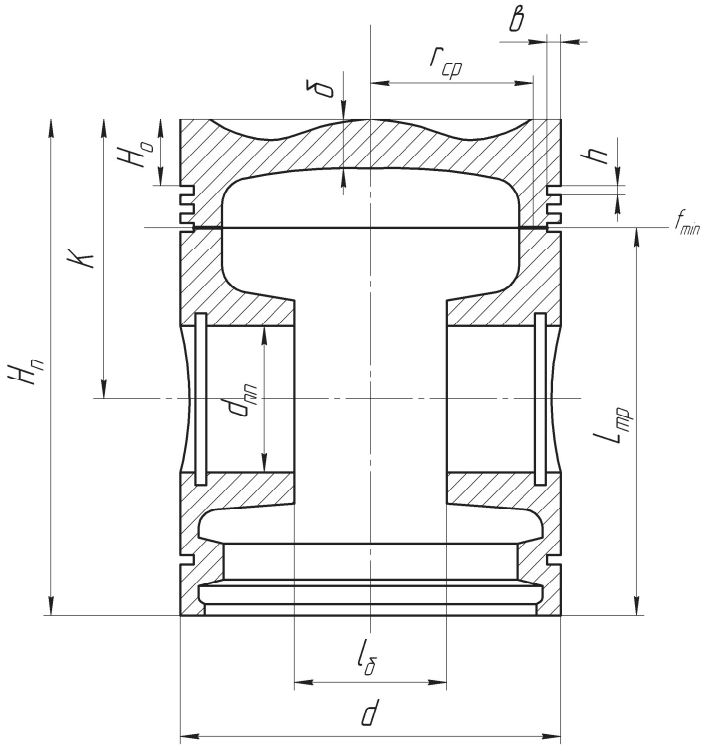


Рисунок 3 – Конструктивные соотношения поршня

4.2. Расчет поршня. Полный расчет поршня предусматривает проверку напряженно-деформированного состояния с учетом совместного воздействия тепловых и механических нагрузок. В курсовом проекте ограничимся приближенным расчетом по упрощенным формулам от воздействия механических нагрузок.

Проверка на сжатие по минимальному сечению:

$$\sigma_{СЖ} = \frac{p_{\max} A}{f_{\min}} = 0{,}785 p_{\max} \frac{d^2}{f_{\min}}, \qquad (7)$$

где $f_{\min}$ - минимальное сечение поршня, см^2 (см. рис. 3).

Для чугуна допускаемые напряжения равны 40 МПа, для алюминиевых сплавов – 25 МПа.

Проверка тронка поршня на удельное давление:

$$\kappa = \frac{p_N A}{dL_{mp}} = 0{,}785 p_N \frac{d}{L_{mp}}, \qquad (8)$$

где p_N - нормальное давление, МПа;

L_{mp} - длина тронка поршня, см (см. рис. 3).

Для чугуна $\kappa_{don} = 0{,}35\text{МПа}$, для алюминиевого сплава $\kappa_{don} = 0{,}7\text{МПа}$.

Днище поршня рассчитывается как плоская пластина, заделанная по контуру.

Напряжения по контуру в радиальном направлении:

$$\sigma_x = \frac{3}{4}\mu\left(\frac{r_{cp}}{\delta}\right)^2 p_{\max}, \qquad (9)$$

в тангенциальном направлении:

$$\sigma_y = \frac{3}{4}\left(\frac{r_{cp}}{\delta}\right)^2 p_{\max}, \qquad (10)$$

напряжения в центре днища:

$$\sigma = \frac{3}{8}(1+\mu)\left(\frac{r_{cp}}{\delta}\right)^2 p_{\max}. \qquad (11)$$

В формулах (9), (10) и (11) обозначено:

r_{cp} - средний радиус пластины, см (см. рис. 3);

δ - толщина донышка поршня, см (см. рис. 3);

μ - коэффициент Пуассона; для чугуна $\mu = 0{,}3$, для алюминиевых сплавов $\mu = 0{,}26$.

Допускаемые напряжения:

чугун	60÷80 МПа
алюминиевые сплавы	40÷60 МПа
сталь	100÷120 МПа

Расчет поршневого пальца и компрессионных колец можно вести по методике, изложенной в [6, с. 181-187].

В заключение следует дать четкое обоснование принятых конструктивных решений.

5. Выбор размеров и расчет на прочность деталей шатунной группы

5.1. Общие положения. Шатунная группа тронковых двигателей состоит из следующих элементов:

- стержня шатуна с поршневой головкой;
- разъемной кривошипной головки, верхняя половина которой может выполняться за одно целое со стержнем шатуна или отдельно от него;
- шатунных болтов;
- вкладышей подшипников.

Изготавливают шатуны ковкой в штампах с последующей термической и механической обработкой, исключающей возможность появления зон концентрации напряжений в процессе работы.

Справка: стержни СОД и ВОД изготавливают из стали 40ХН2МА, 38Х2Н2МА, 38Х2МЮА по ГОСТ 4543-71, в малофорсированных судовых двигателях применяют стали 40Х, 45Х, 40ХН по ГОСТ 4543-71 и стали 40, 45, 50 по ГОСТ 1050-88; шатунные болты изготавливают в основном из легированных конструкционных сталей 40ХН2МА, 40Х2Н2МА, 38ХН3МА, 362Н2МФА по ГОСТ 4543-71.

Конструктивные формы шатунов тронковых двигателей зависят от типа двигателя, его быстроходности, тактности, применяемых материалов, ресурса и ряда других факторов. Весьма существенным является выбор формы сечения стержня шатуна. Наиболее распространены стержни двутаврового сечения, круглое и трубчатое сечение применяются весьма редко (рис. 4, а). Длину шатуна L определяют по отношению $\lambda_ш = R/L$, принимая для СОД и ВОД $\lambda_ш = 0{,}24 \div 0{,}31$.

Поршневая головка шатуна отковывается за одно со стержнем в виде замкнутой проушины цилиндрической или овальной формы (см. рис. 4, б), имеющей плавное сопряжение со стержнем шатуна. В отверстие поршневой головки с начальным натягом устанавливают бронзовую втулку. Размеры поршневой головки определяются размерами поршневого пальца и возможностью размещения её внутри поршня. Для судовых двигателей рекомендуются следующие соотношения диаметров поршневой головки:

СОД $d_1 = (1{,}15 \div 1{,}3)d_{ПП}$; $d_Г = (1{,}6 \div 1{,}8)d_{ПП}$

ВОД $d_1 = (1{,}1 \div 1{,}2)d_{ПП}$; $d_Г = (1{,}3 \div 1{,}7)d_{ПП}$

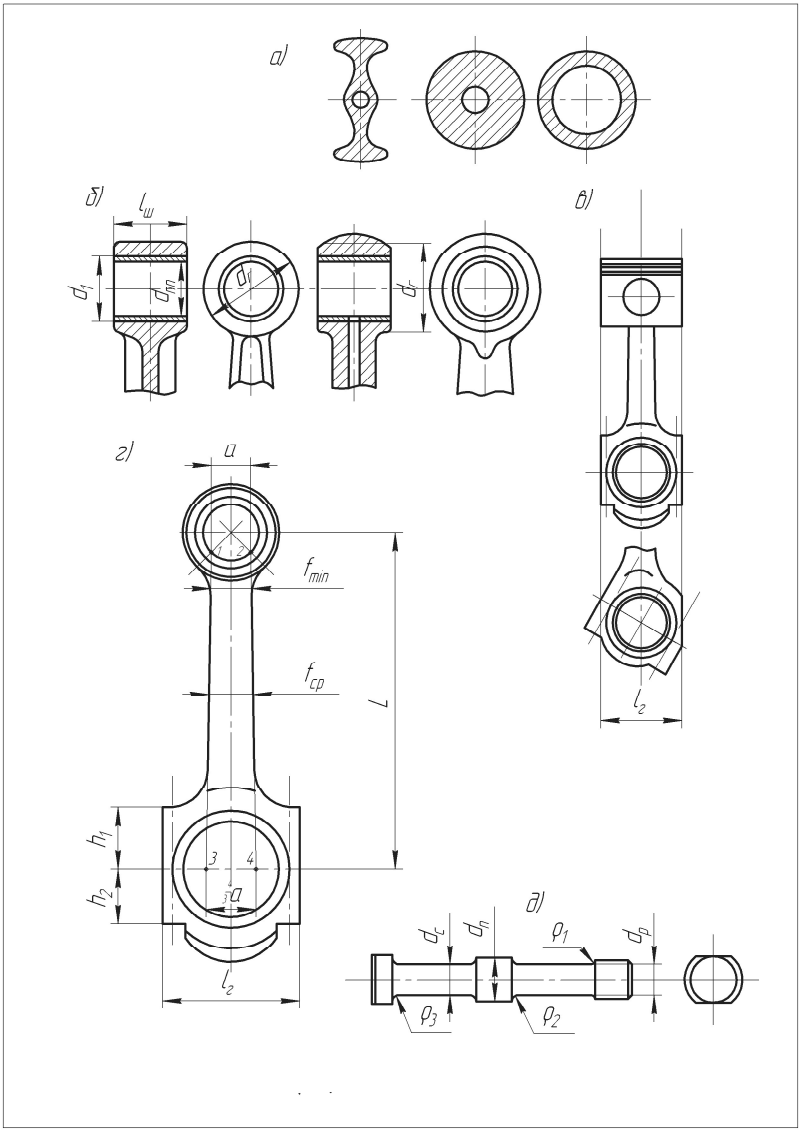


Рисунок 4 – Конструкция деталей шатунной группы

Линейный размер головки $l_ш$ определяется расстоянием между бобышками поршня $l_б$.

Кривошипная головка шатуна отличается большим разнообразием форм. В однорядных тронковых двигателях линейный размер $l_{Г}$ (см. рис. 4, в) должен выбираться с таким расчетом, чтобы обеспечить возможность выема поршня через цилиндр вместе с шатуном. При больших диаметрах шейки вала ($d_{ш}$) это требование может быть обеспечено заменой прямого разъема на косой (см. рис. 4, в) или выполнением нижней головки целиком отъемной от стержня. Высота верхней h_1 и нижней h_2 половин кривошипной головки (см. рис. 4, г) выбирается из соотношений $h_1 = (0{,}65 \div 0{,}75)d_{ш}$, $h_2 = (0{,}5 \div 0{,}6)d_{ш}$. Построение контура шатуна ведется в следующем порядке (см. рис. 4, г).

Из центра поршневого пальца проводят два луча под 45° к вертикальной оси до пересечения с контуром пальца (т. 1 и 2), затем на горизонтальной оси кривошипной головки откладывают 4/3 расстояния между т. 1 – 2 (т. 3 и 4). Точки 2 – 4 и 1 – 3 соединяют прямыми линиями, которые и являются внешними границами контура стержня шатуна.

Конструкция шатунных болтов (см. рис. 4, д) должна отвечать требованиям прочности и надежности при длительной работе. Для этого:

- диаметр стержня болта d_c делают равным (0,85÷0,95) от внутреннего диаметра резьбы;

- переход от стержня к резьбе выполняют по радиусу $\rho_1 = 0{,}2d_p$;

- сопряжение стержня с головкой выполняют по радиусу $\rho_3 = (0{,}15 \div 0{,}25)d_c$;

- переход к центрующим пояскам - $\rho_2 = (0{,}2 \div 0{,}25)d_{П}$.

5.2. Расчет шатуна. Расчет напряженно-деформированного состояния шатуна ведется для всех его элементов: поршневой и кривошипной головки, стержня и шатунных болтов. Ниже, в рамках требований к курсовому проекту, рассмотрена упрощенная методика расчета на прочность стержня шатуна и шатунных болтов.

