

Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»

На правах рукописи



Салов Андрей Юрьевич

УЛУЧШЕНИЕ ГАЗООБМЕНА В ДИЗЕЛЕ
С ГАЗОТУРБИННЫМ НАДДУВОМ ПРИМЕНЕНИЕМ
ЭЖЕКТОРА ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

Специальность 05.04.02 – Тепловые двигатели

Диссертация
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор
Лазарев Евгений Анатольевич

Челябинск – 2022

Содержание

Введение	4
1 Оценка и повышение эффективности систем охлаждения наддувочного воздуха.....	9
1.1 Способы и средства охлаждения наддувочного воздуха.....	9
1.2 Основные направления снижения затрат мощности на функционирование систем охлаждения наддувочного воздуха	12
1.3 Система эжекционного охлаждения и способы изменения циркуляции охлаждающего воздуха.....	25
1.4 Цель и задачи исследования	31
2 Согласование элементов систем газотурбинного наддува и эжекционного охлаждения наддувочного воздуха	35
2.1 Рабочий цикл и тепловой баланс дизеля с газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха	35
2.2 Расчетно-теоретическое определение коэффициента эжекции в эжекторе.....	39
2.3 Определение рационального распределения энергии отработавших газов между турбиной и эжектором	43
2.4 Разработка условия достижения рационального распределения энергии между турбиной и эжектором.....	56
2.5 Разработка условий достижения заданной эффективности эжекционного устройства на номинальном режиме работы дизеля.....	61
2.6 Возможность регулирования сопла эжектора.....	63
3 Расчетно-аналитическое исследование и анализ параметров системы «турбина ТКР-эжектор-охладитель наддувочного воздуха»	65
3.1 Определение показателей рабочего цикла и параметров агрегатов наддува ..	66
3.2 Влияние степени расширения газа в системе «турбина ТКР-эжектор» на коэффициент эжекции и показатели дизеля.....	68
3.3 Определение рационального значения коэффициента эжекции.....	72

3.4	Численное моделирование работы эжектора на номинальном режиме.....	87
3.5	Определение размеров опытного эжектора для экспериментального исследования.....	98
4.	Методика экспериментального исследования, экспериментальная установка и применяемое оборудование	103
4.1	Обоснование объекта исследования и разработка методики экспериментального исследования	103
4.2	Создание и отработка конструкции объекта исследования.....	111
4.3	Применяемая контрольно-измерительная аппаратура и оценка погрешности измерений	118
4.4	Обработка результатов экспериментальных данных.....	121
5	Экспериментальное исследование опытного эжектора на моторном стенде..	123
5.1	Определение регулировочных характеристик эжектора	124
5.2	Оценка показателей эжектора при параметрах ОГ двигателя по нагрузочной характеристике.....	139
5.3	Определение показателей эжектора при изменении параметров ОГ двигателя по скоростной характеристике.....	142
	Заключение	145
	Список использованных источников	148

Введение

Современные требования, предъявляемые к двигателям внутреннего сгорания, предполагают в том числе высокий КПД двигателя. Одним из путей повышения КПД является снижение мощности, расходуемой на привод вспомогательных агрегатов. Для системы воздухообеспечения двигателя это означает, например, повышение КПД компрессора и турбины, охладителя наддувочного воздуха, уменьшение затрат мощности на циркуляцию охлаждающей среды через охладитель, а также поиск альтернативных путей охлаждения наддувочного воздуха или повышение эффективности системы в целом.

Существует множество альтернативных схем охлаждения, среди которых можно выделить эжекционную, в которой циркуляция охлаждающего воздуха происходит за счёт эжектора, рабочим потоком которого являются отработавшие газы. Достоинством подобной системы является относительная простота, обусловленная отсутствием вращающихся частей, свойственных вентиляторной системе. Однако, эффективность эжекционной системы недостаточно изучена.

Актуальность темы диссертационного исследования:

1. Недостатками распространенного использования вентилятора для циркуляции охлаждающего воздуха в матрице охладителя наддувочного воздуха, в частности повышенными затратами мощности, сложными конструкциями, условиями эксплуатации и компоновки различных типов привода
2. Неполным учетом влияния эжектора на изменение рабочих параметров агрегатов наддува при определении его параметров
3. Недостаточным изучением влияния распределения энергии ОГ между турбиной и эжектором на эффективность газотурбинного наддува в дизеле
4. Необходимостью повышения достоверности методов оценки эффективности газообмена в дизеле и технических решений по совершенствованию системы газотурбинного наддува

Оценка влияния эжектора на параметры дизеля и элементы системы газотурбинного наддува, а также нахождение сочетания параметров эжекционной

системы, обеспечивающее наилучшую топливную экономичность или максимальную мощность двигателя несомненно актуально.

Цель настоящего исследования заключается в улучшение газообмена в дизеле с газотурбинным наддувом применением эжектора для снижения затрат энергии на охлаждение наддувочного воздуха.

Объект исследования. Система охлаждения наддувочного воздуха в дизеле с газотурбинным наддувом, промежуточным охлаждением наддувочного воздуха и эжектором.

Предмет исследования. Закономерности работы дизеля с газотурбинным наддувом, промежуточным охлаждением наддувочного воздуха и эжектором.

Практическая ценность:

1. Разработана методика расчета системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха с условием обеспечения максимальной её эффективности для заданного режима работы двигателя.
2. Определены геометрические параметры эжектора для четырехцилиндрового дизеля с газотурбинным наддувом и охлаждением наддувочного воздуха.
3. Реализована в программных комплексах Matlab и SolidWorks методика расчета системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха.
4. Обоснована целесообразность оценки эффективности эжектора использованием экспериментальной проверки его параметров на макетном двигателе как генераторе газа.

Научная новизна результатов диссертации заключается в следующем:

1. Разработана комплексная замкнутая математическая модель системы газообмена дизеля с газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха, дополненная описанием процессов в эжекторе при различных способах его размещения в магистрали отработавших газов.
2. Установлена эффективность последовательного размещения эжектора после турбины турбокомпрессора в магистрали отработавших газов системы газообмена.

3. Оценено влияние распределения энергии отработавших газов между турбиной турбокомпрессора и эжектором на эффективность газотурбинного наддува в дизеле.

На защиту выносятся перечисленные выше основные результаты, имеющие научную новизну и практическую ценность.

Апробация работы. Основные положения диссертации обсуждались на научно-практических конференциях ЮУрГУ (2012-2016 гг.), ЧГАА (2012-2014 гг.), на 2-й Международной научно-технической конференции «Пром-Инжиниринг».

Основное содержание диссертации отражено в следующих публикациях:

1) Лазарев, Е.А. Новый способ и устройство управления газообменом в дизеле с газотурбинным наддувом / Е.А. Лазарев, А.Н. Помаз, А.Ю. Салов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2013. – № 1. с. 132-136.

2) Лазарев, Е.А. Функциональные особенности и параметры системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха в дизеле / Е.А. Лазарев, А.Н. Помаз, А.Ю. Салов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2014. – № 1. с. 17-25.

3) Лазарев, Е.А. Методика расчета и экспериментальной оценки эффективности эжекционной системы охлаждения наддувочного воздуха / Е.А. Лазарев, А.Н. Помаз, А.Ю. Салов // Научный поиск: материалы 7-й научной конференции докторантов и аспирантов. ЮУрГУ. – 2015. – с. 31-40.

4) Лазарев, Е.А. Согласование режимов работы и характеристика системы «турбокомпрессор-охладитель-эжектор» в дизеле с наддувом / Е.А. Лазарев, А.Ю. Салов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2016. – № 4. с. 23-31. DOI: 10.14529/engin160403.

5) Lazarev E. System of ejection cooling of the charged air and evaluation of its effectiveness in the engine / E. Lazarev, A. Pomaz, A. Salov // Procedia Engineering. – 2016. – Vol. 150. p. 235 – 240.

6) Lazarev E. Exhaust gases energy use in the course of gas exchange in diesel-fueled vehicles / E. Lazarev, V. Lazarev, A. Pomaz, A. Salov // Energy and Sustainability – 2017. – Vol. 224. doi: 10.2495/ESUS170091.

Содержание диссертации. Диссертационная работа, рассматривающая задачу разработки математической модели системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха, состоит из введения, пяти глав, заключения, библиографического списка.

Во введении указана актуальность работы, её новизна и практическая значимость, указаны выносимые на защиту положения и результаты исследований, обосновывается актуальность темы диссертационной работы.

В первой главе рассмотрены системы охлаждения наддувочного воздуха, используемые в двигателестроении, указаны их достоинства и недостатки. Даны описание работы этих систем и применяемость. Как альтернатива описана система эжекционного охлаждения наддувочного воздуха. Указано основное достоинство этой системы, заключающееся том, что для циркуляции охлаждающего воздуха через матрицу охладителя наддувочного воздуха используется не эффективная мощность двигателя, а энергия отработавших газов после турбины, и недостаток – её невысокая эффективность. Сформулированы цель и задачи исследования.

Вторая глава посвящена математическому описанию работы каждого из элементов, входящих в систему. Проанализированы две различные схемы включения эжектора: схема с установкой эжектора после и турбины и схема с установкой эжектора параллельно турбине.

Показана связь элементов и их влияние друг на друга. Построена комплексная обобщенная математическая модель, в которой объединены модели всех элементов, входящих в систему эжекционного охлаждения. Показаны условия нахождения рациональных соотношений параметров элементов исходя из получения наибольшей мощности дизели, наибольшей степени охлаждения наддувочного воздуха в ОНВ или наилучшей топливной экономичности. Указаны условия,

при которых эжекционная система охлаждения как минимум не хуже вентиляторной.

В третьей главе даны решения уравнений, сформированных во второй главе, применительно к двигателю 4ЧН13/15. Найдены рациональные значения степеней понижения давления в турбине и эжекторе и рациональные значения расходов отработавших газов через турбину и эжектор. Выполнены аналитические расчеты основных узлов системы: турбины, эжектора, охладителя наддувочного воздуха, рабочего цикла двигателя. С использованием математического моделирования определены пространственные поля температур, давлений и скоростей в проточных трактах турбины и эжектора. Определены условия для моделирования эжектора и показано уравнение подобия для эжектора.

Четвертая глава посвящена описанию объекта исследования – дано обоснование применения модельного эжектора вместо реального, определены его размеры. Приведены методики экспериментального исследования показателей двигателя с установленным на него эжектором на различных режимах нагружения. Описаны экспериментальная установка, измерительная и регистрирующая аппаратура, используемая в эксперименте, и методика обработки результатов и оценки погрешностей.

В пятой главе показаны результаты экспериментального исследования, проводившегося на стенде – снятые нагрузочные, скоростные и регулировочные характеристики. Сопоставляются полученные экспериментальные результаты с результатами теоретического расчета.

В заключении приведен анализ основных положений выполненной диссертационной работы, сформулированы основные результаты и выводы.

1 Оценка и повышение эффективности систем охлаждения наддувочного воздуха

Развитие науки ведет к появлению новых технологий и постоянному росту требований, предъявляемых к транспортным дизелям. Среди таких требований повышение топливной экономичности, уменьшение вредных выбросов с отработавшими газами, увеличение мощности и другие. Для определения путей достижения новых результатов необходим анализ основных направлений совершенствования рабочего цикла и процессов, происходящих в двигателе. Одним из путей является совершенствование процессов газообмена, происходящих в двигателе. Движение по этому пути заставляет производителей двигателей совершенствовать агрегаты наддува и теплообменные аппараты, а также искать, в том числе, новые способы и средства охлаждения наддувочного воздуха.

1.1 Способы и средства охлаждения наддувочного воздуха

Высокая удельная мощность обеспечивается повышенным средним эффективным давлением, достигаемым увеличением цикловой подачи топлива при повышении плотности воздушного заряда на впуске с помощью газотурбинного наддува.

Увеличение плотности воздушного заряда при наддуве достигается повышением давления. При этом происходит повышение температуры воздушного заряда из-за чего уменьшается плотность НВ и снижается эффект от увеличения давления кроме того рост температуры увеличивает тепловую нагруженность элементов дизеля. Повышение температуры воздушного заряда компенсируется промежуточным его охлаждением перед поступлением в цилиндр. При неизменных расходе топлива и давлении воздушного заряда промежуточное охлаждение повышает коэффициент избытка воздуха и индикаторный КПД цикла за счет сокращения продолжительности процесса сгорания и снижения тепловых потерь

при некотором росте максимальных давления и скорости его нарастания в цилиндре. Охлаждение НВ также приводит к уменьшению тепловой нагрузки на элементы камеры сгорания и головки блока цилиндров, что зачастую является фактором, сдерживающим дальнейший возможный рост степени повышения давления.

С увеличением уровня форсирования охладитель наддувочного воздуха (ОНВ) становится неотъемлемой частью двигателей с наддувом.

Существуют следующие подходы к понижению температуры наддувочного воздуха:

1. Посредством теплообмена в теплообменниках поверхностного (рекуперативного и регенеративного) типа, когда по одну сторону теплообменной поверхности циркулирует наддувочный воздух, а по другую – охлаждающая среда (жидкость или воздух).

2. Непосредственно изменением внутренней энергии сжатого воздуха в турбодетандерах или цилиндрах двигателя.

3. За счёт испарения в наддувочном воздухе впрыснутой в распыленном состоянии жидкости (испарительной охлаждение) или непосредственного контакта с жидкостью.

4. Комбинацией в различных сочетаниях перечисленных способов.

Основным видом теплообменников, использующихся для охлаждения наддувочного воздуха, являются рекуперативные. Существуют два основных типа промежуточных охладителей наддувочного воздуха: «воздух-воздух» и «воздух-вода». В первом, соответственно, теплота передается от наддувочного воздуха к охлаждающему воздуху, а во втором – от НВ к жидкости, как правило, охлаждающей жидкости, циркулирующей в системе охлаждения двигателя, либо в отдельном контуре. Каждому типу свойственны как достоинства, так недостатки. Так охладители типа «воздух-жидкость» имеет более высокие коэффициенты теплопередачи (а соответственно и меньшие размеры), но для охлаждения воды нужен радиатор, а также дополнительный насос, если охлаждающая жидкость дви-

жется в отдельном контуре. К тому же подобные охладители более громоздки, т.к. требуют герметичного соединения по тракту движения жидкости. Их достоинством также является подогрев НВ при работе двигателя при отрицательных температурах и частичных нагрузках, что благоприятно сказывается на рабочем цикле. В охладителях типа «воздух-воздух» охлаждающим воздухом является атмосферный воздух, забираемый из подкапотного пространства или снаружи энергетической установки, но такие охладители имеют меньший коэффициент теплопередачи и, соответственно требуют больших площадей теплообмена и занимают большее место при тех же перепадах температур [1]. Однако, они более просты конструктивно.

В ОНВ типа «воздух-воздух» циркуляция ОВ через матрицу теплообменника осуществляется, как правило, двумя основными способами:

1. Скоростной – применяется на легковых автомобилях. При движении автомобиля набегающий поток окружающего воздуха направляется через ОНВ.
2. Вентиляторный – движение ОВ осуществляется вентилятором, приводимым от электродвигателя или коленчатого вала двигателя. Применяется на тракторных, стационарных и форсированных двигателях.

Независимо от типа ОНВ циркуляция охлаждающей среды через охладитель требует затрат энергии. В случае скоростного – это увеличение лобового сопротивления автомобиля. В случае жидкостного охлаждения или воздушного – это затраты мощности на привод водяного насоса или вентилятора. Основные схемы расположения ОНВ показаны на рисунок 1.1 [2].

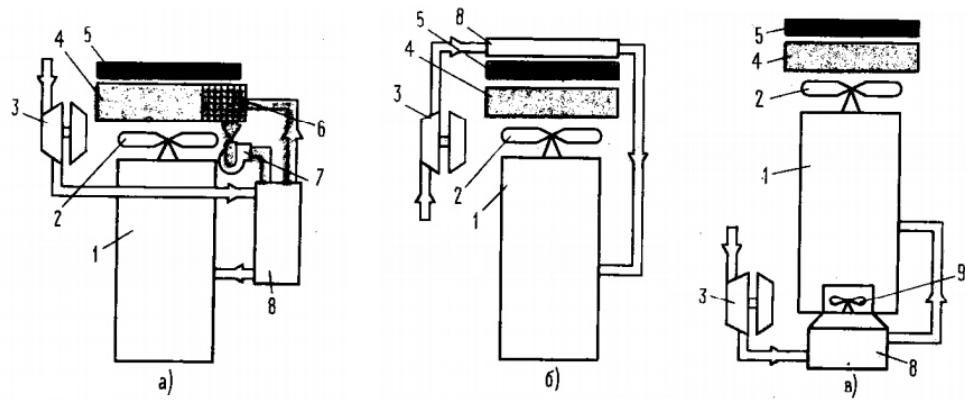


Рисунок 1.1 – Схемы установки ОНВ на автотракторных двигателях

1 – двигатель, 2 – основной вентилятор, 3 – агрегат наддува, 4 – водяной радиатор, 5 – масляный радиатор, 6 – секция водяного радиатора для охлаждения наддувочного воздуха, 7 – вспомогательный водяной насос, 8 – ОНВ, 9 – вспомогательный вентилятор.

Помимо основных схем существует множество различных их компоновок.

Для ОНВ типа «воздух-воздух» это, во-первых, различные расположения ОНВ относительно радиатора системы охлаждения. Во-вторых, различный привод вентилятора: от коленчатого вала (через передачу или непосредственно), электропривод, турбопривод и т. д.

В случае ОНВ типа «воздух-жидкость» жидкость, охлаждающая НВ, может двигаться в отдельном контуре или в общем контуре системы охлаждения двигателя. Также используется разный привод насоса, перекачивающего охлаждающую жидкость.

1.2 Основные направления снижения затрат мощности на функционирование систем охлаждения наддувочного воздуха

Снижение затрат мощности на функционирование систем охлаждения наддувочного воздуха ведется по двум путям: 1) совершенствование теплообменных аппаратов 2) снижение затрат мощности на функционирование самих систем охлаждения путём их совершенствования, 3) использование альтернативных источников энергии для функционирования систем и другие способы охлаждения.

Совершенствование теплообменников состоит в использовании новых материалов, технологий производства и формы теплообменных поверхностей, проектировании устройств с такими геометрическими параметрами, кои обеспечивали бы минимальные энергетические потери при большой тепловой эффективности. Подобный подход позволяет при одних и тех же энергозатратах на перемещение теплоносителей в теплообменнике получить большую тепловую эффективность.

Тепловая эффективность современных теплообменников доходит до 95% (рекуператоры компании АСТЕ S.A. (Бельгия)), а охладителей наддувочного воздуха до 92% (например, ОНВ фирмы Mahle (Германия)).

С увеличением уровня форсирования в системах охлаждения НВ в рамках традиционных схем турбонаддува постепенно снижается эффективность, что и развивает интерес к поиску новых схем и принципов организации охлаждения НВ в системах воздухообеспечения двигателей [3].

Одной из них является система испарительного охлаждения, в которой наддувочный воздух охлаждается за счет испарения в нем жидкости, имеющей достаточно высокую удельную теплоту парообразования [3, 4]. При испарительном охлаждении охлаждающая жидкость распыливается перед входным патрубком компрессора, в результате чего процесс сжатия в нем приближается к изотермическому. Изотермический процесс является самым энергоэффективным процессом сжатия из осуществимых. Одной из существенных особенностей данной системы охлаждения является то, что охлаждающий агент с охлаждаемым воздухом поступает в цилиндр, оказывая влияние на все процессы, происходящие в нем во время работы двигателя. В качестве охлаждающего агента могут применяться горючие сжиженные газы, спирты, водоспиртовые смеси, вода – некоторые из них могут выступать и как добавка к основному топливу. Также может использоваться и само топливо. Один из вариантов такой схемы показан на рисунок 1.2.

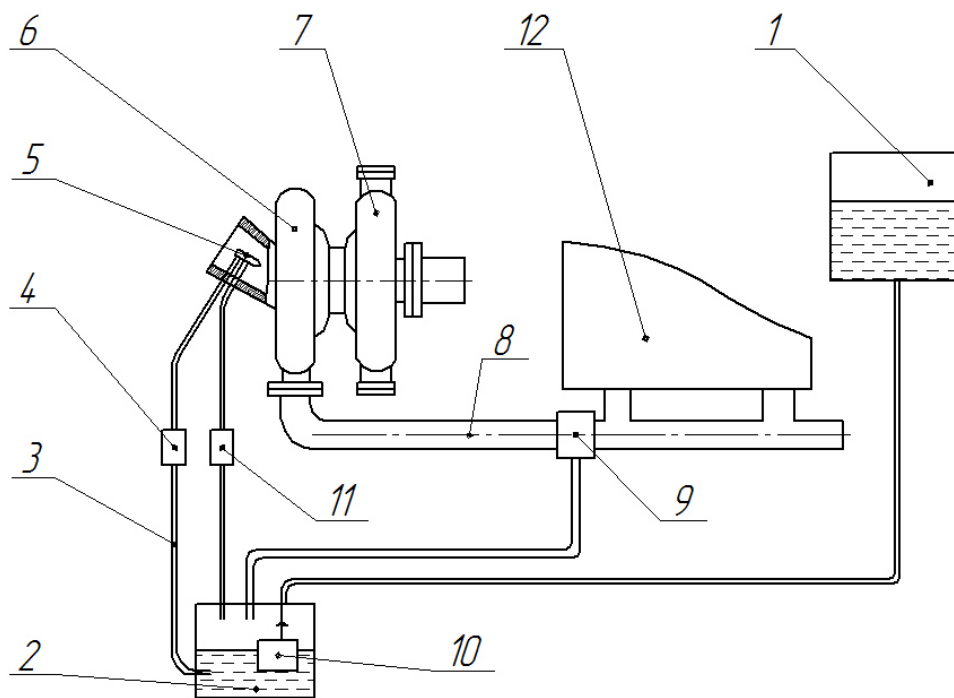


Рисунок 1.2 – Пример системы испарительного охлаждения НВ

1 – емкость с жидкостью, 2 – поплавковая камера, 3 – трубопровод подвода жидкости к распылителю, 4 – клапан жидкостный, 5 – распылитель, 6 – компрессор, 7 – турбина, 8 – впускной коллектор, 9 – пленкоотборник, 10 – поплавков, 11 – клапан пневматический, 12 – двигатель.

Система работает следующим образом. Жидкость, используемая для испарительного охлаждения находится в емкости 1, из которой по трубопроводу поступает в поплавковую камеру 2 через поплавковый клапан 10, поддерживающий постоянный уровень жидкости. Из камеры 2 жидкость под давлением наддувочного воздуха поступает к распылителю 5. Воздух в распылитель поступает из впускного коллектора 8 через пленкоотборник 9, поплавковую камеру 2 и воздушный клапан 11. Расход жидкости регулируется клапаном 4. Пленкоотборник служит для удаления капель жидкости из впускного коллектора, образующихся из двухфазного потока после компрессора.

Однако, данный метод не получил распространения из-за ухудшения свойств смазочного масла при попадании в него воды, а также из-за высоких требований к чистоте и жесткости воды, обусловленных высокими скоростями потока в каналах компрессора.

Частным случаем испарительного охлаждения является контактный – при контактном охлаждении надувочный воздух непосредственно контактирует со

струями воды. Недостатками метода являются возможность попадания воды в цилиндры двигателя, большой расход воды и необходимость дополнительных затрат мощности на прокачку воды.

Также существуют и другие необычные способы охлаждения НВ, например, использование эффекта Ранка-Хилша – эффекта температурного разделения газа [5, 6, 7]. При такой схеме наддувочный воздух разделяется на два потока, которые особым образом направляются в цилиндрической или конической камере. Вследствие один поток имеет пониженную температуру, а другой повышенную.

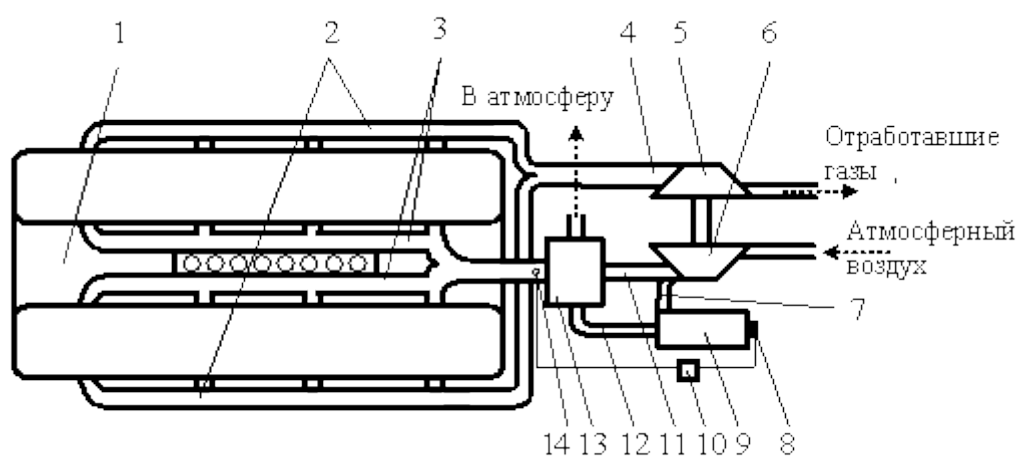


Рисунок 1.3 – Схема системы стабилизации температуры наддувочного воздуха при работе двигателя на различных режимах с использованием вихревой трубы

1 – ДВС, 2 – выпускные коллекторы, 3 – впускные коллекторы, 4 – выхлопная труба, 5 – газовая турбина, 6 – компрессор, 7 – воздухопровод подачи воздуха в вихревую трубу, 8 – управляющее устройство, 9 – вихревая труба, 10 – блок управления, 11 – воздухопровод наддувочного воздуха, 12 – воздухопровод холодного воздуха, 13 – воздухо-воздушный ОНВ, 14 – датчик температуры наддувочного воздуха.

Охлаждение с применением вихревого эффекта может быть применимо для охлаждения воздуха, необходимого для приготовления горючей смеси. Для этого необходимо установить вихревую трубу в газозвушной тракт впускной системы двигателя внутреннего сгорания. Вихревой эффект представляет собой газодинамический процесс, который проходит в пространственном турбулентном потоке сжимаемого газа и который реализуется в вихревой трубе.

Другим направлением повышение эффективности систем охлаждения является исключение из системы охлаждения насоса или вентилятора и использование каких-либо сторонних источников энергии для циркуляции охлаждающего воздуха через ОНВ. Так, циркуляция ОВ через ОНВ иногда осуществляется с помощью турбовентилятора. При этом турбина, приводящая его в действие, использует либо непосредственно энергию НВ, либо энергию ОГ.

