

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(национальный исследовательский университет)
Факультет «Заочный»
Кафедра «Колесных и гусеничных машин»

РАБОТА (ПРОЕКТ) ПРОВЕРЕНА

Рецензент

_____ 2018 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

к.т.н., профессор

В.Н. Бондарь

_____ 2018 г.

«Повышение тяговых показателей трактора Т-170 применением охладительно
наддувочного воздуха »

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОМУ КВАЛИФИКАЦИОННОМУ ПРОЕКТУ
ЮУрГУ–23.05.01.2018.639.ПЗ ВКП

Консультант

по конструкторско-
технологической части

д.т.н., профессор

_____ К.Т. Мамбеталин

_____ 2018 г.

Руководитель проекта

д.т.н., профессор

_____ К.Т. Мамбеталин

_____ 2018 г.

Консультант

экономической части

д.т.н., профессор

_____ К.Т. Мамбеталин

_____ 2018 г.

Автор проекта

студент группы ПЗ-603

_____ С.А. Сметанин

_____ 2018г.

Консультант

по безопасности

жизнедеятельности

д.т.н., профессор

_____ К.Т. Мамбеталин

_____ 2018г

Нормоконтролер

к.т.н., доцент

_____ В.И. Дуюн

_____ 2018г.

АННОТАЦИЯ

Сметанин С.А. Колесно и гусенечных машин. Повышение тяговых показателей трактора Т-170 применением охладительно наддувочного воздуха.

– Челябинск: ЮУрГУ, ЗЭИФ, 2018, 94 с.; 23 илл.; 15 табл. Библиография литературы – 17 наименований. 12 листов чертежей формата А1.

В данной выпускной квалификационной работе разработано повышение тяговых характеристик трактора Т-170 применением охладителя наддувочного воздуха. Произведены тепловые расчёты дизеля на режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента: составлен тепловой баланс двигателя.

В конструкторской части проекта рассматривалась целесообразность применения трубчато–пластинчатого воздухо–воздушного охладителя наддувочного воздуха. Произведен его расчет. Также сделан расчет экономического эффекта данного двигателя и его безопасности

					<i>23.05.01.2018.639.00..ПЗ</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>	<i>Сметанин С.А.</i>				Повышение тяговых показателей трактора Т-170 применением охладительно наддувочного воздуха	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>	<i>Мамбеталин К.Т</i>						3	94
<i>Реценз.</i>						<i>ЮУрГУ Кафедра КГМ</i>		
<i>Н. Контр.</i>	<i>Дуюн В.И.</i>							
<i>Утверд.</i>	<i>Бондарь В.Н.</i>							

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ		6
1 ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЕКТА		7
1.1. Обзор существующих тракторов и их технические характеристики		7
2 ПРОЕКТНЫЙ РАЗДЕЛ		13
2.1 Анализ существующих конструкций ОНВ		13
2.2 Обоснование необходимости охлаждения (охладителя) наддувочного воздуха		14
3 РАСЧЕТНЫЙ РАЗДЕЛ		27
3.1 Тепловые расчеты двигател		27
3.2 Расчет процесса впуска		31
3.3 Расчет процесса сжатия		33
3.4 Расчет процесса сгорания		33
3.5 Расчет процесса расширения		36
3.6 Определение индикаторных показателей цикла		36
3.7 Определение мощностных и экономических показателей		38
3.8 Тепловой баланс двигателя		39
3.9 Расчет охладителя наддувочного воздуха дизеля		41
3.10 Тяговый расчет трактора Т-170		46
3.10.1 Потенциальная тяговая характеристика трактора		46
3.10.2 Тяговая характеристика трактора на передачах		48
3.10.3 Тяговые характеристики трактора с ГМТ на передачах		52
3.10.3.1 Безразмерная характеристика ГТР. Выбор оптимального активного диаметра ГТР		52
3.10.3.2 Построение характеристики совместной работы двигателя и гидротрансформатора		53
3.10.3.3 Выходная характеристика блока двигатель – ГТР		53
3.10.3.4 Выбор передаточных чисел и построение тяговой характеристики на передачах		53
3.11 Охладитель наддувочного воздуха		56
3.11.1 Расчёт системы охлаждения		57
3.11.2 Расчет водяного насоса		58
3.11.3 Расчет водяного радиатора		60
3.11.4 Расчет вентилятора		61
4. КОНСТРУКТОРСКИЙ РАЗДЕЛ		63
4.1 Схемы систем охлаждения наддувочного воздуха		63
4.2 Параметрический анализ и выбор системы ОНВ		64
4.3 Теплообменники		65
4.4 Исходные данные для расчета		66
5. БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ		71
5.1 Расчет вибрации		71
5.2 Расчет уровня шума		72
5.3 Токсичные вещества в отработавших газах ДВС		73

					23.05.01.2018.639.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

отвал относительно рамы, по его краям шарнирно установлены два толкателя с винтовыми раскосами.

Принцип работы бульдозера Т – 170.

Рабочий цикл бульдозера следующий:

- при движении машины вперед отвал с помощью системы управления заглубляется в грунт, срезает ножами слой грунта и перемещает впереди себя образовавшуюся грунтовую призму волоком по поверхности земли к месту разгрузки;

- после отсыпки грунта отвал поднимается в транспортное положение, машина возвращается к месту набора грунта, после чего цикл повторяется.

Максимально возможный объем призмы волочения современные бульдозеры набирают на участке длиной 5...10 м.

Экономически целесообразная дальность перемещения грунта не превышает 50..70 м для гусеничных бульдозеров и 100... 160 м для пневмоколесных машин.

Характеристики двигателя

Дизельные двигатели типа Д-180 предназначены для установки на тракторы, экскаваторы, подъемные краны, дизельные генераторные установки и другие машины.

Многолетний опыт эксплуатации, современные технические решения и передовая технология изготовления обеспечили высокую надежность работы экономичных и долговечных дизелей ЧТЗ, приспособленных для работы в самых тяжелых условиях в различных климатических районах от -40°С до +40° С.

Дизель Д -180 многотопливный.

Он может работать как на дизельном топливе, так и на керосине или газовом конденсате.

Дизели Д -180 по уровню выбросов вредных веществ с отработавшими газами соответствуют европейским нормам ЕВРО-2.

Таблица 1.1 – Технические характеристики

Тип двигателя	четырехтактный с турбонаддувом, 4 - цилиндровый рядный
Диаметр цилиндра, мм	150,0
Ход поршня, мм	205,0
Рабочий объем, л	14,48
Запас по крутящему моменту, %	25
Удельный расход топлива, г/кВт*ч (г/л.с.*ч)	218 (160)
Пуск дизеля	от электростартера или пускового двигателя
Масса с электростартерным пуском, кг	1890

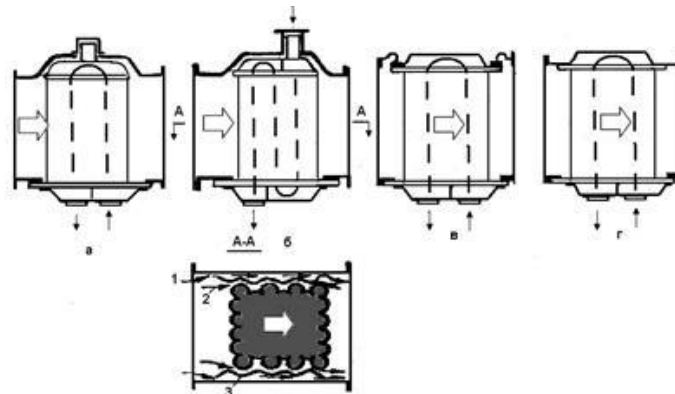


Рисунок 2.1 – Схемы размещения трубного пучка ОНВ в кожухе: а – верхняя доска подвижна, водяные патрубки снизу; б – то же при водяных патрубках сверху и снизу; в – компенсация перемещений верхней трубной доски обеспечена упругой деформацией специальной вставки в корпусе; г – обе доски жёстко закреплены в корпусе; д – без верхней крышки.

Следует указать на некоторую неопределённость взаимных перемещений конечностей теплообменного элемента и корпуса, поскольку нагреваются и тот, и другой, причём весьма неравномерно по разным сечениям и направлениям.

В связи с этим предпочтительно исполнение такого варианта компенсационного узла, который обеспечивал бы относительно свободное перемещение деформируемой конечности по всем возможным направлениям без потери плотности по теплоносителям и потери прочности.

К особенностям конструкции трубчатых ОНВ следует также отнести использование вставок–вытеснителей (рисунок 2.1) с боковых сторон пучков.

Эти элементы, обычно выполненные в виде гофрированных листов металла, должны уменьшать протечки воздуха 2 между корпусом и пучком. Конструкция вытеснителей и их монтаж должны исключать возможность появления дополнительных протечек между ними и корпусом (рисунок 2.1а).

Большинство названных выше элементов конструкции ОНВ можно рассмотреть на основе реальной конструкции, общий вид которой представлен на (рисунок 2.1г). Фотография такого же пучка, но без верхней крышки (рисунок 2.1д). Бериславский машиностроительный завод выпускал ОНВ с подобными элементами для дизелей различного типа и назначения.

Поверхность теплообмена в ОНВ обычно выполняется оребрённой со стороны воздуха. Оребрение применяют в основном для увеличения площади поверхности теплоотдачи с той стороны, где теплообмен проходит хуже. Помимо функции увеличения площади оребрение несёт функцию турбулизатора потока воздуха. Увеличение степени турбулентности потока способствует интенсификации конвективного теплообмена.

Следует отметить, что увеличение степени турбулентности ведёт не только к интенсификации теплообмена, но и к росту потерь энергии на

										Лист
										16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ					

сопротивление движению воздуха, вследствие чего падает давление воздуха за ОНВ.

Поверхность теплообмена ОНВ выполнена из круглых труб с накатным оребрением (рисунок 2.2, рисунок 2.3). Их конструкция показана на рисунке 2.4. Такие ПТ могут быть монометаллическими, когда металл рёбер и трубки представляют собой одно целое (рисунок 2.4а). Материалом подобных ПТ обычно является красная медь.

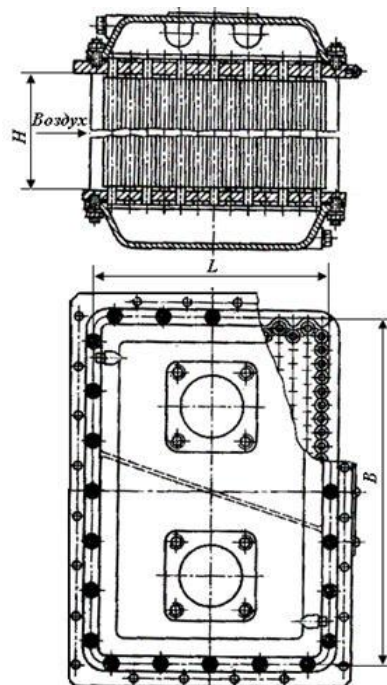


Рисунок 2.2 – Теплообменный элемент ОНВ (пучок в сборе с водяными крышками и вытеснителями)

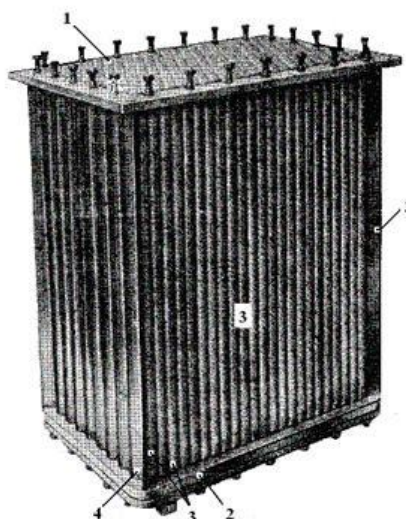


Рисунок 2.3 – Трубный пучок ОНВ: 1 – верхняя трубная доска (неподвижная); 2 – нижняя трубная доска (подвижная); 3 – вытеснитель; 4 – оребренная трубка

Для случаев охлаждения морской водой применялся мельхиор (медно-никелево-железный сплав), возможно применение иных материалов,

									Лист
									17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ				

На рисунке 6 показана трубка с индивидуальным проволочным оребрением сложной проволочной спиралью. Витки спирали крепятся к несущей трубке дополнительными витками проволоки, проходящими внутри оребряющих спиралей. Кроме того, оребренная таким образом трубка окунается в расплав олова, чем обеспечивается паяный контакт витков оребряющей спирали и несущей трубки. Такая ПТ имеет высокие теплотехнические показатели при оптимальных геометрических параметрах трубы и оребрения. Следует отметить, что подобные поверхности менее стойки к коррозионному и вибрационному воздействию, чем ПТ из труб с накатным оребрением.

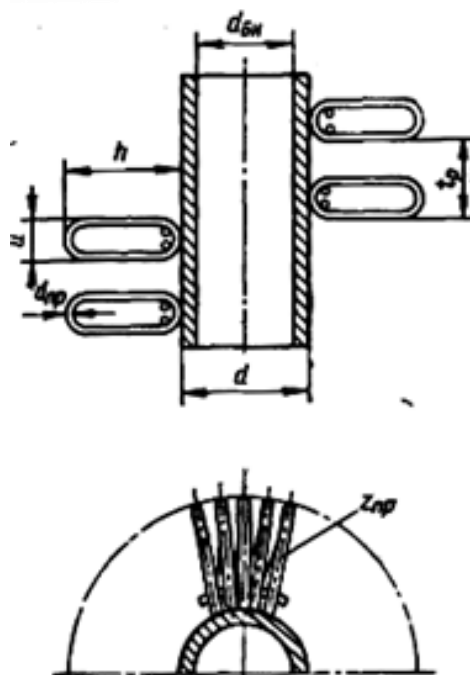


Рисунок 2.5 – Трубка со спиральным проволочным оребрением.

В некоторых ОНВ применяют пучки из круглых труб с групповым оребрением. Оребрение всех или отдельных групп трубок единым ребром также может привести к созданию весьма эффективных поверхностей. Однако при этом нужно иметь в виду, что групповое оребрение обычно требует применения пайки или подобных ей технологий для обеспечения стабильного термического контакта между ребром и трубкой.

В ОНВ, изготовленных на базе круглых трубок, крепление трубок к трубным доскам, обычно выполняется вальцовкой. В этих случаях трубки должны иметь достаточную толщину стенки (обычно более 1 мм), а трубные доски должны быть толстыми (около 1,5 наружного диаметра трубки). Такие конструкции обладают высокой надёжностью и ремонтпригодностью, но при этом отличаются значительными массами и габаритами. ОНВ, изготовленные из толстостенных и устойчивых к коррозии трубок, могут охлаждаться в судовых ДВС забортной водой, хотя такое решение требует специального подхода к проектированию системы охлаждения, о чём будет

										Лист
										19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ					

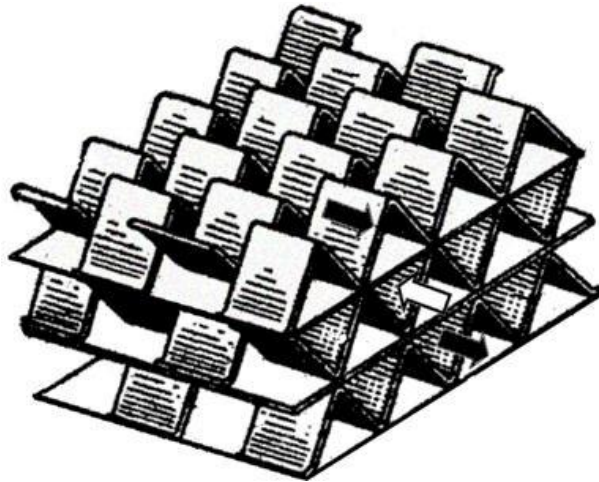


Рисунок 2.9 – Элемент сердцевины ребристо-пластинчатого воздуховоздушного ОНВ

Ни один из вариантов конструкции не может обладать только наилучшими значениями всех возможных определяющих качеств. Обычно реализуется некий компромиссный выбор, удовлетворяющий заказчика и изготовителя по наиболее важным для них в данное время параметрам. В этих условиях трудно выделить абсолютно предпочтительные геометрии ПТ среди потенциально возможных для реализации.