В судовых двигателях стержень шатуна проверяется на сжатие по минимальному сечению близ поршневой головки:

$$\sigma_{сж} = p_{\max}\frac{A}{f_{\min}} = 0{,}785\,p_{\max}\frac{d^2}{f_{\min}} \le 120\text{МПа}; \qquad (12)$$

Дополнительно стержень проверяется на сжатие и продольный изгиб по среднему сечению - в плоскости качания шатуна:

$$\sigma_{\max_x} = p_{\max} A\left(\frac{1}{f_{ср}} + 5{,}26\cdot 10^{-4}\frac{L^2}{J_x}\right); \qquad (13)$$

в перпендикулярной плоскости:

$$\sigma_{\max_y} = p_{\max} A\left(\frac{1}{f_{ср}} + 5{,}26\cdot 10^{-4}\frac{L_1^2}{J_y}\right). \qquad (14)$$

В формулах (13) и (14) обозначено:

A - площадь поршня, см^2;

$f_{ср}$ - расчетное сечение, см^2;

J_x, J_y - моменты инерции сечения $f_{ср}$ относительно осей $x-x$ и $y-y$ соответственно, см^4;

L - длина шатуна, см

$$L_1 = L - 0{,}5\left(d_{ПП} + d_{Ш}\right).$$

Шатунные болты рассчитываются на растяжение от действия сил затяжки и растяжения.

$$\sigma_б = 1{,}273\frac{P_Б}{i\cdot d_c^2} \le 80 \div 120 МПа \qquad (15)$$

;

где $P_Б$ - сила, растягивающая болт, кН;

i - число шатунных болтов;

d_c - диаметр стержня болта, см.

Сила, растягивающая болт, определяется по выражению

$$P_Б = P_З + \left(0{,}15 + 0{,}25\right)P_{jΣ},$$

принимая $P_З \approx 3{,}0P_{jΣ}$, получим

$$P_Б = \left(3{,}15 + 3{,}25\right)P_{jΣ}; \qquad (16)$$

где $P_{jΣ} = \left[m_П\left(1+\lambda_Ш\right) + m_{вр}\right]R\omega^2\cdot 10^{-3}F_п$,

$m_П$, $m_{вр}$ - масса поступательно и вращательно движущихся частей, кг;

ω - угловая скорость коленчатого вала, рад/с.

В заключение следует дать четкое обоснование выбора конструкции деталей шатунной группы.

6. Компоновка общих видов двигателя

Под компоновкой общих видов понимается разработка чертежей поперечного и продольного разрезов двигателя, в ходе которой ведется уточнение и согласование ранее выбранных размеров деталей и узлов кривошипно-шатунного механизма и остова двигателя. В первую очередь ведется компоновка поперечного разреза (рис. 5).

Компоновочный чертеж поперечного разреза выполняется для двух положений КШМ (см. рис. 5, а, б). В положении поршня в ВМТ уточняется положение верхнего обреза втулки и высота камеры сгорания. В положении поршня в НМТ уточняется положение нижнего обреза втулки и окончательно устанавливается длина поршня. Для этого на вспомогательном чертеже (см. рис. 5, в) наносится точка нижней кромки втулки А. Затем на кальке наносится отрезок 00_1, равный в масштабе длине шатуна. Перемещая кальку таким образом, чтобы точка 0 двигалась по оси цилиндра, а точка 0_1 по окружности кривошипа, получим условную траекторию точки А. Положение нижней кромки втулки считается выбранным правильно, если при наложении кальки на рис. 5, б траектория точки А не пересекает контур шатуна и отстает от него на расстояние 2÷3 мм. После этого необходимо убедиться, что противовесы коленчатого вала не задевают за нижние кромки поршня и втулки.

Компоновочный чертеж продольного разреза (см. рис. 5, г) выполняется для уточнения линейных размеров коленчатого вала, которые должны обеспечить возможность размещения втулок цилиндра, вертикальных переборок блока и просветов полостей охлаждения. После уточнения основных размеров деталей цилиндро-поршневой группы необходимо решить следующие вопросы:

- проработать конструкцию фундаментной рамы и рамовых подшипников;
- определить размеры маховика и его способ крепления к коленчатому валу с учетом размещения деталей механизма привода распределительного вала;
- проработать компоновку переднего торца двигателя, определив возможность размещения и привода масляного насоса, компрессора, насосов системы охлаждения;
- выбрать места установки поста управления, регулятора, турбокомпрессора, главного пускового клапана, воздухораспределителя, сервомо-

тора реверса, воздухоохладителя, топливного насоса высокого давления, фильтров и охладителей масла;

- решить вопросы подвода смазки к трущимся поверхностям механизма движения и внести, в связи с этим, дополнения в конструкцию коленчатого вала и рамовых подшипников.

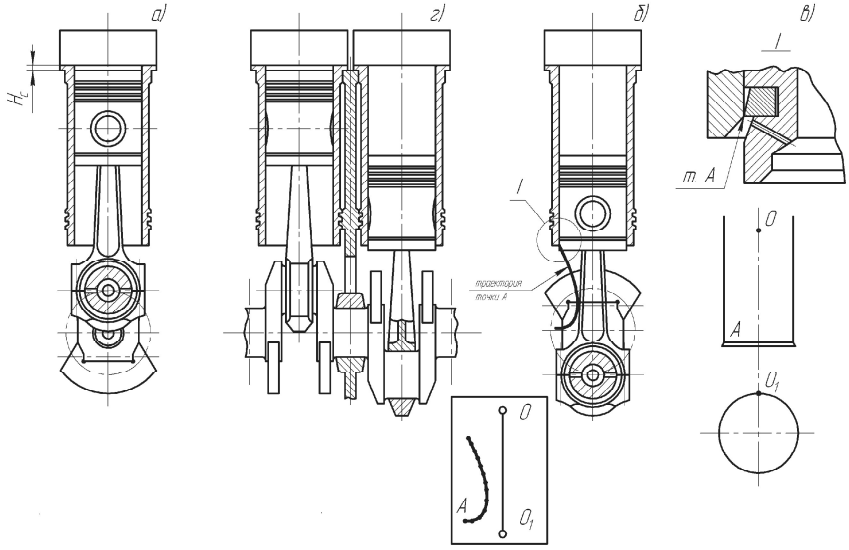


Рисунок 5 – Компоновка общих видов двигателя

7. Компоновка механизма газораспределения

При проектировании механизма газораспределения необходимо учитывать следующее:

- конструкция крышек в районе расположения клапанов должна иметь равномерное распределение металла для исключения неодинаковых тепловых деформаций;

- клапаны должны открываться внутрь цилиндра;

- профилирование кулачков должно производиться с учетом требования обеспечить наибольшее «время-сечение» в соответствии с выбранными фазами газораспределения;

- закон движения звеньев механизма должен выбираться с учетом необходимости снижения сил инерции;

- выбранные фазы газораспределения должны обеспечить максимальное наполнение цилиндра и хорошую очистку его от остаточных газов.

В ходе компоновки решают следующие вопросы:

- выбирают число и расположение клапанов в крышке;
- устанавливают форму и размеры камеры сгорания;
- определяют диаметр и ход клапанов, а также высоту крышки цилиндра;
- выбирают конфигурацию газовых каналов и полостей охлаждения в крышке;
- выбирают места установки в крышке форсунки, пускового клапана, индикаторного крана;
- выбирают число и расположение распределительных валов;
- разрабатывают форму и размеры вала, устанавливают конструктивные особенности привода;
- выбирают схему механизма передачи движения от распредвала к клапанам.

После решения перечисленных вопросов приступают к окончательному выполнению чертежей продольного и поперечного разрезов двигателя.

Справка 1: при выполнении расчетов на прочность и компоновке двигателя полезно использовать конструктивные соотношения по основным деталям серийных двигателей речных судов, приведенные в литературе [24].

Справка 2: краткие рекомендации по компоновке агрегатов и узлов систем двигателя изложены в прил. 5.

Приложение 5.

РАЗРАБОТКА СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЯ

1. Система подачи топлива

1.1. Выполните обоснование схемы системы подачи топлива и состава её оборудования [5, 6]. Произведите выбор оптимальной величины геометрического угла опережения подачи топлива. При этом можно ориентироваться на данные дизеля-прототипа.

Определите цикловую подачу топлива на номинальном режиме $b_{ц.ном}$ и при максимальной мощности дизеля $b_{ц.\max}$, равной $P_{e\,max}$=(1,1-1,2)$P_{e\,ном}$ [6, с. 358-359]. Определите минимальную цикловую подачу при работе двигателя на холостом ходу $b_{ц.\min} = (0{,}10...0{,}15) b_{ц.ном}$. По величине $b_{ц.ном}$ при заданной плотности топлива $\rho_т$ устанавливается диаметр плунжера $d_П$ топливного насоса высокого давления (ТНВД) [6, с. 359-361].

1.2. Определите внутренний и наружный диаметры трубопровода высокого давления.

Справка: внутренний диаметр трубопровода высокого давления $d_т$ определяются в первом приближении из выражений:

при длине трубы $l_т \le 1$ м $\quad d_т = d_н / (4{,}5...6)$

при длине трубы $l_т > 1$ м $\quad d_т = d_н / (4{,}5...5)$.

Наружный диаметр труб $d_н$ выберите из условия получения необходимой прочности. Для этого используется сортамент труб, приведенный в табл. 5 (трубы стальные бесшовные холоднотянутые ГОСТ 11017-80 и ГОСТ 8734-75; материал труб – сталь 20 ГОСТ 1050-88).

Таблица 5

Рекомендуемый сортамент труб для топливных трубопроводов высокого давления

Сортамент $d_н / d_т$, мм	Диаметр плунжера $d_п$, мм	Сортамент $d_н / d_т$, мм	Диаметр плунжера $d_п$, мм	Сортамент $d_н / d_т$, мм	Диаметр плунжера $d_п$, мм
7/2	до 10	11/4	20…22,5	18/8	40…45
8/2,6	10…15	13/5	22,5…28,5	20/9	45…50
10/3	15…18	16/6	28,5…35	20/10	45…50
11/3	18…20	17/7	35…40		

1.3. Определите число и диаметр сопловых отверстий форсунки.

Справка: по известному перепаду давления впрыска топлива и давления газов в цилиндре рассчитывается теоретическая скорость истечения струи топлива из сопла форсунки, м/с:

$$W = \xi_c \sqrt{2\frac{p_f - p_ц}{\rho_m}},$$

где p_f и $p_ц$ - соответственно среднее давление топлива перед сопловыми отверстиями форсунки и давление в цилиндре в один и тот же момент времени, Па (можно принять $p_ц = p_c$, p_f выбирается по рекомендациям [6, с. 362];

ρ_m - плотность топлива, кг/м^3;

ξ_c - коэффициент скорости, равный 0,8…0,9.

Затем определите суммарное сечение f_c сопловых отверстий форсунки. Число сопловых отверстий может быть принято аналогично форсунке двигателя-прототипа. По известным величинам f_c и i_c определяется диаметр d_c соплового отверстия.

1.4. Для получения рациональной конструкции форсунки произведите выбор типа распылителя и определите его основные размеры: диаметр иглы, относительную дифференциальную площадку, подъем иглы, площадь под запорным конусом и площадь распылителя, соприкасающегося с газами [6, с. 361-365].

1.5. С целью решения вопроса теплоотвода от форсунок выполните расчет коэффициента тепловой напряженности распылителя $\tau_ф$.

ПОМНИТЕ! При работе на дизельном топливе и величине $\tau_ф \le 3{,}5...4$ форсунки надежно работают без дополнительного охлаждения. В случае $\tau_ф > 4$ необходимо дополнительное охлаждение жидкостью (водой, топливом или маслом), циркулирующей через каналы форсунки при наличии специальной системы охлаждения. Работа дизеля на подогретом до 80…90^{o}С тяжелом топливе требует дополнительного охлаждения форсунок при $\tau_ф > 2{,}5...3$.

1.6. По выбранным размерам произведите эскизную компоновку форсунки и ТНВД.

ПОМНИТЕ! Для обеспечения надежной работы на различных режимах в системе подачи топлива предусмотрен топливоподкачивающий насос лопастного или шестеренного типа с перепускным клапаном. Этот насос приводится в действие от коленчатого вала и устанавливается на носовом торце двигателя. Развиваемое им давление лежит в пределах 0,05…0,1 МПа.

Очистка топлива от механических примесей происходит в фильтрах грубой очистки низкого давления, устанавливаемых в системе после топливоподкачивающего насоса и щелевого фильтра тонкой очистки, монтируемого на форсунке. ТНВД среднеоборотных дизелей выполняются, как правило, индивидуальными на каждый цилиндр. Одноплунжерные ТНВД устанавливаются на полке блок-картера или крепятся на его вертикальной стенке выше полки в зависимости от того, как на дизеле уложен распределительный вал. Многоплунжерные насосы рядных двигателей устанавливаются в верхней части дизеля посередине его длины, а на V-образных – в развале блоков и приводятся в работу от коленчатого вала. Установка форсунок при однокамерном смесеобразовании производится по оси цилиндра.