В первом случае надувочный воздух в количестве до 10 % от общего расхода воздуха в двигателе отбирают на выходе из компрессора и направляют в турбину турбовентилятора [8]. В соединительном трубопроводе предусматривают автоматическое устройство, прекращающее подачу воздуха к турбине турбовентилятора и исключаящее охлаждение наддувочного воздуха на тех режимах, когда в этом нет необходимости. Недостаток схемы в ее сложности, обусловленной наличием высокооборотного турбовентилятора и затратой значительного количества наддувочного воздуха на его привод. По такому пути, например, пошла фирма «Garrett» (США) при разработке системы охлаждения НВ для дизелей «Maxidyne» компании Mack (США) (рисунок 1.4).

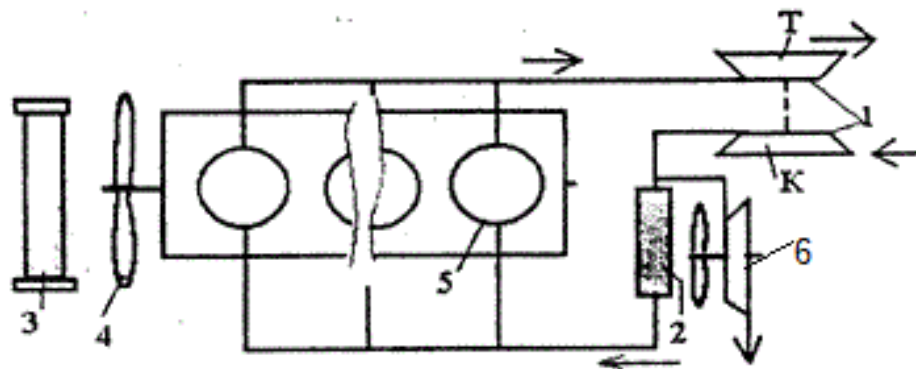


Рисунок 1.4 – Схема системы охлаждения наддувочного воздуха на дизеле Mack V-8

1 – турбокомпрессор, 2 – ОНВ, 3 – радиатор системы охлаждения двигателя, 4 – вентилятор, 5 – двигатель, 6 – турбовентилятор.

Кроме основной роли охлаждения наддувочного воздуха такая система служит и целям регулирования наддува перепуском части наддувочного воздуха после компрессора.

Во втором случае турбина турбовентилятора последовательно включается по ходу ОГ после турбины турбокомпрессора [9]. Подобный подход используется фирмами «Scania» и «Volvo Trucks» на седельных тягачах. Подобные дизели также носят название турбокомпаундных.

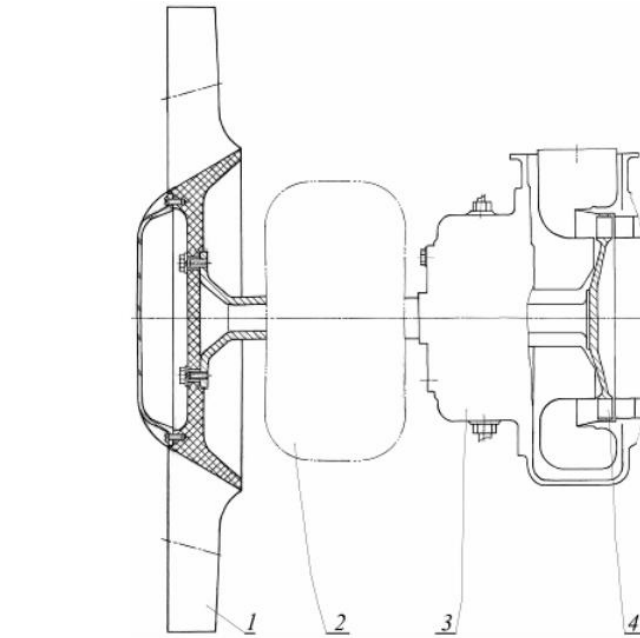


Рисунок 1.5 – Схема турбовентилятора для системы жидкостного охлаждения турбопоршневого дизеля

1 – диагональный вентилятор, 2 – обгонная муфта, 3 – промежуточный редуктор, 4 – осевая турбина.

Использование турбовентилятора позволяет сократить расход топлива на 6 % [10]. Недостатком подобных систем охлаждения является сложность и высокая стоимость механической понижающей передачи между турбиной и вентилятором.

Схема, получившая наименование "низкотемпературной", основана на применении теплообменника для охлаждения небольшого расхода охлаждающей жидкости с приближением ее температуры к температуре атмосферного воздуха. При такой схеме достигается более глубокое охлаждение наддувочного воздуха [11].

Фирма «Cummins» взяла за основу эту схему, разработав двигатель «Big Cam – IV» с оригинальной системой ОНВ, основным элементом которой является низкорасходный («low flow») или "низкотемпературный" радиатор (рисунок 1.6).

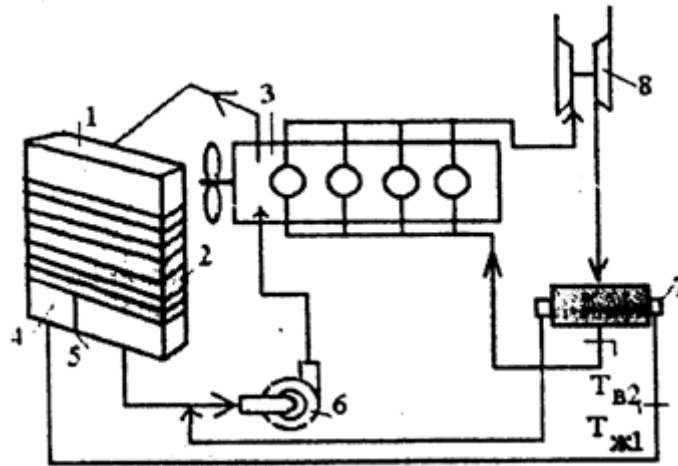


Рисунок 1.6 – Система охлаждения НВ двигателя «Big Cam – IV»

1 – раздающий коллектор, 2 – радиатор, 3 – блок цилиндров дизеля, 4 – сборный коллектор радиатора, 5 – перегородка, 6 – водяной насос, 7 – ОНВ, 8 – турбокомпрессор.

Раздающий коллектор 1 радиатора 2 соединён трубопроводом с рубашкой охлаждения блока двигателя 3. В сборном коллекторе 4 радиатора установлена перегородка 5, разделяющая его на две полости, одна из которых соединена с всасывающим патрубком насоса 6, а другая – с впускным патрубком ОНВ 7. Выпускной патрубок ОНВ подключён к всасывающему патрубку насоса. Установка перегородки в сборном коллекторе радиатора позволяет отделить поток охлаждающей жидкости, поступающей непосредственно в зарубашечное пространство блока цилиндров, от потока жидкости, направляемого в ОНВ. Таким образом, ОНВ оказывается включённым в параллельный контур циркуляции жидкости. Обособленная секция радиатора, включённая в параллельный контур, выполняет роль радиатора системы ОНВ. Площади проходных сечений трубопроводов подобраны так, чтобы скорость охлаждающей жидкости в трубках обособленной секции была бы меньше, чем в основной части радиатора. Этим достигается более глубокое охлаждение жидкости, поступающей в ОНВ, а, следовательно, и более глубокое охлаждение наддувочного воздуха.

В качестве автономного агрегата прокачки воздуха могут использоваться электровентиляторы.

На ХКБД (Украина) разработали водо-воздушный ОНВ, который является составной частью компрессора (рисунок 1.7).

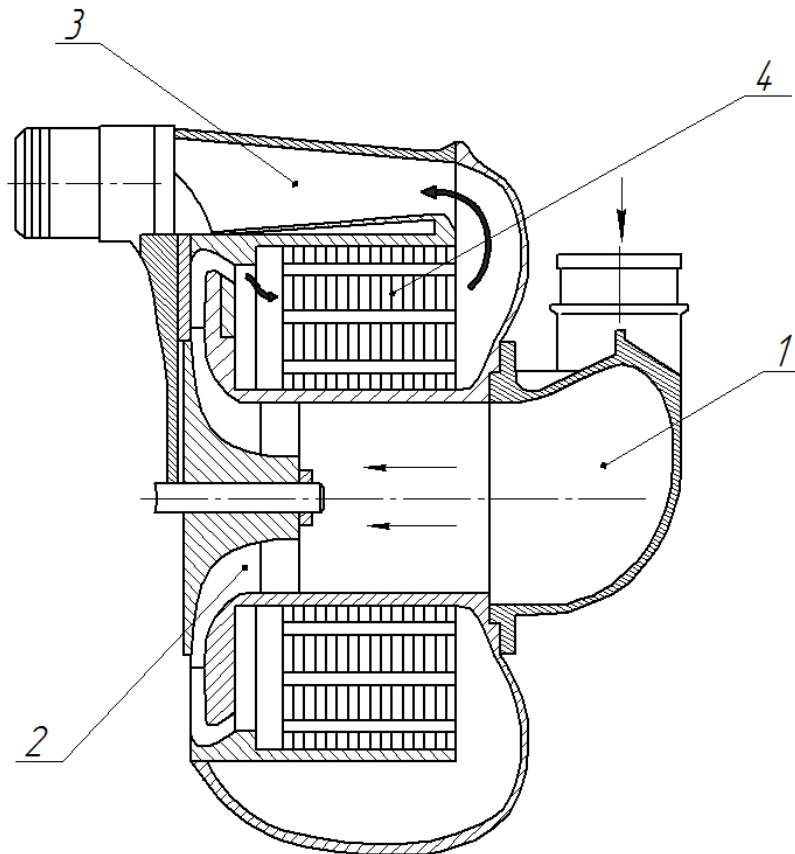


Рисунок 1.7 – Компрессор системы наддува двигателя 6ДН 12/2х12

1 – воздухозаборный патрубок, 2 – рабочее колесо компрессора, 3 – воздухоотводящий патрубок компрессора, 4 – матрица охладителя.

Охладитель выполнен в виде двух кольцевых матриц, смонтированных на крышке корпуса компрессора, вокруг входного устройства компрессора. Матрица ОНВ представляет собой пакет концентрично оребренных трубок, соединенных с коллекторами для охлаждающей жидкости. Пакет охвачен обечайками, предотвращающими утечку воздуха по краям матрицы.

Расположение полостей для охлаждающей жидкости образует теплообменник со схемой течения теплоносителей – перекрестный ток с противотоком.

Подобное расположение ОНВ потребовало перепроектировать радиальный лопаточный диффузор в радиально-осевой с целью снижения потерь на участке перехода воздуха от диффузора к матрице ОНВ. Скорость потока на входе матрицы составляет 12 м/с [12].

Существуют схемы с турбодетандерным охлаждением надувочного воздуха. Такой тип охлаждения позволяет получать температуру НВ ниже температуры окружающей среды. Одна из схем представлена на рисунке 1.8.

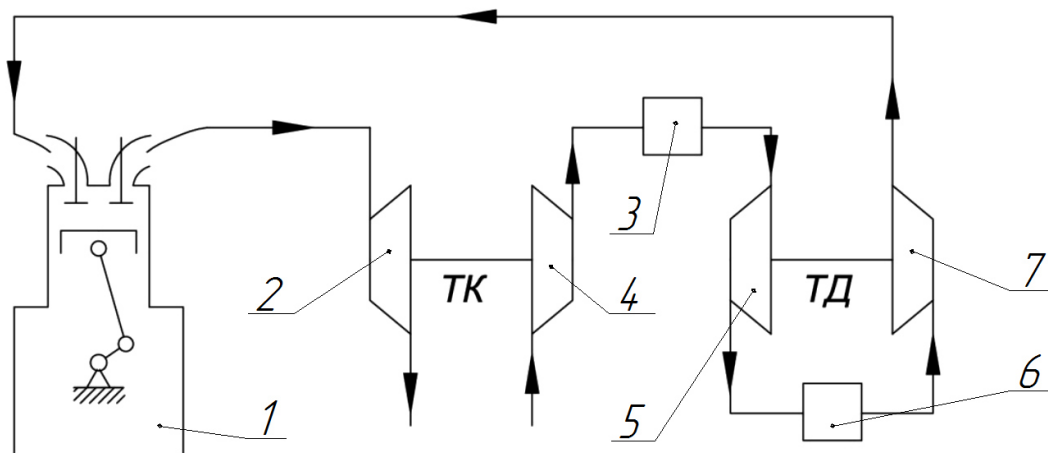


Рисунок 1.8 – Схема двигателя с турбодетандерным охлаждением НВ

ТК – турбокомпрессор, ТД – турбодетандер, 1 – ДВС, 2 – турбина турбокомпрессора, 3 – дополнительный теплообменник, 4 – компрессор турбокомпрессора, 5 – компрессор турбодетандера, 6 – ОНВ, 7 – турбина турбодетандера.

Система наддува работает следующим образом. Отработавшие газы двигателя 1 направляются в турбину 2 турбокомпрессора, где расширяясь, совершают работу, которая идет на сжатие воздуха в компрессоре 4. Отдавшие значительную часть потенциальной энергии ОГ с небольшим остаточным давлением отводятся в окружающую среду. Сжатый воздух поступает в компрессор 5 турбодетандера, досжимается, и направляется в ОНВ 6, где охлаждается до температуры близкой к температуре окружающей среды. Затем воздух поступает в турбину турбодетандера 7, где совершает работу для привода компрессора и расширяется до температуры ниже окружающей среды, а затем направляется в цилиндры двигателя. Между компрессорами турбокомпрессора и турбодетандера может стоять промежуточный охладитель 3 [13]. Цикл приведен на рисунке 1.9.

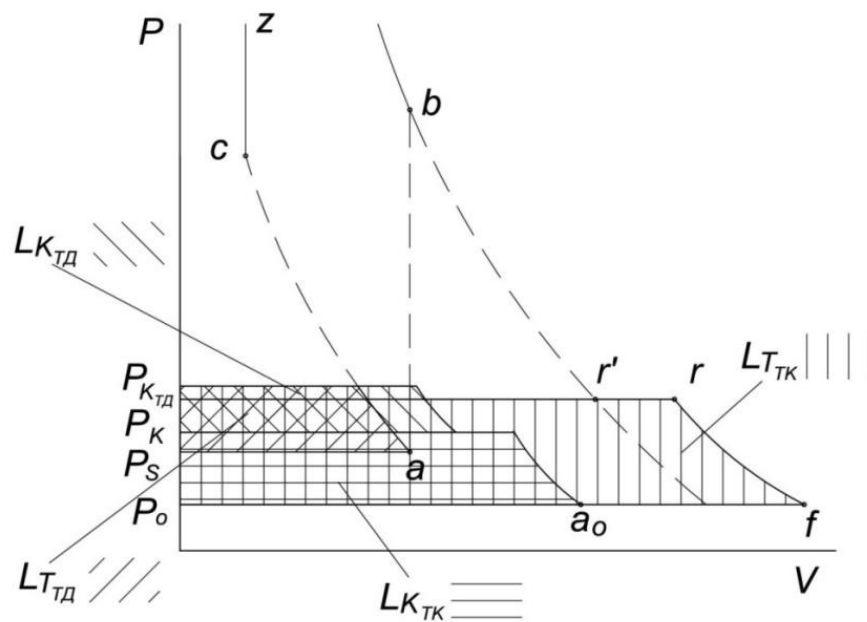


Рисунок 1.9 – Цикл двигателя с турбодетандерным охлаждением НВ

Подобный способ применялся фирмой "Купер-Бессемер"[14]. Снижение температуры воздуха в охлаждающей турбине турбодетандера будет тем больше, чем больше давление воздуха перед ней давления наддува.

Необычным является применение турбодетандерного расширения при использовании каскадных и волновых обменников давления (КОД) [15]. Подобные схемы позволяют обеспечивать неизменность давления наддува в очень широком диапазоне скоростных режимов двигателя.

Достоинством турбодетандерного охлаждения является получение низких температур НВ. Низкие температуры, могут требоваться для предотвращения детонации в ДВС, работающих на легких топливах. Кроме того, если охлаждение воздуха происходит перед компрессором, то его ресурс увеличивается. Недостатком такого типа охлаждения является сложность конструкции.

В подобных схемах с использованием теплоты наддувочного воздуха (и ОГ) может использоваться двух- трехкаскадное охлаждение НВ.

Другим направлением повышения эффективности охлаждения наддувочного воздуха является использование низкопотенциальной теплоты ОГ или теплоты

самого наддувочного воздуха [16, 17, 18]. Например, используя для охлаждения воздуха парозжекторную машину (рисунок 1.10).

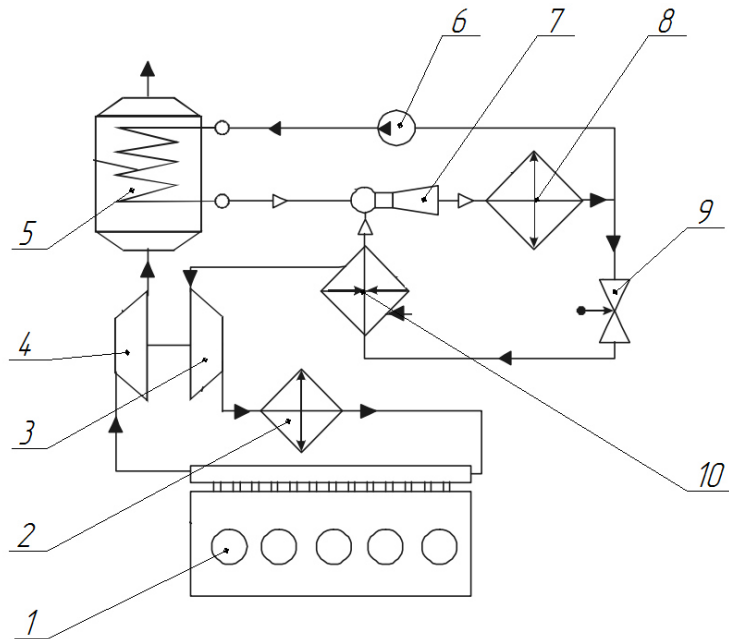


Рисунок 1.10 – Использование парозжекторной машины
для охлаждения наддувочного воздуха

1 – ДВС, 2 – ОНВ, 3 – компрессор, 4 – турбина, 5 – парогенератор, 6 – насос, 7 – эжектор, 8 – конденсатор, 9 – клапан, 10 – испаритель-охладитель.

В представленной схеме отработавшие газы после турбины попадают в парогенератор 5, где отдают теплоту рабочему телу, циркулирующему в замкнутом контуре. Образовавшийся пар поступает в эжектор 7 и разгоняясь в сопле передает энергию холодному потоку, идущему из испарителя 10. Смесь холодного и горячего паров после эжектора поступает в конденсатор 8, где конденсируется, отдавая теплоту окружающей среде. Клапан 9 часть потока направляет обратно в газогенератор, а часть – в испаритель, где эжектором поддерживается низкое давление, обеспечивающее низкую температуру кипения. Испаряясь в испарителе, жидкость отбирает теплоту у воздуха, поступающего в компрессор.

Температура конденсации очевидно должна быть выше температуры окружающей среды, а температура кипения – при охлаждении воздуха перед компрессором – ниже. Для обеспечения этого перепада давлений используется эжектор. В случае когда охладитель-испаритель стоит после компрессора, температура кипе-

ния может быть выше температуры окружающей среды, но при этом повышается и температура конденсации, что снижает КПД установки.

Такой способ разрабатывается в НУК им. Макарова и предлагается для использования на судовых дизелях [19, 20].

Достоинством метода является использование теплоты отработавших газов, которой они обладают после турбины, недостатком – низкая эффективность системы.

К системам охлаждения надувочного воздуха также можно отнести двигатели, работающие по циклу Миллера, который последнее время приобретает известность [21, 22].

В цикле Миллера охлаждение НВ происходит при расширении заряда в цилиндре двигателя в конце такта впуска. Это осуществляется за счет раннего (до прихода поршня в н.м.т.) закрытия впускного клапана. При этом для обеспечения наддува давление, создаваемое компрессором, должно быть выше требуемого давления наддува.

Рассматриваемый способ охлаждения позволяет осуществить в поршневом ДВС цикл, у которого степень сжатия меньше степени расширения. Такой цикл имеет более высокий термический КПД, чем известные циклы Отто, Дизеля, Тринклера.

Цикл Миллера показан на рисунке 1.11. В базовом цикле сжатие начинается в точке 1, в цикле Миллера – в точке a' . При укороченном впуске, на участке цикла $a'-1-a'$, при закрытых клапанах происходит предварительное расширение рабочего тела (участок $a'-1$) после чего следует его предварительное сжатие (участок $1-a'$). Таким образом, для данного способа реализации цикла Миллера, процесс сжатия состоит из двух этапов – предварительного и основного. Под моментом начала основного сжатия следует понимать момент, когда давление в рабочем цилиндре превысит давление во впускном ресивере (коллекторе) [22, 23].

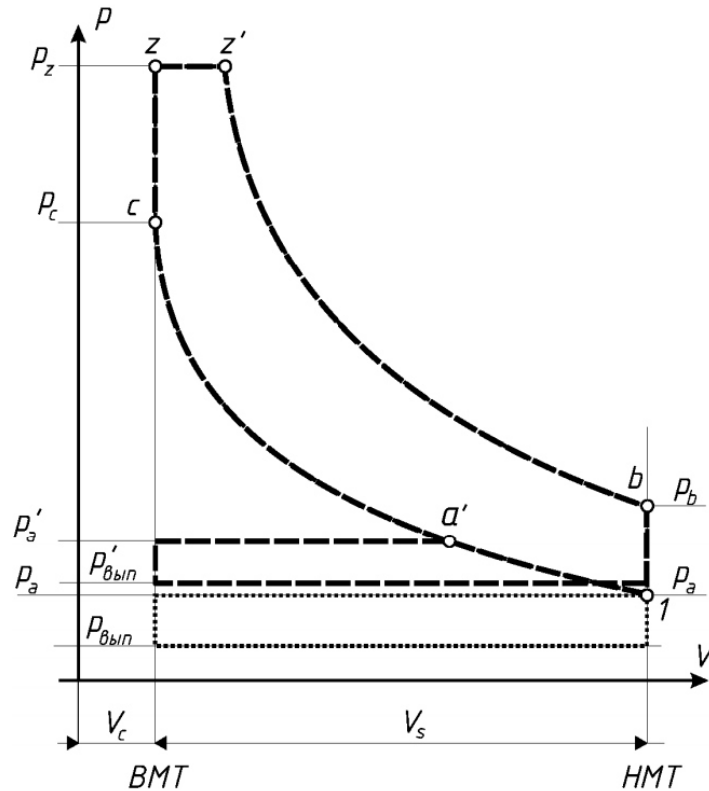


Рисунок 1.11 – Цикл Миллера с укороченным впуском: --- цикл Миллера, – базовый цикл.

Основным недостатком цикла Миллера является то, что при прочих равных условиях уменьшается коэффициент наполнения рабочего цилиндра, а значит развиваемая двигателем мощность. Компенсировать потерю мощности можно повысив давление воздуха после компрессора. Однако при этом необходимо затратить дополнительную мощность на привод компрессора.

Двигателем Mazda-Miller, работающим по такому циклу оснащался автомобиль Xedos 9. Двигатель имеет степень сжатия на 70% меньше степени расширения. Подача воздуха осуществляется винтовым компрессором, приводимым от коленчатого вала. Несмотря на то, что геометрическая степень сжатия равна 10, фактическая же значительно ниже, что позволяет использовать обычный низкооктановый бензин, не опасаясь детонации.

Подобный двигатель компания Volkswagen устанавливает на модификации автомобилей Volkswagen GOLF и Skoda Octavia. Двигатель EA211 1.5 TSI evo имеет геометрическую степень сжатия 12,5. Подача воздуха осуществляется турбо-

компрессором с регулируемым сопловым аппаратом. Также и компания Audi разработала свой вариант двигателя, работающего по циклу Миллера – 2.0 TFSI ultra.

Также одной из альтернативных систем охлаждения наддувочного воздуха является эжекционная, в которой циркуляция ОВ через матрицу ОНВ осуществляется с помощью эжектора.

1.3 Система эжекционного охлаждения и способы изменения циркуляции охлаждающего воздуха

Эжектор – газодинамическое устройство (рисунок 1.12), в котором энергия от одного потока – рабочего (эжектирующего, высоконапорного) – посредством смешения передается другому – инжектируемому (эжектируемому, низконапорному) [24]. При этом полное давление рабочего потока падает, а инжектируемого – возрастает.

Эжекторы нашли широкое применение во многих отраслях техники благодаря своему основному качеству – повышению давления инжектируемого потока происходит без непосредственной затраты механической энергии. А также благодаря простоте и, соответственно, надежности, обуславливаемыми тем, что в эжекторах нет подвижных частей (шкивов, валов, подшипников и проч.), требующих специального ухода, особых условий работы или подверженных износу, что особенно важно при работе с горячими или агрессивными средами (такими как, например, отработавшие газы).

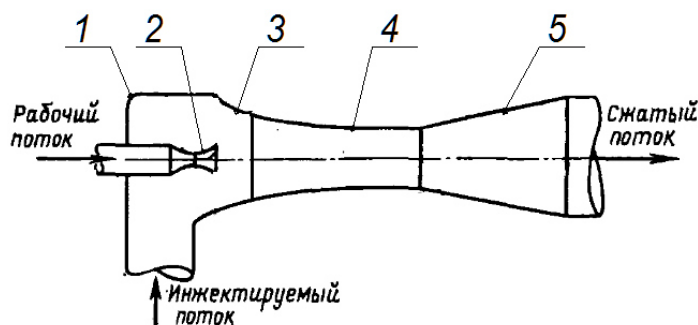


Рисунок 1.12 – Принципиальная схема эжектора

Независимо от назначения эжектора в нем имеются следующие конструктивные элементы: приемная камера 1, рабочее сопло 2, сопло инжектируемого газа 3, камера смешения 4, диффузор 5.

Принцип работы эжектора основан на законах сохранения импульса, сохранения энергии и сохранения массы. Рабочий и инжектируемый потоки поступают в камеру смешения, где происходит выравнивание скоростей, температур и давлений.

Струйные аппараты, как правило, используются для поддержания постоянного давления в различного рода испарителях холодильных систем [25] и кондиционеров [26, 27]. А также для выравнивания давления в магистрали, работающей из нескольких нефтяных скважин.

Есть пример использования эжектора в системе охлаждения легкого вертолета с дизельным двигателем [28].

Применение эжекторов на автотранспорте не очень распространено – в основном они используются для удаления пыли из воздушных фильтров (на двигателях автомобилей Урал, КамАЗ и двигателе Д12А-375Б автомобилей БелАЗ) [29].

Применительно к двигателю внутреннего сгорания рабочим потоком являются, как правило, отработавшие газы, а инжектируемым – атмосферный воздух, проходящий через какие-либо устройства – фильтры или теплообменники. При этом удаляется пыль, поддерживается требуемое разрежение или отводится теплота.