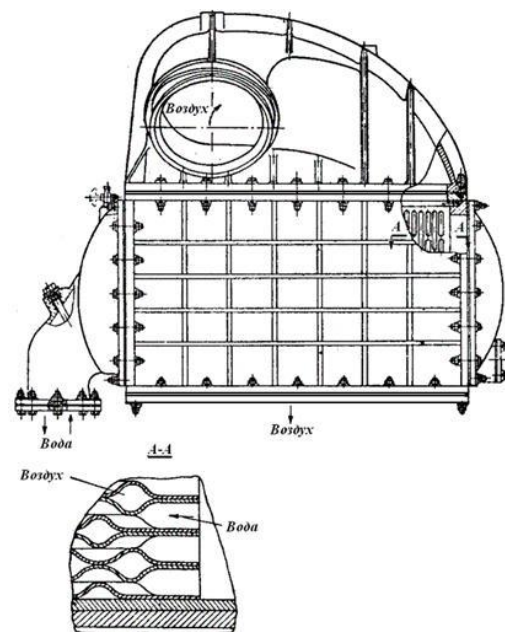


Рисунок 2.10 – Водовоздушный кожухокоробчатый ОНВ на базе листоканальной ПТ двигателя 40 Д

Можно лишь указать самые общие принципы оптимизации ПТ, которых желательно придерживаться при выборе типа теплообменной поверхности и размеров её геометрии. Они состоят в том, что оребренные ПТ компактнее не оребренных и что компактность теплообменников возрастает с увеличением площади поверхности теплообмена, заключённой в единице

									Лист
									24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ				

смесеобразования $\xi = 0,8 \dots 0,88$ $\xi = 0,8 \dots 0,88$. Принимаем $\xi_H = 0,838$. На номинальном режиме работы двигателя с охладителем наддувочного воздуха корректируем по результатам предварительного эксперимента $\xi_H = 0,848$.

Продолжительность сгорания φ_z - характеризует длительность и среднюю скорость сгорания. Чем выше средняя скорость сгорания, тем меньше φ_z , и наоборот. В дизелях продолжительность сгорания зависит от способа смесеобразования и типа камеры сгорания. Для двигателей с полуразделенными камерами сгорания и объемно-пленочным способом смесеобразования $\varphi_z = 90 \dots 130$ град ПКВ. Принимаем $\varphi_{ZH} = 115$ град ПКВ.

На номинальном режиме работы двигателя с охладителем наддувочного воздуха корректируем по результатам предварительного эксперимента. Принимаем $\varphi_{ZH} = 110$ град ПКВ.

Показатель характера сгорания m однозначно определяет относительный угол φ_m / φ_z , при котором отвлеченная скорость сгорания ω_o имеет максимум. Чем меньше m , тем раньше наступает максимум скорости и выше ее максимальные значения, тем "жестче" работает двигатель. Для двигателей с полуразделенной камерой сгорания и объемно-пленочным смесеобразованием $m = 0,05 \dots 0,3$, при наддуве m увеличивается на 0,2 - 0,4 единицы. Примем $m = 0,25$. На номинальном режиме работы с охладителем наддувочного воздуха корректируем по результатам предварительного эксперимента. Принимаем $m = 0,2$.

Угол опережения воспламенения зависит от продолжительности сгорания φ_z и показателя характера сгорания m и может быть определен по зависимости :

$$\theta = K_\theta \cdot \theta' , \quad (3.1)$$

где θ' – оптимальный угол опережения воспламенения,

$$\theta' = 0,25(0,35 + m)^{0,587} \varphi_z , \quad \text{град ПКВ} , \quad (3.2)$$

$$\theta_H' = 0,25(0,35 + 0,25)^{0,587} 115 = 21,3 ;$$

$$\theta_{H,OXL}' = 0,25(0,35 + 0,2)^{0,587} 110 = 19,36 ;$$

K_θ – эмпирический коэффициент, постоянный для данного двигателя,

$$K_\theta = \frac{1}{0,047(\varphi_z - 45)} , \quad (3.3)$$

$$K_\theta = \frac{1}{0,047(115 - 45)} = 0,304$$

									Лист
									28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ				

$T_{rH} = 900 \text{ K}$. На номинальном режиме с охладителем наддувочного воздуха увеличение коэффициента избытка воздуха, что вызывает снижение T_r , поэтому примем $T_{rH, \text{охл}} = 880 \text{ K}$.

Показатель политропы расширения, для четырехтактных дизелей лежит в диапазоне $n_2 = 1,35 \dots 1,45$. Примем $n_{2H} = 1,4$. На номинальном режиме с охладителем наддувочного воздуха показатель политропы расширения не меняется $n_{2H, \text{охл}} = 1,4$.

Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна :

$$\lambda = \frac{r}{l_{ш}} = \frac{102,5}{380} = 0,270$$

Рабочий объем одного цилиндра,

$$V_h = S \cdot (\pi \cdot (D/2)^2) \cdot 1000, \quad \text{л}, \quad (3.4)$$

где $S = 0,205 \text{ м}$ - ход поршня;

$D = 0,150 \text{ м}$ - диаметр поршня;

$$V_h = 0,205 \cdot (3,14 \cdot (0,15 / 2)^2) \cdot 1000 = 3,6$$

Шаг расчета для процесса сгорания принимаем 2,5 град ПКВ, шаг для расчёта процесса сжатия и расширения принимаем 10 град. ПКВ. Произведем расчет на компьютере, результаты расчетов - приложение 1.

Проверим правильность этих расчетов. Для этого, для начала, вычислим среднее индикаторное давление и сравним его со значением, полученным в расчете, который выдал компьютер. Среднее индикаторное давление найдем из выражения :

$$P_i = P_M + P_e, \quad (3.5)$$

где P_e - среднее эффективное давление,

$$P_e = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{i \cdot V_h \cdot n}, \quad \text{где } i \text{ - количество цилиндров}, \quad (3.6)$$

где N_e - эффективная мощность, кВт;

$i = 4$ - число цилиндров двигателя;

n - частота вращения вала двигателя, мин⁻¹;

τ - тактность двигателя;

									Лист
									30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ				

$$P_{eH} = \frac{120 \cdot 142}{4 \cdot 3,6 \cdot 1250} = 0,946 ;$$

P_M - давление механических потерь,

$$P_M = (P_K / P_0)^{b_1} (a + b \cdot C_M) + P_{нас} , \text{ МПа} , \quad (3.7)$$

где $a = 0,09$ - эмпирический коэффициент;
 $b = 0,012$ - эмпирический коэффициент;
 $b_1 = 0,1 \dots 0,15$ - эмпирический коэффициент;
 C_M - средняя скорость поршня,

$$C_M = S \cdot n / 30 , \text{ м/с} ; \quad (3.8)$$

$$C_{MH} = 0,205 \cdot 1250 / 30 = 8,54 ;$$

$P_{нас}$ - среднее давление насосных потерь,

$$P_{нас} \approx 0,0226 \cdot P_K - 0,0202 , \text{ МПа} \quad (3.9)$$

$$P_{нас,H} = 0,0226 \cdot 0,16 - 0,0202 = -0,0166 , \text{ МПа}$$

$$P_{нас,H,OXL} = 0,0226 \cdot 0,151 - 0,0202 = -0,0168 , \text{ МПа}$$

$$P_{MH} = (0,16 / 0,1013)^{0,15} (0,09 + 0,012 \cdot 8,54) + (-0,0166) = 0,190 ;$$

$$P_{M,H,OXL} = (0,151 / 0,1013)^{0,15} (0,09 + 0,012 \cdot 8,54) + (-0,0168) = 0,188 ;$$

$$P_{iH} = 0,190 + 0,934 = 1,124 , \text{ МПа} ;$$

$$P_{iH,OXL} = 0,188 + 0,934 = 1,122 , \text{ МПа} .$$

Находим процент погрешности расчетов :

$$\Delta = \frac{P_{i\text{ком}} - P_{i\text{расч}}}{P_{i\text{расч}}} \cdot 100\% \quad (3.10)$$

$$\Delta_H = \frac{1,1239 - 1,124}{1,124} \cdot 100\% = 0,01\% ;$$

$$\Delta_{H,OXL} = \frac{1,1225 - 1,122}{1,122} \cdot 100\% = 0,04\%$$

Полученный результат вполне удовлетворяет, он входит в допустимую 5% погрешность расчетов.

3.2 Расчет процесса впуска

Температура воздуха после компрессора :

$$T_K' = T_0 \cdot \left(\frac{P_K}{P_0} \right)^{\frac{n_H - 1}{n_H}} , \text{ К} \quad (3.11)$$

									Лист
									31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ				

$$T_K' = 293 \cdot \left(\frac{0,151}{0,1013} \right)^{\frac{1,65-1}{1,65}} = 342,8972 \text{ K}$$

Температура воздуха после охладителя надувочного воздуха:

$$T_K = T_K' - \Delta T_{\text{охл}}, \text{ K} \quad (3.12)$$

$$T_K = 342,8972 - 50 = 292,8972 \text{ K}$$

Давление рабочего тела в конце впуска:

$$P_a = \frac{1}{\varepsilon} \left((\varepsilon - 1) \cdot \eta_V \cdot P_K \frac{T_K + \Delta T}{T_K} + P_r \right), \text{ МПа} \quad (3.13)$$

$$P_{aH, \text{охл}} = \frac{1}{14} \left((14 - 1) \cdot 0,885 \cdot 0,151 \cdot \frac{292,8972 + 10}{292,8972} + 0,13 \right) = 0,1376 ;$$

Коэффициент остаточных газов:

$$\gamma = \frac{P_r \cdot T_K}{(\varepsilon - 1) \cdot \eta_V \cdot P_K \cdot T_r} \quad (3.14)$$

$$\gamma_{H, \text{охл}} = \frac{0,13 \cdot 292,8972}{(14 - 1) \cdot 0,885 \cdot 0,151 \cdot 880} = 0,0249 ;$$

Температура рабочего тела в конце впуска:

$$T_a = \frac{T_K + \Delta T + \gamma \cdot T_r}{1 + \gamma}, \text{ K} \quad (3.15)$$

$$T_{aH, \text{охл}} = \frac{292,8972 + 10 + 0,0249 \cdot 880}{1 + 0,0249} = 316,9179 ;$$

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива:

$$L_0 = \frac{(C/12 + H/4 - O/32)}{0,21} = \frac{(0,86/12 + 0,13/4 - 0,01/32)}{0,21} = 0,4945 \text{ , кг} \cdot \text{моль} / \text{кг} \quad (3.16)$$

Удельный объем рабочего тела в конце впуска, для дизеля:

$$V_a = \frac{0,008314 \cdot T_a}{\mu_g \cdot P_a}, \text{ м}^3 / \text{кг} \quad (3.17)$$

где $\mu_g = 28,97$ – кажущаяся молекулярная масса воздуха.

$$V_{aH, \text{охл}} = \frac{0,008314 \cdot 316,9179}{28,97 \cdot 0,1376} = 0,6609$$

3.3 Расчет процесса сжатия

									Лист
									32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ				

$$K = \frac{k+1}{k-1}, \quad (3.28)$$

x_1 – доля выгоревшего топлива в начале участка, для первого участка 1-2;

$$x_1 = 0;$$

x_2 – доля выгоревшего топлива в конце участка 1-2 определяется по уравнению Вибе,

$$x_2 = 1 - e^{-6,908(\varphi_2/\varphi_z)^{m+1}} \quad (3.29)$$

φ_2 – угол ПКВ, отсчитываемый от начала сгорания до конца участка,

$$\varphi_2 = \alpha_2 + \theta, \quad (3.30)$$

θ – угол опережения воспламенения, при воспламенении до ВМТ угол опережения воспламенения положительный;

α_2 – угол ПКВ от ВМТ до конца участка 1-2;

β_{1-2} – среднее на участке 1-2 значение действительного коэффициента молекулярного изменения,

$$\beta_{1-2} = (\beta_1 + \beta_2) / 2, \quad (3.31)$$

β_1 – значение действительного коэффициента молекулярного изменения в начале участка, для первого участка $\beta_1 = 1$;

β_2 – значение действительного коэффициента молекулярного изменения для конце участка,

$$\beta_2 = 1 + (\beta_{\max} - 1) \cdot x_2, \quad (3.32)$$

Отвлеченная скорость сгорания определяется по уравнению:

$$\omega_0 = 6,908(m+1)(\varphi/\varphi_z)^m(1-x), \quad (3.33)$$

Величины отношения теплоемкостей:

$$k_{1-2} = 1,259 + \frac{76,7}{T_{1-2}} - \left(0,005 + \frac{0,0372}{\alpha} \right) \cdot x_{1-2}, \quad (3.34)$$

в этом уравнении:

$$T_{1-2} = \frac{T_1 + T_2}{2}, \quad x_{1-2} = \frac{x_1 + x_2}{2}.$$

Максимальная скорость нарастания давления газов:

$$W_{P_{\max}} = \frac{(P_2 - P_1)_{\max}}{\Delta\varphi}, \quad \text{МПа/град ПКВ}, \quad (3.35)$$

$$W_{P_{\max} \text{ Н.ОХЛ}} = \frac{6,383 - 5,383}{2,5} = 0,4;$$

									Лист
									35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ				

Удельная работа газов в процессе сгорания:

$$l_{yz} = \sum_1^n \frac{P_1 + P_2}{2} (V_2 - V_1), \quad \text{МДж / кг} \quad (3.36)$$

где n – число элементарных участков процесса сгорания.

$$l_{yz \text{ H,OXI}} = 0,9508$$

3.5 Расчет процесса расширения

Давление и температуру рабочего тела в конце расширения определяют по уравнениям политропного процесса.

Давление рабочего тела в конце расширения:

$$P_6 = P_Z (V_Z / V_a)^{n_2}, \quad \text{МПа} \quad (3.37)$$

где P_Z, V_Z – давление и удельный объем в конце сгорания.

$$P_{6\text{H,JK}} = 0,765 \cdot (0,449 / 0,6609)^{1,4} = 0,445$$

Температура рабочего тела в конце расширения :

$$T_6 = T_Z (V_Z / V_a)^{n_2 - 1}, \quad \text{K} \quad (3.38)$$

где T_Z – температура в конце сгорания.

$$T_{6\text{H,OXI}} = 1156,6 \cdot (0,449 / 0,6609)^{1,4 - 1} = 990,894$$

Удельная работа в процессе политропного расширения:

$$l_{z6} = \frac{P_Z V_Z - P_6 V_a}{n_2 - 1}, \quad \text{МДж / кг} \quad (3.39)$$

$$l_{z6 \text{ H,OXI}} = \frac{0,765 \cdot 0,449 - 0,445 \cdot 0,6609}{1,4 - 1} = 0,1234$$

3.6 Определение индикаторных показателей цикла

Удельная работа цикла:

$$l_i = l_{ay} + l_{yz} + l_{z6}, \quad \text{МДж / кг} \quad (3.40)$$

$$l_{i\text{H,OXI}} = -0,3845 + 0,9508 + 0,1234 = 0,6897$$

										Лист
										36
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ					

Индикаторное давление:

$$P_i = \frac{\varepsilon \cdot l_i}{(\varepsilon - 1) \cdot V_a}, \text{ МПа}, \quad (3.41)$$

$$P_{iH,OXЛ} = \frac{14 \cdot 0,6897}{(14 - 1) \cdot 0,6609} = 1,1238 ;$$

Индикаторный КПД:

$$\eta_i = \frac{\xi \cdot l_i}{q_z}, \quad (3.42)$$

$$\eta_{iH,OXЛ} = \frac{0,848 \cdot 0,6897}{1,251} = 0,4675 ;$$

Индикаторный удельный расход топлива:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}, \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}, \quad (3.43)$$

$$g_{iH,OXЛ} = \frac{3600}{42,5 \cdot 0,4675} = 181,189 ;$$

Среднее эффективное давление для номинального режима:

$$P_e = P_i - P_M, \text{ МПа}, \quad (3.44)$$

$$P_{eH,OXЛ} = 1,1238 - 0,188 = 0,9358 ;$$

Механический КПД:

$$\eta_M = P_e / P_i, \quad (3.45)$$

$$\eta_{MH,OXЛ} = 0,9358 / 1,1238 = 0,8327 .$$

Эффективный КПД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M, \quad (3.46)$$

$$\eta_{eH,OXЛ} = 0,4675 \cdot 0,8327 = 0,389 .$$

Удельный эффективный расход топлива:

$$g_e = \frac{3600}{H_U \cdot \eta_e}, \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}, \quad (3.47)$$

$$g_{eH} = \frac{3600}{42,5 \cdot 0,389} = 217,753 .$$

									Лист
									37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ				

Задавшись величиной отношения хода поршня к диаметру цилиндра, по прототипу, определим диаметр цилиндра:

$$D_p = \sqrt[3]{\frac{120 \cdot \tau \cdot N_e}{\pi \cdot (S/D) \cdot P_e \cdot i \cdot n}}, \text{ мм} \quad (3.48)$$

где $\tau = 4$ – тактность двигателя;

$$D_p = \sqrt[3]{\frac{120 \cdot 4 \cdot 142}{3,14 \cdot (205/150) \cdot 0,946 \cdot 4 \cdot 1250}} = 1,497 (\text{мм}) = 149,7, \text{ мм}$$

и ход поршня:

$$S_p = D_p \cdot \left(\frac{S}{D}\right) = 149,7 \cdot \left(\frac{205}{150}\right) = 204,59, \text{ мм} \quad (3.49)$$

Найденные величины диаметра цилиндра и хода поршня округляем в большую сторону по ГОСТ– 6636-69 [17]. Таким образом, диаметр цилиндра и ход поршня остались неизменными ($S = 205 \text{ мм}$, $D = 150 \text{ мм}$), что и требовалось, еще раз, доказать.