В схеме системы необходимо предусмотреть измерительные средства для контроля её работы.

2. Система газотурбинного наддува

2.1. По уточненным в расчете рабочего процесса значениям давления воздуха $p_в$ и его расхода G_{air} определите основные параметры турбокомпрессора:

2.1.1. Адиабатная работа сжатия, Дж/кг:

$$l_{ад.к} = \frac{k}{k-1} RT_a \left[\left(\frac{p_в}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right],$$

где $k = 1{,}4$ - показатель адиабаты сжатия для воздуха;

$R = 287{,}5$ - газовая постоянная для воздуха, Дж/(кг·К).

2.1.2. Окружная скорость колеса компрессора, м/с:

$$u_к = \frac{\pi D_к n_{тк}}{60},$$

где $D_к$ - наружный диаметр колеса компрессора, выбранного ранее по ГОСТ 9658-81 [17], м

$n_{тк}$ - максимальная частота вращения ротора турбокомпрессора [17], мин$^{-1}$.

Справка: значения $u_к$ для литых, штампованных и фрезерованных колес центробежного компрессора находятся в пределах 250 – 350 м/с.

2.1.3. Коэффициент напора центробежного компрессора:

$$\overline{H}_{ад} = \frac{l_{ад.к}}{u_к^2}.$$

Справка: значения $\overline{H}_{ад}$ для центробежных компрессоров агрегатов наддува дизелей находятся в пределах 0,55 – 0,70.

2.1.4. Мощность турбины, необходимая для привода компрессора, кВт:

$$N_к = N_т = \frac{G_{air} \cdot l_{ад.к}}{\eta_{ад.к}} \cdot 10^{-3},$$

где $\eta_{ад.к}$ - адиабатный к.п.д. компрессора по ГОСТ 9658-81 [17].

2.2. Определите основные параметры охладителя надувочного воздуха (ОНВ):

2.1.1. Тепловой поток, отводимый в ОНВ забортной водой, Q_{air}, кВт.

Справка: при известных величинах G_{air}, ΔT_{OHB} и теплоемкости воздуха $c_{p1} = 1$ кДж/(кг·К):

$$Q_{air} = G_{air} \cdot c_{p1} \cdot \Delta T_{OHB} - G_{air} \cdot c_{p1}\left(T_в - T_{\text{int}}\right).$$

2.2.2. Расход забортной воды через ОНВ, кг/с:

$$G_{cool_2} = \frac{Q_{air}}{c_{p2}\left(t''_{cool_2} - t'_{cool_2}\right)},$$

где t'_{cool_2} - температура воды на входе в ОНВ, принимается равной 20°С;

t''_{cool_2} - то же, на выходе из ОНВ, принимается равной 25°С.

2.2.3. Поверхность охладителя надувочного воздуха, F ,м^2:

Справка: по известной величине Q_{air} из уравнения теплопередачи

$$Q_{air} = k \cdot F \cdot \Delta t_{cp},$$

где k - коэффициент теплопередачи, равный 100…150 Вт/(м^2·К);

F - поверхность теплопередачи ОНВ со стороны межтрубного пространства, м^2;

Δt_{cp} - средний по поверхности температурный напор, °С,

определяется поверхность F теплообменника.

Средний температурный напор рассчитывается по формуле

$$\Delta t_{cp} = \frac{-pR\left(t_в - t'_{cool_2}\right)}{\ln\left\{1 + R_i \ln\left[\left(1-p\right)^{1/m}\right]\right\}},$$

где p - эффективность нагревания, определяемая выражением

$$p = \frac{t''_{cool_2} - t'_{cool_2}}{t_в - t'_{cool_2}};$$

R - отношение водяных эквивалентов, определяемое выражением

$$R = \frac{t_в - t_{\text{int}}}{t''_{cool_2} - t'_{cool_2}};$$

R_i - полное отношение водяных эквивалентов, т.е.

$$R_i = mR,$$

где m - число трубных ходов ОНВ.

ПОМНИТЕ! Обычно забортная вода насосом подается в ОНВ, откуда поступает в охладитель масла (ОМ), а затем – в охладитель воды (ОВ). При такой схеме расход забортной воды G_{cool_2} рассчитывается только для ОНВ, а для других теплообменников – ОМ и ОВ – принимается таким же, что и для ОНВ. В отдельных случаях схема использования забортной воды может быть такой: ОМ – ОНВ – ОВ. При такой схеме G_{cool_2} рассчитывается только для ОМ, а для ОНВ и ОВ принимается таким же, что и для ОМ.

2.3. Определите диаметр трубопровода выпускного коллектора $d_{вып.тр}$, м.

Справка 1: при изобарной системе наддува подвод газов к турбине турбокомпрессора осуществляется по общему выпускному трубопроводу.

Для дизелей с четырьмя-шестью цилиндрами при $n = 200 \div 300 мин^{-1}$ диаметр трубопровода выпускного коллектора $d_{вып.тр} = (0{,}4 \div 0{,}6)d$,

где d - диаметр цилиндра;

для дизелей с шестью-восемью цилиндрами при $n = 600 \div 1500 мин^{-1}$

$d_{вып.тр} = (0{,}5 \div 0{,}7)d$.

Справка 2: при импульсной системе наддува обязательно разделение выпусков отдельных цилиндров. Разделение цилиндров на группы по трубопроводам зависит от числа цилиндра и порядка их работы.

По рекомендациям в литературе [5, 6] необходимо выбрать схему соединения цилиндров с турбиной для принятого порядка работы цилиндров. Диаметр каждого трубопровода выпускного коллектора определяется из условия

$$\frac{V_{вып.тр}}{V_S} \le 1{,}3 \div 1{,}5,$$

где $V_{вып.тр} = \frac{\pi \cdot d^2_{вып.тр}}{4} \cdot l_{ср}$ - объем отдельного трубопровода, м^3;

$l_{ср}$ - средняя длина отдельного трубопровода, м (можно принять равной половине расстояния от оси дальнего цилиндра до входа в турбину);

V_S - рабочий объем цилиндра, м^3.

Обычно выпускной коллектор 6-ти цилиндрового рядного двигателя имеет 2 трубопровода, а 8-ми цилиндрового – 4 трубопровода.

ПОМНИТЕ! Выпускные коллекторы устанавливают в верхней части рядного дизеля со стороны, противоположной газораспределению, и присоединяют к турбокомпрессору, расположенному чаще всего на торце блока, со стороны выходного фланца коленчатого вала.

В системе наддува и газовыпуска необходимо контролировать температуру отработавших газов в выпускных коллекторах перед турбиной, температуру воздуха на выходе из ОНВ и его давление после турбокомпрессора. На среднеоборотных дизелях контролируется температура отработавших газов в патрубках по цилиндрам.

При пуске дизеля и его работе не должно быть посторонних шумов в турбокомпрессоре. В случае автономной системы смазывания уровень масла в масляной ванне определяется щупом или по стеклянному глазку. При остановке дизеля свободный выбег турбокомпрессора должен быть не менее 1…2 минут. При подводе масла к подшипникам турбокомпрессора от системы смазывания дизеля после остановки двигателя до полной остановки турбокомпрессора масло на его подшипники целесообразно подавать автономным маслопрокачивающим насосом.

3. Выбор основных размеров и расчет системы смазывания двигателя

3.1. Производится обоснование и выбор схемы системы смазывания [5, 6].

3.2. Рассчитывается тепловой поток, отводимый от двигателя маслом Q_0, кВт.

Справка: составляющая теплового баланса в масло рассчитывается по формуле, %:

$$q_0 = -6{,}308 + 45{,}143 b_e + 24{,}096 s^2 - 13{,}6 \cdot s \cdot p_{me} + \\ + 0{,}414 \cdot 10^{-4} t_{\text{int}} \cdot n + 1{,}848 p_{me}^2 ,$$

где b_e - удельный эффективный расход топлива, кг/(кВт·ч);

s - ход поршня, м;

p_{me} - среднее эффективное давление, МПа;

t_{int} - температура наддувочного воздуха после охладителя, °С;

n - частота вращения двигателя, мин$^{-1}$.

Тепловой поток, отводимый маслом, кВт:

$$Q_0 = \frac{q_0 \cdot Q_H \cdot B}{3600 \cdot 100},$$

где B - расход топлива на номинальном режиме, кг/ч.

3.3. Определяется секундный расход масла через систему G_0, кг/с.

Справка 1: для обеспечения нормального теплового режима работы системы температуры масла на входе в двигатель t_0'' и на выходе из него t_0' принимаются по дизелю-прототипу. Массовый расход масла при теплоемкости $c_{po} = 1{,}92$ кДж/(кг·К) определяют по формуле, кг/с:

$$G_0 = \frac{Q_0}{c_{po}\left(t_0' - t_0''\right)}.$$

Объемный расход масла, м^3/с, $V_0 = G_0 / \rho_м$,

где $\rho_м$ - плотность масла, принимается равной 910 кг/м^3.

Справка 2: давление масла на выходе из насоса составляет у дизелей, кПа:

среднеоборотных - $p_0 = 200...500$;

высокооборотных - $p_0 = 500...1000$.

3.4. По параметрам «подача – давление» произведите выбор типа масляного насоса и определите его конструктивные параметры. В случае системы с «сухим» картером подача откачивающей секции принимается больше подачи нагнетательной секции в 1,25…1,5 раза.

Определите мощность масляного насоса, P, кВт:

$P = \frac{p_0 \cdot V_0}{\eta}$, где η - к.п.д. насоса, принимается равным 0,7…0,75.

3.5. Произведите выбор типа масляного фильтра и его фильтроэлемента [6, с. 431-435].

3.6. Расчет поверхности ОМ производите по той же схеме, что и в п. 2.2.3. Предварительно определите температуру t''_{cool_2} забортной воды на выходе из ОМ, °С:

$$t''_{cool_2} = t'_{cool_2} + \frac{Q_0}{G_{cool_2} \cdot c_{p_2}},$$

где t'_{cool_2} - температура забортной воды на входе в ОМ, принимается равной температуре этой воды на выходе из ОНВ, т.е. 25 °С

c_{p_2} - теплоемкость воды, принимается равной 4,187кДж/(кг·К).

При определении величин P и R (см. п. 2.2.3) в формулах для их расчета следует заменить $t_в$ на t_0' и t_{int}'' на t_0''. Коэффициент теплопередачи $k = 200...450$ Вт/(м^2×К).

В связи с тем, что наиболее распространенной схемой движения теплоносителя в охладителях масла и воды является реверсивный ток, то средний температурный напор рассчитывается по формуле:

$$\Delta t_{ср} = \frac{P\sqrt{R^2+1}\left(t_0' - t_{cool_2}'\right)}{\ln\dfrac{2-P\left(R+1-\sqrt{R^2+1}\right)}{2-P\left(R+1+\sqrt{R^2+1}\right)}}.$$

3.7. Производится выбор терморегулятора и дается его характеристика.

3.8. Определяется объем масла в циркуляционной системе.

Справка: объем масла, заливаемый в циркуляционную систему дизелей, л/кВт:

высокооборотные с «мокрым» картером 0,272…0,612; то же, с «сухим» картером 0,544…1,36;

среднеоборотные 1,36…5,44.

3.9. Выбирается марка моторного масла для дизеля.

Справка: при выборе марки следует учитывать, что в России моторные масла разделяют на группы в зависимости от типа двигателя и степени его форсировки. Группа $Б_2$ рекомендуется к применению в малофорсированных дизелях; группа B_2 - в среднеоборотных дизелях; группа $Г_2$ - в высокофорсированных дизелях; группа $Д$ - в высокофорсированных дизелях, работающих в тяжелых условиях; группа E - в малооборотных дизелях с лубрикаторной системой смазывания, работающих на тяжелом топливе с содержанием серы до 3,5%. В случае работы двигателя на дизельном топливе марку масла в соответствии с ГОСТ 17479-85 можно принимать как у дизеля-прототипа. Для дизелей 12ЧНСП 18/20 всех модификаций рекомендуется применять масло М20$В_2$, вместо масла М16$В_2$ и Тебойл Вард RF SAE40. При работе на моторном и газотурбинном топливе в дизелях марок Г70, Г70-5, Г60, 6-8NVD48AU, 8VDS36/24A-1, 8NVD36AU и 6L275PN рекомендуется использовать масло марки М10$Г_2$ЦС, а в дизелях марки 6VDS26/20 – моторное масло марки М14$Г_2$ЦС.