Например, имеется опыт использования эжектора в системе охлаждения двигателя трактора ДЭТ-250 [30]. На тракторе установлен 12-цилиндровый V-образный безнаддувный дизель В-30 (или В-31М2). На головках блоков двигателя установлены по два выпускных коллектора, каждый из которых отводит отработавшие газы из трех соседних цилиндров в одну секцию эжектора. Эжекторы установлены симметрично по бокам дизеля (рисунок 1.13).

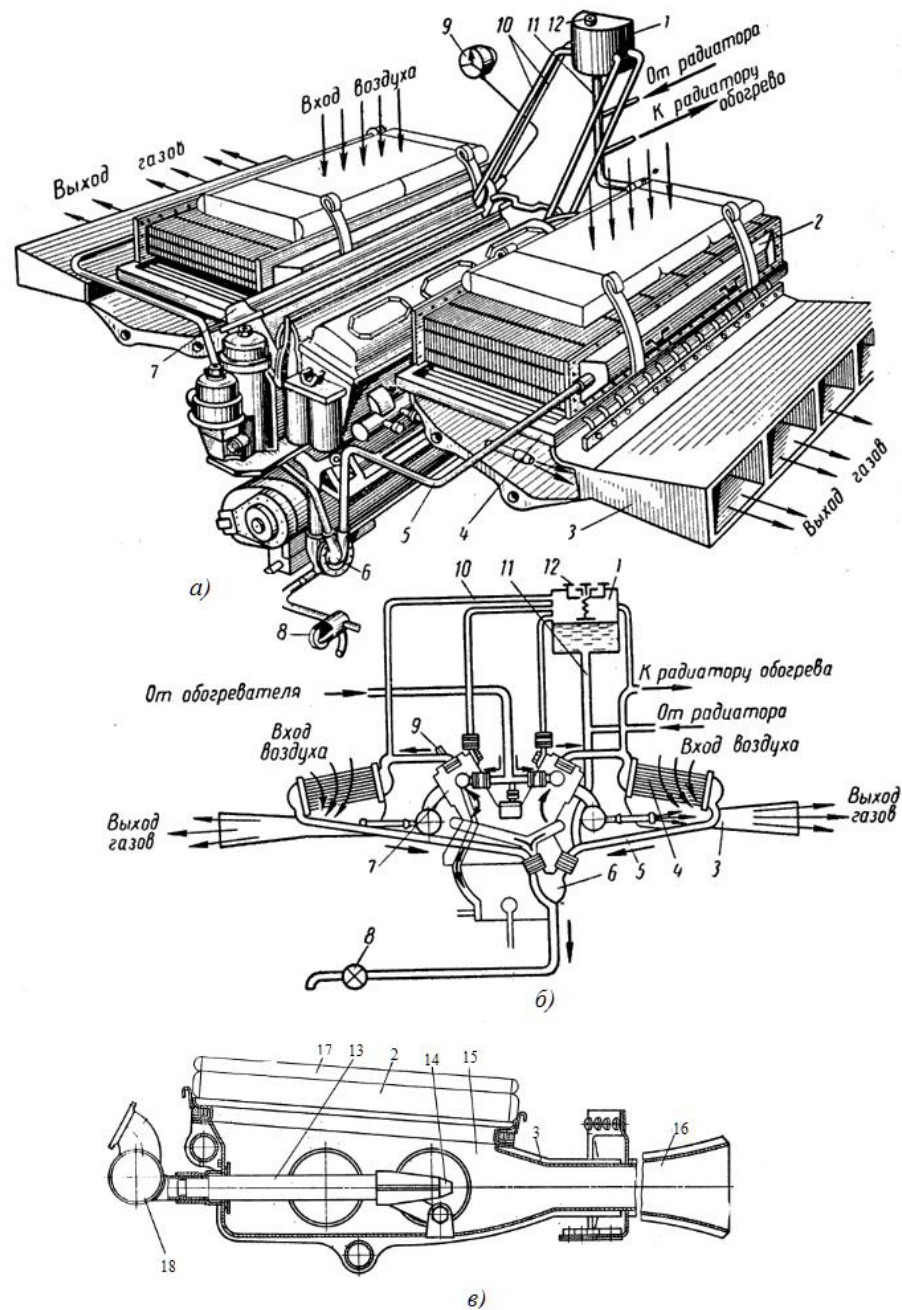


Рисунок 1.13 – Система охлаждения двигателя В-30

а – общий вид, б – принципиальная схема, в – эжектор: 1 – расширительный бачок, 2 – водяные радиаторы, 3 – корпус эжектора, 4 – жалюзи, 5, 10, 11 – трубопроводы, 6 – водяной насос, 7 – дизель, 8 – спускной кран, 9 – термометр, 12 – паровоздушный клапан, 13 – труба, 14 – сопло, 15 – камера смешения, 16 – диффузор, 17 – масляный радиатор, 18 – выпускной коллектор.

Отработавшие газы из выпускного коллектора 18 поступают в трубу 13, которая оканчивается соплом 14. Струя газов с большой скоростью вытекает из сопла в камеру смешения 15, где отдает часть своей кинетической энергии находящему-

ся в камере воздуху и увлекает его вместе с собой в диффузор 16. В результате удаления части воздуха в камере создается разрежение, благодаря которому туда через радиаторы – водяной 2 и масляный 17 – поступает атмосферный воздух.

Системы эжекционного охлаждения двигателя нашли довольно широкое применение в различных машинах специального назначения. Так ещё в 1946 г., ввиду сложности и трудоемкости производства электромеханических приводов системы охлаждения двигателя ТД-30, а также значительных затрат мощности на их привод, главный конструктор Ж.Я. Котин поставил исследовательской группе ОГК филиала Опытного завода №100 и ЛКЗ задачу по созданию эжекционной системы охлаждения танка ИС-7 [31] (рисунок 1.14).

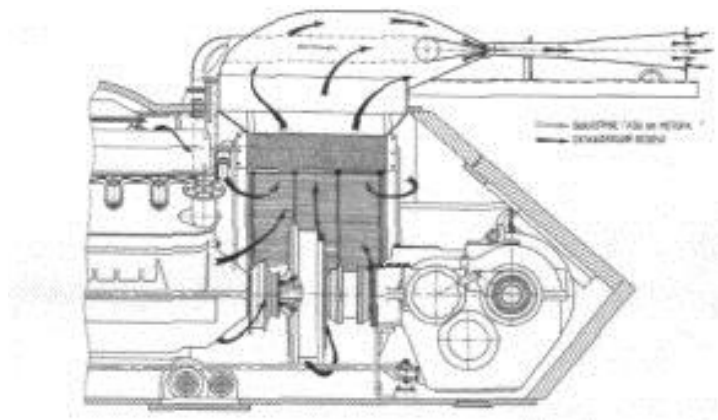


Рисунок 1.14 – Система охлаждения двигателя танка ИС-7.

Безнаддувные двигатели УТД-20 и УТД-29 машин БМП-2 и БРЭМ-Л имеют комбинированную – эжекционную и вентиляторную – систему охлаждения [32, 33]. Водяной и масляный радиаторы установлены аналогично радиаторам двигателя В-31М2, т.е. также в коробе эжектора (рисунок 1.15).

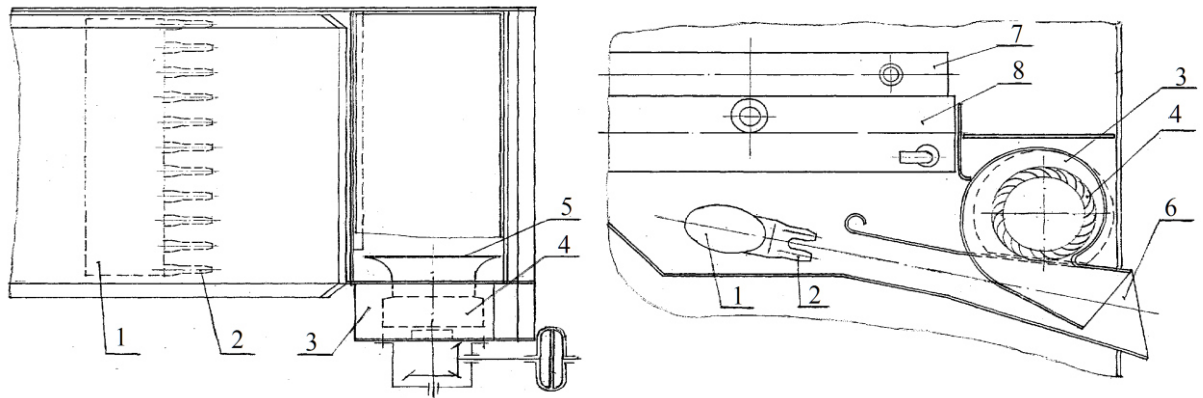


Рисунок 1.15 – Эжекционная система охлаждения двигателя УТД-20

1 – труба глушителя, 2 – рабочие сопла эжекторов, 3 – дополнительный вентилятор системы охлаждения, 4 – колесо вентилятора, 5 – вход вентилятора, 6 – проточная часть эжектора, 7 – масляный радиатор, 8 – водяной радиатор.

Работы по совершенствованию этих систем и в настоящее время ведутся в ОАО «СКБМ» г. Курган [34, 35].

Аналогичную систему охлаждения имеют двигатели серии В-46 – В-46-4 [36], используемые на транспортере-тягаче МТ-Т, и двигатель В-45Т, предназначенный для одной из модификаций танка Т-64 [36]. При этом, указанные двигатели имеют центробежный нагнетатель, приводимый от коленчатого вала.

Эжекционную систему охлаждения имеют также двигатели серии 5ТДФ, ранее устанавливавшиеся на танки серии Т-64 [37]. Эти двигатели имеют частичный газотурбинный наддув, т.е. компрессор имеет привод как от газовой турбины, так и от одного из коленчатых валов двигателя. В ХКБД (Украина) продолжаются активные работы по совершенствованию этой эжекционной системы уже на двигателях нового поколения 6ТД-1 (735 кВт), 6ТД-2 (882 кВт) и 6ТД-4 (1103 кВт) [38, 39], устанавливаемых на танки Т-80УД и Т-84. Прототипом этих двигателей является 5ТДФ.

Во всех упомянутых схемах дизель либо безнаддувный, либо имеет приводной нагнетатель. За исключением серии 5ТДФ ни один двигатель не имеет ОНВ. Эжектор в упомянутых случаях используется только в системе охлаждения двигателя.

Однако использование эжектора в системе охлаждения двигателя имеет недостаток – при пониженной нагрузке двигателя (при мощности $\approx 0,3N_e$), эжекционная система охлаждения перестает справляться со своей задачей – значительно снижается эффективность отвода теплоты, что обусловлено более низким КПД эжекционной системы по сравнению вентиляторной. Именно для этого параллельно эжектору иногда добавляют вентилятор (двигатели УТД-20). Этот момент препятствует широкому распространению данной системы. Поэтому эжекционная система охлаждения двигателя наиболее прижилась лишь на форсированных двигателях.

Необычным является использование эжектора в системе охлаждения наддувочного воздуха в дизеле с газотурбинным наддувом [40], где эжектор служит для охлаждения НВ и установлен после турбины. Указанный выше недостаток становится достоинством – т.к. при малой нагрузке наддувочный воздух рекомендуется даже подогревать.

Особенностью такой системы является: 1) использование эжектора для охлаждения наддувочного воздуха и 2) установка эжектора после турбины турбокомпрессора.

Функционирование такой системы заключается в следующем (рисунок 1.16). Воздух из атмосферы поступает в воздухоочиститель 4, где очищается от загрязнений, а затем в компрессор 5. В компрессоре воздух сжимается, при этом его давление и температура возрастают. После компрессора воздух направляется в промежуточный охладитель наддувочного воздуха 3, где происходит теплообмен между наддувочным воздухом после компрессора и охлаждающим воздухом, циркулирующим через матрицу охладителя из окружающей среды. Поток охлаждающего воздуха после прохождения через матрицу ОНВ поступает в эжектор 8.

После охлаждения в промежуточном охладителе 3 воздушный поток от компрессора 5 направляется во впускной трубопровод 2 и далее в цилиндры дизеля. Поток отработавших газов из цилиндров дизеля поступает через выпускной трубопровод 7 в корпус турбины 6 турбокомпрессора, где тепловая энергия отрабо-

тавших газов преобразуется в механическую энергию вращения колеса турбины. Затем поток отработавших газов направляется в эжектор 8, который поддерживает разницу давлений, необходимую для циркуляции ОВ через ОНВ.

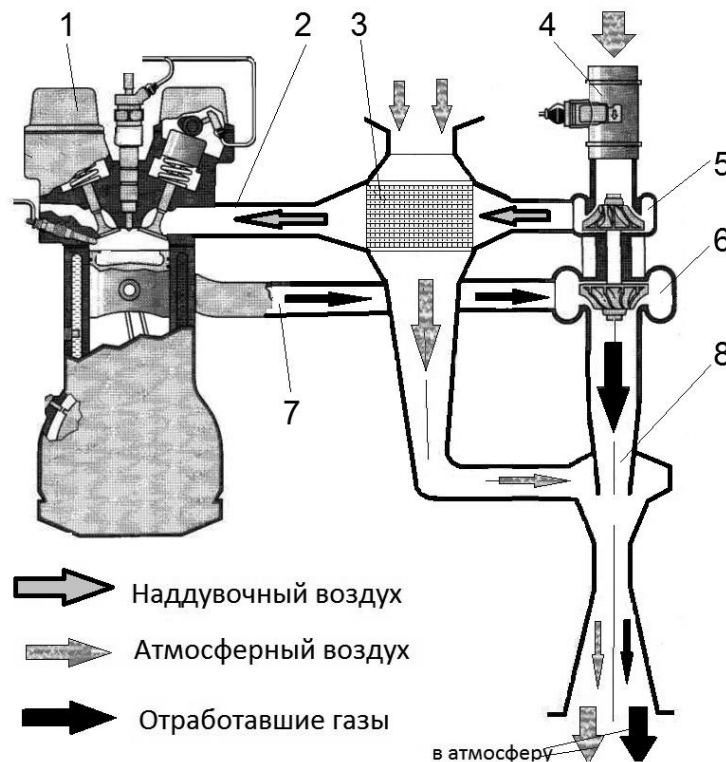


Рисунок 1.16. Система эжекционного охлаждения наддувочного воздуха в дизеле

1 – дизель, 2 – впускной трубопровод, 3 – охладитель наддувочного воздуха (ОНВ), 4 – воздушный фильтр, 5 – компрессор, 6 – турбина, 7 – выпускной трубопровод, 8 – эжектор.

Однако, функционирование подобной схемы возможно в случае, когда перед эжектором имеется избыточное по отношению к атмосферному давлению. Это, в свою очередь, требует неполного расширения ОГ в турбине а, следовательно, ведет к уменьшению максимально возможной работы турбины при данных условиях и, как следствие, к снижению степени повышения давления в компрессор. Если же, например, при проектном расчете такой системы задаться степенью повышения давления, которая может получиться при полном расширении ОГ в турбине, то для обеспечения работы эжектора потребуются либо повысить давление перед турбиной либо увеличить температуру ОГ. Это является недостатком такой си-

стемы. При этом повышение температуры ОГ увеличит тепловую напряженность её элементов и элементов двигателя, а увеличение давления уменьшит работу расширения в цилиндре двигателя. В случае, если не задаваться степенью повышения давления, а задаться постоянными параметрами ОГ перед турбиной, то увеличение противодавления за турбиной, обусловленного эжектором, будет приводить к уменьшению работы турбины. Часть работы расширения, забранная у турбины, будет использоваться для охлаждения НВ в ОНВ. Очевидно, что характеристика ОНВ также нелинейна и при определенном расходе приращение расхода ОВ не приводит к значительному приращению температуры. В этом случае разумно установить максимальное значение расхода ОВ на этом уровне. Таким образом, основной вопрос при проектировании такой системы основным является вопрос о правильном распределении энергии ОГ между турбиной и эжектором. Т.е. определение за счет чего плотность наддувочного воздуха прибавит больше – за счет повышения давления в компрессоре или за счет охлаждения в ОНВ.

1.4 Цель и задачи исследования

Анализ путей увеличения плотности свежего заряда показывает разнообразие конструкций и систем охлаждения наддувочного воздуха. Однако некоторые являются конструктивно сложными, другие обладают недостаточной эффективностью, третьи – строгими требованиями к эксплуатации и т. д. Использование эжектора для обеспечения циркуляции охлаждающего воздуха через ОНВ также имеет свои особенности. Такой способ обладает простотой конструкции, а также позволяет дополнительно использовать энергию отработавших газов за турбиной, что повышает общую эффективность комбинированного двигателя. Поэтому подобные конструкции используются в серийных двигателях в системе охлаждения двигателя. Вместе с тем эжектор создает дополнительное сопротивление на выходе из двигателя, что негативно влияет на процессы газообмена и эффективность в

целом. Использование эжектора в системе охлаждения надувочного воздуха в дизеле с газотурбинным наддувом исследован слабо. При ближайшем рассмотрении вопрос предстает весьма сложным, т.к. каждый элемент в такой системе влияет на соседние. Из этого следует, что рассмотрение работы только эжектора в отрыве от остальных элементов системы неоправданно, что усложняет анализ работы такой системы.

Система охлаждения надувочного воздуха, по возможности, должна отличаться простотой конструкции, надежностью в эксплуатации, долговечностью, а также иметь широкий рабочий диапазон либо простое регулирование. Проблемой является определение параметров и соответствующих геометрических размеров узлов системы, обеспечивающих оптимальную работу двигателя в целом. В частности, определение расхода охлаждающего воздуха (или коэффициента эжекции), который обеспечивал бы требуемую степень охлаждения.

Как правило, расчет эжектора для системы охлаждения сводится к определению размеров эжектора, обеспечивающих заданный коэффициент эжекции при заданных параметрах на входе в эжектор. При этом не учитывается, что само наличие эжектора может изменить параметры, соответствующие номинальному режиму работы двигателя и турбины.

Реализация эжекционной системы охлаждения надувочного воздуха предполагает использование энергии, которой обладают отработавшие газы за турбиной, в эжекторе, установленном после турбины. Эжектор позволит исключить вентилятор из системы охлаждения надувочного воздуха, т.к. будет служить для создания расхода охлаждающего воздуха через ОНВ. Определение оптимальных параметров системы, состоящей из турбокомпрессора, эжектора и ОНВ позволит повысить эффективный КПД (или мощность, в зависимости от постановки задачи) двигателя.

Определение параметров такой системы является главным вопросом при её разработке. При этом необходимо согласовать все элементы системы таким обра-

зом, чтобы они имели максимально возможный КПД на номинальном режиме и, по возможности, на частичных режимах работы двигателя.

Целью данной работы является улучшение газообмена в дизеле с газотурбинным наддувом применением эжектора для снижения затрат энергии на охлаждение наддувочного воздуха

В соответствии с поставленной целью сформулированы следующие задачи исследования:

1. Проанализировать использование и перспективы применения эжекторов в системах охлаждения и выпуска отработавших газов транспортных дизелей.

2. Создать комплексную математическую модель системы газообмена в дизеле с газотурбинным наддувом, охлаждением наддувочного воздуха и эжектором отработавших газов для проведения расчетно-теоретических исследований.

3. Теоретически оценить способы размещения эжектора и взаимосвязи его параметров с параметрами компрессора, охладителя и турбины при комплексном влиянии на процессы газообмена и показатели дизеля.

4. Установить закономерности изменения параметров системы охлаждения наддувочного воздуха, параметров газообмена и геометрических размеров элементов эжектора, обеспечивающие наилучшую топливную экономичность или наибольшую мощность дизеля.

5. Создать опытный образец эжекционного устройства для оценки параметров эжектора на экспериментальной установке при изменении режимов работы поршневого двигателя, используемого в качестве генератора газа.

6. Разработать рекомендации по созданию системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха в дизеле с газотурбинным наддувом

2 Согласование элементов систем газотурбинного наддува и эжекционного охлаждения наддувочного воздуха

Для качественного анализа сложной системы, состоящей из нескольких компонентов, необходима замкнутая математическая модель такой системы. К такой системе можно отнести и систему эжекционного охлаждения наддувочного воздуха, включающую в себя дизель, турбину, компрессор, эжектор и охладитель наддувочного воздуха, непосредственно, связанные друг другом. Создание математической модели, в свою очередь, невозможно без математического описания работы каждого элемента системы. Для уточнения отдельных параметров модели, например, таких как коэффициенты потерь разумным является использование численного моделирования, которое позволяет более точно оценить влияние различных геометрических факторов на параметры газовых потоков, а в случае газового эжектора, для которого до сих пор не существует однозначной методики расчёта, непосредственно определить и интегральные показатели, такие как коэффициент эжекции.

2.1 Рабочий цикл и тепловой баланс дизеля с газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха

В дизеле с ГТН и ОНВ тепловой баланс выглядит следующим образом [41]:

$$Q = Q_e + Q_b + Q_g + Q_m + Q_{ост}, \quad (2.1)$$

где Q – теплота, подведенная при сгорании топлива,

Q_e – теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя ($Q_e = N_e$),

Q_b – теплота, отводимая от двигателя охлаждающей средой,

Q_g – теплота, отводимая выпускными газами,

Q_m – теплота, отводимая смазочным маслом,

$Q_{\text{ост}}$ – остаточные потери теплоты (лучистый и конвективный теплообмен, неучтенные потери теплоты, теплота, эквивалентная кинетической энергии ОГ).

Перепишем это уравнение в удобном для нас виде для двигателя с эжекционной системой охлаждения НВ. Обозначим через $Q_{\text{п}}$ – теплоту, эквивалентную невосполнимым потерям (трение, лучистый и конвективный теплообмен, неполное сгорание топлива и проч.), далее введем $Q_{\text{э}}$ – теплоту, эквивалентную работе расширения ОГ в эжекторе, $Q_{\text{тк}}$ – теплоту, эквивалентную работе турбины турбокомпрессора, $Q_{\text{к}}$ – теплоту, эквивалентную работоспособности сжатого воздуха после компрессора, $\Delta Q_{\text{о}}$ – теплоту, отводимую от НВ в ОНВ, $Q_{\text{гт}}$ – теплоту, уносимую ОГ после эжектора. Таким образом, получим

$$Q_{\text{г}} = Q_{\text{тк}} + Q_{\text{э}} + Q_{\text{гт}}. \quad (2.2)$$

Теплота $Q_{\text{эв}}$, эквивалентная работе по перемещению ОВ эжектором есть

$$Q_{\text{эв}} = \eta_{\text{э}} Q_{\text{э}}, \quad (2.3)$$

где $\eta_{\text{э}}$ – КПД эжектора.

Уравнение (2.1) теплового баланса перепишется в виде

$$Q_{\text{к}} - \Delta Q_{\text{о}} + Q = Q_{\text{с}} + Q_{\text{тк}} + Q_{\text{э}} + Q_{\text{гт}} + Q_{\text{п}}. \quad (2.4)$$

Стоит упомянуть, что теплота, эквивалентная работе эжектора по перемещению ОВ $Q_{\text{эв}}$, не эквивалентна отводимой от НВ теплоте $\Delta Q_{\text{о}}$, в отличие от эквивалентных меж собой $Q_{\text{тк}}$ и $Q_{\text{к}}$. Работа эжектора затрачивается на перемещение воздуха и преодоление гидравлического сопротивления, несмотря на то, что теплообмен в ОНВ при этом может и отсутствовать.

Максимальное количество теплоты $\Delta Q_{\text{о}}$, которое может быть отведено от НВ при охлаждении его до исходной температуры (перед компрессором) ограничено работой компрессора, или в конечном счете теплотой, эквивалентной работе турбины $Q_{\text{тк}}$.

При постоянном коэффициенте избытка воздуха увеличение плотности воздуха приводит к увеличению расхода топлива и, соответственно, к увеличению Q , таким образом,

$$Q = \alpha_{\text{п}} \rho_k, \quad (2.5)$$

где $\alpha_{\text{п}}$ – коэффициент пропорциональности.

В свою очередь плотность ρ_k зависит от $Q_{\text{э}}$ и $Q_{\text{тк}}$

$$\rho_k = \frac{p_k(Q_{\text{тк}})}{R(T_k(Q_{\text{тк}}) - \Delta T(Q_{\text{э}}))}, \quad (2.6)$$

где p_k – давление перед впускными клапанами,

T_k – температура перед впускными клапанами,

ΔT – степень охлаждения в ОНВ.

Повышение температуры в компрессоре при адиабатном сжатии можно точно выразить через теплоту $Q_{\text{тк}}$

$$\tau_k = \frac{T_k}{T_a} = 1 + \frac{Q_{\text{тк}} \eta_{\text{тк}}}{c_{\text{рв}} G_{\text{в}} T_a}, \quad (2.7)$$

где $\eta_{\text{к}}$ – КПД турбокомпрессора,

$c_{\text{рв}}$ – изобарная удельная теплоемкость НВ,

$G_{\text{в}}$ – расход НВ,

T_a – температура НВ перед компрессором.

Степень повышения давления π_k в таком случае выразится через τ_k следующим образом

$$\pi_k = \tau_k^{\frac{k}{k-1}}, \quad (2.8)$$

где k – показатель адиабаты для НВ.

Тогда уравнение (2.6) можно переписать в следующем виде

$$\rho_k = \frac{p_a \pi_k}{R(T_a \tau_k - \Delta T(Q_3))} = \frac{p_a \left(1 + \frac{Q_{TK} \eta_{TK}}{c_{PB} G_B T_a}\right)^{\frac{k}{k-1}}}{R \left(T_a \left(1 + \frac{Q_{TK} \eta_{TK}}{c_{PB} G_B T_a}\right) - \Delta T(Q_3)\right)} \quad (2.9)$$

где p_a – давление НВ перед компрессором.

При этом, однозначно выразить степень охлаждения ΔT через Q_3 невозможно т.к. ΔT зависит ещё и от Q_{TK} .

С другой стороны,

$$Q_e = N_e = \frac{p_e V_h i n}{4 \tau_d} = \frac{V_h i n}{4 \tau_d} \frac{H_u}{L_0 \alpha} \eta_i \eta_v \eta_m \rho_k, \quad (2.10)$$

где p_e – среднее эффективное давление,

V_h – объём цилиндра,

i – число цилиндров,

n – частота вращения КВ,

τ_d – тактность двигателя,

H_u – низшая теплота сгорания,

L_0 – количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива,

α – коэффициент избытка воздуха,

η_i – индикаторный КПД,

η_v – коэффициент наполнения.

Для конкретного режима работы данное выражение можно переписать следующим образом

$$Q_e = \text{const} \cdot \eta_i \eta_v \eta_m \rho_k = \text{const} \cdot \eta_e \eta_v \rho_k, \quad (2.11)$$

где $\eta_e = Q_e/Q$ – эффективный КПД.

Это выражение совместно с (2.9) связывают теплоту, эквивалентную эффективной мощности с теплотами, эквивалентными мощностям турбины и эжектора.

2.2 Расчетно-теоретическое определение коэффициента эжекции в эжекторе

Для дальнейших изысканий потребуется знать основные законы, которые описывают работу эжектора.