Полученные показатели рассчитываемого двигателя с ОНВ сравним с показателями двигателя Д-180 без ОНВ. Сравнение показателей выполним в таблице 3.1

Таблица 3.1 - Сравнение показателей

Показатели	Двигатель с ОНВ	Двигатель Д-180 без ОНВ
Эффективная мощность N_e , кВт	142	132,4
Частота вращения вала двигателя n , мин ⁻¹	1250	1250
Диаметр цилиндра D , мм	150	150
Ход поршня S , мм	205	205
Среднее эффективное давление p_e , МПа	0,946	0.8319
Цикловой расход топлива G_{∞} , кг/цикл	$8,245 \cdot 10^{-4}$	$7,93 \cdot 10^{-4}$
Эффективный удельный расход топлива g_e , г/кВт*ч	217,753	224,6
Удельная литровая мощность N_l , кВт/л	9,86	9,19

3.7 Определение мощностных и экономических показателей

Эффективная мощность:

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau}, \text{ кВт} \quad (3.50)$$

$$N_e = \frac{0,946 \cdot 3,6 \cdot 4 \cdot 1250}{30 \cdot 4} = 142, \text{ кВт}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ	Лист
						38

Крутящий момент двигателя:

$$M = 9549 \frac{N_e}{n}, \quad H \cdot m, \quad (3.51)$$

$$M = 9549 \frac{142}{1250} = 1084,7664 \quad H \cdot m$$

Удельная литровая мощность:

$$N_n = \frac{N_e}{i \cdot V_h}, \quad кВт / л, \quad (3.52)$$

$$N_n = \frac{142}{4 \cdot 3,6} = 9,86 \quad кВт / л$$

Расход топлива двигателем в час:

$$G_T = N_e \cdot g_e, \quad кг / ч, \quad (3.53)$$

$$G_T = 142 \cdot 217,753 / 1000 = 30,92, \quad кг / ч$$

Цикловой расход топлива:

$$G_{ТЦ} = \frac{G_T \cdot \tau}{120 \cdot n}, \quad кг / цикл, \quad (3.54)$$

$$G_{ТЦ} = \frac{30,92 \cdot 4}{120 \cdot 1250} = 8,245 \cdot 10^{-4}$$

3.8 Тепловой баланс двигателя

Общее количество теплоты введенное в двигатель с топливом:

$$Q_0 = \frac{H_u \cdot G_T}{3,6}, \quad кДж / с, \quad (3.55)$$

$$Q_0 = \frac{42,5 \cdot 30,92}{3,6} = 365,028, \quad кДж / с$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 секунду:

$$Q_e = 1000 \cdot N_e, \quad Дж / с, \quad (3.56)$$

$$Q_e = 1000 \cdot 142 = 142000, \quad Дж / с$$

Теплота, передаваемая охлаждающей среде:

$$Q_B = C \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot (1/\alpha), \quad Дж / с, \quad (3.57)$$

где C – коэффициент пропорциональности, для четырехтактных двигателей
 $C = 0,45 \dots 0,53$;

									Лист
									39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ				

D – диаметр цилиндра, в см;

m – показатель степени, для четырехтактных двигателей $m = 0,6 \dots 0,7$.

$$Q_{\hat{A}H} = 0,5 \cdot 4 \cdot 15^{1+2 \cdot 0,65} \cdot 1250^{0,65} \cdot (1/1,962) = 49257,1$$

Теплота, унесенная с отработавшими газами (в дизеле с наддувом часть теплоты отработавших газов используется в газовой турбине):

$$Q_r = \frac{G_T}{3,6} \left(M_2 (mc_p)_{t_0}^{t_r} t_r - M_1 (mc_p)_{t_0}^k t_K \right), \quad \text{Дж/с} \quad (3.58)$$

где $(mc_p)_{t_0}^{t_r} = (mc_v)_{t_0}^{t_r} + 8,315, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}$

Температура для номинального режима

$$t = t_r = T_r - 273 = 880 - 273 = 607^0 \text{ C}$$

- для $\alpha_H = 1,962, \quad (mc_v)_{t_0}^{t_r} = 23,4548 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}};$

$$(mc_p)_{t_0}^{t_r} = (mc_v)_{t_0}^{t_r} + 8,315, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}$$

$$t = t_K = T_K - 273 = 292,8972 - 273 = 19,8972^0 \text{ C}$$

получим:

$$(mc_v)_{t_0}^k = 20,7749 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}};$$

M_1 – количество свежего заряда,

$$M_1 = \alpha \cdot L_0, \quad \frac{\text{кмоль св. зар.}}{\text{кг топл.}} \quad (3.59)$$

M_2 – общее количество продуктов сгорания,

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,208)L_0, \quad \frac{\text{кмоль пр. сг.}}{\text{кг топл.}} \quad (3.60)$$

где $M_{CO_2}, M_{H_2O}, M_{O_2}, M_{N_2}$ – количество отдельных компонентов продуктов сгорания,

$$M_2 = \frac{0,86}{12} + \frac{0,13}{2} + (1,962 - 0,208) \times 0,4945 = 1,004$$

Находим $(mc_p)_{t_0}^{t_r}$ и $(mc_p)_{t_0}^k$, для номинального режима:

$$(mc_p)_{t_0}^{t_r} = 23,4548 + 8,315 = 31,7698;$$

$$(mc_p)_{t_0}^k = 20,7749 + 8,315 = 29,0899$$

$$M_{1H} = 1,962 \cdot 0,4945 = 0,97;$$

										Лист
										40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ					

Тогда, в итоге, получим:

$$Q_{rH} = \frac{30,92}{3,6} (1,004 \cdot 31,7698 \cdot 607 - 0,97 \cdot 29,0899 \cdot 19,8972) = 161470,8$$

Неучтенные потери теплоты:

$$Q_{ocm} = Q_0 - (Q_e + Q_B + Q_r), \text{ Дж/с}, \quad (3.61)$$

$$Q_{i\dot{r}H} = 365028 - (142000 + 49257,1 + 161470,8) = 12300,1$$

Для наглядности представим полученные результаты теплового баланса в виде таблицы (таблица 3.2).

Таблица 3.2 – Тепловой баланс двигателя

Составляющие теплового баланса	Ном. режим	
	Q , кДж/с	q , %
Теплота эквивалентная эффективной работе	142	38,9
Теплота, передаваемая охлаждающей среде	49,2571	13,5
Теплота, унесенная с отработавшими газами	161,47	44,24
Неучтенные потери теплоты	12,3	3,36
Общее количество теплоты, введенное в двигатель с топливом	365,028	100

3.9 Расчет охладителя наддувочного воздуха дизеля

Расчет охладителя наддувочного воздуха выполнен при температуре окружающей среды $t=400$ С. Исходные данные для расчета представим в виде таблицы 3.3.

Таблица 3.3 – Исходные данные для расчета охладителя наддувочного воздуха

Наименование параметров	Обозначение	Величина	Размерность
1. Количество воздухоохладителей на дизеле	N	2	шт.
2. Температура воздуха на входе в охладитель	$t_{в'}$	135	0С
3. Температура воздуха на выходе из охладителя	$t_{в''}$	75	0С
4. Давление воздуха перед воздухоохладителем	$P_{в}$	2,1	кгс/см ²
5. Расход наддувочного воздуха	$G_{в}$	2,41	кг/с
6. Температура охлаждающей воды на входе в охладитель	$t_{ж'}$	65	0С
7. Расход охлаждающей воды	$G_{ж}$	64	м ³ /ч

Лист

23.05.01.2018.639.00.ПЗ

41

Продолжение таблицы 3.3

8. Наружный диаметр охлаждающей трубки (без оребрения)	dn	0,0012	М
9. Внутренний диаметр охлаждающей трубки	двн	0,01	М
10. Диаметр оребрения трубки	D	0,026	М
11. Эффективная длина трубки	lэф	0,503	М
12. Полная длина трубки	l	0,55	М
13. Шаг витков оребрения по длине трубки	t	0,005	М
14. Поверхность погонного метра оребрения трубки	fa	0,258	м2/м
15. Минимальное число трубок в ряду	nmin	2	шт.
16. Максимальное число трубок в ряду	nmax	14	шт.
17. Общее число трубок	n	120	шт.
18. Число рядов	m	16	-
19. Среднее число трубок в ряду $n_{cp}=n/m$	n_{cp}	6	шт.
20. расстояние между трубками в ряду	S1	0,032	М
21. Расстояние между рядами трубок	S2	0,022	М
22. Удельная теплоемкость воздуха	Срв	0,241	ккал/кг0С
23. Удельная теплоемкость воды	Срж	1,0	ккал/кг0С
24. Удельный вес воды	ж	980	кг/м3
25. Коэффициент кинематической вязкости воды при средней температуре	ж	0,44*10-6	м2/с

Тепловой расчет

$$F_B = f_a \cdot l_{эф} \cdot n = 0,258 \cdot 0,503 \cdot 146 = 18,8 \text{ м}^2.$$

Поверхность охладителя со стороны наддувочного воздуха

Сечение входа в охладитель

$$S_B = \frac{F_1}{q_a} \cdot l_{эф} \cdot (n_{cp} + 0,5) \cdot S_1 = \frac{0,518}{1} \cdot 0,503 \cdot (10 + 0,5) \cdot 0,032 \text{ м}^2, \quad (3.62)$$

где $F_1=0,518 \text{ м}^2/\text{м}^2$ – живое сечение 1 м2 охладителя;

$q_a=1$ – число ходов воздуха в охладителе.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ	Лист
						42

Средняя температура воздуха

$$t_{cp,\varepsilon} = \frac{t'_\varepsilon + t''_\varepsilon}{2} = \frac{135 + 75}{2} = 105 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (3.63)$$

Количество тепла, отдаваемое воздухом охлаждающей воде.
Температура воды на выходе из охладителя.

Весовая скорость воздуха

$$Q = G_R \cdot C_{pR} \cdot (t'_R - t''_R) \cdot 3600 = 2,41 \cdot 0,241 \cdot (135 - 75) \cdot 3600 = 125 \cdot 10^3 \text{ ккал/ч}. \quad (3.64)$$

$$t'_x = t''_x + \frac{Q}{G_x \cdot \gamma_x \cdot C_{pX}} = 65 + \frac{125 \cdot 10^3}{64 \cdot 980 \cdot 1} = 67 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (3.65)$$

$$V_\varepsilon = \frac{G_\varepsilon}{N \cdot S_B \cdot K_y} = \frac{2,41}{2 \cdot 0,084 \cdot 1,02} = 14,1 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}, \quad (3.66)$$

где $K_y=1,02$ – коэффициент утечки воздуха.

Удельный вес воздуха

$$\gamma_\varepsilon = \frac{P_\varepsilon}{R \cdot T_{cp,\varepsilon}} = \frac{2,1 \cdot 10^4}{29,27 \cdot (105 + 273)} = 1,9 \text{ кг/м}^2, \quad (3.67)$$

где $R=29,27$ кгм/кгОК – газовая постоянная.

Линейная скорость воздуха

$$V_{\gamma_\varepsilon} = \frac{V_\varepsilon}{\gamma_\varepsilon} = \frac{14,1}{1,9} = 7,4 \text{ м/с}. \quad (3.68)$$

Число Рейнольдса для потока воздуха

$$Re_\varepsilon = \frac{V_\varepsilon \cdot t}{\mu_\varepsilon \cdot g} = \frac{14,1 \cdot 0,005}{2,24 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81} = 3210, \quad \mu_\varepsilon = 2,24 \cdot 10^{-6} \frac{\text{кг} \cdot \text{с}}{\text{м}^2} \quad (3.69)$$

где μ_ε – динамическая вязкость воздуха при t_{cp} .

Критерий Нуссельта по воздуху.

$$Nu = 2,8 \cdot Re_\varepsilon^{0,46} \cdot \left(\frac{d_H}{t}\right)^{0,6} \cdot \left(\frac{l_0}{h}\right)^{0,36} \quad (3.70)$$

где $l_0=0,785$ мм – шаг пятки по наружному диаметру;
 $h=7$ мм – высота оребрения.

$$Nu = 2,8 \cdot 3210^{0,46} \cdot \left(\frac{0,012}{0,005}\right)^{0,6} \cdot \left(\frac{0,785}{7}\right)^{0,36} = 31,2$$

Коэффициент теплопроводности воздуха при средней температуре.

Конвективный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_\varepsilon = \frac{Nu_\varepsilon \cdot \lambda_\varepsilon}{t} \quad (3.71)$$

									Лист
									43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ				

$$\alpha_B = \frac{31.2 \cdot 2.74 \cdot 10^{-2}}{0.005} = 171 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}$$

Коэффициент теплового сопротивления проволочного оребрения

$$(mh) = 2h \cdot \sqrt{\frac{0.85 \cdot \alpha_s}{\lambda_{\text{м}} \cdot d_0}} = 2 \cdot 0.007 \cdot \sqrt{\frac{0.85 \cdot 171}{0.375 \cdot 0.0005}} = 12.3, \quad (3.72)$$

где $m=0,375$ кВт/м⁰С – коэффициент теплопроводности меди;
 $d_0=0,0005$ м – диаметр проволочного оребрения.

Приведенный коэффициент теплоотдачи.

$$\alpha_{\text{пр}} = 0.85 \cdot \alpha_s \cdot \left(\frac{f_{\text{оп}}}{f_a} \cdot E + \frac{f_a - f_{\text{оп}}}{f_a} \right) \quad (3.73)$$

где $f_{\text{оп}} = 0,242$ м²/м – поверхность проволочного оребрения, приходящаяся на один погонный метр трубки.

$$\alpha_{\text{пр}} = 0.85 \cdot 171 \left(\frac{0.242}{0.258} \cdot 0.94 + \frac{0.258 - 0.242}{0.258} \right) = 137$$

Площадь сечения одной трубки для прохода воды.

$$f_{\text{ж}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} \quad (3.74)$$

$$f_{\text{ж}} = \frac{3.14 \cdot 0.01^2}{4} = 0.785 \text{ см}^2$$

Сечение трубок для прохода воды.

Скорость воды в трубках

$$V_{\text{ж}} = \frac{G_{\text{ж}} \cdot K}{0.36 \cdot N \cdot F_{\text{ж}}} \quad (3.75)$$

где $k = 3$ – число ходов воды

$$V_{\text{ж}} = \frac{64 \cdot 3}{0.36 \cdot 2 \cdot 115} = 2.32 \text{ м/с}$$

Число Рейнольдса для воды

$$Re_{\text{ж}} = \frac{V_{\text{ж}} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{ж}}} \quad (3.76)$$

$$Re_{\text{ж}} = \frac{2.32 \cdot 0.01}{0.44 \cdot 10^{-6}} = 52700$$

Число Прандтля при средней температуре воды.

$$Pr_{\text{ж}} = \frac{3600 \cdot \nu_{\text{ж}} \cdot C_{\text{рж}} \cdot \gamma_{\text{ж}}}{\lambda_{\text{ж}}} \quad (3.77)$$

										Лист
										44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ					

где $\lambda = 0,572$ ккал/мч °С – коэффициент теплопроводности воды при средней температуре.

$$Pr_{ж} = \frac{3600 \cdot 0,44 \cdot 10^{-6} \cdot 1 \cdot 980}{0,572} = 2,71$$

Коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны охладителя

$$\alpha_{вн} = 0,023 \cdot Re_{ж}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,4} \cdot \frac{\lambda_{ж}}{d_{вн}} \quad (3.78)$$

$$\alpha_{вн} = 0,23 \cdot 52700^{0,8} \cdot 2,71^{0,4} \cdot \frac{0,572}{0,01} = 11500 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}$$

Коэффициент теплопередачи

$$K_T = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{вн}} + \frac{f_a}{f_{ом}} + \frac{1}{\alpha_{нп}}} \quad (3.79)$$

где $f_{ом} = 0,0314$ м² – внутренняя поверхность трубки омываемая водой на одном погонном метре.

$$K_T = \frac{1}{\frac{1}{11500} + \frac{0,258}{0,0314} + \frac{1}{137}} = 126 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}$$

Средняя логарифмическая разность температур

$$\Delta t = \frac{(t'_э - t'_ж) - (t''_э - t''_ж)}{2,31g \cdot \frac{t'_э - t'_ж}{t'_э - t''_ж}} \quad (3.80)$$

$$\Delta t = \frac{(135-67) - (75-65)}{2,31g \cdot \frac{135-67}{75-65}} = 30,5 \text{ °C}$$

Теоретически необходимая площадь охлаждения

$$F = \frac{Q}{N \cdot \Delta t \cdot K_T} \quad (3.81)$$

$$F = \frac{125 \cdot 10^3}{2 \cdot 30,5 \cdot 126} = 16,3 \text{ м}^2$$

Коэффициент запаса

$$n_3 = \frac{F_B}{F} \quad (3.82)$$

$$n_3 = \frac{18,8}{16,3} = 1,15$$

										Лист
										45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ					

Критерий Эйлера для воздуха
Падение напора по воздуху

$$h_{\varepsilon} = \frac{\gamma_{\varepsilon}}{g} \cdot Eu_{\varepsilon} \cdot V_{r_{\varepsilon}}^2 \quad (3.83)$$

$$h_{\varepsilon} = \frac{1,9}{9,81} \cdot 7,71 \cdot 7,4^2 = 87 \text{ мм.вод.ст.}$$

Расчет охладителя наддувочного воздуха показал, что воздухоохладитель с такими параметрами обеспечит необходимое охлаждение воздуха, не оказывая значительного сопротивления.