ВНИМАНИЕ! Применение в системах смазывания дизелей лопастных или шестеренных насосов обусловлено их достаточно высокой самовсасывающей способностью. Если они навешаны на реверсивный дизель, то с ними должна быть смонтирована реверсивная клапанная коробка, обеспечивающая неизменное направление движения масла по системе при изменении направления вращения коленчатого вала двигателя. С целью предварительной прокачки системы маслом перед пуском дизеля на нем следует установить лопастной или поршневой двойного действия ручной насос.

При эксплуатации дизеля в системе смазывания контролируются температуры масла на выходе из дизеля и на входе в него, давление перед фильтрами и за ними. Если давление масла перед фильтрами превышает допустимое значение, то часть масла через перепускной клапан, встроенный в насос или устанавливаемый отдельно, проходит во всасывающую полость насоса. У дизелей с «мокрым» картером уровень масла в нем контролируется щупом. Периодичность смены масла в двигателе может быть принята аналогичной периодичности у дизеля-прототипа.

4. Выбор основных параметров и расчет системы водяного охлаждения

4.1. Выполните обоснование и выберите схему системы охлаждения [5, 6].

4.2. Определите тепловой поток, который отводится охлаждающей водой от двигателя при работе на номинальном режиме, Q_{cool}, кВт.

Справка: составляющая теплового баланса в охлаждающую воду на номинальном режиме, %:

$$q_{cool} = 6{,}557 - 1{,}205 v_m + 78{,}15 b_e$$

где v_m - средняя скорость поршня, м/с.

Тепловой поток, отводимый водой, кВт:

$$Q_{cool} = \frac{q_{cool} \cdot Q_H \cdot B}{100 \cdot 3600}.$$

4.3. Секундный расход циркуляционной воды через систему при $c_{p.cool_1} = 4{,}187$ кДж/(кг·К) рассчитайте по формуле, кг/с:

$$G_{cool} = \frac{Q_{cool}}{c_{p.cool_1}\left(t'_{cool_1} - t''_{cool_1}\right)}.$$

Температура циркуляционной воды t'_{cool_1} на входе в ОВ и на выходе из него t''_{cool_1} принимается по дизелю-прототипу. Температура забортной воды t'_{cool_2} на входе в ОВ равна температуре этой воды на выходе из ОМ. По известным величинам G_{cool_2} расхода охлаждающей воды, температуры t'_{cool_2} охлаждающей воды и её теплоемкости $c_{p.cool_2}$ находим температуру забортной воды на выходе из ОВ

$$t''_{cool_2} = t'_{cool_2} + \frac{Q_{cool}}{G_{cool_2} \cdot c_{p.cool_2}}.$$

4.4. Рассчитывается подача насосов внутреннего и наружного контуров при работе двигателя на номинальном режиме.

ПОМНИТЕ! Для выбора насоса расчетная подача увеличивается на 15…20%. Давление, создаваемое насосом, должно лежать в пределах 0,05…0,35 МПа.

Выбирается тип водяного насоса и его основные размеры:

для поршневого насоса: диаметр цилиндра, ход поршня, частота вращения вала насоса;

для центробежных насосов: диаметр рабочего колеса, число и размеры лопастей.

4.5. Мощность насоса определите по формуле, приведенной в п. 3.4. К.п.д. насосов лежит в следующих пределах: для центробежных насосов $\eta = 0{,}55...0{,}78$; для кольцевых самовсасывающих $\eta = 0{,}12...0{,}25$; для вихревых насосов $\eta = 0{,}3...0{,}45$; для поршневых насосов $\eta = 0{,}7...0{,}85$.

4.6. Поверхность ОВ определяется в соответствии с рекомендациями, изложенными в п. 2.2.3.

Справка: при этом коэффициент теплопередачи для водоводяного охладителя $k = 2000...5000$ Вт/(м^2×К), а при определении величин P и R в формулах для их расчета следует заменить $t_в$ на t'_{cool_1} и t_{int} на t''_{cool_1}.

4.7. Выберите тип терморегулятора и приведите его характеристику.

ПОМНИТЕ! Надежная работа системы охлаждения будет обеспечена в случае, если насос забортной воды является самовсасывающим, т.е.

не требующим предварительной заливки перед его пуском. Надежность работы системы будет обеспечена любым типом насоса, если он будет находиться на судне ниже уровня ватерлинии. Для более быстрого разогрева двигателя при пуске из холодного состояния циркуляционная вода должна миновать ОВ. С этой целью в системе устанавливается терморегулятор. При нормальной эксплуатации в зависимости от температуры забортной воды терморегулятор может частично пропускать циркуляционную воду, минуя холодильник.

Насосы циркуляционной и забортной воды навешиваются на дизель и приводятся в работу от коленчатого вала через зубчатую передачу. Раздаточный и сборный коллекторы циркуляционной воды монтируются со стороны, противоположной стороне газораспределения.

4.8. Подберите приборы теплотехнического контроля для контуров циркуляционной и забортной воды.

Справка: при эксплуатации дизеля в системе охлаждения контролируются давление циркуляционной воды за насосом, её температура в сборном коллекторе, а на среднеоборотных дизелях – температура на выходе из крышек цилиндров. Во внешнем контуре контролируются давление на выходе из насоса забортной воды, температуры воды на выходе из него, температуры воды на входе в ОМ и на выходе из него, температуры на входе в ОВ и на выходе из него.

Приложение 6.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ДИАГНОСТИКА ДВИГАТЕЛЯ

1. Возможные неисправности двигателя и составление алгоритма диагностирования

В соответствии с разделом 3 методических указаний для узлов и системы двигателя, разрабатываемых каждым студентом в курсовом проекте, приводится перечень возможных неисправностей и их признаков, которые заимствуются из инструкции по эксплуатации двигателя-прототипа или специальной литературы[7; 8; 15; 24].

По одной из неисправностей или отказов, согласованных с преподавателем, составляется алгоритм диагностирования.

Ниже в таблице 6 рассмотрена одна из неисправностей реверсивно-пусковой системы дизеля 6ЧРН36/45, возможные причины и способы устранения этой неисправности. Алгоритм диагностирования реверсивно-пусковой системы по этой неисправности приведен в примере 1.

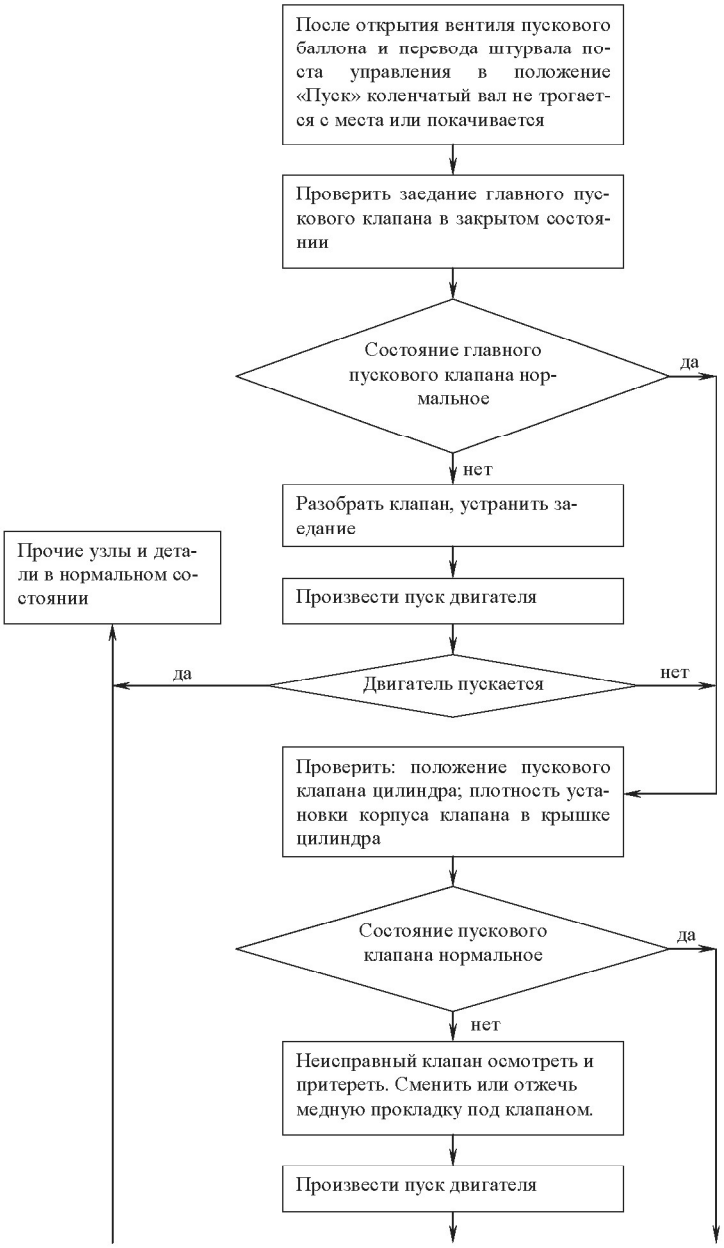
В примере 2 приведен детальный алгоритм диагностирования двигателя и системы топливоподачи при повышенной дымности отработавших газов.