Несмотря на то, что до сих пор не существует теории и надежной методики расчета эжекторов все же процессы, протекающие в струйных аппаратах, описываются едиными для всего физическими законами [42], с учетом определенных допущений. Основные положения расчета были предложены академиком С.А. Христиановичем еще в 1944 г. Им были получены основные уравнения, описывающие в общем виде процесс в эжекторе и являющиеся записью основных законов сохранения для начального и конечного сечения камеры смешения [43]:

1) Закон сохранения энергии.

Процессы, происходящие в эжекторе можно показать на i, s -диаграмме (рисунок 2.1).

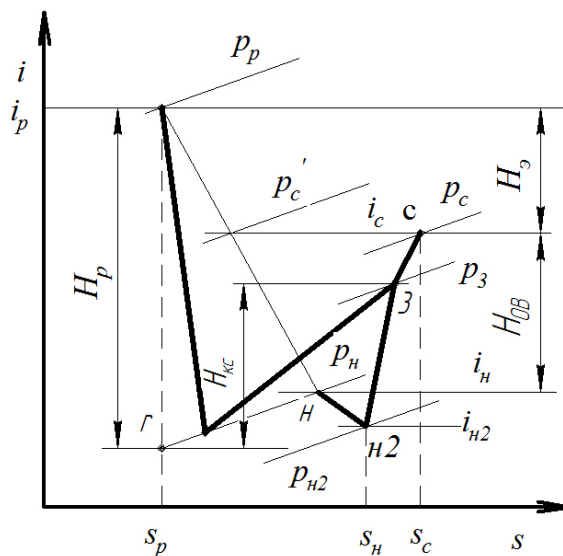


Рисунок 2.1 – i, s -диаграмма состояния газовых потоков в эжекторе:

«р» – состояние ОГ перед эжектором, «0» – состояние ОВ перед ОНВ, «н» – перед эжектором, «к» – состояние смешанного потока в конце камеры смешения, «с» – на выходе из диффузора эжектора; $p_p, p_c, p_3, p_n, p_{n2}$ – изобары; H_p – удельная адиабатная работа расширения ОГ в сопле эжектора, $H_с$ – удельная адиабатная работа расширения ОГ в эжекторе, $H_{ов}$ – удельная адиабатная работа сжатия ОВ в эжекторе.

Поток ОГ, расширяясь от давления p_p до давления p_c , совершает работу, которая на диаграмме выражается разницей энтальпий [44]:

$$H_{\text{э}} = i_p - i_c = \frac{k_{\text{т}}}{k_{\text{т}} - 1} R_{\text{т}} T_p \left(1 - \frac{1}{\pi_{\text{э}}^{\frac{k_{\text{т}}}{k_{\text{т}} - 1}}} \right), \quad (2.12)$$

где T_p^* – температура ОГ перед эжектором,

$k_{\text{т}}, R_{\text{т}}$ – показатель адиабаты и газовая постоянная ОГ соответственно,

i_p, i_c – энтальпия потока ОГ перед эжектором и после соответственно,

$\pi_{\text{э}} = p_p/p_c$ – степень понижения давления ОГ в эжекторе.

Эта работа идет на сжатие ОВ от давления $p_{\text{н}}$ до давления p_c

$$H_{\text{ов}} = i_c - i_{\text{н}} = \frac{k_{\text{в}}}{k_{\text{в}} - 1} R_{\text{в}} T_{\text{н}} \left(\pi_{\text{ов}}^{\frac{k_{\text{в}}}{k_{\text{в}} - 1}} - 1 \right), \quad (2.13)$$

где $k_{\text{в}}, R_{\text{в}}$ – показатель адиабаты и газовая постоянная воздуха соответственно,

$T_{\text{н}}^*$ – температура ОВ перед эжектором.

$\pi_{\text{ов}} = p_c/p_{\text{н}}$ – степень повышения давления ОВ в эжекторе.

Напишем баланс мощностей для эжектора

$$G_{\text{э}} H_{\text{э}} = G_{\text{ов}} H_{\text{ов}}, \quad (2.14)$$

где $G_{\text{э}}$ и $G_{\text{ов}}$ – расход ОГ через эжектор и ОВ соответственно.

Поделим обе части равенства на $G_{\text{э}}$

$$H_{\text{э}} = \frac{G_{\text{ов}}}{G_{\text{э}}} H_{\text{ов}}. \quad (2.15)$$

Отношение $G_{\text{ов}}/G_{\text{э}}$ обозначается через u и называется теоретическим коэффициентом эжекции:

$$u = \frac{G_{\text{ов}}}{G_{\text{э}}} = \frac{H_{\text{э}}}{H_{\text{ов}}} = \frac{i_p - i_c}{i_c - i_{\text{н}}}. \quad (2.16)$$

Уравнения (2.7-2.11) относятся к идеальному эжектору. Действительные же процессы протекают с потерями, а соответственно, при заданном фиксированном

давлении p_c , действительный коэффициент эжекции u_d будет меньше теоретического и определится в соответствии с уравнением как

$$u_d = \frac{i_p - i_c - T_0(s_p - s_c)}{i_c - i_n - T_0(s_c - s_n)}, \quad (2.17)$$

где s_p , s_n , s_c – удельная энтропия ОГ, ОВ и смешанного потока соответственно.

2) Закон сохранения массы (уравнение неразрывности) применительно к эжектору можно записать в виде:

$$G_c = G_p + G_{ов} = G_p(1 + u). \quad (2.18)$$

Учитывая, что для эжектора с цилиндрической КС (рисунок 2.2),

$$f_3 = f_{p2} + f_{н2}, \quad (2.19)$$

где f_3 , $f_{н2}$, f_{p2} – площади, занимаемые потоками в КС.

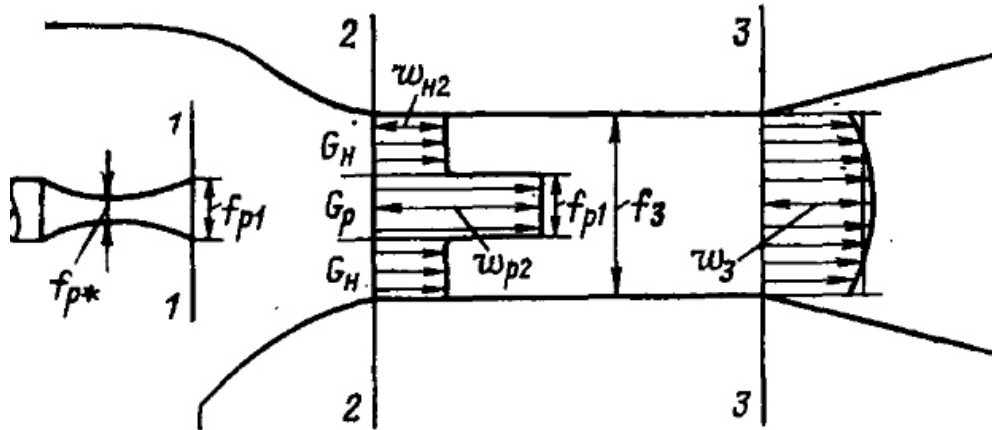


Рисунок 2.2 – Поля скоростей в начальном и конечном сечениях КС
параметры с индексом «р» относятся к рабочему потоку, «н» – к инжектируемому.

Можно записать (2.18) в следующем виде:

$$\frac{\sqrt{T_p^*}}{p_p^* q(\lambda_p) m_p} + \frac{u \sqrt{T_n^*}}{p_n^* q(\lambda_n) m_n} = \frac{(u+1) \sqrt{T_c^*}}{p_c^* q(\lambda_c) m_c}, \quad (2.20)$$

где T_c – температура смешанного потока на выходе из КС,

$q(\lambda)$ – ГДФ – безразмерная плотность тока,

$m = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{1}{R}}$ – показатель, зависящий от теплофизических параметров газа.

При этом допускается: 1) на участке между сечениями 1-1 и 2-2 не происходит смешения потоков, 2) скорость рабочего потока в сечении 2-2 равна скорости истечения газа из сопла и 3) $f_{p2} = f_{p1}$, $f_{н2} = f_3 - f_{p2}$.

3) Закон сохранения импульса (уравнение количества движения):

$$I_{p2} + I_{н2} = I_c, \quad (2.21)$$

где I – импульс потока в соответствующем сечении КС.

Это уравнение можно переписать в следующем виде:

$$G_3 (w_{p2} + u w_{н2} - (1+u) w_3) = (p_3 - p_{p2}) f_{p2} + (p_3 - p_{н2}) f_{н2} \quad (2.22)$$

где $w_{н2}$, w_{p2} – скорость воздуха и рабочего потока в сечении 2-2,

w_3 – скорость смешанного потока на выходе из КС.

Приведенные выше уравнения – (2.16), (2.20) и (2.22) дают связь между параметрами газов на входе в КС и на выходе из неё. Для однозначного решения – определения коэффициента эжекции (степени повышения давления) и геометрических размеров его обеспечивающих – нужно задать две группы параметров из трёх, например, параметры рабочего потока и смешанного потока, что позволит отыскать параметры инжектируемого потока. А в случае если эжектор, например, работает с переменным давлением эжектируемого (или рабочего) потока, которое зависит от коэффициента эжекции, требуются дополнительные уравнения связи между параметрами потоков.

К тому же не все режимы работы эжектора, получаемые решением вышеуказанных общих законов сохранения, могут быть реализованы, т.к. существуют физические ограничения в виде так называемых критических режимов [45].

После объединения (2.16), (2.20) и (2.22) можно получить уравнение, связывающее параметры потоков перед эжектором, коэффициент эжекции и геометрический параметр эжектора – отношение площади КС к площади сопла [46]:

$$\frac{p_c - p_n}{p_n} = \frac{k_t}{2(k_t + 1)} \frac{1}{\Pi_p} \frac{\phi_1^2 \phi_2^2 \lambda_p^2}{\left(\frac{1}{\phi_3} - 0,5 \right) \frac{v_c}{v_p} (1+u)^2 - (\phi_2 \phi_4 - 0,5) \frac{v_n}{v_p} \frac{f_{3p}}{f_{3p} - 1} u^2}, \quad (2.23)$$

где p_c – давление смешанного потока на выходе из аппарата,

p_n – давление ОВ на входе в аппарат,

$\Pi_p = p_n/p_p$ – отношение давлений ОГ и ОВ на срезе сопла,

λ_p – приведенная скорость на срезе сопла эжектора,

$\phi_1, \phi_2, \phi_3, \phi_4$ – коэффициенты скорости сопла, КС, диффузора и приемной камеры соответственно,

v_p, v_n, v_c – удельные объёмы ОГ (рабочего потока), ОВ (инжектируемого потока) и смешанного потока соответственно,

$f_{3p} = f_3/f_{p1}$ – отношение площадей КС и сопла.

2.3 Определение рационального распределения энергии отработавших газов между турбиной и эжектором

Рассмотрим следующую задачу. Некое конечное количество энергии ОГ может быть нужным образом распределено между агрегатами её использующими. Найти распределение, при котором получаемый эффект (каким бы он ни был) был бы максимальным.

Рассмотрим эту задачу применительно к схеме эжекционной системы охлаждения НВ (рисунок 1.16, глава 1). Как видно, в конечном счете работа ОГ после цилиндра идет на повышение плотности НВ. Однако повышение плотности происходит в двух устройствах различного типа: турбокомпрессор служит для увеличения давления НВ, а эжектор задействован в понижении температуры НВ. Так как оба устройства используют энергию ОГ, то имеет смысл постараться исполь-

зывать эту работу (в каждом устройстве и в общем) наиболее полно и эффективно. Эффективностью для такой схемы является получение максимальной степени охлаждения или плотности НВ, либо минимизация затрат мощности на функционирование схемы при обеспечении заданных параметров (степени охлаждения НВ, плотности НВ или мощности двигателя).

Полагая, что охлаждение НВ на двигателе требуется всё равно можно выделить два явных способа использования энергии ОГ:

1) израсходовать работу полностью в турбине для максимального повышения давления НВ в компрессоре. При этом дополнительно необходимо затрачивать мощность двигателя на работу системы охлаждения НВ – на привод вентилятора или водяного насоса.

2) частично израсходовать энергию ОГ в турбине и частично в эжекторе, который будет обеспечивать циркуляцию ОВ через ОНВ – для понижения температуры НВ.

Формальный третий вариант – использование всей энергии ОГ в эжекторе – по очевидным причинам непригоден.

При этом, важно учитывать, что, например, получение наибольшего коэффициента эжекции не обязательно означает получение наибольшей степени охлаждения, плотности НВ или мощности двигателя. Каким бы большим ни был расход ОВ через ОНВ, охладить НВ до температуры ниже температуры ОВ на входе очевидно невозможно. Кроме того, на функционирование эжектора (как и турбины) тратится энергия ОГ и если её использование не будет рациональным, то положительного эффекта может не быть.

Конечное количество энергии ОГ определим задав давление p_t и температуру T_t перед турбиной неизменными, а также, положив для удобства, что выхлоп осуществляется в атмосферу, примем статическое давление p_c смешанного потока на выходе из эжектора равным атмосферному.

В таком случае располагаемая работа ОГ на выходе из цилиндра H_{π} будет также величиной постоянной:

$$H_{\pi} = \frac{k_T}{k_T - 1} R_T T_T \left(1 - \frac{1}{\pi_{\pi}^{\frac{k_T}{k_T - 1}}} \right) \quad (2.24)$$

где T_T – температура ОГ на входе в турбину.

$\pi_{\pi} = p_T/p_c$ – общая степень понижения давления ОГ.

В первом случае, работа турбины $H_T = H_{\pi}$ и, соответственно $\pi_T = \pi_{\pi}$, степень повышения давления будет максимально возможной. Мощность, требуемая для циркуляции воздуха через ОНВ:

$$N_B = \frac{G_{OB}}{\rho_{OB}} \Delta p_{OB}, \quad (2.25)$$

где ρ_{OB} – плотность ОБ,

Δp_{OB} – гидравлическое сопротивление ОНВ со стороны ОБ.

Во втором случае, энергия ОГ будет распределяться между двумя устройствами и вопрос заключается в нахождении рационального её распределения между ними. При этом эжектор может быть установлен последовательно за турбиной или же параллельно ей.

В общем случае для двигателя с наддувом и ОНВ очевидно следующее: сколь бы велик ни был расход ОБ охладить НВ до температуры меньшей, чем температура ОБ на входе в ОНВ невозможно, т.е. существует максимальное значение $\Delta T_{\text{макс}}$ (в идеальном случае, равное разнице температур НВ на входе и ОБ на входе). А, соответственно, существует некое значение расхода ОБ, после которого дальнейшее его увеличение нерационально – оно либо не приводит к снижению температуры НВ, либо затрачивает на дальнейшее охлаждение непропорционально много энергии. Таким образом, для каждого значения степени π_K повышения давления существует определенное значение степени охлаждения ΔT , находимое из условия максимальной мощности (или плотности НВ после ОНВ). Это значение ΔT зависит от многих параметров, но в первую очередь от совершенства ОНВ и устройства, обеспечивающего циркуляцию ОБ. Чем совершеннее эти устройства,

тем ближе ΔT к $\Delta T_{\max}$ при одних тех же условиях. При этом значение ΔT не обязательно является максимально возможным для данного диапазона температур.

2.3.1 Схема с эжектором, установленным после турбины

В случае последовательной установки эжектора (рисунок 2.3) расход ОГ через эжектор равен расходу ОГ через турбину. Вопрос заключается в определении соответствующих степеней понижения давления – в турбине и эжекторе – а также возможности рационального их выбора, если таковой возможен, т.е. о таком распределении энергии ОГ между турбиной и эжектором, кое бы давало наибольший полезный эффект, будь то степень охлаждения, плотность НВ или мощность двигателя.

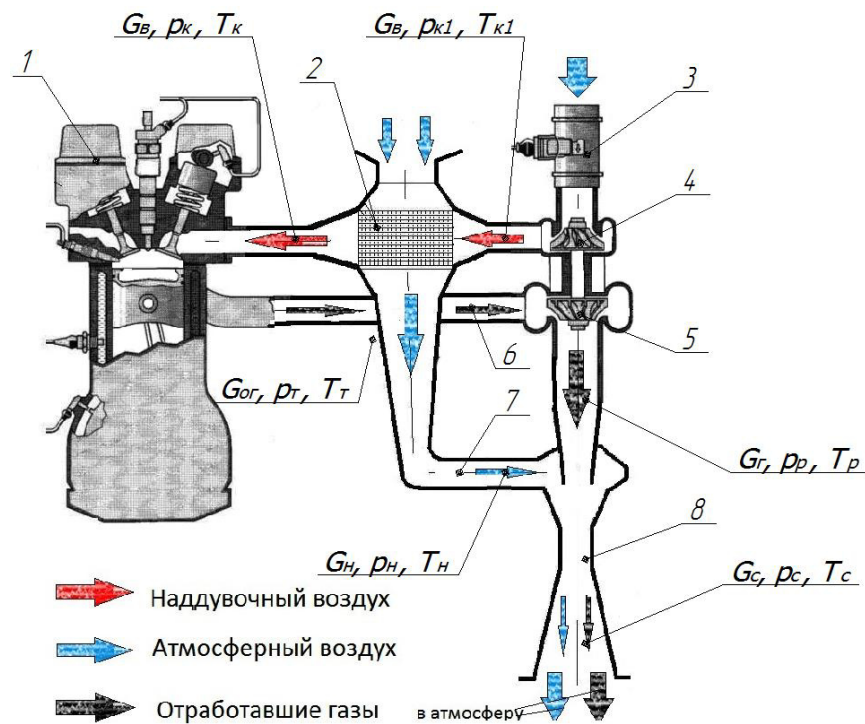


Рисунок 2.3 – Принципиальная схема и параметры газовых потоков:

1 – двигатель, 2 – ОНВ, 3 – воздушный фильтр, 4 – компрессор, 5 – турбина, 6 – выпускной коллектор, 7 – трубопровод охлаждающего воздуха, 8 – эжектор; G_B – расход НВ, $G_{ог}$ – расход ОГ, G_c – расход смешанного потока; «к1» – состояние НВ после компрессора, «к» – состояние НВ после ОНВ, «т» – состояние ОГ перед турбиной, «р» – состояние ОГ перед эжектором, «н» – состояние ОВ перед эжектором, «с» – состояние смешанного потока после эжектора.

Характерные теплоперепады при последовательном соединении показаны на рисунке 2.4

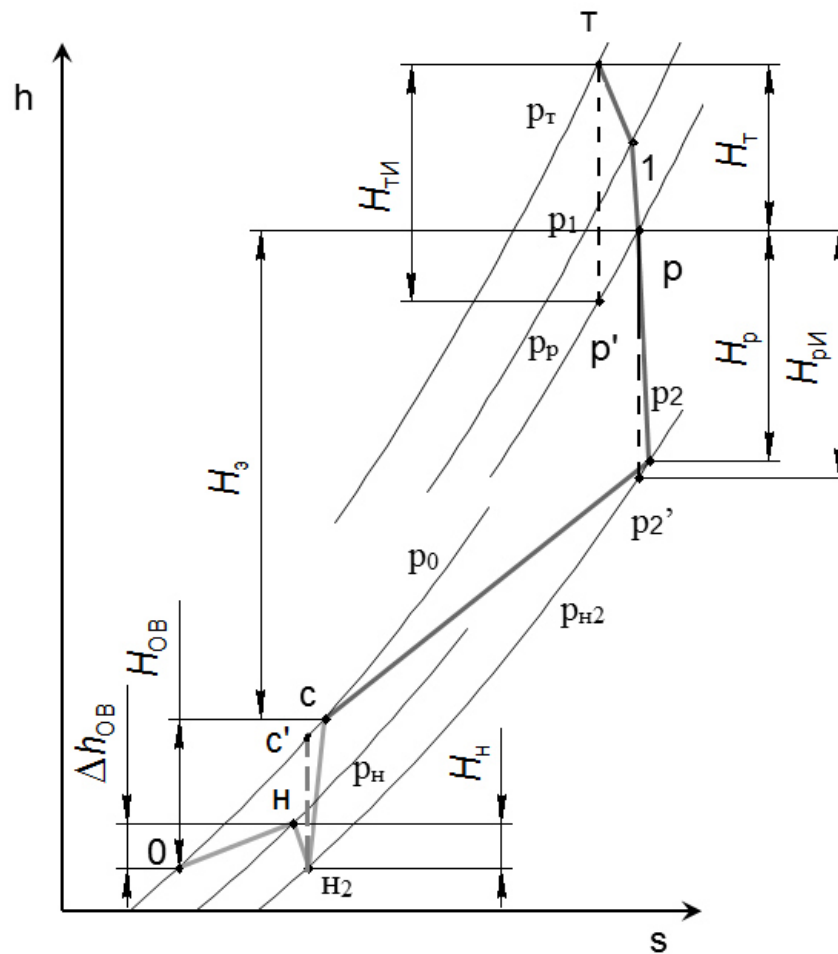


Рисунок 2.4 – Диаграмма «энтальпия h -энтропия s » состояния газовых потоков в системе «турбина-эжектор-охладитель наддувочного воздуха»:

«т» – состояние ОГ перед турбиной, «1» – состояние ОГ перед колесом турбины, «р» – состояние ОГ перед эжектором, «р2» – состояние ОГ перед камерой смешения эжектора, «0» – состояние ОВ перед ОНВ, «н» – состояние ОВ перед эжектором, «н2» – состояние ОВ перед камерой смешения эжектора, «с» – состояние смешанного потока на выходе из эжектора; $p_{н2}$, $p_{н}$, p_0 , p_p , p_1 , p_t – изобары; H_t – работа расширения ОГ в турбине, $H_э$ – работа расширения ОГ в эжекторе, H_p – работа расширения ОГ в сопле эжектора, $H_{ов}$ – работа политропного сжатия ОВ в эжекторе, H_n – работа расширения ОВ в приемной камере эжектора, $\Delta h_{ов}$ – количество теплоты, подведенное к ОВ в ОНВ, $H_{ри}$, $H_{ти}$ – работы изоэнтропного расширения ОГ в сопле эжектора и турбине соответственно.

Расход ОГ через турбину равен расходу ОГ через эжектор, т.е. $G_{\text{э}} = G_{\text{т}} = G_{\text{ог}}$. Обозначив давление ОГ перед эжектором через $p_{\text{р}}$, можно найти работу турбины [47]

$$H_{\text{т}} = \frac{k_{\text{т}}}{k_{\text{т}} - 1} R_{\text{т}} T_{\text{т}} \left(1 - \frac{1}{\pi_{\text{т}}^{\frac{k_{\text{т}} - 1}{k_{\text{т}}}}} \right) \quad (2.26)$$

где $\pi_{\text{т}} = p_{\text{т}}/p_{\text{р}}$ – степень понижения давления в турбине.

Работа эжектора в таком случае

$$H_{\text{э}} = \frac{k_{\text{т}}}{k_{\text{т}} - 1} R_{\text{т}} T_{\text{р}} \left(1 - \frac{1}{\pi_{\text{э}}^{\frac{k_{\text{т}} - 1}{k_{\text{т}}}}} \right) \quad (2.27)$$

где $\pi_{\text{э}} = p_{\text{р}}/p_{\text{с}}$ – степень понижения давления в эжекторе,

Из условия $H_{\text{э}} = H_{\text{п}} - H_{\text{т}}$ следует, что

$$\pi_{\text{э}} = \frac{\pi_{\text{п}}}{\pi_{\text{т}}}, \quad (2.28)$$

соответственно, при заданных давлении и температуре перед турбиной задание одной из степеней понижения давления ($\pi_{\text{т}}$ или $\pi_{\text{э}}$) однозначно определяет величины работ турбины и эжектора.

Учитывая соотношение (2.68) можно написать,

$$H_{\text{э}} = \frac{k_{\text{т}}}{k_{\text{т}} - 1} R_{\text{т}} T_{\text{т}} \left(\pi_{\text{п}}^{\frac{k_{\text{т}} - 1}{k_{\text{т}}}} - \pi_{\text{т}}^{\frac{k_{\text{т}} - 1}{k_{\text{т}}}} \right) \quad (2.29)$$

Учитывая, что

$$G_{\text{ог}} = G_{\text{в}} + G_{\text{т}} = G_{\text{в}} \left(1 + \frac{1}{\alpha L_0 \phi_{\text{пр}}} \right), \quad (2.30)$$

где $G_{\text{т}}$ – секундный расход топлива,

α – коэффициент избытка воздуха,

$\phi_{\text{пр}}$ – коэффициент продувки,

L_0 – масса воздуха, необходимая для сгорания 1 кг топлива.

Адиабатная работа компрессора есть

$$H_k = \eta_k \eta_T H_T \left(1 + \frac{1}{\alpha L_0 \varphi_{np}} \right), \quad (2.31)$$

где η_k , η_T – КПД компрессора и турбины соответственно.

Так как расчет ведется применительно к номинальному режиму, то величины КПД можно принять постоянными.

Степень повышения давления в компрессоре

$$\pi_k = \left(H_k \frac{k_B - 1}{k_B} \frac{1}{R_B T_0} + 1 \right)^{\frac{k_B}{k_B - 1}}, \quad (2.32)$$

где k_B , R_B – показатель адиабаты и газовая постоянная воздуха соответственно, T_0 – температура окружающей среды.

Или, проведя соответствующие преобразования, получим известную формулу [48]:

$$\pi_k = \left(1 + \beta \tau_T \left(1 - \left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}} \right) \right)^{\frac{k}{k - 1}}, \quad (2.33)$$

где $\beta = \frac{k_T - 1}{k_T} \frac{k}{k - 1} \frac{R_T}{R}$ – параметр, характеризующий различие теплофизических свойств ОГ и НВ,

$\tau_T = \eta_{TK} \left(1 + \frac{1}{\alpha L_0 \varphi_{np}} \right) \frac{T_T}{T_0}$ – параметр, характеризующий нагрузку на двигатель.

Температура T_{k1} воздуха после компрессора есть

$$T_{k1} = T_0 \left(1 + \frac{\pi_k^{\frac{k_B - 1}{k_B}} - 1}{\eta_k} \right) \quad (2.34)$$

Плотность НВ после компрессора в таком случае

$$\rho_{\kappa 1} = \frac{p_{\kappa}}{R_{\text{в}} T_{\kappa 1}} = \rho_0 \pi_{\kappa}^{\frac{1}{k_{\text{в}}}}, \quad (2.35)$$

где ρ_0 – плотность воздуха перед компрессором.