3.10 Тяговый расчет трактора Т-170

Исходные данные:

Тип движителя: гусеничный;

Вес: $Q = 15$ т;

Максимальный коэффициент сцепления: $f_{кр\ max} = 0,9$;

Коэффициент сопротивления передвижению: $f = 0,08$;

КПД механической части трансмиссии: $\eta_{мех} = 0,85$ (вариант МТС);

$\eta_{гтр} = 0,9$ (вариант ГМТ);

Номинальная частота вращения: $n_{ном} = 1250$ мин⁻¹;

Частота вращения холостого хода двигателя: $n_{хх} = 1370$ мин⁻¹;

Частота вращения при максимальном крутящем моменте двигателя:

$n_{мкр\ max} = 800$ мин⁻¹;

Коэффициент запаса крутящего момента: $K_3 = 1,25$;

Количество передач: 8 (вариант ГМТ);

Максимальная скорость движения трактора: $V = 10$ км/ч;

Радиус ведущего колеса: $R_{вк} = 0,38$ м.

3.10.1 Потенциальная тяговая характеристика трактора

Расчётные формулы.

Сила сопротивления самопередвижению трактора:

$$P_f = f \cdot Q, \text{ кН} \quad (3.84)$$

Сила тяги на колесе:

$$P_K = P_{кр\ max} + P_f, \text{ кН}; \quad (3.85)$$

Мощность на ведущих колесах (звездочках):

$$N_K = N_{д\ max} \cdot \eta_{мех}, \text{ кВт}; \quad (3.86)$$

Теоретическая скорость трактора:

$$V_T = \frac{N_K}{P_{кр} + P_f}, \text{ м/с}; \quad (3.87)$$

										Лист
										46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ					

Действительная скорость трактора:

$$V_d = V_T \cdot (1 - \delta), \text{ м/с}; \quad (3.88)$$

Мощность, затрачиваемая на самопередвижение трактора:

$$N_f = P_f \cdot V_d, \text{ кВт}; \quad (3.89)$$

Мощность, затрачиваемая на механические потери:

$$N_T = N_{d \max} - N_K = N_{d \max} \cdot (1 - \eta_{\text{мех}}), \text{ кВт}; \quad (3.90)$$

Мощность, затрачиваемая на буксование:

$$N_b = P_K \cdot V_b = P_K \cdot V_T \cdot \delta = N_K \cdot \delta, \text{ кВт} \quad (3.91)$$

Разность мощностей:

$$N_{\text{кр}} = N_K - N_f - N_b = P_{\text{кр}} \cdot V_d, \text{ кВт} \quad (3.92)$$

Буксование трактора

$$\delta = 1 - \left(1 - \frac{\varphi_K}{\varphi_{K \max}} \right)^{0,05}, \quad (3.93)$$

КПД

$$\eta_T = \frac{N_{\text{кр}}}{N_{\delta b}} \quad (3.94)$$

					<i>23.05.01.2018.639.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		47

Потенциальная тяговая характеристика

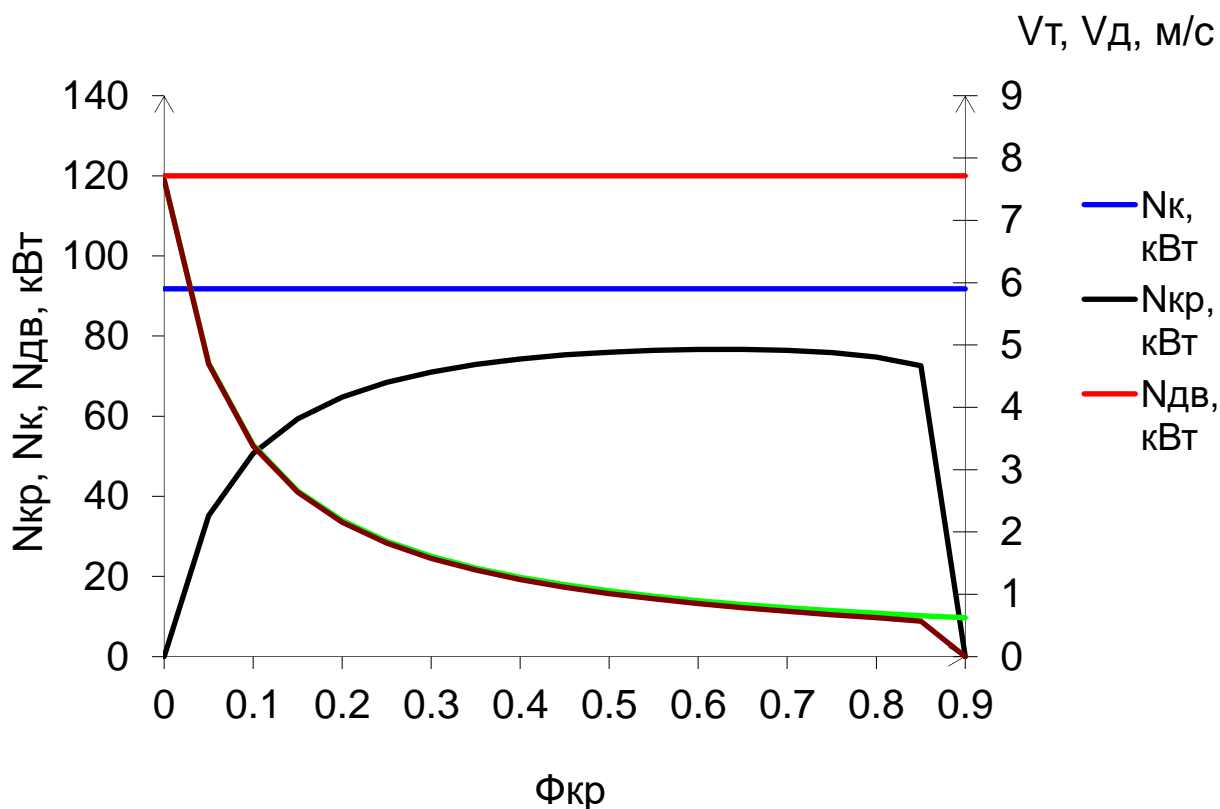


Рисунок 3.1 – Потенциальная тяговая характеристика

3.10.2 Тяговая характеристика трактора на передачах Расчёт по формулам.

Момент при максимальной мощности двигателя:

$$M_H = 9950 \frac{N_{дв\ max}}{n_{ном}}, \text{ Нм}, \quad (3.95)$$

Максимальный крутящий момент:

$$M_{max} = M_H \cdot K_3 \quad (3.96)$$

Передаточное число трансмиссии на первой передаче:

$$i_1 = \frac{Q \cdot (\varphi + \varphi_{кр\ max}) \cdot R_{вк}}{M_{кр\ max} \cdot \eta_{мех}}, \text{ Нм} \quad (3.97)$$

Передаточное число на высшей передаче:

$$i_{высш} = \frac{0,377 \cdot R_{вк} \cdot n_{ном}}{V_{max}} \quad (3.98)$$

Разбивка передаточных чисел проводится по геометрической прогрессии, ее знаменатель определяется из выражения:

					23.05.01.2018.639.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{P_{K \min}}{P_{K \max}}} \quad (3.99)$$

где n – число передач;

$P_{K \min} = N_{\text{дв}} \eta_{\text{мех}} / V_{\text{max}}$ – сила тяги на ведущих колесах при назначенной максимальной скорости;

$P_{K \max} = \varphi_{\text{кр max}} \cdot Q_{\text{сц}} \cdot P_f$ – максимальная сила тяги на ведущих колесах по сцеплению.

Выбор передачи, оптимальной по тяговому КПД, прямое аналитическое выражение оптимального удельного тягового усилия гусеничного трактора, оптимального по тяговому КПД:

$$\varphi_{\text{кр O}} = f \cdot \left(\sqrt{110,25 + 20 \cdot \frac{\varphi_{\text{кр max}}}{f}} - 10,5 \right), \quad (3.100)$$

а для колесного:

$$\varphi_{\text{кр O}} = A \cdot \varphi_{\text{кр max}}^2 + B \cdot \varphi_{\text{кр max}} + C, \quad (3.101)$$

где $A = -0,14f - 0,1176$;
 $B = -6,7619f^2 + 2,966f + 0,3475$;
 $C = -0,0846a + 0,0351$.

Момент двигателя, максимальная чистота вращения двигателя, максимальная скорость движения и максимальная тяговое усилие на передачах:

$$M_{\text{Д min}(i)} = \frac{P_f R_{\text{вк}}}{I_i \eta_{\text{тр}}} \text{ Нм}, \quad (3.102)$$

$$n_{\text{Д max}(i)} = n_{\text{xx}} - \frac{M_{\text{Д max}(i)} \cdot (n_{\text{xx}} - n_N)}{M_N}, \text{ об/мин} \quad (3.103)$$

$$V_{\text{Д max}(i)} = \frac{0,377 \cdot R_{\text{вк}} \cdot n_{\text{Д max}(i)}}{I_i}, \text{ об/мин} \quad (3.104)$$

$$\varphi_{\text{кр max}(i)} = \frac{M_{\text{Д max}} \cdot I_i \cdot \eta_{\text{тр}}}{R_{\text{вк}} \cdot Q_{\text{сц}}} - F; \quad (3.105)$$

$$P_{\text{кр max}(i)} = \varphi_{\text{кр max}(i)} \cdot Q; \quad (3.106)$$

										Лист
										49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ					

Кол. Пер.	8
V_{\max}	10
$\eta_{\text{мех}}$	0,85
$\eta_{\text{гтр}}$	0,9

Таблица 3.5 – параметры двигателя, расчёт передаточных чисел на высшей и низшей и оптимальной передач, оценка степени геометрической прогрессии

Мн, Нм	916,8
Нд, кВт	120,0
M_{\max} , Нм	1146,0
i_1	48,29
$i_{\text{высш}}$	15,08
$R_k \text{ min}$, Н	45904
$R_k \text{ max}$, Н	147000
q	0,85

$\varphi_{\text{кро}}$	0,625
$i_{\text{кро}}$	43,41

Таблица 3.6 – расчёт передаточных чисел промежуточной и оптимальной передач

Передача	1	2	3	4	5	6	7	8	ОПТИМ
i	48,29	40,89	34,63	29,32	24,83	21,03	17,81	15,08	43,41
$M_{\text{d min}}$	67,6	79,8	94,3	111,3	131,4	155,2	183,3	216,4	75,2
$n_{\text{d max}}$	1361	1360	1358	1355	1353	1350	1346	1342	1360
$V_{\text{д max}}$	0,95	1,12	1,32	1,55	1,83	2,16	2,54	2,99	1,05
φ_{max}	0,90	0,75	0,62	0,52	0,42	0,35	0,28	0,23	0,80
$R_{\text{кр max}}$	13500 0	11248 3	93414	77267	63593	52014	42208	33904	12014 8

Тяговая характеристика на передачах

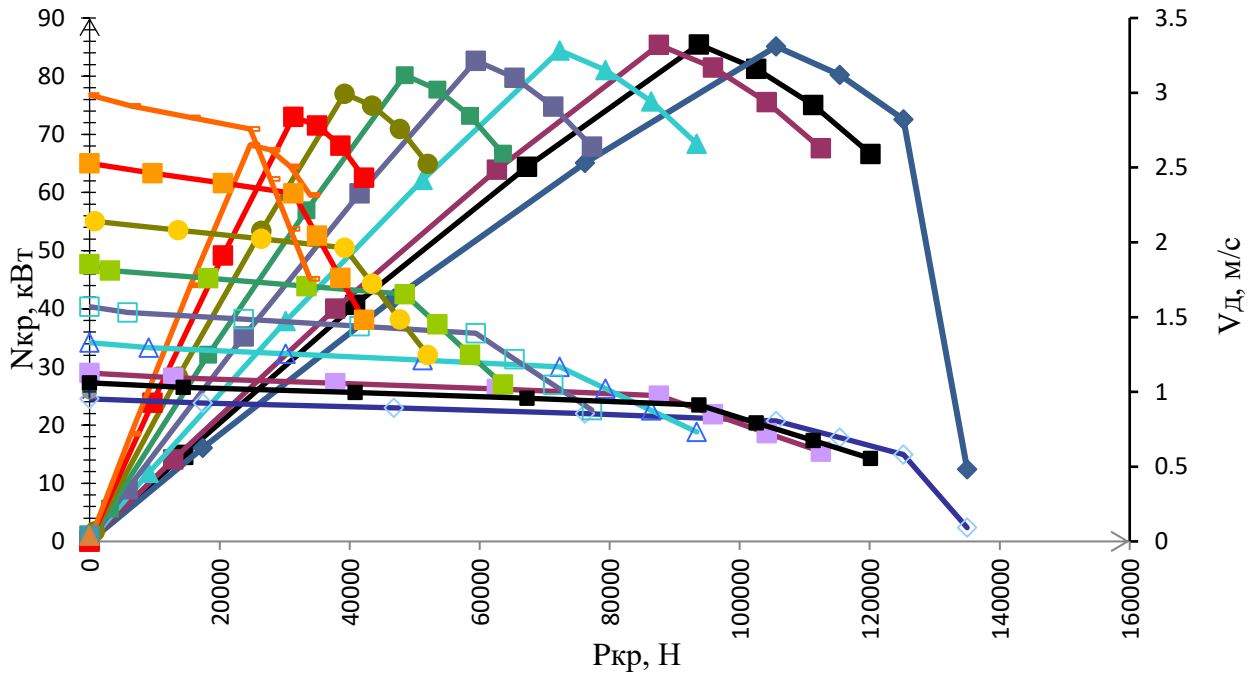


Рисунок 3.2 – Тяговая характеристика трактора с (МСТ) на передачах

3.10.3 Тяговые характеристики трактора с ГМТ на передачах

3.10.3.1 Безразмерная характеристика ГТР. Выбор оптимального активного диаметра ГТР.

Преобразующие свойства гидротрансформатора принято характеризовать безразмерной характеристикой, основными параметрами которой являются:

$$K_{ГТ} = \frac{M_{Т}}{M_{Н}} = \frac{M_{2}}{M_{1}}; \quad (3.113)$$

$$i_{ГТ} = \frac{n_{Т}}{n_{Н}} = \frac{n_{2}}{n_{1}}; \quad (3.114)$$

$$\eta_{ГТ} = K_{ГТ} \cdot i_{ГТ}, \quad (3.115)$$

где $M_{Т}$ (M_{2}), $n_{Т}$ (n_{2}) – крутящий момент и частота вращения турбинного колеса гидротрансформатора, соответственно;

$M_{Н}$ (M_{1}), $n_{Н}$ (n_{1}) – крутящий момент и частота вращения насосного колеса гидротрансформатора, соответственно;

$K_{ГТ}$, $i_{ГТ}$ – коэффициент трансформации и передаточное отношение гидротрансформатора;

$\eta_{ГТ}$ – КПД гидротрансформатора.

Коэффициент λ характеризует нагрузочные свойства гидротрансформатора и рассчитывается на основании экспериментальных данных по формуле:

$$\lambda = \frac{M_H}{\gamma \cdot D^5 \cdot n_H^2}, \quad (3.116)$$

где M_H – в кГм;

γ – удельный вес жидкости, заполняющей гидротрансформатор (рекомендуется применять для распространенных жидкостей $\gamma=850\text{кГ/м}^3$);

D – активный диаметр (максимальный диаметр круга циркуляции), м.