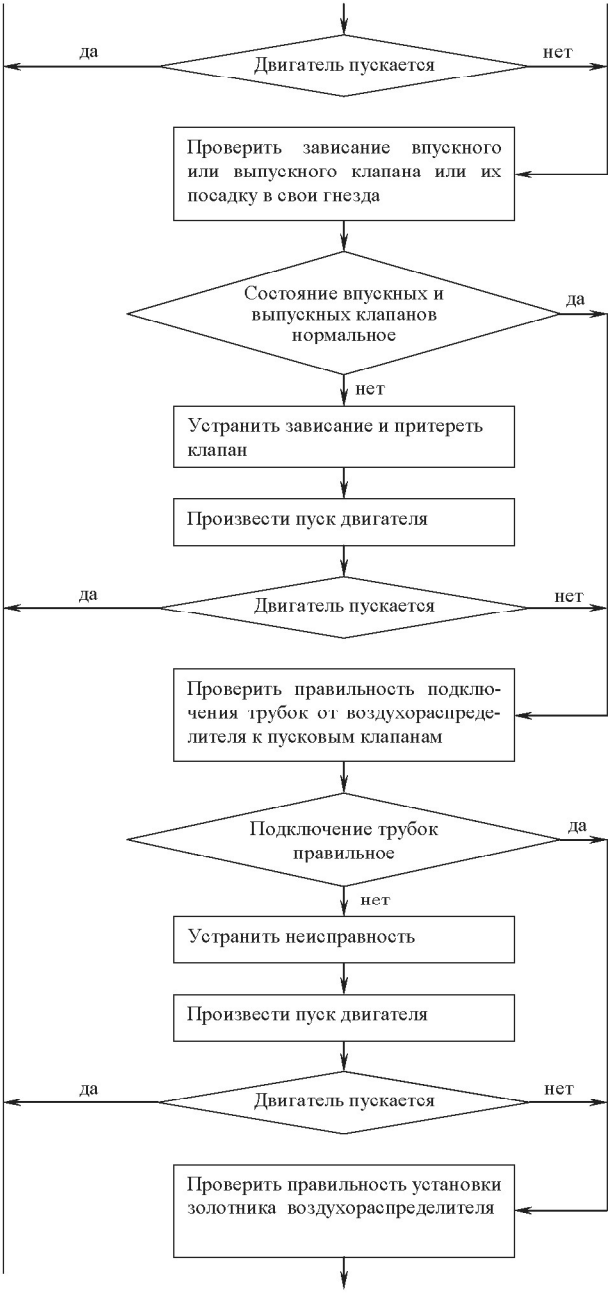
Таблица 6

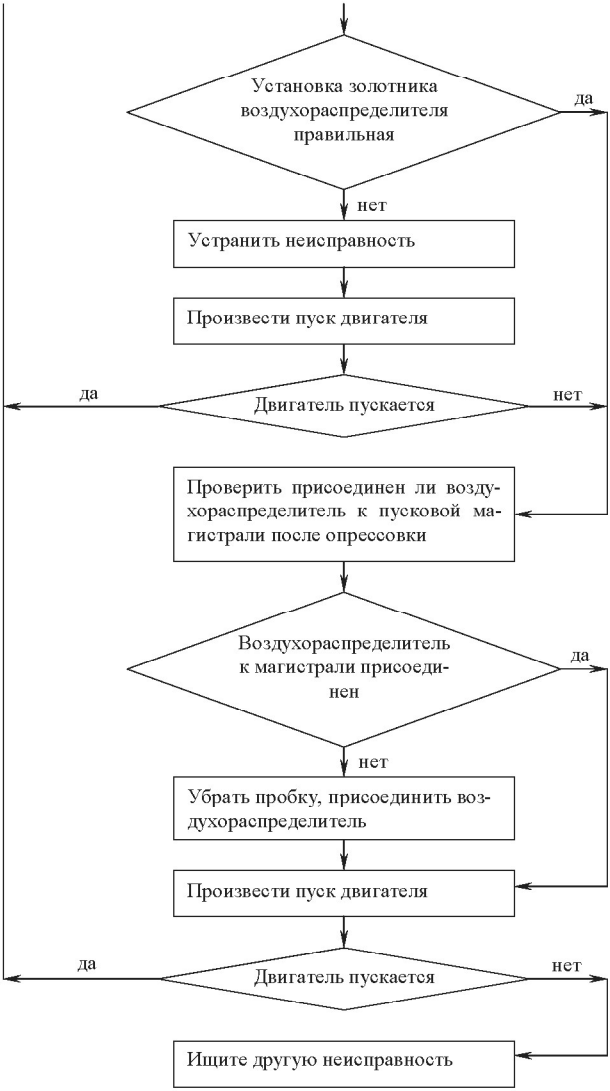
Данные для составления алгоритма диагностирования

Неисправность	Причина неисправности	Способы устранения неисправности
После открытия вентиля пускового баллона и перевода штурвала поста управления в положение «пуск» коленчатый вал не трогается с места или покачивается	1. Главный пусковой клапан заело в закрытом состоянии. 2. Пусковой клапан какого-либо цилиндра завис в открытом положении или неплотно садится в гнездо. Корпус какого-либо клапана неплотно сидит в крышке цилиндра. 3. Впускной или выпускной клапан завис или неплотно садится в свое гнездо. 4. Перепутаны трубки от воздухораспределителя к пусковым клапанам. 5. Золотник воздухораспределителя установлен неправильно. 6. После опрессовки пусковой магистрали не был присоединен воздухораспределитель.	1. Разобрать клапан, устранить заедания. 2. Эксплуатация дизеля с неплотными пусковыми клапанами запрещается. Неисправные клапаны осмотреть и притереть. Сменить или отжечь медную прокладку под клапаном. 3. Устранить зависание и притереть клапан. 4. Проверить правильность присоединения трубок. 5. Проверить установку золотника. 6. Убрать пробку, подсоединить воздухораспределитель.

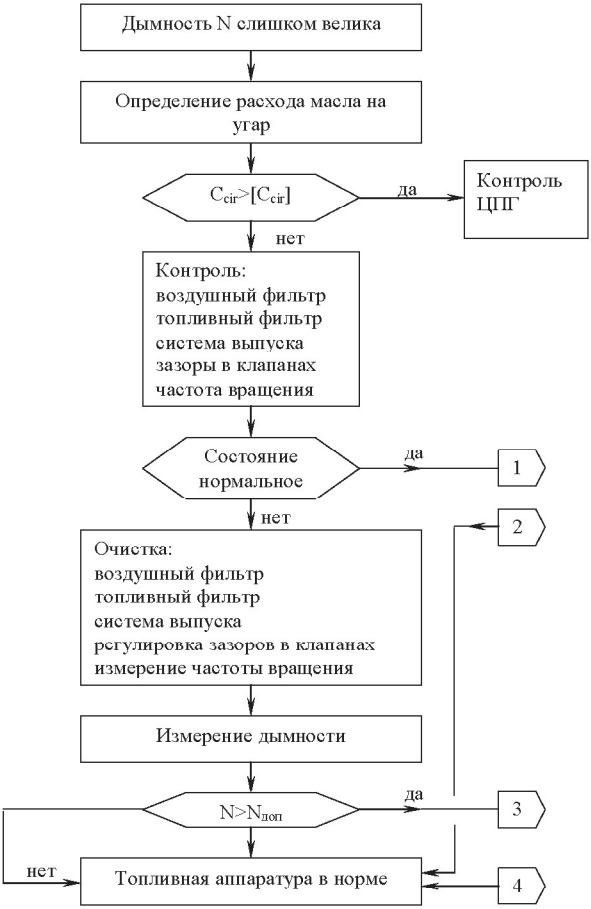
Пример 1

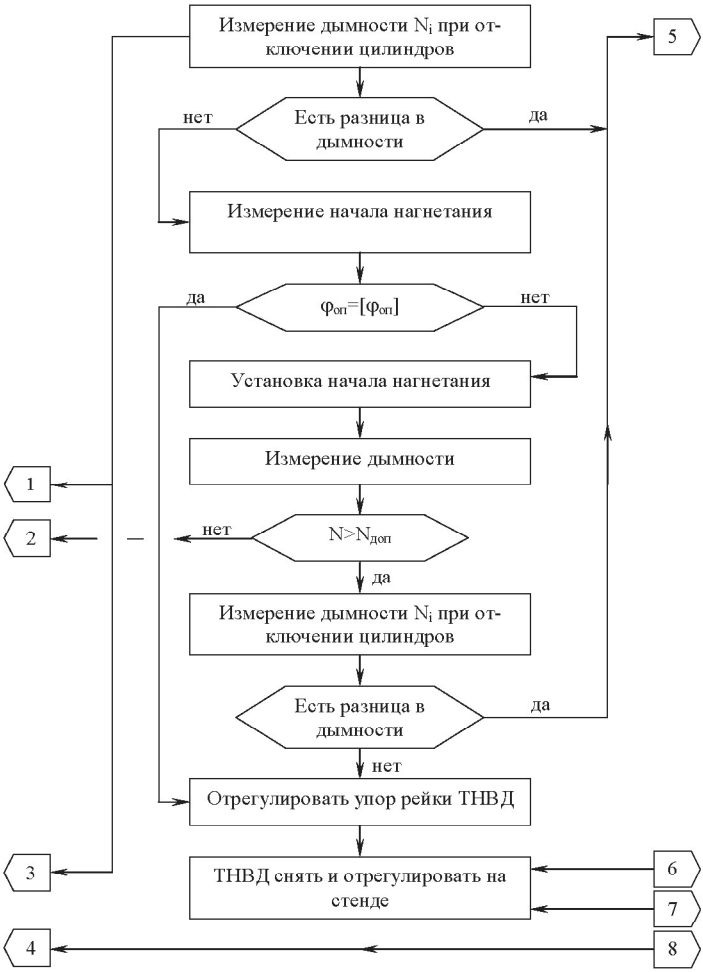

После открытия вентиля пускового баллона и перевода штурвала поста управления в положение «Пуск» коленчатый вал не трогается с места или покачивается
Проверить заедание главного пускового клапана в закрытом состоянии
Состояние главного пускового клапана нормальное
да
нет
Разобрать клапан, устранить заедание
Прочие узлы и детали в нормальном состоянии
Произвести пуск двигателя
да
Двигатель пускается
нет
Проверить: положение пускового клапана цилиндра; плотность установки корпуса клапана в крышке цилиндра
Состояние пускового клапана нормальное
да
нет
Неисправный клапан осмотреть и притереть. Сменить или отжечь медную прокладку под клапаном.
Произвести пуск двигателя

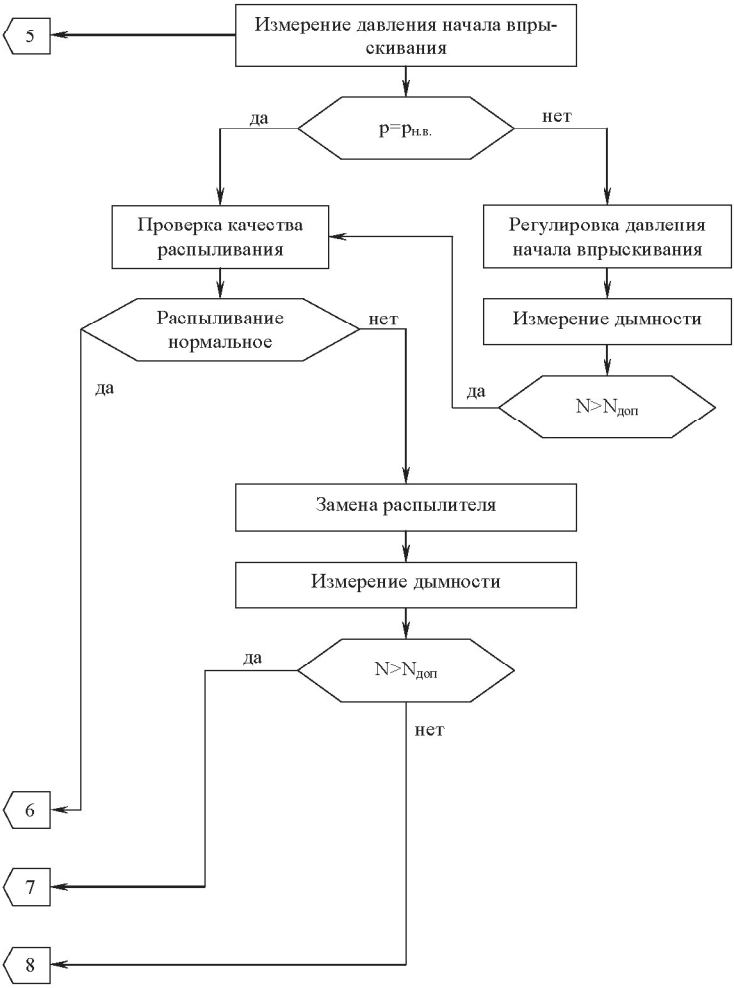

Двигатель пускается
да
нет
Проверить зависание впускного или выпускного клапана или их посадку в свои гнезда
Состояние впускных и выпускных клапанов нормальное
да
нет
Устранить зависание и притереть клапан
Произвести пуск двигателя
Двигатель пускается
да
нет
Проверить правильность подключения трубок от воздухораспределителя к пусковым клапанам
Подключение трубок правильное
да
нет
Устранить неисправность
Произвести пуск двигателя
Двигатель пускается
да
нет
Проверить правильность установки золотника воздухораспределителя


Установка золотника воздухораспределителя правильная
да
нет
Устранить неисправность
Произвести пуск двигателя
да
Двигатель пускается
нет
Проверить присоединен ли воздухораспределитель к пусковой магистрали после опрессовки
Воздухораспределитель к магистрали присоединен
да
нет
Убрать пробку, присоединить воздухораспределитель
Произвести пуск двигателя
да
Двигатель пускается
нет
Ищите другую неисправность

Пример 2


Дымность N слишком велика
Определение расхода масла на угар
C_{cir}>[C_{cir}]
да
Контроль ЦПГ
нет
Контроль:
воздушный фильтр
топливный фильтр
система выпуска
зазоры в клапанах
частота вращения
Состояние нормальное
да
1
нет
2
Очистка:
воздушный фильтр
топливный фильтр
система выпуска
регулировка зазоров в клапанах
измерение частоты вращения
Измерение дымности
N>$N_{доп}$
да
3
нет
Топливная аппаратура в норме
4


Измерение дымности N_i при отключении цилиндров
5
нет
Есть разница в дымности
да
Измерение начала нагнетания
да
$\varphi_{оп}=[\varphi_{оп}]$
нет
Установка начала нагнетания
Измерение дымности
1
2
нет
$N>N_{доп}$
да
Измерение дымности N_i при отключении цилиндров
Есть разница в дымности
да
нет
Отрегулировать упор рейки ТНВД
3
ТНВД снять и отрегулировать на стенде
6
7
4
8


5
Измерение давления начала впрыскивания
да
$p=p_{н.в.}$
нет
Проверка качества распыливания
Регулировка давления начала впрыскивания
Распыливание нормальное
нет
Измерение дымности
да
да
$N>N_{доп}$
Замена распылителя
Измерение дымности
да
$N>N_{доп}$
нет
6
7
8

2. Техническое обслуживание и планово-предупредительный ремонт судовых дизелей

В соответствии с разделом 3 данных указаний каждый студент определяет периодичность обслуживания и содержание технических уходов проектируемого двигателя.