Анализируя уравнение (2.23) можно заметить, что для нахождения коэффициента эжекции необходимо знать параметры потоков перед эжектором, т.е.:

$$u = f(p_{\text{р}}, T_{\text{р}}, p_{\text{н}}, T_{\text{н}}), \quad (2.36)$$

В определении $p_{\text{н}}$ участвует средняя скорость движения ОВ через матрицу ОНВ [49]:

$$p_{\text{н}} = p_0 - \xi_{\text{н}} \frac{\rho_{\text{ов}} w_{\text{н}}^2}{2}, \quad (2.37)$$

где $\xi_{\text{н}}$ – коэффициент гидравлического сопротивления ОНВ,

p_0 – атмосферное давление,

$\rho_{\text{н}}$ – средняя плотность ОВ,

$w_{\text{н}}$ – средняя скорость ОВ.

При неизменной площади канала скорость зависит от расхода и плотности, а расход, в свою очередь, от коэффициента эжекции, т.е.

$$w = \frac{G_{\text{ов}}}{\rho_{\text{ов}} F_w} = \frac{u G_{\text{ог}}}{\rho_{\text{ог}} F_w} = f(\alpha, u, T_{\kappa 1}), \quad (2.38)$$

и, соответственно, $p_{\text{н}} = f(\alpha, u, T_{\kappa 1})$. Объединяя зависимости (2.36) и (2.38), получаем следующую общую зависимость для коэффициента эжекции

$$u = f(\alpha, p_{\text{р}}, T_{\text{р}}, T_{\kappa 1}). \quad (2.39)$$

Как видно, для номинального режима коэффициент эжекции функция только параметров потока ОГ перед эжектором и температуры НВ перед ОНВ, которые определяются через $\pi_{\text{т}}$, а учитывая уравнение (2.34) получаем, что

$$u = f(\alpha, \pi_{\text{т}}). \quad (2.40)$$

Коэффициент эжекции в схеме с установкой эжектора после турбины есть функция только степени понижения давления в турбине (или, учитывая (2.28), в эжекторе).

Плотность НВ после ОНВ есть

$$\rho_k = \frac{p_k}{R_b T_k} = \frac{p_{k1} - \Delta p_{\text{нв}}}{R(T_{k1} - \Delta T)}, \quad (2.41)$$

где $p_{k1} = p_0 \pi_k$ – давление НВ после компрессора,

$\Delta p_{\text{нв}}$ – потери давления в ОНВ,

p_k – давление НВ после ОНВ,

T_k – температура НВ после ОНВ.

Тепловой баланс для ОНВ описывается соотношением [49]:

$$G_b c_p^{\text{нв}} \Delta T = G_{\text{ов}} c_p^{\text{ов}} (T_0 - T_n) \quad (2.42)$$

где G_b – расход НВ,

$c_p^{\text{нв}}$, $c_p^{\text{ов}}$ – удельная изобарная теплоемкость НВ и ОВ соответственно.

Допуская, что $G_b \approx G_{\text{ог}}$ и $c_p^{\text{нв}} \approx c_p^{\text{ов}}$ и проведя соответствующие замены получим

$$\Delta T = u(T_0 - T_n). \quad (2.43)$$

Температура T_n – величина, зависящая от соотношения расходов G_b и $G_{\text{ов}}$ и температуры T_{k1} , то есть $\Delta T = f(\alpha, u, T_{k1})$. Учитывая (2.34) и (2.40) можно прийти к выводу, что $\Delta T = f(\alpha, \pi_t)$ также как и $u = f(\alpha, \pi_t)$ – это означает, что в рассматриваемой схеме, на заданном режиме работы двигателя, для нахождения степени охлаждения и коэффициента эжекции достаточно задать лишь степень π_t понижения давления в турбине (или, в соответствии с (2.28), π_z , если изначально задаётся требуемое значение u или ΔT). Коэффициенты теплоотдачи при определении ΔT определяются по [49, 50].

Приведенных формул достаточно, чтобы определить параметры НВ перед клапанами (и другие требуемые параметры – u , ΔT , π_3 , π_k и проч.), провести расчет рабочего цикла и определить параметры двигателя на номинальном режиме.

2.3.2 Схема с эжектором, установленным параллельно турбине

Формула (2.32) выведена из условия равенства мощностей компрессора и турбины при условии (2.30), т.е. расход ОГ через турбину есть $G_T = G_{ог} = G_B + G_T$.

В случае, когда параллельно турбине установлен эжектор, расход $G_{ог}$ ОГ делится между этими устройствами, а давление перед ними, наоборот, является одним и тем же, т.е. $p_p = p_T$ (рисунок 2.5).

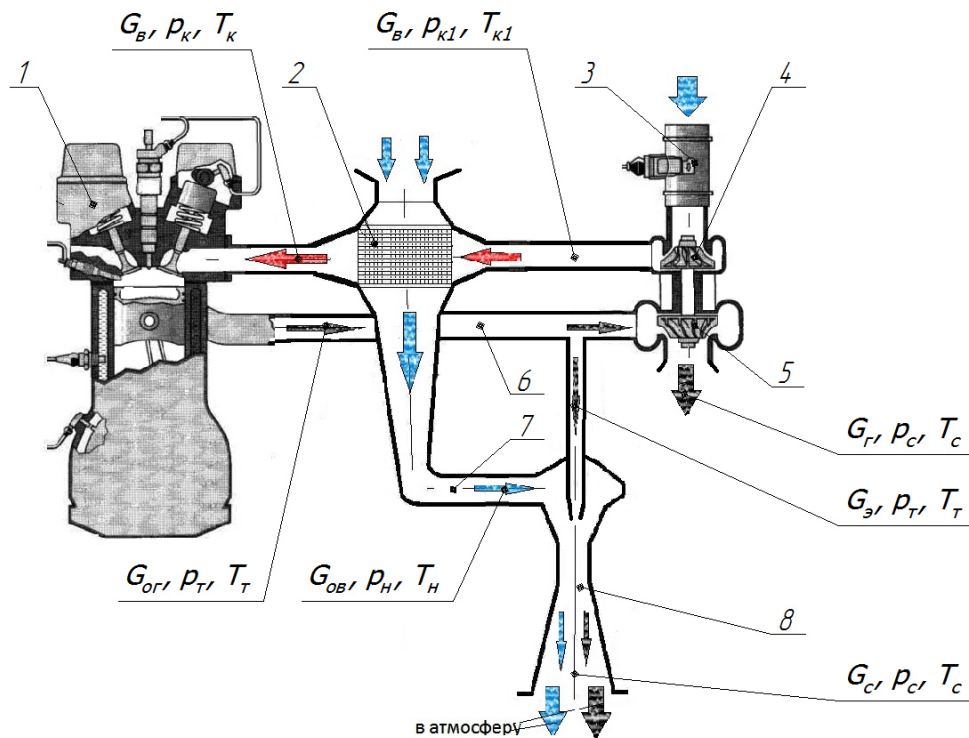


Рисунок 2.5 – Принципиальная схема и параметры газовых потоков:

1 – двигатель, 2 – ОНВ, 3 – воздушный фильтр, 4 – компрессор, 5 – турбина, 6 – выпускной коллектор, 7 – трубопровод охлаждающего воздуха, 8 – эжектор; G_B – расход НВ, $G_{ог}$ – суммарный расход ОГ, $G_э$ – расход ОГ через эжектор, G_c – расход смешанного потока; «к1» – состояние НВ после компрессора, «к» – состояние НВ после ОНВ, «т» – состояние ОГ перед турбиной и эжектором, «р» – состояние ОГ перед эжектором, «н» – состояние ОВ перед эжектором, «с» – состояние смешанного потока после эжектора и турбины.

Характерные теплоперепады при последовательном соединении показаны на рисунке 2.6

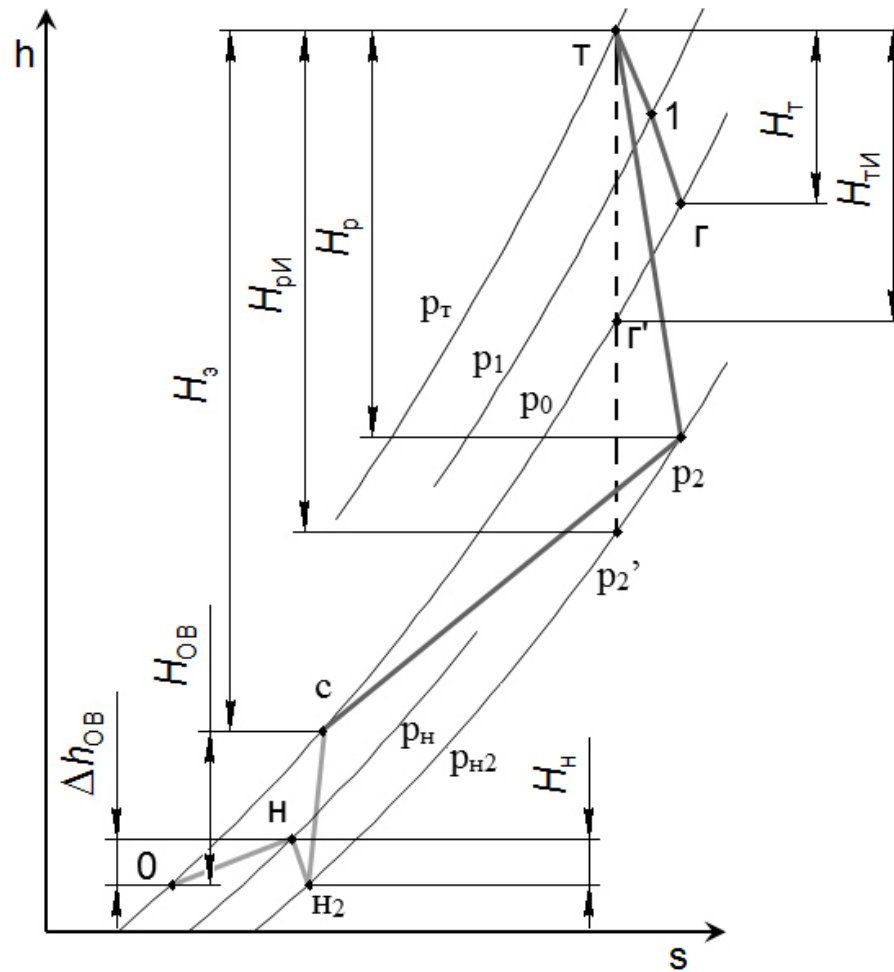


Рисунок 2.6 – Диаграмма «энтальпия h –энтропия s » состояния газовых потоков в системе «турбина-эжектор-охладитель наддувочного воздуха»:

« t » – состояние ОГ перед турбиной, « 1 » – состояние ОГ перед колесом турбины, « p » – состояние ОГ перед эжектором, « p_2 » – состояние ОГ перед камерой смешения эжектора, « 0 » – состояние ОВ перед ОНВ, « n » – состояние ОВ перед эжектором, « n_2 » – состояние ОВ перед камерой смешения эжектора, « c » – состояние смешанного потока на выходе из эжектора; p_{n2} , p_n , p_0 , p_p , p_1 , p_t – изобары; H_t – работа расширения ОГ в турбине, H_3 – работа расширения ОГ в эжекторе, H_p – работа расширения ОГ в сопле эжектора, H_{OV} – работа политропного сжатия ОВ в эжекторе, H_n – работа расширения ОВ в приемной камере эжектора, Δh_{OV} – количество теплоты, подведенное к ОВ в ОНВ, $H_{ри}$, $H_{ти}$ – работы изоэнтропного расширения ОГ в сопле эжектора и турбине соответственно.

Как и для первой схемы определим параметры НВ перед клапанами и промежуточные параметры потоков в нужных сечениях.

Обозначим через $G_э$ расход ОГ через эжектор, в таком случае

$$G_r = G_{ог} - G_э = G_b \left(1 + \frac{1}{\alpha L_0 \varphi_{np}} \right) - G_э, \quad (2.44)$$

где G_r – расход ОГ через турбину.

Как и в первой схеме, положим, что $p_t = \text{const}$ и $p_c = \text{const}$. При этом степень понижения давления ($\pi_n = p_t/p_c$) будет одна для обоих устройств, а значит и удельная работа ОГ будет одинакова как в турбине, так и в эжекторе и может быть посчитана по (2.24).

Однако, в силу (2.44) расход ОГ через турбину уменьшится, а из условия баланса мощностей пропорционально уменьшится и мощность турбины, а соответственно, мощность компрессора и степень повышения давления в компрессоре. Для определения π_k уравнения (2.13–2.19) перепишем с учетом изменяющегося расхода ОГ через турбину (2.44). Уравнение (2.33) в этом случае примет следующий вид:

$$\pi_k = \left[1 + \left(1 - \left(\frac{1}{\pi_t} \right)^{\frac{k_t-1}{k_t}} \right) \left(\tau - \frac{G_э}{G_b} \frac{T_t}{T_0} \eta_{тк} \right) \beta \right]^{\frac{k_b}{k_b-1}} \quad (2.45)$$

Если же при данной схеме требуется поддержание требуемой степени π_k , то мощность, сниженную из-за уменьшенного расхода ОГ через турбину, необходимо будет компенсировать увеличением давления ОГ перед турбиной. Выражение (2.45) для степени повышения давления можно переписать для вычисления потребной степени π_t при заданной степени π_k . С учетом изменения расхода ОГ через турбину оно приобретет следующий вид:

$$\pi_T = \left(\frac{1}{1 - \frac{1}{\left(\tau - \frac{G_3}{G_B} \frac{T_T}{T_0} \eta_{TK} \right) \beta \left(\pi_K^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)}} \right)^{\frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1}} \quad (2.46)$$

Это позволит определить требуемое давление p_T ОГ перед турбиной (и эжектором, соответственно) для обеспечения нужной степени π_K :

$$p_T = p_c \pi_T \quad (2.47)$$

Расход ОВ через ОНВ определится как

$$G_{OB} = u G_3 \quad (2.48)$$

После определения из теплового баланса ОНВ требуемого расхода ОВ и совместного решения уравнений (2.23) и (2.33–2.35) находится коэффициент эжекции (который не зависит от расходов газов через эжектор и турбину) и расход ОГ через сопло эжектора, который можно выразить через параметры ОГ перед турбиной (эжектором) следующим образом [51]:

$$G_3 = \frac{p_p}{\sqrt{T_p}} f_p \lambda_p \left(1 - \frac{k_T - 1}{k_T + 1} \lambda_p^2 \right)^{\frac{1}{k_T - 1}} \left(\frac{2k_T}{(k_T + 1) R_T} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (2.49)$$

Дальнейшее определение параметров НВ ведется по тем же уравнениям, как и для первой схемы, температура и плотность НВ после компрессора определяются по формулам (2.21–2.22). Плотность НВ после ОНВ по (2.41).

В зависимости от цели – определение необходимого давления ОГ перед турбиной, для обеспечения требуемой π_K при требуемом расходе ОВ, или, наоборот, определение (через коэффициент эжекции) максимально возможной степени охлаждения (плотности) НВ при заданном давлении ОГ перед турбиной – выбирается уравнение – (2.45) или (2.46). Так или иначе используя указанные формулы можно дальше однозначно провести расчет рабочего цикла и определить параметры двигателя.

2.4 Разработка условия достижения рационального распределения энергии между турбиной и эжектором

Независимо от схемы, подходить к нахождению рационального значения π_T (или G_3) можно исходя из нескольких условий:

1) получение максимальной степени охлаждения НВ, т.е. из решения уравнений:

$$\left(\frac{\partial \Delta T}{\partial y} \right)_x = 0 \text{ и } \left(\frac{\partial^2 \Delta T}{\partial y^2} \right)_x < 0 \quad (2.50)$$

2) получение максимальной плотности НВ

$$\left(\frac{\partial \rho_k}{\partial y} \right)_x = 0 \text{ и } \left(\frac{\partial^2 \rho_k}{\partial y^2} \right)_x < 0 \quad (2.51)$$

3) получение максимальной мощности двигателя

$$\left(\frac{\partial N_e}{\partial y} \right)_x = 0 \text{ и } \left(\frac{\partial^2 N_e}{\partial y^2} \right)_x < 0. \quad (2.52)$$

4) получение максимального КПД двигателя

$$\left(\frac{\partial \eta_e}{\partial y} \right)_x = 0 \text{ и } \left(\frac{\partial^2 \eta_e}{\partial y^2} \right)_x < 0. \quad (2.53)$$

В этих уравнениях y – переменная, по которой ведется дифференцирование при условии постоянства величин, которые обозначаются индексом. Для первой схемы в соответствии с (2.28) дифференцирование ведется по π_T или π_3 , во второй – в соответствии с (2.44) – по G_3 или G_T .

В силу сложности некоторых зависимостей решить представленные уравнения аналитически не представляется возможным, решение можно найти в численном виде. Однако, некоторые очевидные аспекты решения поставленных условий можно увидеть сразу.

1. Так существование максимальной степени охлаждения наддувочного воздуха $\Delta T_{\max}$ для схемы с эжектором, установленным за турбиной, исходя из выражения (2.50), становится очевидным при анализе двух крайних случаев распределения энергии отработавших газов:

– энергия ОГ (теплоперепад H_n) полностью срабатывается в турбине. В этом случае эжекционное устройство не функционирует, т.е. $u = 0$, циркуляция охлаждающего воздуха через ОНВ отсутствует и снижение температуры НВ ΔT близко к нулю;

– энергия ОГ (теплоперепад H_n) полностью срабатывается в эжекционном устройстве, работа турбины и, соответственно, компрессора равна нулю. В этом случае разность температур ОВ и НВ практически отсутствует и, несмотря на наличие циркуляции ОВ через ОНВ, снижение температуры НВ ΔT также близко к нулю.

Аналогичные рассуждения для степени охлаждения применимы и для второй схемы. И хотя физически, режим, когда весь поток ОГ идет через эжектор реализован быть не может, реализуем режим, приближенный к нему, когда большая часть ОГ движется через эжектор.

2. Для рассмотрения второго условия (2.51) применительно к первой схеме продифференцируем уравнение (2.41), учитывая (2.33) и приравняем нулю:

$$\frac{d\rho_k}{d\pi_\tau} = \frac{\frac{dp_k}{d\pi_\tau}(T_{k1} - \Delta T) - p_k \left(\frac{dT_{k1}}{d\pi_\tau} - \frac{d\Delta T}{d\pi_\tau} \right)}{R_b (T_{k1} - \Delta T)^2} = 0 \quad (2.54)$$

Критическую точку $T_{k1} = \Delta T$ исключаем из рассмотрения, т.к. функция (2.19) в ней не существует, к тому же она невозможна физически.

Рассмотреть стоит только числитель дроби, стоящей справа в выражении (2.54). После преобразований можно получить следующее условие:

$$\frac{1}{p_k} \frac{dp_k}{d\pi_\tau} = \frac{1}{T_k} \frac{dT_{k1}}{d\pi_\tau}. \quad (2.55)$$

Или

$$\frac{T_k}{p_k} \frac{dp_k}{dT_k} \geq 1. \quad (2.56)$$

Учитывая, что $T_k = T_{k1} - \Delta T$,

$$\frac{1}{p_k} \frac{dp_k}{d\pi_\tau} = \frac{1}{(T_{k1} - \Delta T)} \left(\frac{dT_{k1}}{d\pi_\tau} - \frac{d\Delta T}{d\pi_\tau} \right). \quad (2.57)$$

Как видно, экстремум может существовать в точке пересечения относительных быстрот изменения давления p_k и температуры T_k . О возможном существовании такого можно судить по известным частным зависимостям. Так с увеличением π_τ будет увеличиваться давление p_{k1} и, соответственно, p_k . Однако быстрота возрастания функции $p_k = f(\pi_\tau)$ в соответствии с выражением (2.33), как минимум не будет увеличиваться. При этом одновременно будет снижаться коэффициент эжекции.

В случае со второй схемой поступим аналогично, т.е. продифференцируем уравнение (2.41), но совместно с (2.45):

$$\frac{dp_k}{dG_s} = \frac{\frac{dp_k}{dG_s}(T_{k1} - \Delta T) - p_k \left(\frac{dT_{k1}}{dG_s} - \frac{d\Delta T}{dG_s} \right)}{R_b (T_{k1} - \Delta T)^2} = 0 \quad (2.58)$$

Получим выражения, аналогичные (2.55) и (2.57):

$$\frac{1}{p_k} \frac{dp_k}{dG_s} = \frac{1}{T_k} \frac{dT_k}{dG_s} = \frac{1}{(T_{k1} - \Delta T)} \left(\frac{dT_{k1}}{dG_s} - \frac{d\Delta T}{dG_s} \right) \quad (2.59)$$

3. Анализ уравнения (2.52) весьма сложен – нужно учитывать, что повышение плотности НВ – целью которого является увеличение количества воздуха, поступающего в цилиндр и соответственное повышение мощности – через повышение π_k и/или ΔT (посредством увеличения u) осуществляется за счет увеличения π_π , т.е. увеличения давления p_τ на выходе из цилиндра, что приводит к уменьшению работы процесса расширения газов в цилиндре и, соответственно, к уменьшению мощности двигателя. Этот фактор является ограничивающим при выборе значения давления ОГ перед турбиной.

Дополнительные потери мощности двигателя, обусловленные увеличенным противодавлением на выходе из цилиндра зависят от многих факторов, таких как режим работы двигателя, тип устройства, создающего сопротивление и проч. Удовлетворительно потери ΔN_e мощности можно описать следующей формулой [52, 53, 54]:

$$\Delta N_e = 8,45 \frac{\Delta p_{\text{выхл}} V_{\text{л}} n}{10^6}, \quad (2.60)$$

где Δp – дополнительное сопротивление на выпуске, кПа,

$V_{\text{л}}$ – объём цилиндров, л,

n – частота вращения коленчатого вала, об/мин.

Независимо от выбранного условия (2.45-2.47) верно следующее. Если предположить непрерывность и дифференцируемость функций в указанном интервале, то можно заключить, что между двумя этими случаями найдется экстремум, соответствующий максимальному (минимальному) значению дифференцируемой величины – т.е. найдется значение π_t (или G_3) такое, что N_e (ΔT или ρ_k) примет максимальное (минимальное) значение на данном интервале изменения π_t (или G_3).

Для сравнения систем охлаждения НВ может служить анализ отношения $\Delta N_e / \Delta T$ – т.е. количество энергии (мощность), затрачиваемое для охлаждения НВ на ΔT градусов. Для более глубокой оценки можно заменить степень охлаждения НВ плотностью ρ_k (или эффективной мощностью N_e) НВ после ОНВ и оценивать отношение $\Delta N_e / \Delta \rho_k$ (или $\Delta N_e / N_e$). Подобные соотношения показывают насколько совершенно по сравнению с исходным устройством, обеспечивающее циркуляцию ОВ через ОНВ (т.е. насколько меньше оно тратит энергии для создания такого же расхода ОВ через ОНВ) и насколько совершенна в целом вся система охлаждения НВ (также по сравнению с исходной).

Так затраты мощности только на перемещение ОВ через ОНВ есть (пренебрегая сжимаемостью ОВ в силу небольшого перепада давления в ОНВ) [55]:

$$N_{\text{ов}} = \frac{G_{\text{ов}}}{\rho_{\text{ов}}} \Delta p_{\text{ов}}, \quad (2.61)$$

где $\rho_{\text{ов}}$ – плотность ОВ,

Δp – перепад давлений ОВ, создаваемый устройством.

Это есть минимальная мощность, требуемая для обеспечения расхода $G_{\text{ов}}$ ОВ при заданной разнице давлений Δp , она не зависит от устройства, обеспечивающего циркуляцию. Любые реальные устройства имеют внутренние потери мощности и, соответственно, на своё функционирование затрачивают мощность большую, чем $N_{\text{ов}}$. Доля $N_{\text{ов}}$ от общей затраченной устройством мощности есть КПД устройства. Чем он выше, тем меньше потери мощности и тем меньше энергии требуется затрачивать на охлаждение НВ на заданную ΔT .

Например, мощность, затрачиваемая на работу эжектора определяется через степень понижения давления ОГ в нём (аналогично мощности турбины):

$$N_{\text{э}} = G_{\text{э}} H_{\text{э}}. \quad (2.62)$$

Полезная же мощность определится с помощью (2.61). Отношение $N_{\text{ов}}/N_{\text{э}}$ есть КПД эжектора.

В случае эквивалентной замены вентилятора эжектором, КПД эжектора должен быть не ниже КПД вентилятора. В противном случае, замена окажется неэкономичной, т.к. при тех же прочих параметрах (ΔT , $G_{\text{ов}}$) эжектор будет затрачивать на своё функционирование больше мощности.

Нужно отметить, что мощность, рассчитываемая по (2.62), есть произведение удельной работы процесса адиабатного расширения на расход ОГ через сопло эжектора – эквивалентна, но не равна убыли мощности двигателя (которая определяется по (2.60)), и сравнивать её с мощностью, затрачиваемой на привод вентилятора некорректно. Для подобного сравнения следует использовать выражение (2.60).

Мощность, требуемая на привод вентилятора, есть

$$N_{\text{в}} = \frac{G_{\text{ов}}}{\rho_{\text{ов}}} \Delta p_{\text{ов}} \eta_{\text{вент}} = N_{\text{ов}} \eta_{\text{вент}}, \quad (2.63)$$

где $\eta_{\text{вент}}$ – КПД вентилятора.

Для случая, когда КПД эжектора не меньше КПД вентилятора, замена вентилятора эжектором будет как минимум эквивалентной, если предельное сопротивление, создаваемое эжектором, не превысит величины (приняв $\Delta N_e = N_v$)

$$\Delta p_{\text{выхл}} = \frac{\Delta N_e}{V_{\text{л}} n} \frac{1}{8,45 \cdot 10^{-6}} = \frac{N_v}{V_{\text{л}} n} \frac{1}{8,45 \cdot 10^{-6}}. \quad (2.64)$$

Равенство КПД является важным условием, т.к. в противном случае для создания требуемого расхода нужен будет больший перепад давления ОГ на эжекторе и, соответственно, большая потеря мощности или при заданном перепаде будет получаться меньший расход ОВ. В обоих случаях замена вентилятора эжектором будет нерациональной.

Для сравнения эжекционной системы с другой удобно выразить потери эффективной мощности через мощность эжектора (или другого сопротивления), решая совместно (2.60) и (2.27)

$$\Delta N_e = 8,45 \frac{V_{\text{л}} n}{10^6} p_p \left(1 - \left(1 - \frac{N_{\text{э}}}{G_{\text{ог}} c_{\text{пог}} T_{\text{т}}} \right)^{\frac{k_{\text{т}}}{k_{\text{т}} - 1}} \right). \quad (2.65)$$

Таким образом, на заданном режиме зная мощность эжектора можно однозначно определить соответствующее уменьшение эффективной мощности.

2.5 Разработка условий достижения заданной эффективности эжекционного устройства на номинальном режиме работы дизеля

Более простым расчетным случаем является обеспечение требуемой степени охлаждения ΔT (или плотности $\rho_{\text{к}}$). В этом случае, при заданной $\pi_{\text{к}}$ (а соответственно, и $T_{\text{к}}$), требуется найти расход ОВ, циркулирующего через ОНВ, необходимый для обеспечения требуемой ΔT .