Активный диаметр рассчитывается по следующей формуле:

$$D = \sqrt[5]{\frac{M_H}{\lambda \cdot \gamma \cdot n^2}}, \quad (3.117)$$

где $n_{\text{ном}}$, $M_{\text{ном}}$ – номинальная частота и номинальный момент двигателя;

λ – коэффициент момента соответствующий максимуму КПД ГТР по безразмерной характеристике.

3.10.3.2 Построение характеристики совместной работы двигателя и гидротрансформатора.

Эта характеристика строится по значениям характеристики двигателя, безразмерной характеристикой ГТР, при этом находятся точки пересечения нагружающих моментных парабол ГТР и моментных характеристик двигателя при различных значениях $i_{\text{ГТР}}$. Для нахождения точек и построение совместной характеристики используется функция подбора параметра пакета Microsoft Excel.

3.10.3.3 Выходная характеристика блока двигатель – ГТР.

Характеристика определяется как зависимость M_T и N_T от n_T .

$$M_T = M_H \cdot M_{\text{ГТР}}, \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (3.118)$$

$$n_T = n_H \cdot i_{\text{ГТР}}, \text{ об/мин} \quad (3.119)$$

$$N_T = 2\pi \cdot M_m \cdot n_m, \quad (3.120)$$

где M_H , n_H , - точки совместной работы двигателя и гидротрансформатора соответствующих $i_{\text{ГТР}}$.

3.10.3.4 Выбор передаточных чисел и построение тяговой характеристики на передачах.

Передаточное число трансмиссий на первой передаче:

									Лист
									53
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ				

$$i_1 = \frac{Q \cdot \varphi_{кр\ max} \cdot R_{вк}}{(1-f) \cdot M_n \cdot K_{зпр} \cdot \eta_{мех}}, \quad (3.121)$$

где $M_k, K_{гтр}$ – момент на насосном колесе и коэффициент трансформации ГТР при приемлемом уровне $i_{гтр} = 0,4$

Передаточное число на вышей передаче:

$$i_{высш} = \frac{0,377 \cdot R_{вк} \cdot 0,8n_{т\ max}}{V_{max}} \quad (3.122)$$

где $n_{т\ max}$ – максимальная частота вращения турбинного вала ГТР.

Передаточное число на промежуточных передачах:

$$i_2 = \frac{i_1}{(1,65 \dots 1,75)} \text{ - при трёх передачах} \quad (3.123)$$

$$i_3 = i_2 = \sqrt{\frac{i_2}{i_{высш}(4)}} \text{ - при четырёх передачах} \quad (3.124)$$

Расчётные зависимости для теоретической скорости касательной силы тяги на ведущем колесе, тягового усилия, действительной скорости, тяговой мощности аналогичны трактору с МСТ. В зависимости подставляются вместо значений моментальной характеристики двигателя, значения выходной характеристики моторно-трансформаторного блока $M_T(n_T)$.

Таблица 3.7 – Характеристика двигателя (линейная интерполяция)

регулятор		корректор	
$M_n = kn + b$		$M_n = kn + b$	
k	-7,64	k	-0,51
b	10466,80	b	1553,47
n	1370	1250	800
M	0	916,8	1146,0

Таблица 3.8 – Оптимальный активный диаметр ГТР

Активный диаметр ГТР, мм	
D	0,504
γ	8500

Таблица 3.9 – Безразмерная характеристика ГТР, результаты совмещения двигателя и ГТР.

i	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
η	0,00	0,25	0,48	0,64	0,78	0,84	0,88	0,90	0,80	0,59	0,30
k	2,60	2,54	2,40	2,13	1,94	1,68	1,47	1,28	1,00	0,65	0,30
$\lambda \cdot 10^6$	3,4	3,3	3,18	2,96	2,82	2,57	2,37	2,12	1,93	1,63	1,15
контр точка	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,001	0,000	0,000	0,000	0,000
n дв	1042	1055	1070	1101	1122	1163	1199	1250	1259	1274	1300
Mнас, Нм	1022	1016	1008	992,8	982,1	961,3	942,8	916,8	846,9	732,4	537,6
Mт, Нм	2658	2580	2419	2114	1905	1615	1386	1173	846	476	161
nт	0	105	214	330	449	581	719	875	1007	1147	1300
Nт	0,0	28,5	54,2	73,1	89,5	98,3	104,4	107,5	89,3	57,2	21,9

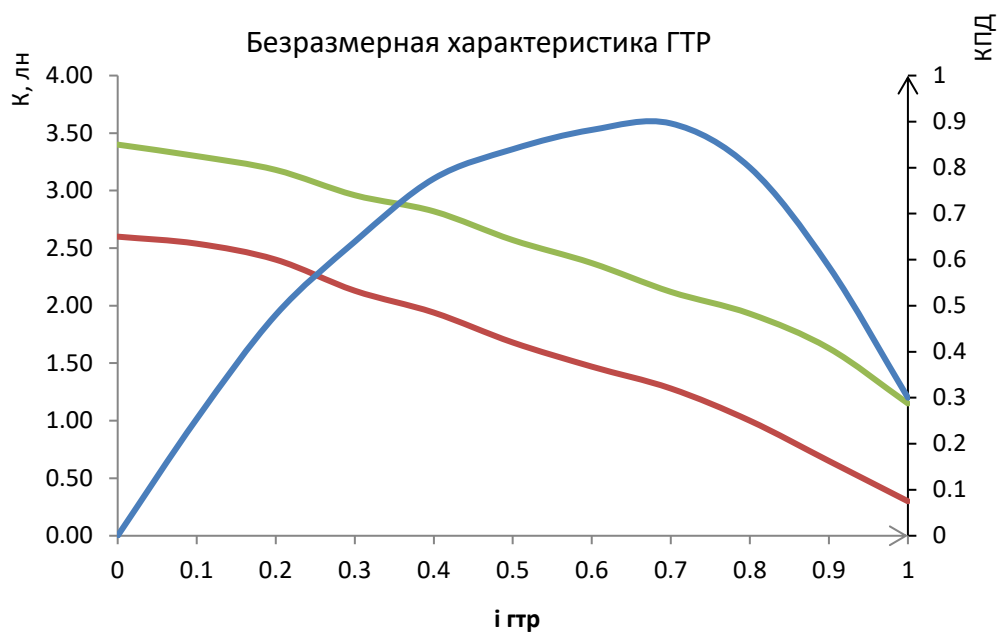


Рисунок 3.3 - Безразмерная характеристика ГТР

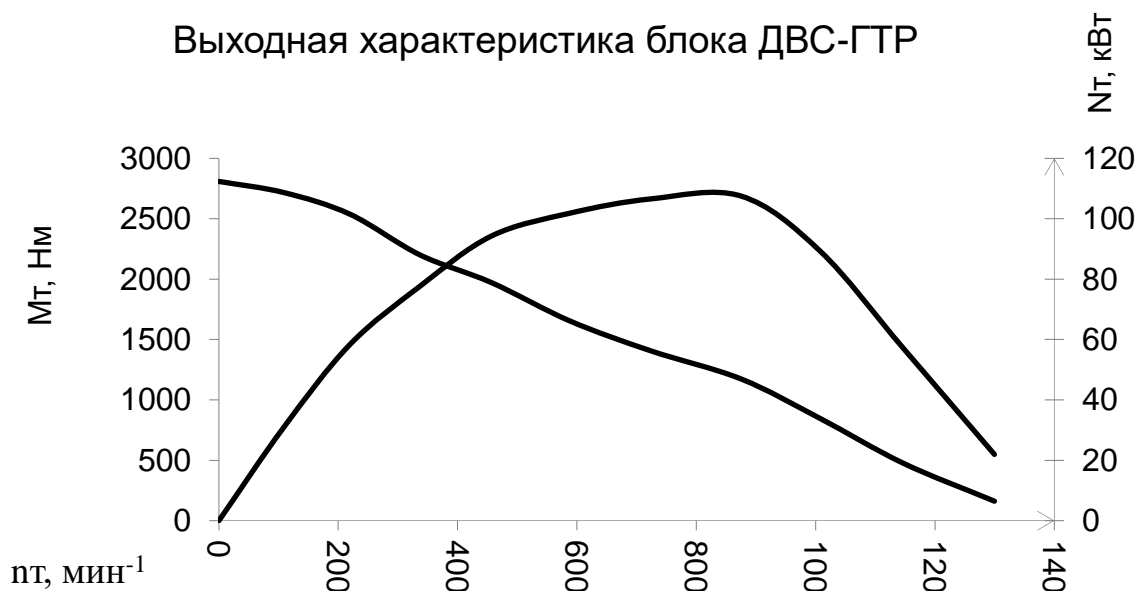


Рисунок 3.4 – Выходная характеристика блока ДВС – ГТР

3.11 Охладитель наддувочного воздуха

В настоящее время продолжается процесс увеличения мощности двигателя промышленных тракторов с целью повышения их производительности на тяжелых работах. Мощность двигателя главным образом зависит от нескольких, существенных параметров, таких как: расход воздуха, расход топлива, коэффициента избытка воздуха, коэффициента наполнения и других менее значительных факторов. Основным направлением увеличения N_B дизелей является их форсирование с помощью турбонаддува и, в меньшей степени с увеличением n , улучшением процесса сгорания и др.

Повышение давления наддува сопровождается ростом температуры воздуха на выходе из нагнетателя до 100-150⁰С, что обуславливает (наряду со сгоранием повышенных доз топлива) перегрев двигателя, снижение его надежности в эксплуатации. С целью снижения теплонапряженности двигателя на номинальном и близком к нему режимах все шире принимается промежуточное охлаждение наддувочного воздуха с помощью теплообменников (ОНВ).

Особенности применения охлаждения наддувочного воздуха.

Процесс сжатия неизбежно сопровождается ростом температуры воздуха, поступающего в цилиндр, что приводит к повышению температуры рабочего цикла и ограничивает получение высоких показателей двигателя. Снижение температуры воздуха позволяет уменьшить температуру теплонапряженных деталей (цилиндропоршневой группы, головок цилиндров, клапанов), повысить надёжность их работы, а также улучшить топливную экономичность двигателя. Из-за снижения температуры газов перед турбиной снижается и теплонапряженность работы турбокомпрессора.

Одной из основных задач при создании форсированного двигателя является выбор такой системы, которая на основе оптимизации обеспечивает

					23.05.01.2018.639.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56

Расчет системы жидкостного охлаждения сводится к определению основных размеров водяного насоса, поверхности радиатора и подбору вентилятора.

3.11.2 Расчет водяного насоса

Водяной насос служит для обеспечения непрерывной циркуляции жидкости в системе охлаждения. В автомобильных и тракторных двигателях наибольшее применение получили центробежные насосы с односторонним подводом охлаждающей жидкости.

По данным теплового баланса количество тепла, отводимого от двигателя охлаждающей средой (жидкостью) : $Q_{ВН} = 49257,1 \text{ Дж/с}$; средняя

теплоемкость воды $C_{Ж} = 4187 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$; средняя плотность воды $\rho_{Ж} = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Циркуляционный расход воды в системе охлаждения:

$$G_{Ж} = \frac{Q_{ВН}}{C_{Ж} \cdot \rho_{Ж} \cdot \Delta T_{Ж}}, \quad \text{м}^3/\text{с} \quad (3.125)$$

где $\Delta T_{Ж} = 6...12^\circ\text{К}$ - температурный перепад воды в радиаторе, при принудительной циркуляции.

$$G_{Ж} = \frac{49257,1}{4187 \cdot 1000 \cdot 10} = 0,0012$$

Расчетная производительность насоса:

$$G_{Ж.Р} = \frac{G_{Ж}}{\eta_{КП}}, \quad \text{м}^3/\text{с} \quad (3.126)$$

где $\eta_{КП} = 0,8...0,9$ - коэффициент подачи насоса.

$$G_{Ж.Р} = \frac{0,0012}{0,8} = 0,0015$$

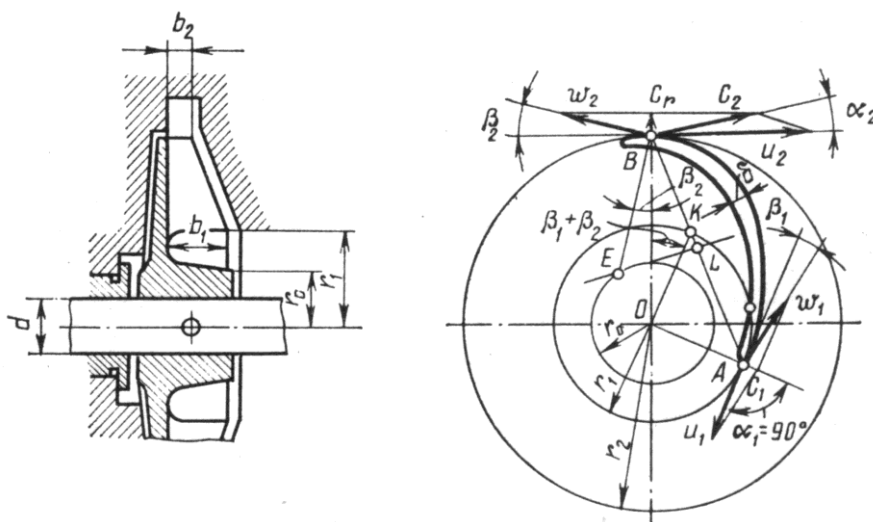


Рисунок 3.5 – Схема построения лопатки водяного насоса
Радиус входного отверстия крыльчатки (рис. 18):

$$r_1 = \sqrt{\frac{G_{Ж.Р}}{\pi \cdot c_1} + r_0^2}, \quad \text{м} \quad (3.127)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ	Лист
						58

Массовый расход воды, проходящей через радиатор:

$$G'_{ж} = G_{ж} \cdot \rho_{ж} = 0,0012 \cdot 1000 = 1,2, \quad \text{кг/с} \quad (3.137)$$

Средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор:

$$T_{\text{ср.возд}} = \frac{T_{\text{возд.вх}} + (T_{\text{возд.вх}} + \Delta T_{\text{возд}})}{2}, \quad \text{К} \quad (3.138)$$

где $T_{\text{возд.вх}} = 313 \text{ К}$ – температура воздуха перед радиатором.

$$T_{\text{ср.возд}} = \frac{313 + (313 + 20)}{2} = 323$$

Средняя температура воды в радиаторе:

$$T_{\text{ср.вод}} = \frac{T_{\text{вод.вх}} + (T_{\text{вод.вх}} - \Delta T_{ж})}{2}, \quad \text{К} \quad (3.139)$$

где $T_{\text{вод.вх}} = 353 \dots 368 \text{ К}$ – температура воды перед радиатором;

$\Delta T_{ж} = 10 \text{ К}$ – температурный перепад воды в радиаторе, по данным раздела 2.11.2.

$$T_{\text{ср.вод}} = \frac{368 + (368 - 10)}{2} = 363$$

Находим поверхность охлаждения радиатора:

$$F_{\text{рад}} = \frac{Q_{\text{вн}}}{K_{\text{т.р}}(T_{\text{ср.вод}} - T_{\text{ср.возд}})}, \quad \text{м}^2 \quad (3.140)$$

где $K_{\text{т.р}} = 80 \dots 100 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ – коэффициент теплопередачи для радиатора, принимается по опытным данным.

$$F_{\text{рад}} = \frac{49257,1}{100 \cdot (363 - 323)} = 12,31$$

3.11.4 Расчет вентилятора

Вентилятор служит для создания направленного воздушного потока, обеспечивающего отвод тепла от радиатора.

По данным расчета водяного радиатора массовый расход воздуха, подаваемый вентилятором: $G'_{\text{возд}} = 2,463 \text{ кг/с}$, а его средняя температура $T_{\text{ср.возд}} = 327^\circ \text{К}$. Напор создаваемый вентилятором, для автомобильных и тракторных двигателей, принимается $\Delta P_{\text{тр}} = 600 \dots 1000 \text{ Па}$.