Справка 1: техническое обслуживание (ТО).

На судах техническое обслуживание дизелей проводится ежедневно, а также в сроки, установленные заводскими инструкциями и правилами Министерства транспорта Российской Федерации.

1.1. Периодичность технического обслуживания. Примерная периодичность ТО, зависящая в основном от типа дизелей и их назначенных ресурсов, приведена в табл. 7

Таблица 7

Периодичность ТО

Номер ТО	Дизели среднеоборотные и повышенной оборотности	Дизели высокооборотные
ТО 1	100÷200 ч	60 ч
ТО 2	700÷800 ч	120 ч
ТО 3	1400÷1500 ч	240 ч
ТО 4	2800÷3200 ч	480 ч
ТО 5	—	960 ч

Кроме того, судовая команда ежедневно проводит ТО дизелей во время несения и смены вахты, задачей которого является внешний контроль за работой систем и механизмов для обеспечения их нормальной работы и поддержания надлежащего порядка в машинном помещении.

1.2. Содержание работ по видам ТО. При ТО 1 выполняются все работы по ежедневному обслуживанию и дополнительно проверяется техническое состояние всех механизмов и систем судовой энергетической установки. Производится очистка и промывка топливных и масляных фильтров, отбор проб масла для анализа, проверка креплений ответственных соединений и т.п.

При ТО 2 выполняются все работы ТО 1. Кроме того, проверяют работу форсунок дизеля, при необходимости регулируют зазоры в приводе рабочих клапанов, у высокооборотных дизелей производят замену масла, производят смену сальников у насосов, проверку уплотнений средств гид-

ро- и пневмоавтоматики, а также выполняется технологический контроль работы дизеля и необходимые регулировочные работы.

ТО 3 включает в себя объем работ по ТО 2 и, кроме того, более углубленную проверку технического состояния главных и вспомогательных дизелей. А именно, производят опрессовку топливных насосов, промывают полости охладителей воды и масла, проверяют зазоры в рамовых и шатунных подшипниках, заменяют масло в среднеоборотных дизелях и т.п.

ТО 4 выполняется обычно по окончании навигации. При этом обслуживании производятся отдельные ремонтные работы, требующие станочного оборудования. Заменяют или ремонтируют изношенные детали, устраняют мелкие повреждения в механизмах и трубопроводах, вскрывают цилиндры дизелей для осмотра и контроля износов, притирают клапаны, проверяют состояние регуляторов и турбокомпрессоров, а также зазоры в рамовых и шатунных подшипниках, устраняют течь в системах и т.п. Данное техническое обслуживание включает также работы по подготовке энергетической установки к зимнему отстою.

Более подробная информация по периодичности и содержанию работ технического обслуживания дизелей имеется в инструкциях заводов-изготовителей, а также в литературе [24].

Справка 2: планово-предупредительный ремонт судовых дизелей.

Организация ремонта дизелей основана на планово-предупредительной системе, сущность которой заключается в периодическом проведении ремонтных работ в заранее установленные сроки.

2.1. Периодичность ремонта. Планово-предупредительная система включает три вида ремонта: текущий, средний и капитальный.

Продолжительность межремонтных периодов дизелей установлена правилами ремонта судов Министерства транспорта Российской федерации и зависит от назначенного ресурса данного дизеля.

Таблица 8

График периодичности ремонта дизелей 1 группы

Полный назначенный ресурс, тыс. *ч*														
5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
1 группа: Г60, Г70, 6(8)NVD, 48A-2U, 6L275 (PN)														
Т	Т		С	Т	Т	К	Т	Т		С	Т	Т	Т	
8	7	6	7	6	5	7	6	5	6	5	4	3		

Т – текущий ремонт; С – средний ремонт; К – капитальный ремонт.

Все эксплуатируемые дизели, с примерно одинаковыми назначенными ресурсами до капитального ремонта, разбиты на ремонтные группы, для каждой из которых составлен график межремонтных периодов. Например, для дизелей 1 группы он приведен в табл. 8.

2.2. Перечень работ при планово-предупредительной системе ремонта дизелей.

Текущий ремонт (ТР). Производится обычно без демонтажа дизеля с судна, т.е. на месте. При этом выполняется частичная разборка дизеля, дефектуются отдельные детали (поршневые кольца, шатунные болты и др.), контролируются износы подшипников коленчатого вала, цилиндровых втулок и поршней. Регулируются зазоры в основных узлах трения, притираются клапаны, заменяют изношенные детали топливной аппаратуры и др.

Средний ремонт (СР). Осуществляется при наличии специального переносного оборудования, непосредственно на судне. При этом проверяют взаимное расположение осей коленчатого вала и цилиндров. Делают обмер и дефектацию основных деталей. Шлифуют шейки коленчатого вала и заменяют новыми цилиндровые втулки и поршни с кольцами. При необходимости растачивают посадочные пояса блока цилиндров, а также заменяют некоторые основные детали с дефектами (рабочие клапаны, крышки цилиндров и др.).

Капитальный ремонт (КР). Выполняется, как правило, на специализированных заводах, где производится полная разборка дизеля с последующей дефектацией всех деталей. По результатам дефектации часть деталей подвергают восстановлению, а другую часть – отправляют в металлолом, с последующей заменой их новыми. После чего дизель собирают из новых и восстановленных деталей и узлов, регулируют и испытывают на стенде.

Приложение 7.

РАСЧЕТ ЭКОНОМИЧЕСКОГО ЭФФЕКТА ПО УКРУПНЕННЫМ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИМ ПОКАЗАТЕЛЯМ

1. Получите сведения о данных двигателя-прототипа:

масса, кг - $m_{ДП}$;

мощность, кВт - $P_{ЕДП}$;

цена (оптовая), руб. - $Ц_{ДП}$;

ресурс до переработки, ч - $R_{ПЕР.ДП}$;

ресурс до капитального ремонта, ч - $R_{КР.ДП}$;

удельный расход, кг/(кВт·ч) топлива - $b_{еТ.ДП}$;

масла - $b_{еМ.ДП}$

Справка: для получения данных используют каталог «Двигатели внутреннего сгорания», ЦНИДИ 2000, а также прейскуранты, ценники и др. официальные документы.

2. Подсчитайте коэффициент удельных затрат для прототипа, руб./кг, $K_{у.з.п.} = Ц_{ДП} / m_{ДП}$.

3. Сопоставьте конструкцию проектируемого двигателя с прототипом и оцените коэффициенты усложнения или упрощения конструкции основных узлов:

поршня в сборе $K_{у.П}$;

крышки рабочего цилиндра в сборе $K_{у.К}$;

КШМ в сборе $K_{у.КШМ}$;

навесных агрегатов $K_{у.НА}$.

4. Подсчитайте коэффициент удельных затрат для проектируемого двигателя:

$$K_{у.з.} = c \cdot K_{у.з.П},$$

где $c = 0{,}3 \cdot K_{у.КШМ} + 0{,}275 \cdot K_{у.К} + 0{,}225 \cdot K_{у.П} + 0{,}2 \cdot K_{у.НА}$.

Пример: в ходе сравнения конструкции узлов проектируемого двигателя и двигателя-прототипа принято

$$K_{у.П} = 1{,}05;\ K_{у.К} = 0{,}9;\ K_{у.КШМ} = 1{,}3;\ K_{у.НА} = 1{,}1.$$

Тогда

$$c = 0{,}3 \cdot 1{,}3 + 0{,}275 \cdot 0{,}9 + 0{,}225 \cdot 1{,}05 + 0{,}2 \cdot 1{,}1 = 1{,}09375;$$

$$K_{у.з} = 1{,}09375 \cdot K_{у.з.П}.$$

5. Определите цену проектируемого двигателя, руб.

$$Ц = K_{у.з.} \cdot m_{Д},$$

где $m_{Д}$ - масса проектируемого двигателя, кг.

6. Годовой объем вырабатываемой энергии проектируемого двигателя, кВт·ч

$$П = K_{м.с} \cdot P_{e} \cdot t_{Г};$$

двигателя-прототипа, кВт·ч

$$П_{ДП} = K_{м.с.} \cdot P_{e.ДП} \cdot t_{Г.ДП},$$

где $K_{м.с.}$ - средний коэффициент использования мощности:

$$K_{м.с.} = \frac{K_{м.х} t_{х} + K_{м.м} \cdot t_{м} + K_{м.ст} \cdot t_{ст}}{t_{Г}},$$

$K_{м.х}$, $K_{м.м}$, $K_{м.ст}$ - коэффициенты использования мощности соответственно в ходовом, маневровом и стояночном режимах, принимают: $K_{м.х} = 0{,}8...0{,}9$; $K_{м.м} = 0{,}4...0{,}6$; $K_{м.ст} = 0{,}05...0{,}1$;

$t_{х}$, $t_{м}$, $t_{ст}$ - время работы двигателя за навигацию соответственно в ходовом, маневровом и стояночном режимах, ч: $t_{х} + t_{м} + t_{ст} = t_{Г}$;

$t_{Г}$ - годовая наработка двигателя, ч; принимают:

для судов внутреннего плавания $t_{Г} = 3000...3500$ ч;

для судов смешанного плавания $t_{Г} = 3500...5000$ ч.

Распределение годовой наработки по режимам нагрузки при отсутствии отчетных данных принимают:

$t_x = 0{,}85 \cdot t_Г$;

$t_м = 0{,}1 \cdot t_Г$

$t_{ст} = 0{,}05 \cdot t_Г$.

7. Рассчитайте годовые расходы по эксплуатации для проектируемого двигателя и двигателя-прототипа. Они включают в себя расходы на топливо $ЭР_Т$, масло $ЭР_М$, заработную плату обслуживающего персонала $ЭР_{ЗП}$, отчисления на социальное страхование $ЭР_{СС}$, расходы на рацион бесплатного питания $ЭР_{РБП}$, на техническое обслуживание $ЭР_{ТО}$, на переборки $ЭР_{ПЕР}$, а также амортизационные отчисления на реновацию $ЭР_{РЕН}$, на капитальные и средние ремонты $ЭР_{КСР}$.

7.1. Расходы на топливо. Эксплутационные затраты по этой статье, руб., определяют по следующей формуле:
для проектируемого двигателя

$$ЭР_Т = P_e \cdot b_{eТ} \cdot Ц_Т \cdot (K_{м.с} \cdot t_Г),$$

где $Ц_Т$ - цена применяемого топлива, руб./кг;
для двигателя-прототипа

$$ЭР_{ТДП} = P_{eДП} \cdot b_{eТДП} \cdot Ц_Т \cdot (K_{м.с} \cdot t_Г).$$

Справка: Рекомендуется в расчетах использовать цены топлива по состоянию на момент выполнения расчета.

7.2. Расходы на смазочное масло. Для проектируемого двигателя, руб.

$$ЭР_М = P_e \cdot b_{eМ} \cdot Ц_{ТМ} \cdot K_{м.с} \cdot t_Г,$$

где $Ц_М$ - цена смазочного масла, руб./кг;
для двигателя-прототипа, руб.

$$ЭР_{МДП} = P_{eДП} \cdot b_{eМДП} \cdot Ц_{ТМ} \cdot K_{м.с} \cdot t_Г.$$

Если в проекте реализованы мероприятия по снижению расхода масла на угар, то значение $b_{eМ}$ следует принимать меньшим, чем значение $b_{eМДП}$.

Справка: цена смазочного масла зависит от его марки, которая указывается в технических условиях по эксплуатации двигателя. Рекомендуется в расчетах использовать цены масла на момент выполнения расчета.