Или макс мощности или экв замены

Полагая известной из расчета рабочего цикла π_k , а соответственно, T_k и π_t возможно провести расчет турбокомпрессора, определив параметры газов после турбины и воздуха после компрессора.

Из теплового баланса ОНВ (2.42) находится необходимый расход ОВ. По известным G_b , $G_{об}$ и коэффициенту избытка воздуха α можно найти коэффициент эжекции.

1) Для первой схемы:

$$u = \frac{G_{об}}{G_b + G_t} = \frac{G_{об}}{G_b \left(1 + \frac{1}{L_0 \alpha} \right)} \quad (2.66)$$

Затем по (2.23) определяется давление p_p перед эжектором, необходимое для обеспечения требуемого коэффициента эжекции, и по известной π_t требуемое давление ОГ перед турбиной:

$$p_t = p_n \frac{\pi_t}{\Pi_p}. \quad (2.67)$$

Температура ОГ перед эжектором:

$$T_p = T_t \left(1 - \eta_t \left(1 - \frac{1}{\pi_t^{\frac{k_t-1}{k_t}}} \right) \right), \quad (2.68)$$

где η_t – КПД турбины.

2) Для второй схемы:

$$u = \frac{G_{об}}{G_3}. \quad (2.69)$$

Совместным решением уравнения (2.69) и (2.46) находится требуемое давление ОГ перед турбиной и эжектором. При этом $T_p = T_t$.

Вышенаписанные уравнения позволяют определить минимально необходимое давление ОГ для обеспечения заданных π_k и ΔT и определить все параметры системы.

2.6. Возможность регулирования сопла эжектора

Наиболее простым способом регулирования эжектора является изменение площади рабочего сопла.

При сверхкритическом отношении давления на срезе сопла массовый расход ОГ через сопло можно найти по формуле [56]:

$$G_{\text{э}} = \frac{P_p}{\sqrt{T_p}} f_p \left(\frac{2}{k_r + 1} \right)^{\frac{k_r + 1}{2(k_r - 1)}} \left(\frac{k_r}{R_r} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.70)$$

Как видно, расход при этом зависит только от параметров ОГ перед соплом – давления и температуры – и площади сопла. Такому случаю удовлетворяет схема с параллельным соединением эжектора и турбины. Таким образом, изменение расхода ОГ через ОНВ прямо пропорционально изменению площади сопла.

При этом относительное изменение КПД решеток турбины $\Delta \bar{\eta}$ в зависимости от относительного угла атаки $\Delta \bar{\beta}_1$ натекания потока учитывается по рекомендациям В.И. Локая [57]:

$$\Delta \bar{\eta} = \begin{cases} (\Delta \bar{\beta})^2, & \text{при } \beta_1 \leq \beta_{1p} \\ 0,15 (\Delta \bar{\beta})^3, & \text{при } \beta_1 > \beta_{1p} \end{cases} \quad (2.71)$$

где β_{1p} , β_1 – угол атаки расчетный и текущий, соответственно.

Дополнительные потери $\Delta L_{\text{уд}}$ на «удар», возникающие при нерасчетном угле натекания потока на лопатки РК компрессора оцениваются по формуле [58]

$$\Delta L_{\text{уд}} = \frac{u_{1k}^2}{2} \left(1 - \frac{\text{tg } \beta_{1p}}{\text{tg } \beta_1} \right)^2 \quad (2.72)$$

где u_{1k} – окружная скорость,

β_{1p} , β_1 – расчетный и текущий углы натекания потока на лопатки.

Параметры эжектора на нерасчетном режиме рассчитывается по уравнению:

$$\frac{p_c - p_H}{p_H} = \frac{f_{p^*}}{f_3} \frac{p_p}{p_H} \left(\left(\Pi_{p1} - \frac{p_H}{p_p} \right) \frac{f_{p1}}{f_3} + \phi_1 \phi_2 r \lambda_{p1} + (\phi_2 \phi_4 - 0,5) s \times \right. \\ \left. \times \frac{v_H}{v_p} \frac{f_{p^*}}{f_{H2}} u^2 - \left(\frac{1}{\phi_3} - 0,5 \right) s \frac{v_c}{v_p} \frac{f_{p^*}}{f_3} (1+u)^2 \right), \quad (2.73)$$

где $r = k_p \Pi_{p^*}$,

$s = k_p \Pi_{p^*} \varepsilon_{p^*}$.

Для коэффициента скорости конического сопла при регулировании конической иглой существует эмпирическая зависимость от относительной площади сопла [46]:

$$\phi_1 = 0,7 + 0,2 \bar{f}_{p1}, \quad (2.74)$$

где $\bar{f}_{p1}$ – относительная площадь сопла.

Пределы использования формулы – $\bar{f}_{p1}$ от 1 до 0,2. Кроме того, при использовании иглы рекомендуется снижать коэффициент скорости приемной камеры ϕ_4 с 0,925 до 0,9 даже при полностью выкрученной игле [46].

Как видно из формулы, использование иглы приводит к уменьшению коэффициента скорости сопла, т.е. к дополнительным потерям, приводящим к уменьшению расхода ОГ и снижению КПД эжектора в целом.

Формулы (2.58–2.51) совместно с формулами пп. 2.4 позволяют определить параметры турбокомпрессора, ОНВ и эжектора на произвольном режиме работы двигателя.

3 Расчетно-аналитическое исследование и анализ параметров системы «турбина ТКР-эжектор-охладитель наддувочного воздуха»

Для количественной оценки влияния эжекционного устройства на параметры двигателя и агрегатов наддува была составлена программа расчёта для ЭВМ на основе разработанных в гл. 2 методик.

При теоретическом определении параметров рабочего цикла необходимо задать необходимыми исходными данными, описывающими окружающие условия работы, конструктивные особенности дизеля, параметры на выпуске, кинетические параметры процесса сгорания, а также геометрические размеры ОНВ. За основу взят двигатель 4Т371.04.04 – четырёхтактный четырёхцилиндровый дизель с газотурбинным наддувом, диаметр поршня 130 мм и ход 150 мм. Основные исходные данные для теоретического расчета приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Данные для расчета рабочего цикла двигателя 4Т371.04.04

Параметр	Обозначение	Значение	Размерность
1	2	3	4
Давление окружающего воздуха	p_0	101325	Па
Температура окружающего воздуха	T_0	293	К
Степень сжатия	ε	16	
Коэффициент наполнения	η_v	0,9	
Подогрев свежего заряда	$\Delta T_{сз}$	10	К
Содержание углерода в топливе	C	86	%
Содержание водорода в топливе	H	13	%
Содержание кислорода в топливе	O	1	%
Молекулярная масса воздуха	μ_v	28,97	г/моль
Отношение длины кривошипа к длине шатуна	λ	0,289	

продолжение таблицы 3.1

1	2	3	4
Показатель политропы сжатия	n_1	1,38	
Низшая теплотворная способность топлива	H_u	42,5	МДж/кг
Показатель характера сгорания	m	0,25	
Условная продолжительность сгорания	φ_z	110	град. ПКВ
Показатель политропы расширения	n_2	1,36	
Коэффициент эффективности сгорания	ξ	0,85	
Угол опережения воспламенения	θ	10	град. ПКВ
Тип теплообменника	Трубчато-ребристый		
Длина трубки	l_T	0,6	м
Количество трубок	k	216	
Внутренний диаметр трубки	d_B	10	мм
Шаг трубок по фронту потока	s_1	18	мм
Шаг трубок вдоль потока	s_2	16	мм

3.1 Определение показателей рабочего цикла и параметров агрегатов наддува

Двигатель 4ТЗ71.04.04 на номинальном режиме имеет $N_e = 210$ кВт при $\pi_k = 2,46$, подобную степень повышения давления обеспечивает давление ОГ $p_T^* = 208$ кПа при температуре 923 К и степени понижения давления в турбине $\pi_T = 1,96$. Степень охлаждения НВ в ОНВ на номинальном режиме $\Delta T = 70$ град. Циркуля-

ция ОВ через матрицу ОНВ обеспечивается вентилятором. Мощность вентилятора $N_B = 1,42$ кВт.

Однако, можно попытаться найти оптимальную степень охлаждения НВ для указанных выше условий – задав требуемую $\pi_k = 2,46$ – увеличивая мощность вентилятора из условия получения максимальной мощности (2.52). Для ОНВ конечных размеров такая степень охлаждения составляет около 84 град. (рисунок 3.1).

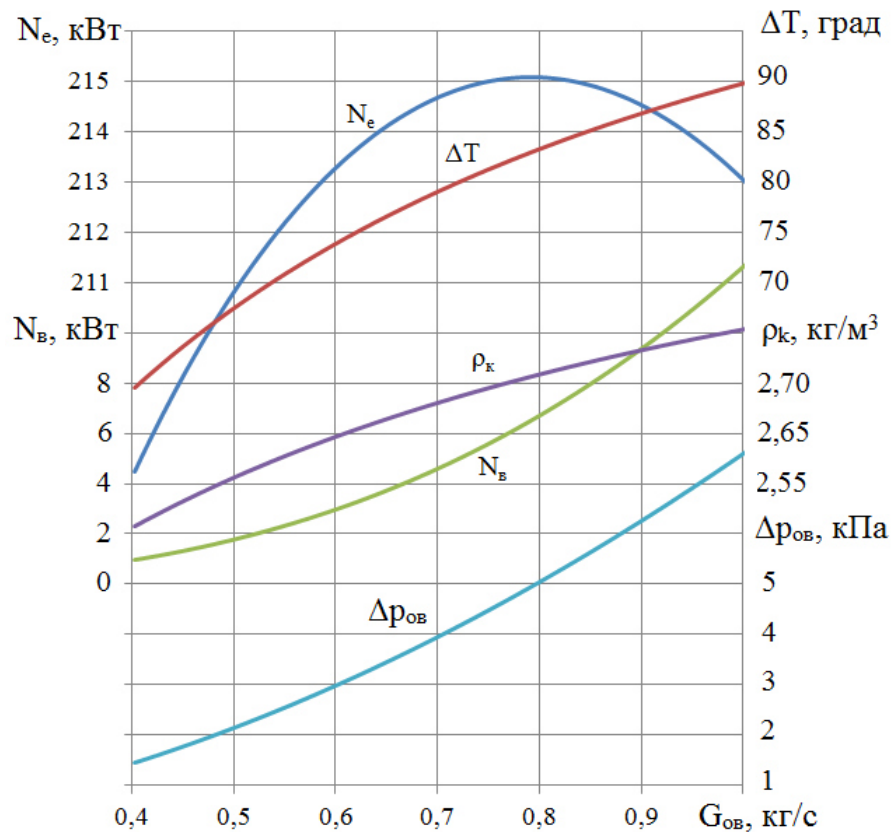


Рисунок 3.1 – К определению оптимального значения степени охлаждения.

Как видно из рисунка, расход ОВ через ОНВ при этом составляет 0,79 кг/с. Этому значению соответствует эффективная мощность 215,4 кВт. Мощность вентилятора при этом составит 6,48 кВт. Наличие максимума обусловлено тем, что мощность, затрачиваемая на циркуляцию ОВ, в какой-то момент становится больше, чем прибавка мощности двигателя от увеличения плотности НВ, получаемой за счет охлаждения НВ.

Увеличение расхода НВ через ОНВ ведет к росту сопротивления, создаваемого охладителем. При неизменной геометрии ОНВ, соответствии с (2.32), сопротивление растет пропорционально квадрату скорости, соответственно, мощность, затрачиваемая на привод вентилятора (или другого агрегата) растет также нелинейно (в зависимости от расхода ОВ). В случае же пропорционального увеличения площади проходного сечения по ОВ, т.е. поддержания постоянного сопротивления ОНВ, мощность, затрачиваемая на вентилятор, будет расти прямо пропорционально расходу. Очевидно, что линейный рост мощности вентилятора также приведет к появлению максимума у эффективной мощности.

3.2 Влияние степени расширения газа в системе «турбина ТКР-эжектор» на коэффициент эжекции и показатели дизеля

Если же вентилятор заменяется, например, эжектором, установленном за турбиной, то для его функционирования необходимо давление на выходе из турбины, отличное от атмосферного.

При $\pi_k = 2,46$ температура НВ перед ОНВ $T_{k1} = 405$ К. Для обеспечения требуемой π_k необходима $\pi_t = 1,96$ при $T_t = 923$ К. Полагая эти параметры неизменными можно определить требуемое давление ОГ перед эжектором для получения необходимых коэффициента эжекции (расхода ОВ) или степени охлаждения ΔT (рисунок 3.2).

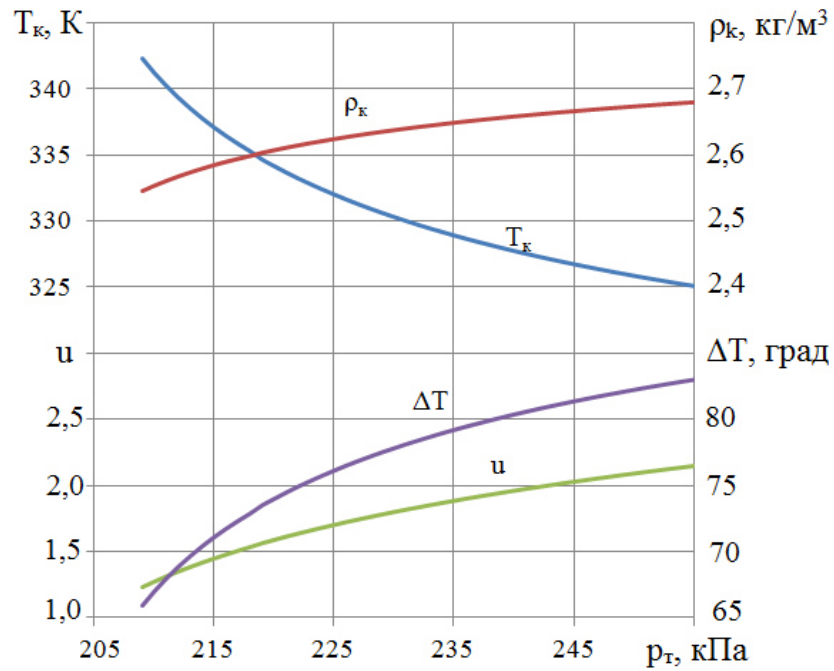


Рисунок 3.2 – Плотность НВ на выходе из ОНВ в зависимости от давления перед турбиной.

Как можно увидеть, увеличение давления перед турбиной ведет к росту коэффициента эжекции $и$, соответственно, степени охлаждения. Например, для получения номинальной степени охлаждения (70 град.) при использовании эжектора требуется поднять давление ОГ перед турбиной на 7 кПа – с 208 до 215 кПа. При сохранении той же самой $\pi_t = 1,96$ это даёт коэффициент эжекции $и = 1,45$, который обеспечивает требуемый расход ОВ, $G_{ов} = 0,47$ кг/с. При этом степень понижения давления в эжекторе $\pi_э = 1,08$ (рисунок 3.3).

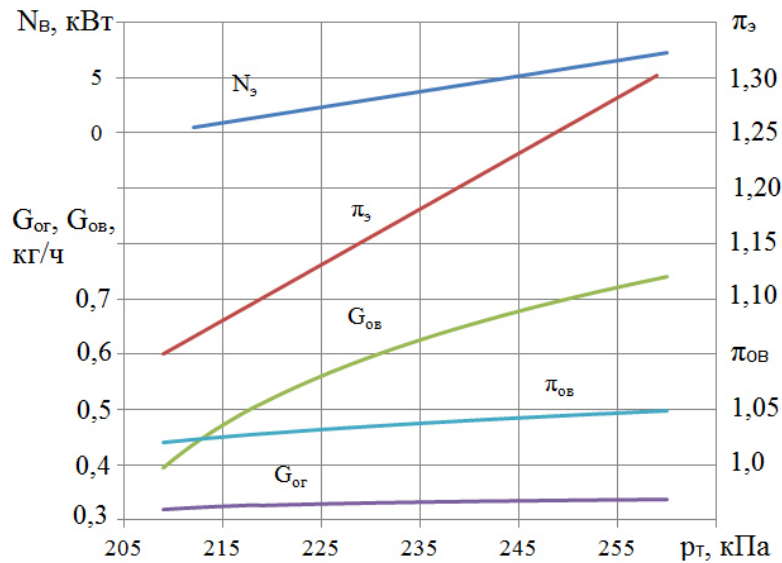


Рисунок 3.3 – Зависимость основных параметров двигателя от давления перед турбиной.

В силу $\pi_k = \text{const}$ и, соответственно, $T_k = \text{const}$ увеличение плотности НВ и мощности двигателя происходит только за счёт увеличения степени охлаждения. Однако при увеличении противодавления снижается эффективная мощность двигателя. Т.к. $T_k = \text{const}$ и максимальное значение степени охлаждения ограничено температурой ОВ на входе в ОНВ, то степень охлаждения не может увеличиваться бесконечно при увеличении расхода охлаждающего воздуха (рисунок 3.4).

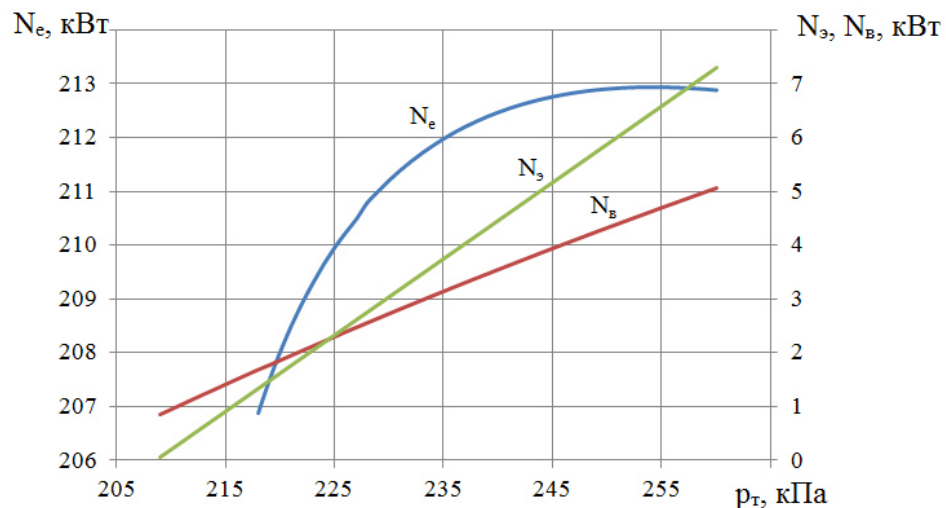


Рисунок 3.4 – Зависимость мощности эжектора и эквивалентного вентилятора от давления перед турбиной.

С какого-то момента увеличение затрат мощности на циркуляцию ОВ становится неоправданным. Этот фактор является важным при выборе степени охлаждения (рисунок 3.5).

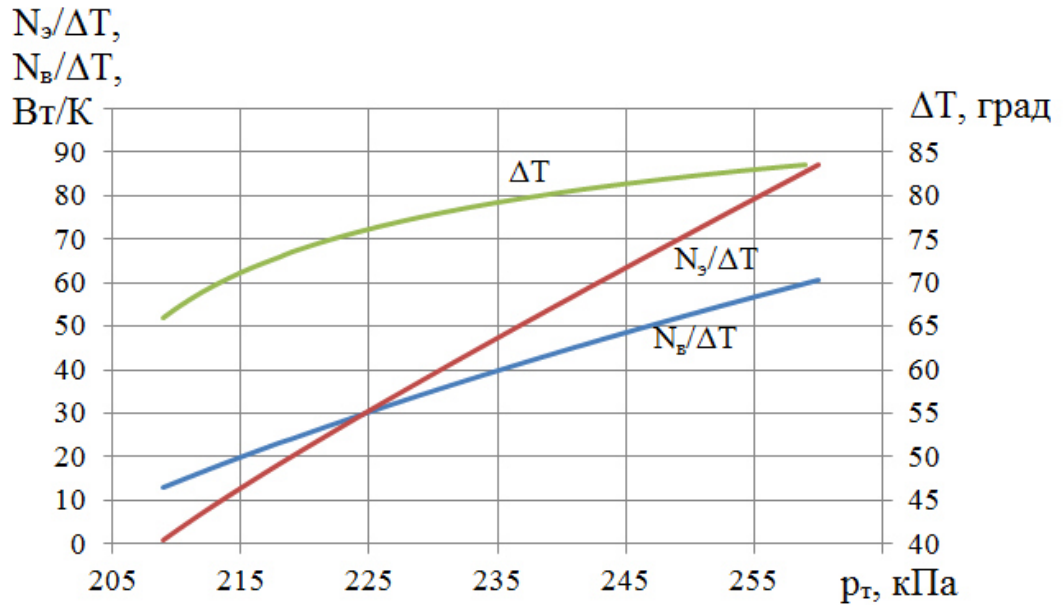


Рисунок 3.5 – Зависимость отношения мощности к степени охлаждения, затрачиваемой для охлаждения воздуха от давления перед турбиной.

Отношения $N_B/\Delta T$ и $N_3/\Delta T$ показывают какая мощность затрачивается при охлаждении НВ на один градус при вентиляторной системе охлаждения и эжекционной. Так для степени охлаждения в 70 град. эта величина составляет около 18 Вт/К для вентиляторной и 10 Вт/К для эжекционной.

При одной и той же π_k с ростом давления ОГ возрастает коэффициент эжекции и, соответственно, гидравлические потери в ОНВ в соответствии с формулой (2.29). Пропорционально перепаду давления, создаваемого эжектором, растёт и мощность, требуемая для циркуляции ОВ.

Поддержание требуемой степени охлаждения при параллельном соединении требует отвода перед турбиной части ОГ в эжектор. Это, в свою очередь, из условия поддержания заданной π_k , приводит к необходимости также повышать давление ОГ перед турбиной.

3.3 Определение рационального значения коэффициента эжекции

3.3.1 Для схемы с эжектором, установленным за турбиной

Для схемы с эжектором, установленным за турбиной, при постоянных давлении и температуре ОГ перед турбиной, варьируемым параметром как указано в гл. 2 является одна из степеней понижения давления – в турбине или эжекторе – её задания достаточно, чтобы однозначно определить параметры всех устройств, входящих в систему.

Найденное выше значение $p_t = 215$ кПа обеспечивает параметры НВ перед клапанами, соответствующие номинальному режиму, однако не гарантирует максимальной степени охлаждения или плотности НВ. Экстремум степени охлаждения находится решением уравнения (2.50) при постоянном значении p_t . Численное решение этого уравнения позволяет при требуемой $\pi_k = 2,46$ и заданном $p_t = 215$ кПа найти степень понижения давления в турбине, соответствующую максимальной охлаждения степени (рисунок 3.6).

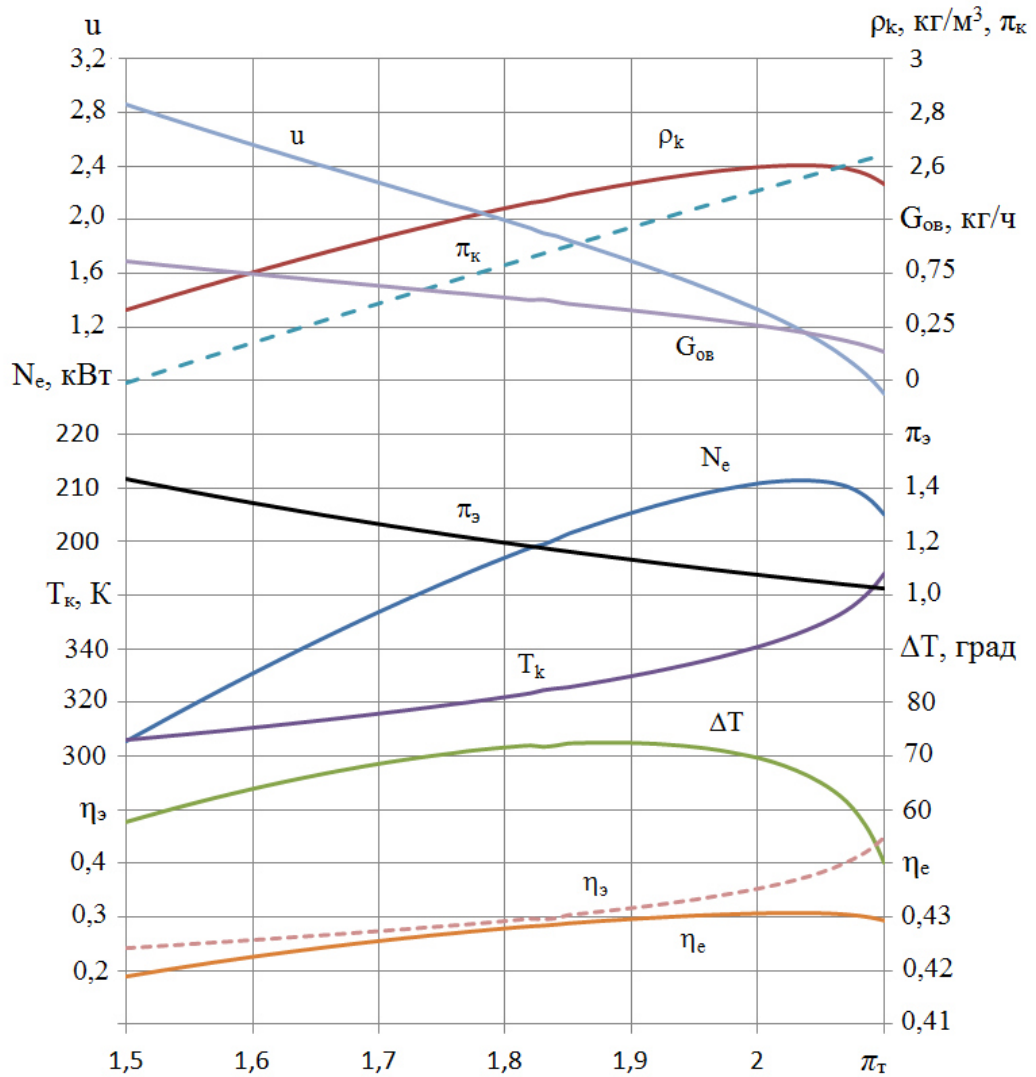


Рисунок 3.6 – Зависимость степени охлаждения и прочих параметров от π_T .

Как видно из рисунка 3.5 существует максимальное значение степени охлаждения $\Delta T_{\text{макс}} = 71,5$ град. При этом положение максимума отлично от положения номинальной точки. Также можно увидеть, что, в общем, существует две точки, в которых степень охлаждения соответствует исходному номинальному значению $\Delta T = 70$ град. Однако, точка, соответствующая меньшей π_T , не соответствует требуемой $\pi_k = 2,46$.

Наличие максимума обусловлено пересечением относительной быстроты изменения коэффициента K теплопередачи и относительной быстроты изменения среднего логарифмического перепада температур Δt т.е. по формуле (2.50) (рисунок 3.7).