										Лист
										61
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ					

Плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе:

$$\rho_{\text{возд}} = \frac{P_0 \cdot 10^6}{R_B \cdot T_{\text{ср.возд}}} = \frac{0,1013 \cdot 10^6}{287 \cdot 327} = 1,079, \quad \text{кг/м}^3 \quad (3.141)$$

Производительность вентилятора:

$$G_{\text{возд}} = \frac{G'_{\text{возд}}}{\rho_{\text{возд}}} = \frac{2,463}{1,079} = 2,282, \quad \text{м}^3/\text{с} \quad (3.142)$$

Фронтальная поверхность радиатора:

$$F_{\text{фр.рад}} = \frac{G_{\text{возд}}}{\omega_{\text{возд}}}, \quad \text{м}^2 \quad (3.143)$$

где $\omega_{\text{возд}} = 6 \dots 24 \text{ м/с}$ – скорость воздуха перед фронтом радиатора без учета

скорости движения трактора.

$$F_{\text{фр.рад}} = \frac{2,282}{8} = 0,285$$

Диаметр вентилятора:

$$D_{\text{вент}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_{\text{фр.рад}}}{\pi}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{0,285}{3,14}} = 0,6, \quad \text{м} \quad (3.144)$$

Окружная скорость вентилятора:

$$u_{\text{вент}} = \psi_l \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_{\text{тр}}}{\rho_{\text{возд}}}}, \quad \text{м/с} \quad (3.145)$$

где $\psi_l = 2,8 \dots 3,5$ – безразмерный коэффициент для плоских лопастей.

$$u_{\text{вент}} = 3 \cdot \sqrt{\frac{800}{1,079}} = 81,6$$

Частота вращения вентилятора:

$$n_{\text{вент}} = \frac{60 \cdot u_{\text{вент}}}{\pi \cdot D_{\text{вент}}} = \frac{60 \cdot 81,6}{3,14 \cdot 0,6} = 2598,7, \quad \text{мин}^{-1} \quad (3.146)$$

Мощность, затрачиваемая на привод осевого вентилятора:

$$N_{\text{вент}} = \frac{G_{\text{возд}} \cdot \Delta P_{\text{тр}}}{1000 \cdot \eta_{\text{вент}}}, \quad \text{кВт} \quad (2.148)$$

где $\eta_{\text{вент}} = 0,32 \dots 0,40$ – КПД вентилятора, для осевого клепаного вентилятора.

Вывод: данные расчеты удовлетворяют требуемым условиям

									Лист
									62
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ				

Повышение экономичности при ОНВ объясняется улучшением процесса сгорания при более высоких коэффициентах избытка воздуха.

Снижение дымности отработанных газов при ОНВ указывает на более полное сгорание топлива.

4.4 Исходные данные для расчета

Мощность двигателя $N_e = 142$ кВт температура воздуха на входе в ОНВ $T_k = 342,9^{\circ}K$; давление воздуха на входе в ОНВ $P_k = 0,151$ МПа; производительность вентилятора $V = 9000$ м³/час; перепад температур на ОНВ $t = 40$; коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,962$; удельный расход топлива $g_e = 217,753$ г/кВт·час;

Расход воздуха через двигатель

$$G\hat{a} = \frac{\alpha \cdot L_0 \cdot G\hat{o}}{3600} = \frac{1,962 \cdot 14,324 \cdot 30,92}{3600} = 0,24 \quad , \text{ кг/с} \quad (4.1)$$

4.4.1 Геометрические характеристики ОНВ

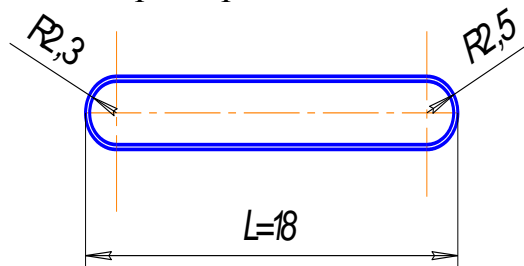


Рисунок 4.2 – Сечение охлаждающей трубки

Шаг трубок по фронту $t_f = 0,01$ м; число трубок в ОНВ $n_{тр} = 120$ шт; число рядов $n = 6$; число охлаждающих пластин $n_{пл} = 59$ шт; шаг пластин $t_{пл} = 0,012$ м; толщина пластины $\delta_{пл} = 0,0001$ м; ширина ОНВ $a = 0,175$ м; высота ОНВ $b = 0,72$ м; глубина ОНВ $h = 0,120$ м.

Сечение трубки по наддувочному воздуху

$$S_{mp} = (L - 2R_1) \cdot 2R_2 + \pi R_2^2, \text{ м}^2 \quad (4.2)$$

$$S_{\delta\delta} = (0,018 - 2 \cdot 0,0025) \cdot 2 \cdot 0,0023 + 3,14 \cdot 0,0023^2 = 0,0000443, \text{ м}^2$$

Периметр трубки по наддувочному воздуху,

$$p = 2 \cdot \pi \cdot R_2 + 2 \cdot (L - 2 \cdot R_1), \text{ м} \quad (4.3)$$

$$\delta = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,0023 + 2 \cdot (18 - 2 \cdot 2,5) \cdot 10^{-2} = 0,03816$$

Эквивалентный диаметр,

$$d_{\text{э}} = 4 \cdot \frac{f_{mp}}{p}, \text{ м} \quad (4.4)$$

										Лист
										66
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

23.05.01.2018.639.00.ПЗ

$$d_3 = 4 \cdot \frac{4,43 \cdot 10^{-5}}{3,816 \cdot 10^{-2}} = 0,00465$$

Живое сечение ОНВ по наддувочному воздуху,

$$F_{нв} = n_{nh} \cdot f_{mp}, \text{ М}^2 \quad (4.5)$$

$$F_{нв} = 120 \cdot 0,0000443 = 0,005317$$

Поверхность теплоотдачи по наддувочному воздуху,

$$P_{н.в} = p \cdot b \cdot n_{mp}, \text{ М}^3 \quad (4.6)$$

$$P_{н.в} = 0,03816 \cdot 0,72 \cdot 120 = 3,297$$

Прходное сечение ОНВ по атмосферному воздуху,

$$F_{атм,в} = a \cdot b - \frac{n_{mp}}{n^I} \cdot d \cdot b - \left[n_{нл} \cdot \delta_{нл} \left(a - \frac{n_{mp}}{n^I} \cdot d \right) \right] \quad (4.7)$$

$$F_{\text{ддi, \text{д}}} = 0,175 \cdot 0,72 - 20 \cdot 0,005 \cdot 0,72 - \left[59 \cdot 0,0001(0,175 - 20 \cdot 0,005) \right] = 0,082$$

Периметр одной трубки по наружному контуру,

$$P_{мк} = 2(L - d) + \Pi d, \text{ М} \quad (4.8)$$

$$D_{i \text{ \text{e}}} = 2 \cdot (0,018 - 0,005) + 3,14 \cdot 0,005 = 0,03942$$

Поверхность теплоотдачи по атмосферному воздуху,

$$F_{mp,ab} = P_{мк} \cdot n_{mp} \cdot (b - h_1 \cdot n_{нл}), \text{ М}^2 \quad (4.9)$$

$$F_{mp,ab} = 0,03942 \cdot 120 \cdot (0,72 - 0,0015 \cdot 59) = 2,987$$

где $h_1 = 1,5$ мм – величина отбуртовки

Сечение трубки по наружному контуру,

$$F_{mp,н.к.} = (L - d) \cdot d + \Pi \cdot \frac{d^2}{4}, \text{ М}^2 \quad (4.10)$$

$$F_{\text{ддi, i, \text{e}}} = (0,018 - 0,005) \cdot 0,005 + 3,14 \cdot \frac{0,005^2}{4} = 0,000052$$

Поверхность теплоотдачи охлаждающих пластин,

$$F_{нл} = 2 \cdot (a \cdot h - n_{mp} \cdot f_{mp,нк}) n_{нл}, \text{ М}^2 \quad (4.11)$$

$$F_{нл} = 2 \cdot (0,175 \cdot 0,12 - 120 \cdot 0,000052) \cdot 59 = 1,742$$

Перепад температур на ОНВ, принимаем коэффициент эффективности теплообменника, $E = 0,8$

$$\Delta t_{\kappa} = E(t_{\kappa} - t_{x1}), \quad (4.12)$$

$$\Delta t_{\kappa} = 0,8(69,9 - 20) = 39,9^{\circ} \text{C}$$

Средняя температура воздуха в ОНВ,

$$t_{\kappa, \text{cp}} = \frac{t_{\kappa} + t_{\kappa 2}}{2}, \quad (4.13)$$

$$t_{\kappa, \text{cp}} = \frac{69,9 + 30}{2} = 49,95^{\circ} \text{C}$$

Температура воздуха на ОНВ,

$$t_{\kappa 2} = t_{\kappa} - \Delta t_{\kappa}, \quad (4.14)$$

									Лист
									67
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ				

$$Re_{ав} = \frac{W_{ав} \cdot d_3}{V_{тв.сп}}, \quad (4.29)$$

$$Re_{ав} = \frac{9 \cdot 0,00465}{15,19 \cdot 10^{-6}} = 2755$$

Критерий Нуссельта для атмосферного воздуха,

$$Nu_{ав} = 0,024 \cdot Re_{ав}^{0,8}, \quad (4.30)$$

$$Nu_{ав} = 0,024 \cdot 2755^{0,8} = 13,56$$

Коэффициент теплоотдачи от трубки к атмосферному воздуху,

$$\alpha_{ав} = \frac{Nu_{ав} \cdot \lambda_{ав}}{d_3}, \quad (4.31)$$

$$\alpha_{ав} = \frac{13,56 \cdot 0,02263}{0,00465} = 66$$

Приведенная охлаждающая поверхность,

$$F_{np} = F_{nl} + F_{mp}, \text{ M}^2 \quad (4.32)$$

$$F_{np} = 1,742 + 2,987 = 4,729$$

Коэффициент теплоотдачи ОНВ (величиной термического сопротивления стенки пренебрегаем),

$$\kappa = \frac{\alpha_{нв} \cdot \alpha_{ав}}{\alpha_{нв} + \alpha_{ав}} = \frac{147,68 \cdot 66}{147,68 + 66} = 45,6 \quad (4.33)$$

Среднелогарифмический температурный напор,

$$\Delta t_{лог} = \frac{(t_{k1} - t_{x2}) - (t_{k2} - t_x)}{2,303 \cdot \lg \frac{t_{k1} - t_{x2}}{t_{k2} - t_x}}, \quad (4.34)$$

$$\Delta t_{лог} = \frac{(69,9 - 24,6) - (30 - 20)}{2,303 \cdot \lg \frac{69,9 - 24,6}{30 - 20}} = 36,4^{\circ}C$$

Располагаемый тепловой поток,

$$Q_{рас} = \kappa \cdot F_{np} \cdot \Delta t_{лог}, \quad (4.35)$$

$$Q_{рас} = 45,6 \cdot 4,729 \cdot 36,4 = 7849 \frac{\text{к.кал}}{\text{час}}$$

Вывод: Располагаемый тепловой поток больше теплового потока по наддувочному воздуху, отсюда следует, что принятые параметры ОНВ приемлемы.

										Лист
										70
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ					

$$L_B = L_B + 3 = (42 \cdot \lg(S \cdot n) - 119,5) + 3, \text{ дБ}, \quad (5.1)$$

где $S = 205 \text{ мм}$ – ход поршня,
 $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения коленчатого вала дизеля.
 $L_B = (42 \cdot \lg(205 \cdot 1250) - 119,5) + 3 = 110,6$.

Уровень вибростороности в горизонтальной плоскости:

$$L_{\Gamma} = L_B + 2 = 110,6 + 2 = 112,6, \text{ дБ} \quad (5.2)$$

Таким образом, рассчитанные величины не превышают допустимых (119 дБ) По ОСТ 23.1.446-90 [18] Для снижения вибрации на стадии проектирования и изготовления двигателя можно рекомендовать повышение точности обработки и сборки деталей, а также применение виброизолирующих опор.

5.2. Расчет уровня шума

Вопросы борьбы с шумом в настоящее время имеют большое значение. Шум наносит большой вред организму человека. ДВС является сложным источником звукового измерения.

Суммарный уровень шума складывается из:

- 1 уровня звука наружных поверхностей ДВС (механические шумы);
- 2 уровня звука аэродинамических источников.

Аэродинамический шум возникает при выпуске отработавших газов, выпуске свежего заряда и при работе вентилятора системы охлаждения.

Механические шумы создаются при работе отдельных механизмов и агрегатов двигателя (кривошипно-шатунного механизма; механизма газораспределения; топливного, масляного и водяного насосов; центробежного масляного фильтра).

Уровень звука наружных поверхностей:

$$L_{ш} = 15,8 \cdot \lg \left[\left(\frac{n}{K_o} \right)^3 \sqrt[3]{D^2 \cdot S \cdot \sqrt{Z/6} + 75,5} \right], \text{ дБ} \quad (5.3)$$

где $Z = 4$ – число цилиндров ;
 $K_o = 1$ – коэффициент, зависящий от тактности (взят для четырехтактного двигателя);
 $D = 0,150 \text{ м}$ – диаметр цилиндров двигателя;
 $S = 0,205 \text{ м}$ – ход поршня,
 $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения коленчатого вала дизеля.

$$L_{ш} = 15,8 \cdot \lg \left[\left(\frac{1250}{1} \right)^3 \sqrt[3]{0,150^2 \cdot 0,205 \cdot \sqrt{4/6} + 75,5} \right] = 133,87$$

					23.05.01.2018.639.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		72

Рассчитаем уровень звука аэродинамических источников (турбокомпрессор является наиболее опасным источником этого вида шума):

$$L_{BC} = 50 \cdot \lg U + 3, \text{ дБ}, \quad (5.4)$$

где U – окружная скорость колеса компрессора, примем $U = 200 \text{ м/с}$.

$$L_{BC} = 50 \cdot \lg 200 + 3 = 118$$

По СН 2.2.4/2.1.8.562-96 эквивалентный (по энергии) уровень звука на рабочем месте не должен превышать 85 дБ, поэтому появляется необходимость принятия защитных мер по снижению шума:

- повышение точности обработки и сборки деталей;
- виброизолирующих опор;
- применение звукоизоляции кабины;
- для снижения шума всасывания предусмотрено использование щелевого активного глушителя;
- для снижения шума выпуска предусмотрено использование реактивного глушителя с резонансной камерой;
- для снижения механического шума двигатель закрывают капотом со звукоизолирующим материалом на внутренней поверхности.

5.3 Токсичные вещества в отработавших газах ДВС

Условия горения топлива в цилиндре дизеля способствуют образованию сложных соединений. Наиболее вредными составляющими отработавших газов являются окислы азота, составляющие до 90 % общей токсичности отработавших газов, окись углерода, несгоревшие углеводороды, альдегиды и сажа.

Содержание NO определяется температурой пламени и концентрацией свободного кислорода, и увеличивается с их ростом. Образование продуктов неполного сгорания и сажи связано с наличием обогащенных и обедненных зон кислородом топлива и диссоциацией CO при повышенных температурах сгорания. Образование токсичных компонентов и их доля в отработавших газах зависит от типа камеры сгорания, условий смесеобразования, режимов работы двигателя.

Применение газотурбинного наддува позволяет организовать продувку цилиндра. Применения кулачка выпуска на распределительном вале большой продолжительностью открытия увеличивает время перекрытия клапанов.

Эти мероприятия улучшают очистку цилиндра и снижают коэффициент остаточных газов, что создаёт более благоприятные условия для смесеобразования.

Применение охладителя наддувочного воздуха ($\Delta T_{охл} = 50K$) позволило увеличить коэффициент избытка воздуха до $\alpha = 1,96$ на номинальном режиме. Это приводит к тому, что окись углерода (CO) образовавшаяся при горении в цилиндре успевает догореть в процессе расширения и её концентрация не превышает 0,2-0,3 % .

										Лист
										73
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ					

Снижение дымности отработавших газов на выпуске на 11-36 % указывает на более полное сгорание топлива при применении ОНВ.

В результате понижения температуры воздуха в коллекторе и в цилиндре на 50° , эта температура становится недостаточной для образования высоких концентраций окислов азота (NO_x).

Для согласования работ турбокомпрессора и топливного насоса предусмотрена установка системы автоматического регулирования (САР) по давлению наддува P_k ; что позволит избежать резких снижений коэффициента избытка воздуха α на переходных режимах.

Таблица 5.1 – Составляющие отработавших газов

Компоненты	Доля компонентов, % (г/м ³)	Влияния компонентов на человека
Азот	76...78	нетоксичен
Окислы азота	0,0002...0,5	токсичны
Кислород	2...18	нетоксичен
Пары воды	0,5...4	нетоксичны
Двуокись углерода	1...10	нетоксична
Окись углерода	0,01...0,5	токсична
Углеводороды	0,009...0,5	токсичны
Альдегиды	0,001...0,009	токсичны
Сажа	0,01...1,1	токсична
Бензопирен	до 10	токсичен

Евро-4 — экологический стандарт, регулирующий содержание вредных веществ в выхлопных газах. Введен в Евросоюзе в 2005, в 2009 году заменен на новый стандарт — Евро-5. В России по состоянию на 2012 год действует стандарт Евро-3. Первоначально планировалось ввести стандарт Евро-4 с 1 января 2010 года, но сроки были перенесены сначала на 2012 год, затем на 2014 год. В отношении автомобильной техники согласно постановлению Правительства РФ от 20.01.2012 действие сертификатов Евро-3 продлено до 31 декабря 2013 года. Стандарт Евро-4 действует только на ввозимые автомобили.