7.3. Заработная плата обслуживающего персонала, руб.

$$ЭР_{ЗП} = M_{Д}\frac{t_{Н}}{t_{мес}}\left(1+\frac{q}{100}\right)+M\frac{t_{ВР}}{t_{мес}},$$

где $M_{Д}$ - месячный фонд заработной платы по должностным окладам членов экипажа, связанных с обслуживанием двигателя, $M_{Д} = M \cdot K_{r}$;

M - сумма месячных должностных окладов, в курсовом проекте можно принимать $M = 300...500$ руб. в зависимости от группы судов;

K_{r} - коэффициент, учитывающий число установленных на судне двигателей: для одного двигателя $K_{r} = 1$; для двух двигателей (дизель-генераторов) $K_{r} = 0{,}05$; для трех двигателей (дизель-генераторов) $K_{r} = 0{,}333$; для четырех двигателей (дизель-генераторов) $K_{r} = 0{,}25$;

$t_{Н}$ - длительность навигационного периода, $сут$, принимается по отчетным данным;

$t_{ВР}$ - длительность периода вооружения и разоружения судна, $сут$, принимается в соответствии с действующими положениями;

$t_{мес}$ - среднее количество дней в месяце: $t_{мес} = 30{,}5$ дней;

q - процент доплат, учитывающий надбавки к должностным окладам, премии и т.д.; можно принимать $q = 45...50\%$.

Составляющая эксплутационных затрат $Э_{РЗП}$ принимается одинаковой для проектируемого двигателя и для двигателя-прототипа.

7.4. Отчисления на социальное страхование. Отчисления $ЭР_{СС}$, руб., определяются в размере 10% от значения $ЭР_{ЗП}$ и принимаются одинаковыми для проектируемого двигателя и для двигателя-прототипа.

7.5. Расходы на рацион бесплатного питания. Составляющая $ЭР_{РБП}$, руб., принимается одинаковой для проектируемого двигателя и для двигателя-прототипа и определяется по формуле

$$ЭР_{РБП} = a_{РБП} \cdot r_{ОП} \cdot \frac{t_{Н}}{t_{мес}} \cdot K_{r},$$

где $a_{РБП}$ - норматив стоимости рациона бесплатного питания на одного члена экипажа в месяц, руб.: можно принимать по состоянию на момент расчета;

$r_{ОП}$ - численность членов экипажа, связанных с обслуживанием двигателя: можно принимать

$$r_{ОП} = 3 \text{ К } 4 \text{ чел.}$$

7.6. Расходы на техническое обслуживание.

Для проектируемого двигателя, руб.

$$ЭР_{ТО} = (0{,}055...0{,}065) Ц \cdot t_{ДП} / t;$$

для двигателя-прототипа

$$ЭР_{ТОДП} = (0{,}055...0{,}065) Ц_{ДП},$$

t, $t_{ДП}$ - срок службы двигателей, лет.

Для двигателей, ресурс которых до капитального ремонта $t_{КР}(R_{КР.ДП})$ не превышает 7 лет,

$$t = \frac{\sum m_i R_{КР}}{t_Г}; \qquad t_{ДП} = \frac{\sum m_i R_{КРДП}}{t_Г},$$

для двигателей, ресурс которых до капитального ремонта $t_{КР}(R_{КР.ДП})$ превышает 7 лет,

$$t = \frac{R_{КР}}{t_Г}; \quad t_{ДП} = \frac{R_{КРДП}}{t_Г};$$

$\sum m_i$ - суммарный коэффициент по межремонтным срокам, при одном капитальном ремонте: $\sum m_i = 1{,}8...1{,}9$, при двух – $\sum m_i = 2{,}3...2{,}4$.

7.7. Расходы на переборки (текущие ремонты).

Для проектируемого двигателя, руб.

$$ЭР_{ПЕР} = Ц_{ПЕР} \cdot t_Г / R_{ПЕР},$$

где $R_{ПЕР}$ - ресурс до первой переборки, $ч$, в зависимости от различий конструкции и предполагаемой технологии изготовления проектируемого двигателя, может быть больше, меньше или равен $R_{ПЕРДП}$ двигателя-прототипа;

$Ц_{ПЕР}$ - цена одной переборки, принимают $Ц_{ПЕР} = (0{,}03...0{,}1)Ц$;
для двигателя-прототипа, руб.

$$ЭР_{ПЕРДП} = Ц_{ПЕРДП} \cdot t_Г / R_{ПЕРДП},$$

где $Ц_{ПЕРДП} = (0{,}03...0{,}1)Ц_{ДП}$.

7.8. Амортизационные отчисления на реновацию.

Для проектируемого двигателя, руб.

$$ЭР_{РЕН} = \frac{Ц - Л}{t};$$

для двигателя-прототипа

$$ЭР_{РЕНДП} = \frac{Ц_{ДП} - Л_{ДП}}{t_{ДП}}.$$

В приведенных формулах

$Л$, $Л_{ДП}$ - ликвидационная стоимость двигателей, руб., принимают: $Л = 0{,}03Ц$; $Л_{ДП} = 0{,}03Ц_{ДП}$.

7.9. Амортизационные отчисления на капитальные и средние ремонты.

Составляющую годовых эксплуатационных расходов $ЭР_{КСР}$, руб., можно определить по формуле

$$ЭР_{КСР} = \frac{\left(\sum_{i=1}^{n} Ц_Р\right) \cdot t_Г}{\left(\sum m_i\right) R_{КР}};$$

$$ЭР_{КСРДП} = \frac{\left(\sum_{i=1}^{n} Ц_{РДП}\right) \cdot t_Г}{\left(\sum m_i\right) R_{КРДП}},$$

где $Ц_Р$, $Ц_{РДП}$ - цены одного капитального ремонта, руб.:

$$Ц_Р = (0{,}3...0{,}45)Ц$$
$$Ц_{РДП} = (0{,}03...0{,}45)Ц_{оп};$$

n - количество капитальных ремонтов.

7.10. Годовые эксплуатационные расходы.

Для проектируемого двигателя, руб.

$$ЭР = ЭР_Т + ЭР_М + ЭР_{ЗП} + ЭР_{СС} + ЭР_{РБП} + ЭР_{ТО} + ЭР_{ПЕР} + ЭР_{РЕН} + ЭР_{КСР};$$

для двигателя-прототипа

$$ЭР_{ДП} = ЭР_{ТДП} + ЭР_{МДП} + ЭР_{ЗП} + ЭР_{СС} + ЭР_{РБП} + ЭР_{ТОДП} + ЭР_{ПЕРДП} + ЭР_{РЕНДП} + ЭР_{КСРДП}.$$

8. Расчет годового экономического эффекта у потребителя

Годовой экономический эффект у потребителя, $руб$, от приобретения и эксплуатации спроектированного двигателя определяется по формуле

$$Э_{ПОТР} = \left[\left(Ц_{ДП} \cdot a - Ц \right) + \frac{\left(S_{ДП} - S \right) П}{\left(\frac{1}{t} \right) + E_H} \right] \left(\frac{1}{t} + E_H \right),$$

где S, $S_{ДП}$ - себестоимость вырабатываемой энергии соответственно для проектируемого двигателя и двигателя-прототипа, руб./(кВт·ч):

$$S = \frac{ЭР}{П}; \quad S_{ДП} = \frac{ЭР_{ДП}}{П_{ДП}};$$

E_H - нормативный коэффициент сравнительной экономической эффективности, можно принимать $E_H = 0{,}15$ 1/год;

a - коэффициент эквивалентности:

$$a = \frac{П}{П_{ДП}} \cdot \frac{\frac{1}{t_{ДП}} + E_H}{\frac{1}{t} + E_H}.$$

9. Определение показателя приведенных затрат на единицу выработанной энергии, руб./(кВт·ч)

$$П_З = S + E_H K_{УД},$$

где $K_{УД}$ - удельные капитальные вложения, руб./(кВт·ч):

$$K_{УД} = \frac{Ц}{П}.$$

Приложение 8.

ПАМЯТКА РЕЦЕНЗЕНТУ

1. Установите актуальность выполненного проекта, соответствие тенденциям развития и совершенствования современных судовых двигателей.

2. Оцените достоверность выбранных параметров рабочего процесса и конструктивных решений, возможность их осуществления при современном развитии судовых двигателей и технологии их изготовления.

3. Дайте общую характеристику компоновки, укажите новизну и оригинальность конструкторских разработок, проверьте правильность прочностных расчетов.

4. Проверьте правильность оценки массы двигателя, оптовой цены и расчета экономического эффекта.

5. Укажите соответствие конструкторской документации установленным требованиям ЕСКД и другим действующим стандартам.

6. Дайте оценку эстетичности оформления графической и текстовой частей проекта.

7. Перечислите другие замечания по проекту.

Приложение 9.

ГРАФИК ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Этап	Содержание этапа	Номер недели семестра	Трудоемкость в часах работы	Форма выполнения
I	Выбор и обоснование основных параметров рабочего процесса и конструкции двигателя	1	3	аудиторн.
II	Расчет рабочего процесса, построение индикаторной диаграммы	1	4	самост.
III	Выбор компоновочной схемы двигателя, эскизная проработка основных размеров, выполнение компоновочных чертежей	2	4,5 1,5	аудиторн. самост.
IV	Прочностные расчеты основных деталей	3, 4	15	самост.
V	Выполнение чертежей общих видов и узлов	5, 6, 7	22	самост.
VI	Выполнение рабочих чертежей деталей	8, 9, 10	20	самост.
VII	Разработка схемы системы двигателя и выполнение задания по технической эксплуатации и диагностике двигателя	11	7	самост.
VIII	Оценка экономического эффекта по укрупненным технико-экономическим показателям	11	6	аудиторн.
IX	Оформление расчетно-пояснительной записки	12	6	самост.
X	Взаимное рецензирование и защита проекта	13	5	аудиторн.

Примечание: по разделам IV – VI еженедельные консультации и контроль.

Приложение 10.

ПРЕМИАЛЬНЫЕ И ШТРАФНЫЕ БАЛЛЫ

Содержание работы, по итогам которой назначается премия или штраф	Размеры	
	Премиальные баллы	Штрафные баллы
Сокращение сроков проектирования: $T_Н$, $T_Ф$ – соответственно нормативные и фактические затраты времени на выполнение курсового проекта, недели	$12(T_Н - T_Ф)$	—
Нарушение сроков проектирования	—	$24(T_Н - T_Ф)$
Ошибки по невнимательности	—	5…10
Ошибка профессиональная	—	10…25
Умелая (нечеткая) организация труда в проектной группе (ПГ)	20…40	20…40
Дополнительный проектный вариант, конструкторская разработка (в зависимости от качества работы, её уровня и объема)	50…100	—
Оригинальность конструкторского решения	20…50	—
Оценка проекта с точки зрения технической эстетики	10…50	10…30
Обоснованность экономического эффекта	10…25	10…25
Степень новизны конструкторского решения	20…50	—
Объективность рецензии	5…10	10…30
Аргументированность решений по этапу работы	20…50	—
Содержание и доходчивость доклада при защите проекта	20…50	—
Активное и нетенденциозное оппонирование на профессиональном уровне при защите проектов другими ПГ	10…30	—

Приложение 11.
УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ЧЕРТЕЖЕЙ И СХЕМ

1. Указания к выполнению сборочных и рабочих чертежей

Форматы листов, масштабы изображений на чертежах, чертежные шрифты для надписей, относительная толщина линий на чертежах должны соответствовать требованиям единой системы конструкторской документации (ГОСТ 2.301-68, ГОСТ 2.302-68, ГОСТ 2.304-81, ГОСТ 2.303-68) [10].

Основные требования к выполнению чертежей деталей, сборочных и др. чертежей на стадии разработки рабочей документации установлены ГОСТ 2.109-73.

Основные надписи чертежей указывают согласно ГОСТ 2.104-68.

Правила нанесения размеров, предельных отклонений, обозначение шероховатости поверхностей должны соответствовать ГОСТ 2.307-88 и ГОСТ 2.309-73.

2. Указания к выполнению принципиальных схем

При разработке принципиальных схем сначала полезно изобразить структурную схему. Элементы и устройства при этом изображают в виде прямоугольников, внутри которых вписывают наименование, обозначение и технические данные. Линии взаимосвязи изображают в виде сплошных линий. Определив состав, взаимное расположение и взаимосвязь элементов системы, следует переходить к разработке принципиальной схемы.