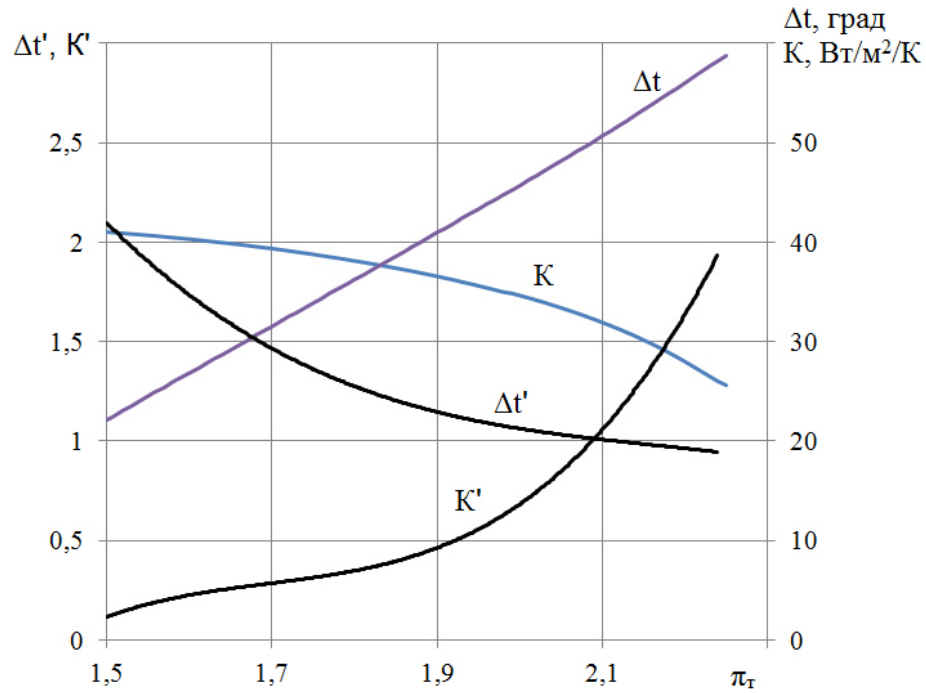


Рисунок 3.7 – К определению максимума степени охлаждения: $\Delta t' = \frac{1}{\Delta t} \frac{d\Delta t}{d\pi_\tau}$ –

относительная быстрота изменения среднего логарифмического перепада темпе-

ратур, $K' = \frac{1}{K} \frac{dK}{d\pi_\tau}$ – относительная быстрота изменения коэффициента теплопере-

дачи.

Уменьшение коэффициента K теплопередачи обусловлено уменьшением ко-
 эффициента теплоотдачи со стороны ОВ. Что, в свою очередь, вызвано снижени-
 ем коэффициента эжекции (т.е. расхода ОВ и, соответственно, средней скорости
 ОВ в матрице ОНВ), обусловленного падением π_3 , т.е. уменьшением работы эжек-
 тора (рисунок 3.8).

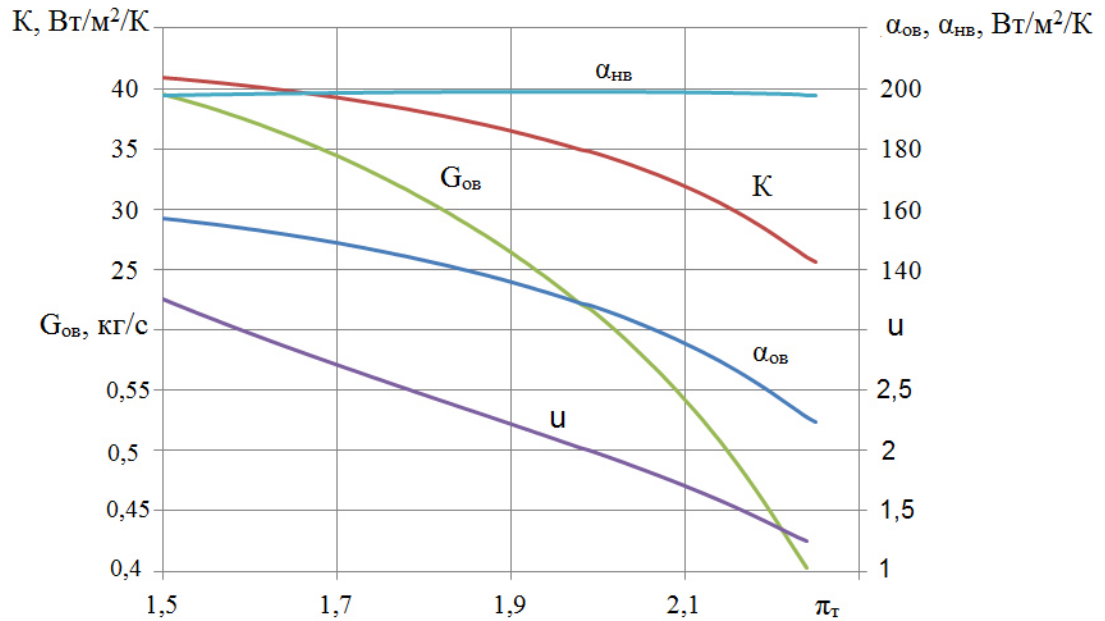


Рисунок 3.8 – Изменение параметров, влияющих на коэффициент теплопередачи в ОНВ, от степени понижения давления в турбине.

Падение π_3 увеличивает π_T , что приводит к увеличению π_K и, соответственно, к росту T_{K1} , что, в свою очередь, и приводит к увеличению среднего логарифмического перепада температур (рисунок 3.9).

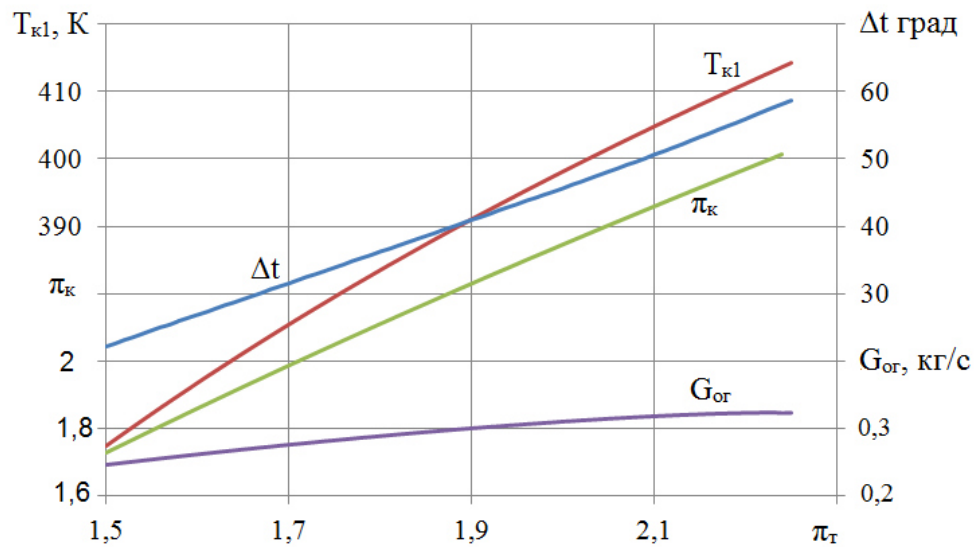


Рисунок 3.9 – Зависимость среднего логарифмического перепада температур от степени понижения давления в турбине

Несмотря на то, что расход НВ и ОГ растут при увеличении π_T , этого роста недостаточно для компенсации падения коэффициента эжекции (рисунки 3.7-3.8).

До определенного значения π_T тепловой поток от НВ к ОВ увеличивается за счёт роста температуры НВ после компрессора – увеличивается доля теплоты, передаваемой за счёт разницы температур НВ и ОВ, она компенсирует уменьшение доли теплоты, передаваемой за счёт снижающегося коэффициента теплоотдачи со стороны ОВ. Затем же этого становится недостаточно и в зависимости $\Delta T = f(\pi_T)$ возникает перегиб. Непосредственным численным решением уравнения (2.51) можно найти $\pi_{T\max} = 1,91$ и, соответственно $\pi_3 = 1,12$.

Для существования экстремума у функции плотности НВ на выходе из ОНВ должно выполняться условие (2.51). Как и в случае со степенью охлаждения это условие – пересечение относительных быстрот. Для плотности это изменения давления и температуры после ОНВ.

При этом, как видно из рисунка 3.6, максимум плотности НВ не совпадает с максимумом степени охлаждения. Существует максимальное значение плотности НВ $\rho_{\max} = 2,6 \text{ кг/м}^3$, значение которого можно получить решая уравнение (2.51). Соответствующая степень $\pi_{T\max} = 2,03$. При этом положение максимума отлично от положения номинальной точки, как и в случае со степенью охлаждения. Наличие максимума обусловлено увеличением быстроты возрастания температуры после ОНВ (рисунок 3.11).

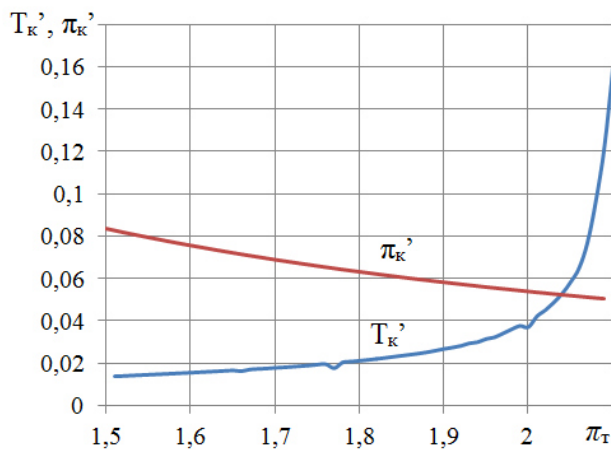


Рисунок 3.11 – К определению максимума плотности НВ на выходе из ОНВ:

$$\pi'_k = \left| \frac{1}{\pi_k} \frac{d\pi_k}{d\pi_T} \right| - \text{относительная быстрота изменения степени повышения давления в}$$

компрессоре, $T_k' = \left| \frac{1}{T_k} \frac{dT_k}{d\pi_T} \right|$ – относительная быстрота изменения температуры НВ после ОНВ.

Наличие максимума плотности объясняется следующим – до определенного момента влияние увеличения давления после компрессора больше, чем влияние от роста температуры после ОНВ и, соответственно, плотность возрастает. Такое происходит до тех пор, пока прирост плотности от возрастания давления не компенсируется снижением плотности от роста температуры после ОНВ. Возрастание степени повышения давления обусловлено увеличением степени понижения давления в турбине. Рост же температуры вызван следующими причинами: 1) предварительным снижением степени охлаждения, обусловленным уменьшением коэффициента эжекции, повлекшим уменьшение расхода ОВ и, соответственно (рисунок 3.7); 2) ростом температуры $T_{к1}$ после компрессора из-за увеличения π_k , вызванного ростом π_T .

Снижением степени охлаждения, как было указано выше, обуславливается уменьшение коэффициента теплопередачи, вызванным уменьшением коэффициента эжекции. При этом, к точке максимума плотности степень охлаждения начинает снижаться, т.к. максимум ΔT находится при меньшей π_T , что вкупе с возрастающей температурой после компрессора увеличивает быстроту изменения температуры после ОНВ.

Для случая, когда коэффициент избытка воздуха поддерживается постоянным, возрастание плотности будет приводить к увеличению массового расхода топлива и, соответственно, к увеличению мощности двигателя – этим объясняется совпадение максимумов плотности НВ после ОНВ и эффективной мощности дизеля. Решение уравнения (2.53) совпадает с решением, полученным для уравнения (2.52) – максимум эффективной мощности $N_e = 211,5$ кВт соответствует $\pi_{Tmax} = 2,03$.

3.3.2 Для схемы с эжектором, установленным параллельно турбине

Также как и для первой схемы проверим наличие решений уравнений (2.50-2.52). В отличие от первой схемы, варьируемый параметр – один из расходов ОГ – или через эжектор или через турбину. Для получения необходимой степени охлаждения, соответствующей номинальному режиму, необходимо увеличение давления перед турбиной (и, соответственно, эжектором) до 251 кПа. Изменение основных параметров от расхода ОГ через эжектор показано на рисунке 3.12.

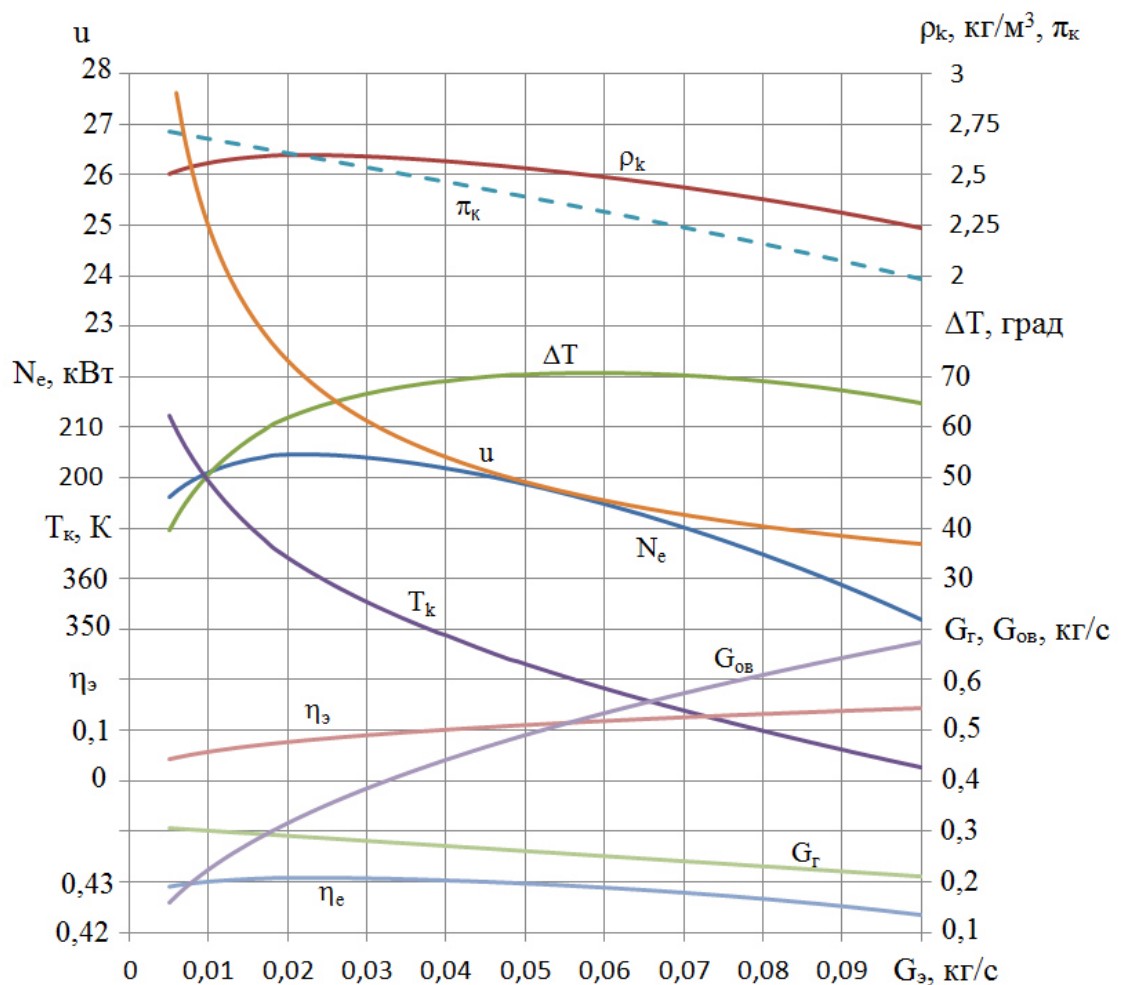


Рисунок 3.12 – Зависимость основных параметров от расхода ОГ через эжектор.

Из рисунка видно, что по мере увеличения расхода ОГ через эжектор, температура НВ на выходе из компрессора уменьшается, что обусловлено снижением π_k , при этом коэффициент эжекции снижается, но массовый расход ОВ всё равно увеличивается. Снижение коэффициента эжекции объясняется увеличением со-

противления ОНВ от увеличивающегося расхода ОВ. Расход ОВ увеличивается из-за увеличения расхода ОГ через эжектор при $\pi_3 = \text{const}$ (удельная работа расширения ОГ в эжекторе остается постоянной).

Численно решая уравнение (2.51) можно определить значение расхода ОГ через эжектор, соответствующее экстремуму степени охлаждения. При заданных условиях максимальная $\Delta T = 71,5$ град. достигается при $G_{\text{е макс}} = 0,06$ кг/с. Максимум ΔT имеет место в том же случае, как и при последовательном включении эжектора, т.е. когда быстрота нарастания Δt становится больше, чем быстрота уменьшения K . (рисунок 3.13).

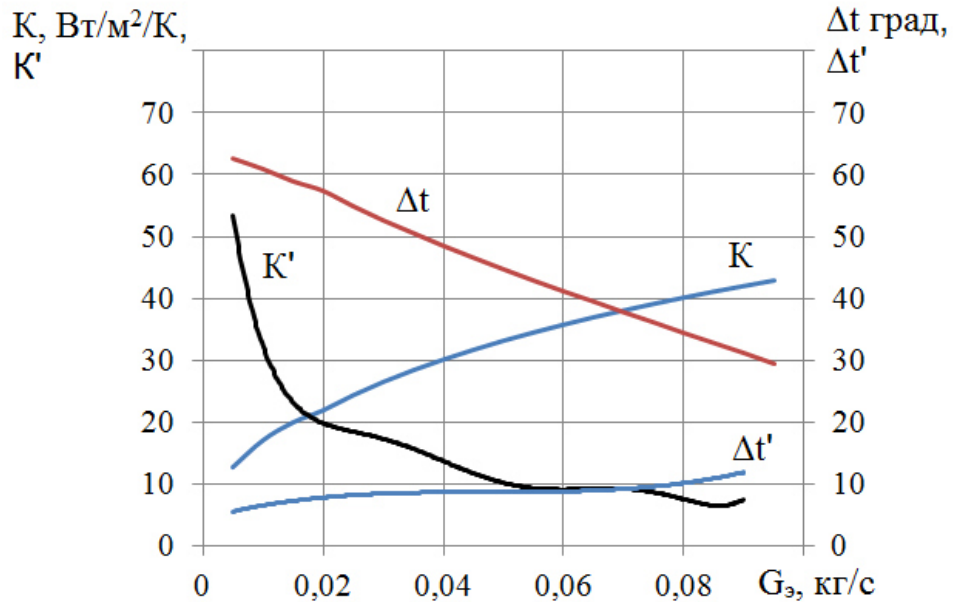


Рисунок 3.13 – К определению максимума степени охлаждения НВ:

$\Delta t' = \frac{1}{\Delta t} \frac{d\Delta t}{dG_3}$ – относительная быстрота изменения среднего логарифмического перепада температур,

$K' = \frac{1}{K} \frac{dK}{dG_3}$ – относительная быстрота изменения коэффициента теплопередачи.

Процессы, приводящие к появлению максимума у зависимости $\Delta T = f(G_3)$, аналогичны процессам, возникающим в первой схеме при изменении π_T . Возрастание коэффициента теплопередачи K обусловлено ростом коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{ОВ}}$ со стороны ОВ, вызываемого увеличением его расхода (рисунок 3.12).

При этом, изменение коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{НВ}}$ со стороны НВ практически не зависит от G_3 и обусловлено лишь изменением плотности НВ от изменения степени охлаждения (рисунок 3.14).

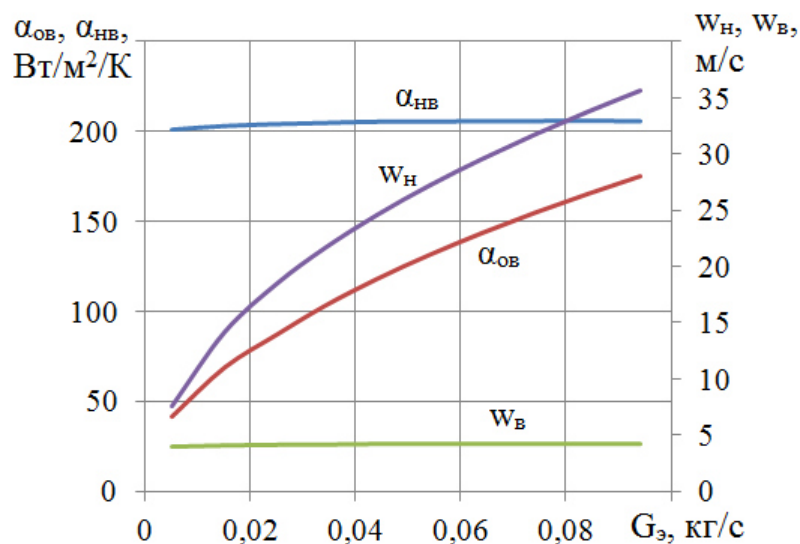


Рисунок 3.14 – Зависимость коэффициентов теплоотдачи НВ и ОВ от расхода ОГ через эжектор.

Уменьшение среднего логарифмического перепада температур объясняется снижением $\pi_{\text{к}}$ и, соответственно, $T_{\text{к}}$ (рисунок 3.15).

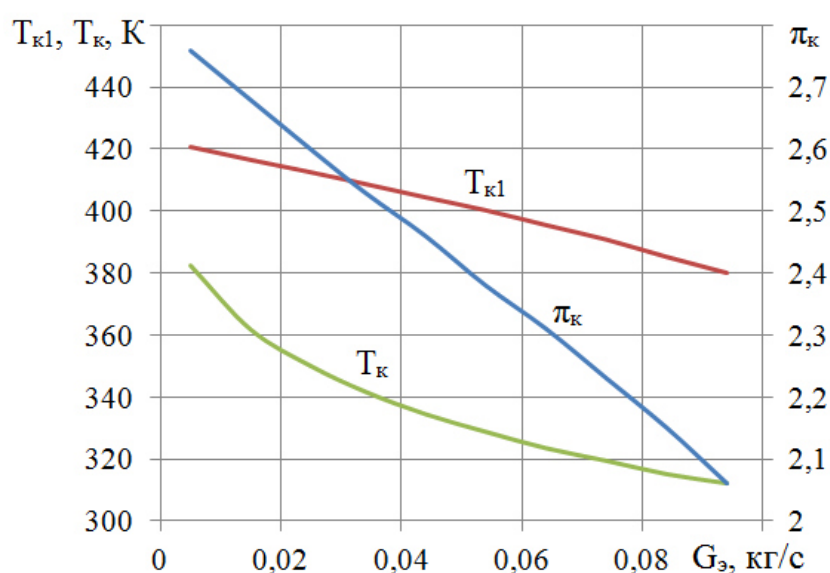


Рисунок 3.15 – Зависимость $\pi_{\text{к}}$ и $T_{\text{к}}$ от G_3 .

Для наличия экстремума у функции плотности НВ после ОНВ должно выполняться условие (2.51). Как и в первой схеме, положение максимума плотности смещено относительно максимума степени охлаждения (рисунок 3.16).

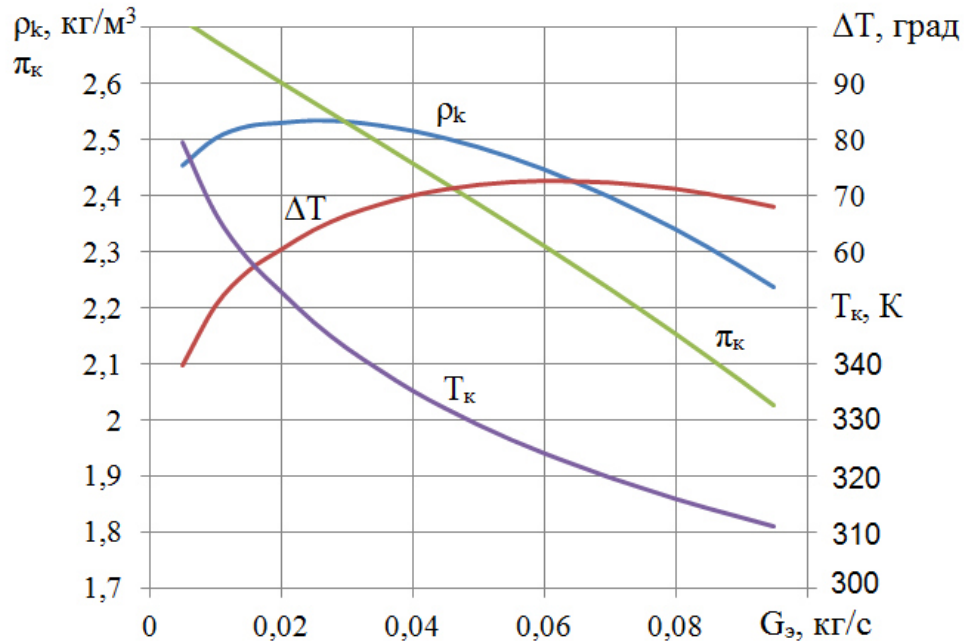


Рисунок 3.16 – Зависимость плотности ОВ и определяющих её величин от расхода ОГ через эжектор.

Для того, чтобы функция плотности (2.46) имела максимум необходимо, чтобы понижение температуры в ОНВ ΔT компенсировало понижение давления $p_{к1}$ после компрессора (которое также влечет снижение $T_{к1}$). Иначе говоря, в какой-то момент быстрота изменения давления должна пересекаться с быстротой изменения температуры после ОНВ. Уточненное решение уравнения (2.51) даёт значение расхода ОГ, соответствующее максимальному значению плотности $G_z = 0,024$ кг/с (рисунок 3.17).

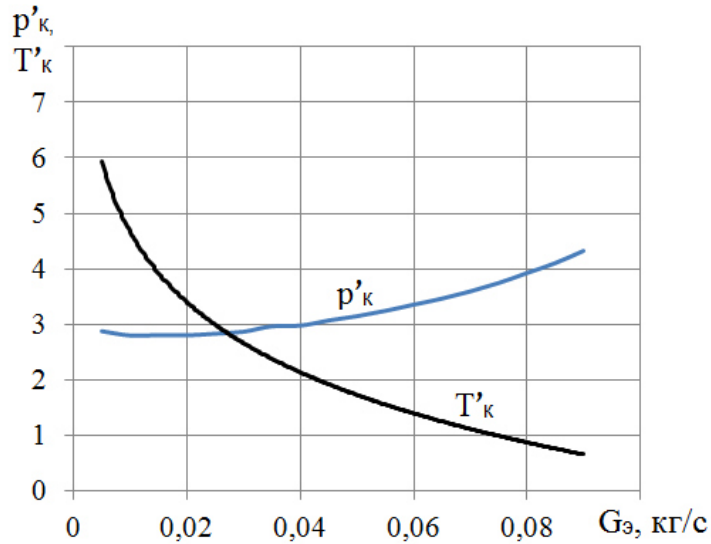


Рисунок 3.17 – К определению максимума плотности НВ: $p'_k = \frac{1}{p_k} \frac{dp_k}{dG_э}$ – относительная быстрота изменения давления после ОНВ, $T'_k = \frac{1}{T_k} \frac{dT_k}{dG_э}$ – относительная быстрота изменения температуры НВ после ОНВ.