Переоборудование на Евро-4 — процедура доработки колесных транспортных средств, самоходных машин или маломерных судов под экологический стандарт Евро-4. Осуществляется путем установки специальных каталитических нейтрализаторов, либо фильтров технологической очистки (магнитной, ультразвуковой и пр.), что позволяет по данным снизить расход топлива и значительно (более 50 %) понизить вредные выбросы. Такие эффекты достигаются за счет изменения качества топлива и ряда его физических показателей.

По Евро-3 выбросы: СН до 0,2 г/км, СО до 2,3 г/км и NO_y до 0,15 г/км.

По Евро-4 выбросы: СН до 0,1 г/км, СО до 1,0 г/км и NO_y до 0,08 г/км.

6 ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

Основной задачей, стоящей перед двигателестроением на современном этапе, является создание высокопроизводительных и экономичных конструкций, надежных в эксплуатации и имеющих большой моторесурс.

В данном дипломном проекте произошли, существенные изменения технико-экономических показателей двигателя по сравнению с прототипом.

В конструкцию двигателя добавился воздухо-воздушный охладитель наддувочного воздуха. В результате этого снизился удельный расход топлива с 224,6 г / кВт час до 217,753 г /кВт час

В проекте производятся расчеты узлов системы охлаждения наддувочного воздуха позволяемые обеспечить данный двигатель необходимой степенью повышения давления наддува, и одновременно снизить температуру наддувочного воздуха, что позволяет уменьшить температуру теплонапряженных деталей (цилиндропоршневой группы, головок цилиндров, клапанов) повысить надежность их работы. Тем самым, улучшая тепловое состояние двигателя, мы повышаем его моторесурс. А следовательно, снижаются простои и затраты на ремонт двигателя.

Линейка двигателей производства ЧТЗ: Д-130, Д-160, Д-180, и проектируемый двигатель Д-200, как продолжение, имеют большое преимущество в сравнении с рядом других двигателей. Они имеют не высокий показатель использования материалов (удельную материалоемкость), то есть при производстве двигателей используются самые дешевые материалы. Вместе с тем данные двигатели вполне конкурентоспособны.

6.1 Анализ прогрессивности и технологичности проектируемых конструкций.

Анализ прогрессивности проектируемой конструкции проводится на основе оценки перспективности и конкурентоспособности, которая в свою очередь, определяется путем оценки ее двумя общепринятыми критериями: K_1 – критерий технического уровня и K_2 – критерий технической конкурентоспособности.

Критерий технического уровня K_1 представляет собой отношение суммы относительных величин ранжированных параметров, исчисленных по отношению к соответствующим параметрам образцов отечественного производства, к приведенному числу параметров и определяется по формуле:

$$K_1 = \frac{\sum_{i=1}^S K_{ni} G_i}{\sum_{i=1}^S G_i}, \quad (6.1)$$

									Лист
									77
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ				

где $K_{ni} = B/B_0$, (6.2)

где B – частный рациональный или редуцированный нерациональный параметр проектируемой конструкции;

B_0 – частный рациональный или редуцированный нерациональный параметр базового варианта;

S – количество рассматриваемых параметров (обычно 4...8);

G_i – коэффициент весомости частного параметра, расположенного в ранжированной последовательности параметров, с номером:

$$G_i = \frac{i}{2^{i-1}}, \quad (6.3)$$

где i – номер рассматриваемого параметра, расположенного в ранжированной последовательности параметров.

образом, сравниваем несколько параметров:

1) Мощность двигателя:

$$K_{n1} = \frac{N_e}{N_{eo}} = 1,124$$

2) Обороты коленчатого вала:

$$K_{n2} = \frac{n}{n_o} = 1,44$$

3) Удельный эффективный расход топлива :

$$K_{n3} = \frac{g_e}{g_{eo}} = 0,969$$

4) Эффективность отвода тепла от охлаждающей жидкости (% охлаждающей жидкости проходящей через радиатор):

$$K_{n6} = \frac{G}{G_o} = 1,25$$

Определим коэффициенты весомости частых параметров:

$$G_1 = \frac{1}{2^{1-1}} = 1 ; G_2 = \frac{2}{2^{2-1}} = 1 ; G_3 = \frac{3}{2^{3-1}} = 0,75 ; G_4 = \frac{4}{2^{4-1}} = 0,5 ;$$

Теперь находим критерий технического уровня K_1 :

$$K_1 = \frac{1,124 \cdot 1 + 1,44 \cdot 1 + 0,969 \cdot 0,75 + 1,25 \cdot 0,5}{1 + 1 + 0,75 + 0,5} = 1,21 .$$

Определяем перспективность (конкурентоспособность) конструкций:

$1,2 < K_1 < 1,4$ – то есть перспективная (конкурентоспособная) разработка.

6.2 Расчет себестоимости нового коллектора для ОНВ

Себестоимость на изготовление двигателя складывается из затрат на изготовление отдельных деталей.

В данном дипломном проекте составляется калькуляция на одну из деталей охладителя наддувочного воздуха – коллектор теплообменника.

									Лист
									78
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ				

9) Дополнительная заработная плата (оплата отпусков, оплата часов подросткам, оплату времени на выполнение государственных обязанностей, выплату вознаграждений за выслугу лет и т.д.):

$$Zn_{доп} = 0,75 \cdot Zn_{осн} = 0,75 \cdot 9,38 = 7,04 \text{ , руб} \quad (6.8)$$

10) Отчисления на социальные нужды. Вычисляется по установленным для предприятия ставкам от суммы основной и дополнительной заработной платы, оценим по формуле:

$$Zn_{соц} = 0,39 \cdot (Zn_{осн} + Zn_{доп}). \quad (6.9)$$

$$Zn_{соц} = 0,39 \cdot (9,38 + 7,04) = 6,4 \text{ , руб}$$

11) Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования. То есть амортизация, ремонт, эксплуатация оборудования и транспортных средств, амортизация и восстановление инструмента и приспособлений. Эта величина обычно тесно связана с основной заработной платой, поэтому:

$$Zm_{эксп} = Zn_{осн} \cdot (1...3) = 9,38 \cdot (1...3) = 18,76 \text{ , руб} \quad (6.10)$$

12) Цеховые расходы. Это заработная плата аппарата управления цехом, амортизацию, содержание, и текущий ремонт зданий цеха, затраты по охране труда и так далее. Найдем как:

$$Zm_{цех} = Zn_{осн} \cdot (0,7...1,0) = 9,38 \cdot (0,7...1,0) = 7,5 \text{ , руб} \quad (6.11)$$

13) Цеховая себестоимость,

$$C_{цех} = C_{осн} + C_{тр} + Zn_{осн} + Zn_{доп} + Zn_{соц} + Zm_{эксп} + Zm_{цех} \text{ , руб} \quad (6.12)$$

$$C_{цех} = 38,72 + 1,16 + 9,38 + 7,04 + 6,4 + 18,76 + 7,5 = 88,96$$

14) Общезаводские расчеты. Это заработная плата аппарату управления предприятием, расходы на командировки, содержание и амортизацию зданий общественного назначения, содержание пожарной и сторожевой охраны, расходы по отделам главного конструктора, главного технолога и так далее.

$$Zm_{завод} = Zn_{осн} \cdot (0,5...0,8) = 9,38 \cdot (0,5...0,8) = 4,65 \text{ , руб} \quad (6.13)$$

15) Общая производственная себестоимость,

$$Zm_{пр.с} = C_{цех} + Zm_{завод} = 88,96 + 4,65 = 93,61 \text{ , руб} \quad (6.14)$$

16) Внепроизводственные расходы, связаны с затратами на тару и упаковку продукции, с ее транспортировкой на станцию отправления, погрузку и так далее.

$$Zm_{внепр} = 0,04 \cdot Zm_{пр.с} = 0,04 \cdot 93,61 = 3,7 \text{ , руб} \quad (6.15)$$

17) Полная себестоимость,

										Лист
										80
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ					

$$C_{\text{пол}} = 3m_{\text{пр.с}} + 3m_{\text{внепр}} = 93,61 + 3,7 = 97,31, \text{ руб.} \quad (6.16)$$

18) Накопления от полной себестоимости,

$$H = 0,1 \cdot C_{\text{пол}} = 0,1 \cdot 97,31 = 9,7, \text{ руб.} \quad (6.17)$$

19) Оптовая цена (окончательная цена для реализации),

$$C_{\text{опт}} = C_{\text{пол}} + H = 97,31 + 9,7 = 107, \text{ руб.} \quad (6.18)$$

Произведенный расчет показывает себестоимость выпуска коллектора теплообменника. Но так как деталь новая и до этого ее завод не выпускал, необходимо затратить некоторые средства и время на подготовку, и освоение производства, этой детали. А это включают в себя затраты на проектирование нового изделия, на разработку технологии, проектирование и изготовление спецоснастки, изготовление и испытание опытных образцов, на перепланировку и переналадку оборудования и так далее.

Приняв, что на освоение выпуска нового коллектора теплообменника мы затратим $3m_{\text{нов}} = 20 \text{ тыс.руб}$ и задавшись количеством выпускаемых деталей $Q_{\text{д}} = 24$ – в день, можно найти срок окупаемости капиталовложений. В году 365 дней, из них около 120 выходных и праздников, то есть количество рабочих дней: $Q_{\text{р.дней}} = 365 - 120 = 245$.

Таблица 6.2 – Калькуляция себестоимости коллектора

№	Статья расхода	Затраты, руб./шт	В % к итогу
1	Основной материал	60	61,6
2	Основной материал за вычетом отходов	38,72	39,8
3	Основная зарплата основных рабочих	9,38	9,6
4	Дополнительная зарплата	7,04	7,2
5	Отчисления на социальное страхование	6,4	6,6
6	Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования	18,76	19,3
7	Цеховые расходы	7,5	7,7
8	Итого цеховая себестоимость	88,96	91,4
9	Общезаводские расходы	4,65	4,8
10	Итого производственная себестоимость	93,61	96,2
11	Внепроизводственные расходы	3,7	3,8
12	Итого полная себестоимость	97,31	100

Прибыль от каждой детали:

$$Pr = C_{\text{опт}} - C_{\text{пол}} = 107 - 97,31 = 9,69, \text{ руб.} \quad (6.19)$$

										Лист
										81
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ					

$$ПНП = П_p / K_{сум}, \quad (6.26)$$

$$ПНП = 157500000/135000000 = 1,16$$

$$П_p = П_б k_{н.п} \text{ руб.}, \quad (6.27)$$

$$П_p = 225000000 \cdot 0,7 = 157500000 \text{ руб.}$$

где $П_б$ – балансовая (общая) прибыль;

$k_{н.п}$, – коэффициент, учитывающий налог на прибыль, принимаем $k_{н.п}=0,7$.

Балансовая (общая) прибыль от реализации продукции определяется как разность отпускной цены изделия ($Ц_{отп}$) и плановой ее полной себестоимости ($С_{пол}$) с учетом годовой программы выпуска

$$П_б = (Ц_{отп} - C_n) A_z \text{ руб.}; \quad (6.28)$$

$$П_б = (345000 - 300000) \cdot 5000 = 225000000 \text{ руб.};$$

2) срок окупаемости инвестиций. Срок окупаемости – это минимальный временной интервал (от начала осуществления инвестиционного проекта), за пределами которого суммарный эффект становится равным нулю и остается в дальнейшем положительным:

$$T_{ок} = K_{сум} / П_p; \quad (6.29)$$

$$T_{ок} = 135000000 / 157500000 = 0,857 \text{ года или } 10,3 \text{ месяца}$$

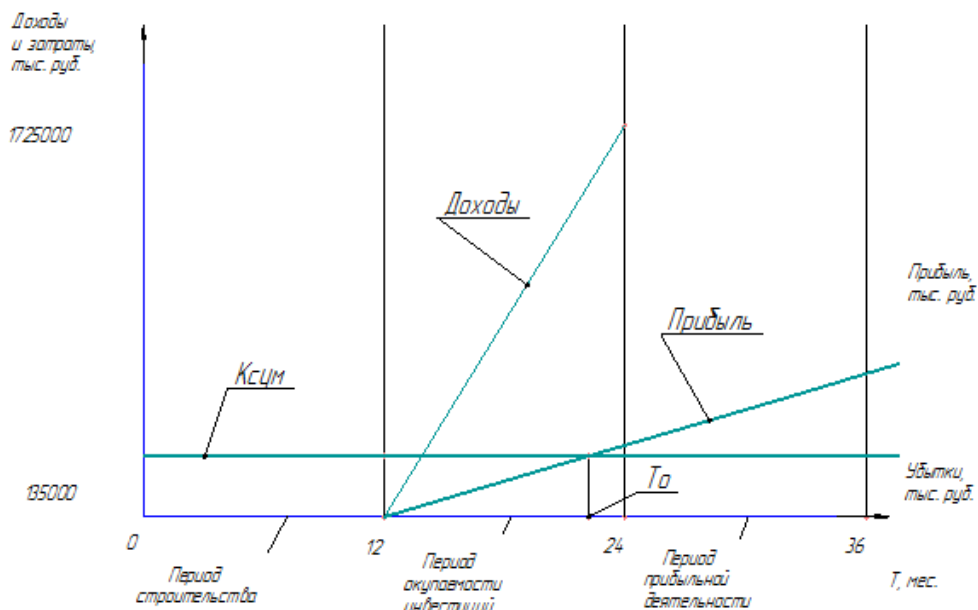


Рисунок 6.1 – График денежных потоков

3) точка безубыточности проекта. «Точка безубыточности проекта» – это критический объем производства ($A_{кр}$), при котором прибыль становится нулевой:

$$A_{кр} = B / (C_{онм} - a), \quad (6.30)$$

$$A_{кр} = 135000000 / (345000 - 300000) = 3000 \text{ шт.}$$

где B – условно-постоянные издержки на весь выпуск (капитальные вложения $K_{сум}$), руб./год.;

a – условно-переменные издержки на единицу продукции (себестоимость $C_{п}$), руб./шт.;

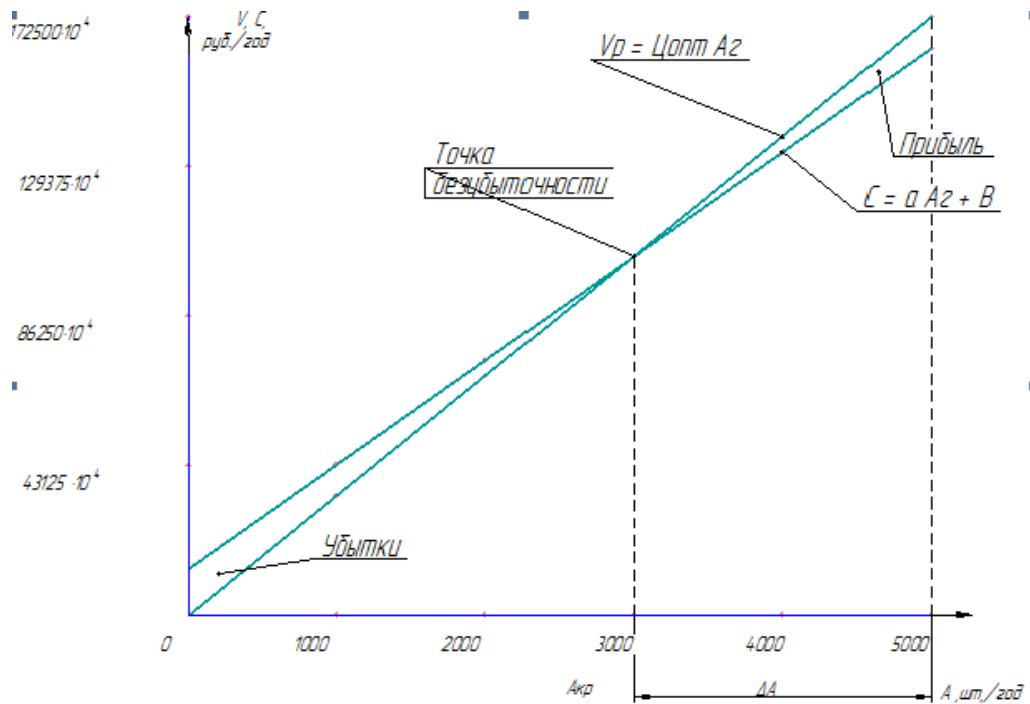


Рисунок 6.2 – Анализ безубыточности производства

4) чистый дисконтированный доход. Чистый дисконтированный доход (ЧДД) определяется как сумма текущих эффектов (расчетная прибыль) за весь расчетный период, приведенная к начальному шагу (превышение интегральных результатов над интегральными затратами). При принятом в дипломной работе условии, что капиталовложения производятся за один шаг, чистый дисконтированный доход за каждый год определяется

$$ЧДД = 2,28 \cdot P_p - K_{сум}; \quad (6.31)$$

$$ЧДД = 2,28 \cdot 157500000 - 135000000 = 224100000 \text{ руб.};$$

5) индекс рентабельности (доходности) проекта. Индекс рентабельности (ИР) проекта показывает, сколько единиц современной величины денежного потока приходится на единицу предполагаемых первоначальных затрат, т.е. представляет собой отношение суммы

									Лист
									85
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.639.00.ПЗ				

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной выпускной квалификационной работе было разработано повышение тяговых характеристик трактора Т-170 применением охладителя наддувочного воздуха. Произведены тепловые расчёты дизеля на режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента: составлен тепловой баланс двигателя.