Принципиальная схема определяет полный состав элементов, устройств и связей между ними и дает полное представление о принципах работы [13].

Элементы, устройства следует изображать в виде условных графических изображений согласно требований РД 5.30.040-84 [14].

Все элементы и устройства на схемах должны иметь буквенные, цифровые, буквенно-цифровые позиционные обозначения и должны быть указаны в перечне.

Перечень элементов помещают на первом листе схемы или выполняют в виде самостоятельного документа. Перечень элементов оформляют в виде таблицы, заполняемой сверху вниз в соответствии с ГОСТ 2.701-84 [12].

Вид схемы (электрическая, гидравлическая и т.д.) и тип схемы (функциональная, монтажная, принципиальная и т.п.) обозначают по ГОСТ 2.701-84 и указывают согласно ГОСТ 2.104-68 в графе 2 основной надписи.

3. Дополнительные указания

В некоторых случаях в соответствующих местах методических указаний делается ссылка на конкретную литературу. Однако при работе над проектом полезно использовать всю рекомендуемую литературу и основные ГОСТы по двигателям внутреннего сгорания, список которых приведен ниже.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аладышкин В.Я., Горелкин В.И., Самыкин Г.А. Проектирование судовых двигателей внутреннего сгорания с применением ЭВМ: Учебное пособие./ Горьков.ин-т инж.водн.тр-та (ГИИВТ). – Горький: 1981. – 36 с.
2. Самыкин Г.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Методические указания к расчету рабочего процесса при курсовом проектировании./ Горьков.ин-т инж.водн.тр-та (ГИИВТ). – Горький: 1987. – 28 с.
3. Лебедев О.Н., Сомов В.А., Калашников С.А. Двигатели внутреннего сгорания речных судов: Учеб. для вузов. М.: Транспорт, 1990. – 328 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. /Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1984. – 383 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей. /Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1985. – 455 с.
6. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1969. – 639 с.
7. Васильев Б.В., Кофман Д.И., Эренбург С.Г. Диагностирование технического состояния судовых дизелей. /Под ред. Б.В. Васильева. – М.: Транспорт, 1982. – 144 с.
8. Шишкин В.А. Анализ неисправностей и предотвращение повреждений судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1986. – 193 с.
9. ГОСТ 2.105-79 (СТ СЭВ 2667-80). Общие требования к текстовым документам. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 22 с.: (Единая система конструкторской документации). Группа Т 52.
10. Общие правила выполнения чертежей: (сборник): ГОСТ 2.301-68 – ГОСТ 2.320-82. – М.: Изд-во стандартов, 1984. – 232 с.: (Единая система конструкторской документации). Группа Т 52.
11. ГОСТ 7.1-84. Библиографическое описание документов. Общие требования и правила составления. – М.: Изд-во стандартов, 1984. – 77 с.: (Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу). Группа Т 62.
12. ГОСТ 2.701-84 (СТ СЭВ 651-77). ЕСКД. Схемы. Виды и типы. Общие требования к выполнению. – М.: Изд-во стандартов, 1984. – 16 с. Группа Т 52.

13. ГОСТ 2.704-76 (СТ СЭВ 1981-79). ЕСКД. Правила выполнения гидравлических и пневматических схем. – М.: Изд-во стандартов, 1982. – 17 с. Группа Т 52.
14. РД 5.30.040-84. Обозначения условные графические в схемах судовых систем и систем энергетических установок.
15. Моек Е., Штрикерт Х. Техническая диагностика судовых машин и механизмов: Пер с нем. – Л.: Судостроение, 1986. – 232 с.
16. ГОСТ 4393-82. Дизели судовые, тепловозные и промышленные. Типы и основные параметры. – М.: Изд-во стандартов, 1982. – 12 с. Группа Г 84.
17. ГОСТ 9658-81. Турбокомпрессоры для наддува дизелей и газовых двигателей. Общие технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1982. – 13 с. Группа Г 84.
18. ГОСТ 10448-80 (СТ СЭВ 1582-79). Дизели судовые, тепловозные и промышленные. Правила приемки. Методы испытаний. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 16 с. Группа Г 89.
19. ГОСТ 10589-82. Охладители воздушные дизелей и газовых двигателей с наддувом. Общие технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1982. – 9 с. Группа Г 84.
20. ГОСТ 13211-80. Охладители кожухотрубчатые водомасляные и водоводяные дизелей и газовых двигателей. Общие технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 10 с. Группа Г 84.
21. ГОСТ 22836-77 (СТ СЭВ 3881-82). Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Определение направления вращения. – М.: Изд-во стандартов, 1978. – 2 с. Группа Д 00.
22. ГОСТ 22550-79 (СТ СЭВ 3882-82). Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Обозначение и нумерация цилиндров. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 10 с. Группа Д 00.
23. ОСТ 24.060.24-77. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Классификация, термины и определения.
24. Леонтьевский Е.С. Справочник механика и моториста теплохода. – М.: Транспорт, 1981. – 352 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 3
1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ 4
2. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИГРОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ 4
3. СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ ПРОЕКТА 6
4. АЛГОРИТМ ИГРОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ 7
5. СИСТЕМА СТИМУЛИРОВАНИЯ УЧАСТНИКОВ ИГРОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ 10
Приложение 1. ЗАДАНИЯ ПО КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ СДВС 12
Приложение 2. МЕТОДИКА ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ОЦЕНКИ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ 13
Приложение 3. ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДВИГАТЕЛЯ 24
Приложение 4. КОМПОНОВКА ДВИГАТЕЛЯ И ВЫБОР РАЗМЕРОВ ОСНОВНЫХ ЕГО ДЕТАЛЕЙ 26
Приложение 5. РАЗРАБОТКА СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЯ 43
Приложение 6. ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ДИАГНОСТИКА ДВИГАТЕЛЯ 55
Приложение 7. РАСЧЕТ ЭКОНОМИЧЕСКОГО ЭФФЕКТА ПО УКРУПНЕННЫМ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИМ ПОКАЗАТЕЛЯМ 66
Приложение 8. ПАМЯТКА РЕЦЕНЗЕНТУ 73
Приложение 9. ГРАФИК ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА 74
Приложение 10. ПРЕМИАЛЬНЫЕ И ШТРАФНЫЕ БАЛЛЫ 75
Приложение 11. УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ЧЕРТЕЖЕЙ И СХЕМ 76
ЛИТЕРАТУРА 78

Дисциплина

Судовые двигатели внутреннего сгорания

Б.1.О.Д26

ОПК-2.	Способен применять естественнонаучные и общеинженерные знания, аналитические методы в профессиональной деятельности

Судовые двигатели внутреннего сгорания

1 Если в первом цилиндре шестицилиндрового двигателя происходит процесс сжатия, какой процесс происходит в шестом цилиндре

а) Выпуск; б) Сжатие; в) Рабочий ход
а

2 При обозначении двигателя 6 ЧН 22/28 по ГОСТ 10150 ход поршня будет

а)280 мм, б) 220 мм, в) 60 мм, г) 0.28 м
аг

3 На мощность двигателя влияют

а) теплота сгорания используемого топлива, б) частота вращения коленчатого вала, в) рабочий объем цилиндра, г) тактность, д) индикаторный КПД, е) механический КПД, ж) коэффициент избытка воздуха, з) коэффициент наполнения цилиндра, и) плотность воздуха, поступающего в цилиндр
абвгдежзи

4 Механический КПД может быть рассчитан как отношение

а) эффективной мощности к индикаторной, б) мощности механических потерь к индикаторной мощности, в) эффективного КПД к индикаторному
ав

ПК-5.	Способен выполнять безопасные и аварийные процедуры эксплуатации механизмов двигательной установки, включая системы управления

1 По какому параметру допускается отключение аварийной защиты двигателя

а) по частоте вращения, б) по давлению масла, в) по температуре воды, г) по температуре масла
бвг

2 Двигатель с наддувом при неработающем турбокомпрессоре эксплуатировать

а) допускается, б) запрещено
а

3 Какие характеристики относятся к скоростным

а) винтовая, б) нагрузочная, в) швартовная, д) регулировочная
ав

4 Охлаждение наддувочного воздуха

а) уменьшает температуру деталей двигателя, б) повышает плотность воздушного заряда, в) улучшает сгорание топлива, г) снижает вязкость топлива
аб

ПК-6.	Способен осуществлять подготовку, эксплуатацию, обнаружение неисправностей и меры, необходимые для предотвращения причинения повреждений следующим механизмам и системам управления: 1. Главный двигатель и связанные с ним вспомогательные механизмы; 2. Паровой котел и связанные с ним вспомогательные механизмы и паровые системы; 3. Вспомогательные первичные двигатели и связанные с ними системы; 4. Другие вспомогательные механизмы, включая системы охлаждения, кондиционирования воздуха и вентиляции

1 Внешние проявления неисправностей деталей цилиндро-поршневой группы

а) увеличение расхода масла на долив;
б) ухудшение пусковых качеств двигателя;
в) снижение мощностных и экономических показателей;
г) снижение вязкости топлива;
д) существенное ухудшение состояния картерного масла
абвд

2 При повороте кривошипа на 90° от положения в ВМТ поршень пройдет расстояние

а) больше половины хода, б) равное половине хода, в) меньше половины хода
а

3 Какой из приборов может быть использован для контроля давления в рабочем цилиндре двигателя

а) Майгак, б) электронный индикатор, в) пиметр, г) манометр, д) мановакуумметр
а, б, в

4 Какая часть поверхности цилиндровой втулки подвергается наибольшему изнашиванию в 4-х тактных дизелях

а) в направлении, перпендикулярном оси коленчатого вала, б) в направлении, совпадающем с направлением оси коленчатого вала
а

ПК-36.	Способен осуществлять выбор оборудования, элементов и систем оборудования для замены в процессе эксплуатации судов

1 К числу параметров, определяющих пригодность форсунки для данного типа двигателей относятся

а) давление впрыска, б) диаметр отверстий распылителя, в) количество отверстий распылителя, г) угол впрыскивания, д) угол опережения подачи топлива, ж) масса форсунки

абвг

2 Полностью уравновешенными считаются четырехтактные двигатели с числом цилиндров

а) 4, б) 6, в) 8, г) 9, д)12
бвд

3 В системе смазывания двигателя может быть установлено оборудование:

а) навесной насос, б) электроприводной насос, в) подогреватель, г) охладитель, д) водоуказатель

абвг

4 Какое масло можно использовать в системе смазывания четырехтактного среднеоборотного дизеля

а) М14 $Г_2$ ЦС, б) М16 $В_2$, в) М8 $Б_1$,
аб

ПК-63.	Способен устанавливать причины отказов судового оборудования, определять и Способен устанавливать причины отказов судового оборудования, определять и осуществлять мероприятия по их предотвращению

1 В Российской Федерации нормируется содержание веществ в отработавших газах двигателей

а) оксидов азота NO_x в приведении к NO_2, б) угарного газа CO, в) углеводородов C_xH_y в приведении к $CH_{1.85}$, г) оксида серы SO_2, д) углекислого газа CO_2, е) водорода H_2
абв

2 При какой неисправности двигателя в одном цилиндре температура отработавших газов ниже нормы, а максимальное давление сгорания выше нормы

а) ранняя подача топлива, б) поздняя подача топлива, в) низкая цикловая подача топлива, г) высокая цикловая подача топлива
а

3 Давление конца сжатия в одном цилиндре ниже нормы. Причина -

а) прогорание выпускного клапана, б) зависший в верхнем положении пусковой клапан, в) плохое прилегание корпуса форсунки к цилиндровой крышке, г) закоксовывание компрессионных колец, д) загрязнение лопаток компрессора, е) загрязнение воздушного фильтра
абвг

4 При срабатывании АПС по высокой температуре воды на выходе из главного двигателя следует

а) уменьшить нагрузку на двигатель, б) убедиться в наличии воды во внутреннем контуре охлаждения, в) включить резервный насос, г) проверить температуру воды в забортном контуре, д) немедленно остановить двигатель, е) после снижения температуры воды с разрешения ходовой вахты остановить двигатель для ремонта
а-б-г-в-е