В конструкторской части проекта рассматривалась целесообразность применения трубчато–пластинчатого воздухо–воздушного охладителя наддувочного воздуха. Произведен его расчет. Также сделан расчет экономического эффекта данного двигателя и его безопасности.

Данная модификация двигателя с устоновкой на ОНВ повышает мощность двигателя тем самым повышает его тягово–экономические показатели.

					23.05.01.2018.639.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		89

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ

УГОЛ АЛЬФА	ОБЪЕМ	ДАВЛ.СЖАТ.	ТЕМП. СЖАТ.
180.0	.733	.147	375.5
190.0	.729	.148	376.3
200.0	.718	.151	378.5
210.0	.699	.157	382.4
220.0	.672	.166	388.0
230.0	.639	.178	395.7
240.0	.598	.195	405.8
250.0	.550	.219	418.8
260.0	.497	.251	435.3
270.0	.439	.298	456.1
280.0	.379	.366	482.6
290.0	.317	.467	516.1
300.0	.257	.624	558.9
310.0	.201	.876	613.8
320.0	.151	1.301	684.4
330.0	.109	2.029	773.5
340.0	.078	3.225	878.7
350.0	.059	4.773	978.9
350.0	.059	4.773	978.9

УДЕЛЬНАЯ РАБОТА СЖАТИЯ LAУ= -4560 МДЖ/КГ

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ

УГОЛ АЛЬФА	ОБЪЕМ	ДАВЛЕН	ТЕМПЕР	УГОЛ ВЫГОР	СКОР	КОЭФ	ОТНОШ
	ФИ	ТОПЛ	СГОР	МОЛИЗМ	ТЕПЛОЕМ		
350.0	.059	4.773	978.9	.0	.000	.000	1.000
352.5	.056	5.577	1087.1	2.5	.056	3.130	1.002
355.0	.054	6.477	1213.4	5.0	.128	3.438	1.005
357.5	.053	7.319	1336.2	7.5	.204	3.475	1.008
360.0	.052	8.020	1448.5	10.0	.278	3.384	1.011
362.5	.053	8.523	1547.2	12.5	.350	3.222	1.013
365.0	.054	8.800	1630.7	15.0	.418	3.020	1.016
367.5	.056	8.854	1698.8	17.5	.481	2.797	1.018
370.0	.059	8.708	1752.2	20.0	.540	2.567	1.020
372.5	.063	8.402	1792.0	22.5	.593	2.337	1.023
375.0	.067	7.981	1820.0	25.0	.641	2.115	1.024
377.5	.072	7.488	1837.7	27.5	.685	1.902	1.026
380.0	.078	6.958	1846.7	30.0	.724	1.702	1.027
382.5	.085	6.422	1848.6	32.5	.759	1.517	1.029
385.0	.092	5.898	1844.6	35.0	.790	1.346	1.030
387.5	.101	5.400	1836.1	37.5	.818	1.189	1.031
390.0	.109	4.935	1823.8	40.0	.842	1.048	1.032
392.5	.119	4.508	1808.7	42.5	.863	.920	1.033
395.0	.129	4.118	1791.4	45.0	.882	.805	1.033
397.5	.140	3.764	1772.6	47.5	.898	.703	1.034
400.0	.151	3.446	1752.5	50.0	.913	.612	1.035
402.5	.163	3.160	1731.7	52.5	.925	.531	1.035
405.0	.175	2.903	1710.3	55.0	.936	.460	1.036

407.5	.188	2.672	1688.8	57.5	.945	.398	1.036	1.279
410.0	.201	2.466	1667.1	60.0	.953	.343	1.036	1.279
412.5	.215	2.281	1645.7	62.5	.960	.295	1.036	1.280
415.0	.229	2.115	1624.4	65.0	.966	.254	1.037	1.280
417.5	.243	1.966	1603.6	67.5	.971	.217	1.037	1.280
420.0	.257	1.832	1583.2	70.0	.976	.186	1.037	1.281
422.5	.272	1.711	1563.3	72.5	.979	.159	1.037	1.281
425.0	.287	1.602	1543.9	75.0	.983	.135	1.037	1.282
427.5	.302	1.503	1525.2	77.5	.985	.115	1.037	1.283
430.0	.317	1.414	1507.0	80.0	.988	.098	1.037	1.283
432.5	.333	1.334	1489.5	82.5	.990	.083	1.038	1.284
435.0	.348	1.260	1472.7	85.0	.991	.070	1.038	1.284
437.5	.364	1.194	1456.5	87.5	.993	.060	1.038	1.285
440.0	.379	1.133	1440.9	90.0	.994	.050	1.038	1.285
442.5	.394	1.078	1426.0	92.5	.995	.042	1.038	1.286
445.0	.409	1.028	1411.8	95.0	.996	.036	1.038	1.286
447.5	.424	.982	1398.1	97.5	.996	.030	1.038	1.287
450.0	.439	.940	1385.1	100.0	.997	.025	1.038	1.287
452.5	.454	.901	1372.6	102.5	.997	.021	1.038	1.288
455.0	.469	.865	1360.8	105.0	.998	.018	1.038	1.288
457.5	.483	.833	1349.5	107.5	.998	.015	1.038	1.289
460.0	.497	.803	1338.7	110.0	.999	.012	1.038	1.289
462.5	.511	.775	1328.5	112.5	.999	.010	1.038	1.290
465.0	.524	.750	1318.8	115.0	.999	.009	1.038	1.290

УДЕЛЬНАЯ РАБОТА СГОРАНИЯ $LYZ=$ 1.0976 МДЖ/КГ

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ

УГОЛ АЛЬФА ОБЪЕМ ДАВЛ.РАСШ. ТЕМП. РАСШ.

465.0	.524	.750	1318.8
475.0	.575	.659	1271.2
485.0	.619	.594	1234.0
495.0	.656	.547	1205.4
505.0	.687	.514	1183.9
515.0	.709	.491	1168.7
525.0	.724	.477	1158.8
535.0	.732	.470	1154.0

ДАВЛЕНИЕ КОНЦА РАСШИРЕНИЯ..... $PV=$.4691 МПА
 ТЕМПЕРАТУРА КОНЦА РАСШИРЕНИЯ..... $TV=$ 1153.4240 ГРАД К
 УДЕЛЬНАЯ РАБОТА РАСШИРЕНИЯ..... $LZV=$.1232 МДЖ/КГ
 КОЭФФИЦИЕНТЫ ПРОПОРЦИОНАЛЬНОСТИ.. $PKR1=$.0112
 $PKR2=$ 1.8801

ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА

УДЕЛЬНАЯ РАБОТА ЦИКЛА..... $LI=$.7648 МДЖ/КГ
 ИНДИКАТОРНЫЙ К П Д..... $KPDIN=$.4505
 СРЕДНЕЕ ИНДИКАТОРНОЕ ДАВЛЕНИЕ..... $PI=$ 1.1239 МПА
 ИНДИКАТОРН. УДЕЛЬНЫЙ РАСХ. ТОПЛ.. $GI=$ 188.0065 Г/КВТ*Ч

Лист

23.05.01.2018.639.00.ПЗ

94

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ

УГОЛ АЛЬФА	ОБЪЕМ	ДАВЛ.СЖАТ.	ТЕМП. СЖАТ.
180.0	.661	.138	316.9
190.0	.658	.139	317.5
200.0	.648	.142	319.4
210.0	.631	.147	322.7
220.0	.607	.155	327.5
230.0	.576	.166	334.0
240.0	.539	.182	342.5
250.0	.497	.204	353.4
260.0	.449	.235	367.3
270.0	.397	.279	384.9
280.0	.342	.342	407.2
290.0	.287	.437	435.5
300.0	.232	.583	471.7
310.0	.182	.820	518.0
320.0	.136	1.216	577.5
330.0	.099	1.897	652.7
340.0	.071	3.016	741.5
350.0	.053	4.463	826.1
350.0	.053	4.463	826.1

УДЕЛЬНАЯ РАБОТА СЖАТИЯ LAУ= -.3848 МДЖ/КГ

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ

УГОЛ АЛЬФА	ОБЪЕМ	ДАВЛЕН	ТЕМПЕР	УГОЛ ВЫГОР	СКОР	КОЭФ	ОТНОШ
		ФИ	ТОПЛ	СГОР	МОЛИЗМ	ТЕПЛОЕМ	
350.0	.053	4.463	826.1	.0	.000	.000	1.000
352.5	.051	5.383	946.8	2.5	.071	3.613	1.002
355.0	.049	6.383	1079.0	5.0	.156	3.772	1.005
357.5	.048	7.301	1202.6	7.5	.241	3.679	1.008
360.0	.047	8.053	1312.6	10.0	.322	3.479	1.011
362.5	.048	8.585	1406.7	12.5	.398	3.228	1.013
365.0	.049	8.874	1484.4	15.0	.469	2.957	1.015
367.5	.051	8.924	1546.1	17.5	.533	2.682	1.018
370.0	.053	8.765	1592.9	20.0	.591	2.413	1.019
372.5	.056	8.440	1626.4	22.5	.643	2.157	1.021
375.0	.060	7.998	1648.4	25.0	.689	1.918	1.023
377.5	.065	7.484	1660.6	27.5	.730	1.697	1.024
380.0	.071	6.936	1664.7	30.0	.766	1.495	1.025
382.5	.077	6.384	1662.2	32.5	.798	1.312	1.026
385.0	.083	5.847	1654.6	35.0	.826	1.148	1.027
387.5	.091	5.339	1642.8	37.5	.850	1.001	1.028
390.0	.099	4.866	1627.9	40.0	.872	.870	1.029
392.5	.107	4.433	1610.7	42.5	.890	.754	1.029
395.0	.117	4.040	1591.7	45.0	.906	.652	1.030
397.5	.126	3.685	1571.6	47.5	.920	.563	1.030
400.0	.136	3.366	1550.6	50.0	.932	.485	1.031
402.5	.147	3.080	1529.2	52.5	.942	.416	1.031

405.0	.158	2.824	1507.6	55.0	.951	.357	1.031	1.287
407.5	.170	2.595	1486.1	57.5	.958	.305	1.032	1.287
410.0	.182	2.391	1464.7	60.0	.964	.261	1.032	1.288
412.5	.194	2.208	1443.7	62.5	.970	.222	1.032	1.289
415.0	.206	2.044	1423.0	65.0	.975	.189	1.032	1.289
417.5	.219	1.897	1402.9	67.5	.979	.161	1.032	1.290
420.0	.232	1.765	1383.4	70.0	.982	.136	1.032	1.291
422.5	.246	1.647	1364.4	72.5	.985	.116	1.032	1.291
425.0	.259	1.540	1346.1	75.0	.987	.098	1.033	1.292
427.5	.273	1.444	1328.5	77.5	.989	.083	1.033	1.293
430.0	.287	1.358	1311.5	80.0	.991	.070	1.033	1.293
432.5	.300	1.279	1295.2	82.5	.992	.059	1.033	1.294
435.0	.314	1.208	1279.5	85.0	.994	.049	1.033	1.295
437.5	.328	1.143	1264.5	87.5	.995	.042	1.033	1.295
440.0	.342	1.084	1250.1	90.0	.996	.035	1.033	1.296
442.5	.356	1.031	1236.4	92.5	.996	.029	1.033	1.297
445.0	.369	.982	1223.3	95.0	.997	.025	1.033	1.297
447.5	.383	.938	1210.8	97.5	.997	.021	1.033	1.298
450.0	.397	.897	1198.8	100.0	.998	.017	1.033	1.299
452.5	.410	.859	1187.5	102.5	.998	.014	1.033	1.299
455.0	.423	.825	1176.7	105.0	.999	.012	1.033	1.300
457.5	.436	.794	1166.4	107.5	.999	.010	1.033	1.301
460.0	.449	.765	1156.6	110.0	.999	.008	1.033	1.301

УДЕЛЬНАЯ РАБОТА СГОРАНИЯ LYZ= .9508 МДЖ/КГ

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ

УГОЛ АЛЬФА ОБЪЕМ ДАВЛ.РАСШ. ТЕМП. РАСШ.

460.0	.449	.765	1156.6
470.0	.497	.663	1110.5
480.0	.539	.591	1074.4
490.0	.576	.539	1046.3
500.0	.607	.501	1024.9
510.0	.631	.475	1009.3
520.0	.648	.457	998.5
530.0	.658	.447	992.3
540.0	.661	.444	990.2

ДАВЛЕНИЕ КОНЦА РАСШИРЕНИЯ.....PV= .4441 МПА
ТЕМПЕРАТУРА КОНЦА РАСШИРЕНИЯ.....ТВ= 990.2291 ГРАД К
УДЕЛЬНАЯ РАБОТА РАСШИРЕНИЯ.....LZV= .1234 МДЖ/КГ
КОЭФФИЦИЕНТЫ ПРОПОРЦИОНАЛЬНОСТИ..PKR1= .0112
PKR2= 1.8129

ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА

УДЕЛЬНАЯ РАБОТА ЦИКЛА.....LI= .6894 МДЖ/КГ
ИНДИКАТОРНЫЙ К П Д.....KPDIN= .4673
СРЕДНЕЕ ИНДИКАТОРНОЕ ДАВЛЕНИЕ.....PI= 1.1225 МПА
ИНДИКАТОРН. УДЕЛЬНЫЙ РАСХ. ТОПЛ..GI= 181.2857 Г/КВТ*Ч

ПРИЛОЖЕНИЕ 3
ЗИЭФ-603 Сметанин С.А. Тяговый расчет

икр	0,00	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90
$P_{кр}$, кН	0,0	7,5	15,0	22,5	30,0	37,5	45,0	52,5	60,0	67,5	75,0	82,5	90,0	97,5	105,0	112,5	120,0	127,5	135,0
$P_{с}$, кН	12,0	19,5	27,0	34,5	42,0	49,5	57,0	64,5	72,0	79,5	87,0	94,5	102,0	109,5	117,0	124,5	132,0	139,5	147,0
$V_{с}$, км/ч	7,65	4,71	3,40	2,66	2,19	1,85	1,61	1,42	1,28	1,15	1,06	0,97	0,90	0,84	0,78	0,74	0,70	0,66	0,62
δ	0,000	0,003	0,006	0,009	0,012	0,016	0,020	0,024	0,029	0,034	0,040	0,046	0,053	0,062	0,072	0,086	0,104	0,135	1,000
$V_{л}$, м/с	7,65	4,69	3,38	2,64	2,16	1,82	1,58	1,39	1,24	1,12	1,01	0,93	0,85	0,79	0,73	0,67	0,62	0,57	0,00
$N_{ф}$, кВт	91,8	56,3	40,6	31,6	25,9	21,9	18,9	16,7	14,9	13,4	12,2	11,1	10,2	9,4	8,7	8,1	7,5	6,8	0,0
$N_{с}$, кВт	0,0	0,3	0,5	0,8	1,1	1,5	1,8	2,2	2,7	3,1	3,6	4,2	4,9	5,7	6,7	7,9	9,6	12,4	91,8
$N_{ф+с}$, кВт	91,8	56,6	41,1	32,5	27,0	23,4	20,8	18,9	17,5	16,5	15,8	15,4	15,1	15,1	15,4	16,0	17,0	19,2	91,8
$N_{к}$, кВт	91,8	91,8	91,8	91,8	91,8	91,8	91,8	91,8	91,8	91,8	91,8	91,8	91,8	91,8	91,8	91,8	91,8	91,8	91,8
$N_{кр}$, кВт	0,0	35,2	50,7	59,3	64,8	68,4	71,0	72,9	74,3	75,3	76,0	76,4	76,7	76,7	76,4	75,8	74,8	72,6	0,0
$N_{лв}$, кВт	120,0	120,0	120,0	120,0	120,0	120,0	120,0	120,0	120,0	120,0	120,0	120,0	120,0	120,0	120,0	120,0	120,0	120,0	120,0
$P_{ф}$, кН	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0
η	0,000	0,293	0,423	0,494	0,540	0,570	0,592	0,608	0,619	0,627	0,633	0,637	0,639	0,639	0,637	0,632	0,623	0,605	0,000