Так при увеличении $G_э$ с 0,005 до 0,025 кг/с давление $p_{к1}$ снижается с 267,2 кПа до 252,6 кПа и, соответственно, $T_{к1}$ с 417 К до 409 К. Это вызывает падение плотности после компрессора с 2,25 до 2,16 кг/м³. Для поддержания плотности, например, на прежнем уровне – 2,25 кг/м³ – необходимо понизить температуру НВ в ОНВ не менее, чем на 15 град. Это условие, как видно из графика, выполняется даже запасом. ΔT составляет 64,8 град. – это даёт даже прирост плотности до 2,54 кг/м³. При заданном постоянном давлении p_t перед турбиной (и эжектором соответственно) это значение плотности является максимальным.

При увеличении $G_э$ с 0,025 до 0,045 кг/с давление $p_{к1}$ снижается с 252,6 кПа до 238,5 кПа и температура $T_{к1}$ с 409 К до 400 К. Это вызывает дальнейшее падение плотности после компрессора с 2,16 до 2,08 кг/м³. Для поддержания плотности на исходном уровне – 2,16 кг/м³ – необходимо понизить температуру НВ в ОНВ также на 15 град, для увеличения плотности до 2,25 кг/м³ – на 28 град., для удержания исходного значения плотности после ОНВ в 2,55 кг/м³ – на 72 град. Последнее условие, как видно, не достигается – ΔT составляет лишь 69 град. При

данных параметрах эжектор не обеспечивает коэффициент эжекции, требуемый для поддержания $\Delta T = 72$ град.

Дальнейшее увеличение G_e ведет к ещё большему снижению плотности НВ. Для компенсации потери плотности от снижения $p_{к1}$ требуется ещё большее значение ΔT . При этом, при $G_e = 0,06$ кг/с степень охлаждения имеет, как было указано выше, максимальное значение $\Delta T = 71,5$ град., но даже его на данном режиме уже недостаточно, чтобы плотность имела значение $2,55$ кг/м³. Требуемое значение степени охлаждения должно быть не менее 84 град. Плотность же при текущей $\Delta T = 71,5$ град. составляет $\rho_k = 2,47$ кг/м³. Недостаточно низкое значение T_k обусловлено двумя причинами:

1) Расход ОВ растет недостаточно. Коэффициент эжекции уменьшается из-за снижения давления p_n ОВ перед эжектором и, несмотря на увеличение расхода ОГ через эжектор прирост расхода ОВ является недостаточным (рисунок 3.18).

2) Уменьшение π_k приводит к уменьшению $T_{к1}$, что, в свою очередь, приводит снижению среднего логарифмического перепада температур Δt и, соответственно, к уменьшению теплового потока через единицу площади.

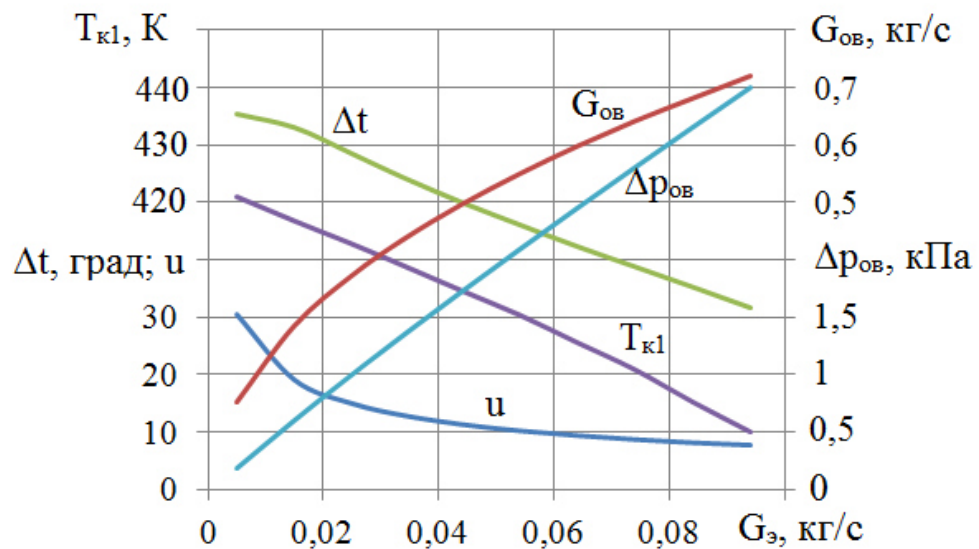


Рисунок 3.18 – Влияние расхода ОГ через эжектор на основные параметры схемы.

3.3.3 Сравнение схем

Экстремум эффективной мощности двигателя (2.49) совпадает с максимумом плотности для обеих схем. Объяснить это можно тем, что при постоянном коэффициенте избытка воздуха мощность пропорциональна расходу топлива, который, в свою очередь, пропорционален расходу воздуха. А увеличение расхода воздуха связано с увеличением его плотности (рисунки 3.19-3.20).

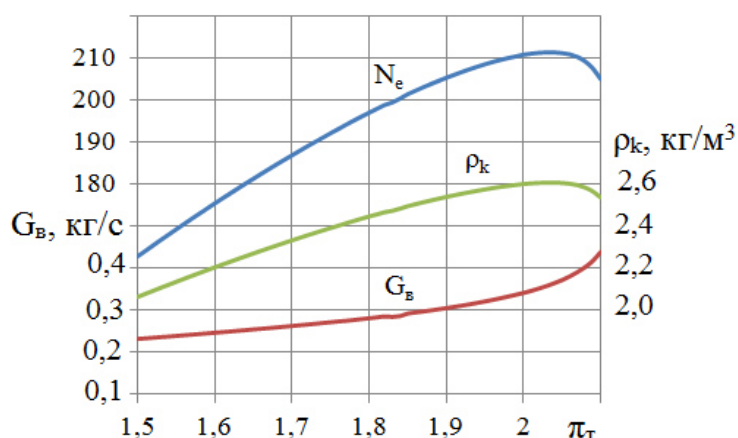


Рисунок 3.19 – Зависимость мощности, расхода топлива и плотности НВ от расхода ОГ через эжектор для 1-й схемы.

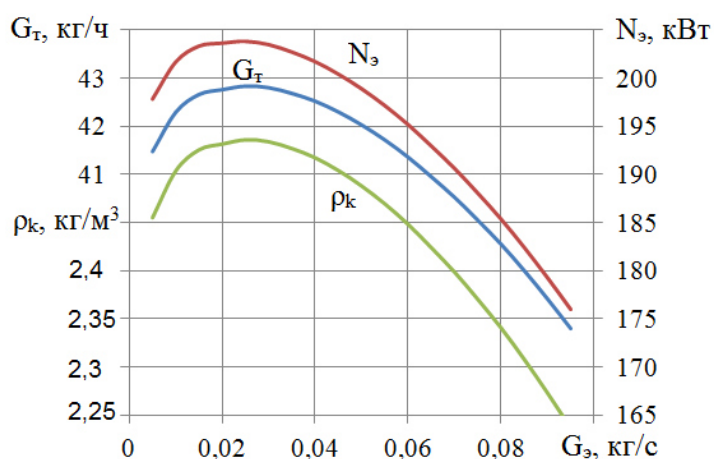


Рисунок 3.20 – Зависимость мощности, расхода топлива и плотности НВ от расхода ОГ через эжектор для 2-й схемы.

Сравнение схем можно привести, например, для номинального режима работы дизеля. Сравнение с вентиляторной системой обеих схем включения эжектора приведено в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Сравнение схем охлаждения наддувочного воздуха

Параметр	Вентиляторная	Эжекционная, последовательная	Эжекционная, параллельная	Размерность
1	2	3	4	5
Степень повышения давления в компрессоре, $\pi_{ов}$	2,46	2,46	2,68	
Давление воздуха после компрессора, $p_{к1}$	241900	241900	270600	Па
Температура воздуха после компрессора, $T_{к1}$	405	405	420	К
Плотность воздуха после компрессора, $\rho_{к1}$	2,06	2,06	2,06	кг/м ³
КПД компрессора, η_k	0,757	0,757	0,757	
Понижение температуры НВ в ОНВ, ΔT	70	70	65,2	К
Гидравлические потери в ОНВ, $\Delta p_{нв}$	1802	1802	1127	Па
Температура воздуха после ОНВ, T_k	335	335	351	К
Плотность воздуха после ОНВ, ρ_k	2,58	2,584	2,67	кг/м ³
Давление ОГ перед турбиной, p_t	208000	215000	263000	Па
Температура ОГ перед турбиной, T_t	923	923	923	К
Расход ОГ через турбину, G_t	0,317	0,317	0,296	кг/с
Степень понижения давления в турбине, π_t	1,97	1,97	2,48	
Степень понижения давления в турбине по полным параметрам, π_t^*	1,78	1,78	2,32	
Полное давление ОГ после турбины, p_p^*	106000	106000	107000	Па
Температура ОГ после турбины, T_p	813	813	780	К
КПД турбины, η_t	0,709	0,706	0,707	
КПД турбокомпрессора, $\eta_{тк}$	0,537	0,535	0,536	

продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5
Полное давление ОГ перед эжектором, p_p^*	–	106000	263000	Па
Температура ОГ перед эжектором, T_p	–	829	923	К
Давление ОВ перед эжектором, p_n	–	99520	100200	Па
Температура ОВ перед эжектором, T_n	–	335	351	К
Давление смешанного потока после эжектора, p_c	–	102000	102000	Па
Коэффициент эжекции, u	–	1,44	14,91	
Расход ОГ через эжектор, G_o	–	0,317	0,023	кг/с
Расход ОВ через ОНВ, $G_{ов}$	0,47	0,477	0,343	кг/с
КПД эжектора, η_o	–	0,435	0,08	
Расход НВ, G_b	0,305	0,305	0,307	кг/с
Коэффициент остаточных газов, γ	0,021	0,021	0,025	
Удельная работа процесса сжатия, l_{a-y}	-0,4556	-0,4556	-0,4611	МДж/кг
Удельная работа процесса сгорания, l_{y-z}	1,062	1,062	1,045	МДж/кг
Удельная работа процесса расширения, l_{z-b}	0,1285	0,1285	0,1255	МДж/кг
Удельная работа цикла, l_i	0,7352	0,7352	0,7105	МДж/кг
Среднее индикаторное давление, p_i	1,708	1,708	1,662	МПа
Индикаторный КПД, η_i	0,473	0,473	0,458	
Удельный индикаторный расход топлива, g_i	179	178	185	г/кВт/ч
Давление механических потерь, p_m	0,202	0,202	0,202	МПа
Эффективный КПД двигателя, η_e	0,429	0,43	0,412	
Удельный эффективный расход топлива, g_e	198,2	197,6	203,5	г/кВт/ч
Затраты мощности на охлаждение, ΔN_e	1,42	0,91	7,72	кВт
Мощность двигателя, N_e	210	210	210	кВт

3.4 Численное моделирование работы эжектора на номинальном режиме

Для подтверждения аналитических выкладок было проведено численное моделирование совместной работы турбины и эжектора. Моделирование проведено в пакете Flow Simulation программного комплекса Solidworks.

Предварительно необходимо определить основные геометрические размеры элементов схемы. Так как эжектор непосредственно связан с турбиной, то помимо размеров эжектора требуется также определить размеры турбины. Размеры определены для номинального режима при работе первой схемы, т.е. для $\Delta T = 70$ град. и $\pi_k = 2,46$.

Требуемая степень понижения давления в турбине:

$$\pi_\tau = \left(1 - \frac{\pi_k^{\frac{n_b-1}{n_b}} - 1}{\beta \eta_{\text{гтн}} \left(1 + \frac{1}{\alpha L_0 \phi_{\text{пр}}} \right) \frac{T_\tau}{T_0}} \right)^{\frac{k_\tau}{k_\tau-1}} = \left(1 - \frac{2,46^{\frac{1,6-1}{1,6}} - 1}{1,129 \cdot 0,57 \left(1 + \frac{1}{1,8 \cdot 14,324 \cdot 1} \right) \frac{923}{293}} \right)^{\frac{1,34}{1,34-1}} = 2,106, \quad (3.1)$$

где π_k – степень повышения давления в компрессоре,

n_b – показатель политропы процесса в компрессоре,

$\beta = \frac{k_\tau - 1}{k_\tau} \frac{k_b}{k_b - 1} \frac{R_\tau}{R_b}$ – параметр, характеризующий теплофизическое различие ОГ и ОВ,

$\eta_{\text{гтн}}$ – КПД турбокомпрессора,

α – коэффициент избытка воздуха,

$\phi_{\text{пр}}$ – коэффициент продувки,

L_0 – масса воздуха, необходимая для сгорания 1 кг топлива.

Удельная работа процесса адиабатного расширения в турбине [59]

$$H_\tau = \frac{1,34}{1,34-1} 287 \cdot 923 \left(1 - \left(\frac{1}{2,03} \right)^{\frac{1,34-1}{1,34}} \right) = 151551 \text{ Дж/кг}. \quad (3.2)$$

Теоретическая скорость при адиабатном расширении ОГ в турбине от давления p_t до p_p [60]:

$$c_{ад} = \sqrt{2H_t} = \sqrt{2 \cdot 151551} = 550,47 \text{ м/с.} \quad (3.3)$$

Скорость на выходе из соплового аппарата:

$$c_1 = \varphi c_{ад} \sqrt{1-\rho} = 0,96 \cdot 550,47 \sqrt{1-0,51} = 366,13 \text{ м/с} \quad (3.4)$$

где φ – коэффициент скорости в сопловом аппарате,

ρ – степень реактивности.

Диаметр колеса на входе

$$D_1 = \frac{60u_1}{\pi n} = \frac{60 \cdot 363,361}{3,142 \cdot 61287} = 0,113 \text{ м,} \quad (3.5)$$

где n – частота вращения, мин^{-1} .

Частота вращения ротора турбокомпрессора найдена при расчете компрессора.

Диаметр колеса турбины на выходе:

$$D_2 = D_1 \mu = 0,113 \cdot 0,515 = 0,058 \text{ м,} \quad (3.6)$$

где μ – степень радиальности.

Высота лопатки на входе в рабочее колесо:

$$l_1 = \frac{G_r}{c_1 \rho_1 \pi D_1 \sin \alpha_1 \tau_1} = \frac{0,316}{366,13 \cdot 0,773 \cdot 0,113 \cdot \sin(16)} = 0,012 \text{ м,} \quad (3.7)$$

где ρ_1 – плотность на выходе из соплового аппарата, кг/м^3 ,

α_1 – угол абсолютной скорости, град.

Высота лопатки на выходе из рабочего колеса:

$$l_2 = \frac{G_r}{w_2 \rho_2 \pi D_2 \sin \beta_2 \tau_2} = \frac{0,316}{366,13 \cdot 0,56 \cdot 0,058 \cdot \sin(40)} = 0,022 \text{ м,} \quad (3.8)$$

где w_2 – относительная скорость на выходе из рабочего колеса, м/с ,

ρ_2 – плотность на выходе из рабочего колеса в относительном движении, кг/м^3 ,

β_2 – угол вектора относительной скорости на выходе из колеса, град.

Ширина колеса принимается по опытным данным равной 30 мм [61]. Количество лопаток 15. Сопловой аппарат имеет диаметр на входе 145 мм, на выходе 114 мм. Количество лопаток 19. Лопатка колеса турбины спрофилирована по методике [62].

Отношение площадей КС и сопла эжектора находится из следующей формулы [46]:

$$f_{3p} = \frac{f_3}{f_p} = \frac{2\varepsilon_p \left(\left(\frac{1}{\varphi_3} - 0,5 \right) \frac{v_c}{v_p} (1+u)^2 - (\varphi_2\varphi_4 - 0,5) \frac{v_{ов}}{v_p} \frac{f_{3p}}{f_{3p}-1} u^2 \right)}{\varphi_1\varphi_2}, \quad (3.9)$$

где ε_p – приведенная плотность в критическом сечении,

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – коэффициенты скорости сопла, КС, диффузора и входного участка.

$v_p, v_{ов}, v_c$ – удельные объёмы ОГ перед эжектором, ОВ перед эжектором и смешанного потока за диффузором соответственно.

$$f_{3p} = \frac{2 \cdot 0,95 \left(\left(\frac{1}{0,9} - 0,5 \right) \cdot 0,739 (1+1,72)^2 - (0,975 \cdot 0,925 - 0,5) \cdot 0,563 \frac{f_{3p}}{f_{3p}-1} 1,72^2 \right)}{0,95 \cdot 0,975} \quad (3.10)$$

Откуда находим $f_{3p} = 5,16$.

Площадь сопла для ОГ при докритическом отношении давлений находится по формуле:

$$f_p = \frac{G_p a_p^*}{k_r \Pi_p^* p_p q(\lambda_p)} = \frac{0,316 \cdot 458,484}{1,34 \cdot 0,538 \cdot 219000 \cdot 0,508} = 0,001898 \text{ м}^2, \quad (3.11)$$

где a_p – критическая скорость для ОГ по параметрам перед эжектором, м/с,

Π_p – критический перепад давлений,

$q(\lambda_p)$ – ГДФ – приведенная плотность тока.

Площадь КС, соответственно,

$$f_3 = f_p f_{3p} = 0,001898 \cdot 5,16 = 0,0193 \text{ м}^2. \quad (3.12)$$

Диаметры сопла и КС соответственно: $d_p = 61$ мм, $d_3 = 159$ мм. Длину КС примем по опытным данным $l_{кс} = 9d_3 \approx 1500$ мм.

Угол расширения диффузора примем равным 8° . Скорость на выходе из диффузора примем равной 20 м/с, длина диффузора при этом составит 284 мм.

Моделировалась совместная работа турбины и эжектора [63]. Расчетная модель состоит из турбины и эжектора, установленного на выходе из турбины и трубок ОНВ (рисунок 3.21).

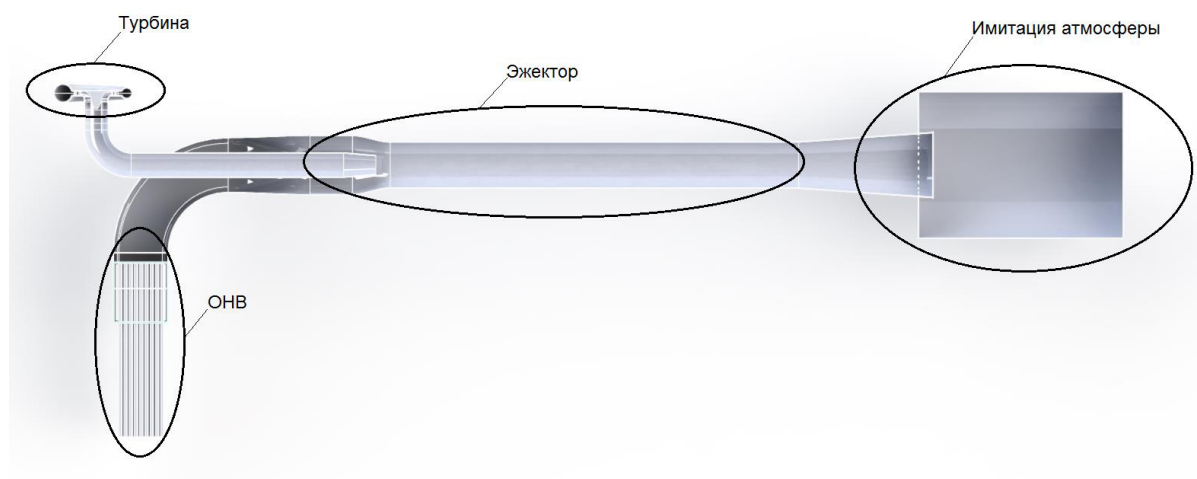


Рисунок 3.21 – Общий вид расчетной модели

При моделировании задавались следующие граничные условия:

- 1) массовый расход ОГ на входе в сопловой аппарат 0,316 кг/с,
- 2) температура ОГ 800 К;
- 3) атмосферное давление 101325 Па и температура окружающей среды 293 К;
- 4) полное давление ОВ перед трубками ОНВ 101325 Па и температура 331 К;
- 5) частота вращения колеса турбины 61000 мин^{-1} .
- 6) Модель турбулентности k-ε.

В ходе численного расчета были получены поля давлений, температур, скоростей и других величин. Поля температуры в турбине показаны на рисунке 3.22.

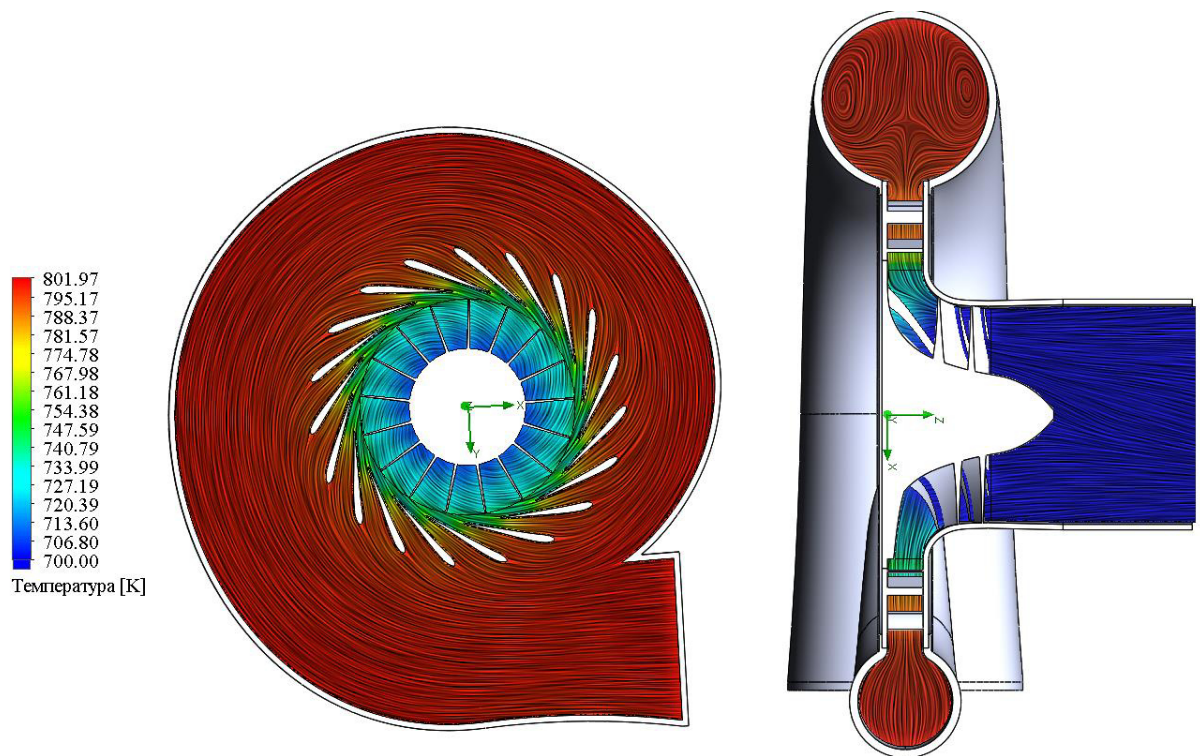


Рисунок 3.22 – Поля температуры в турбине.

В сопловом аппарате статическая температура ОГ уменьшается до 740 К. На выходе из турбины статическая температура составила 687 К, среднерасходная полная температура – 694 К.

Поля давлений показаны на рисунке 3.23.

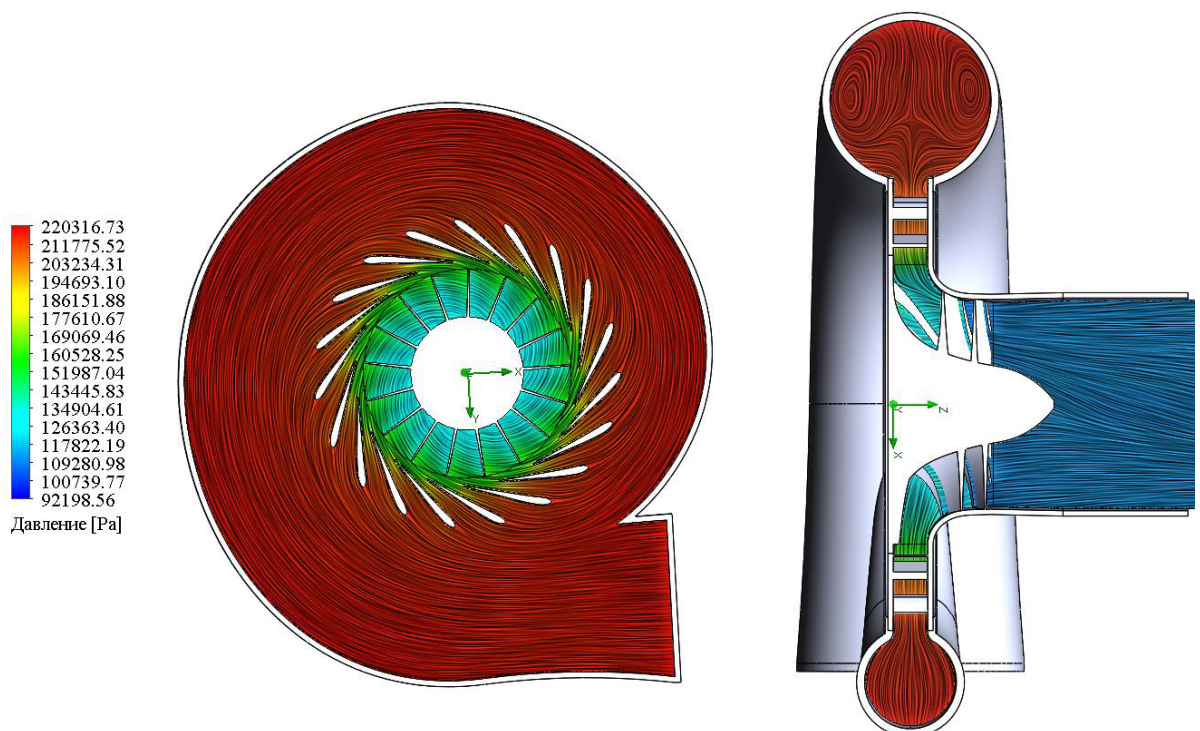


Рисунок 3.23 – Поля давлений в турбины.

Статическое давление за сопловым аппаратом 156,6 кПа. Статическое давление за турбиной 109,6 кПа. Полное среднерасходное давление на выходе из турбины 113,7 кПа.

Поля скоростей показаны на рисунке 3.24.

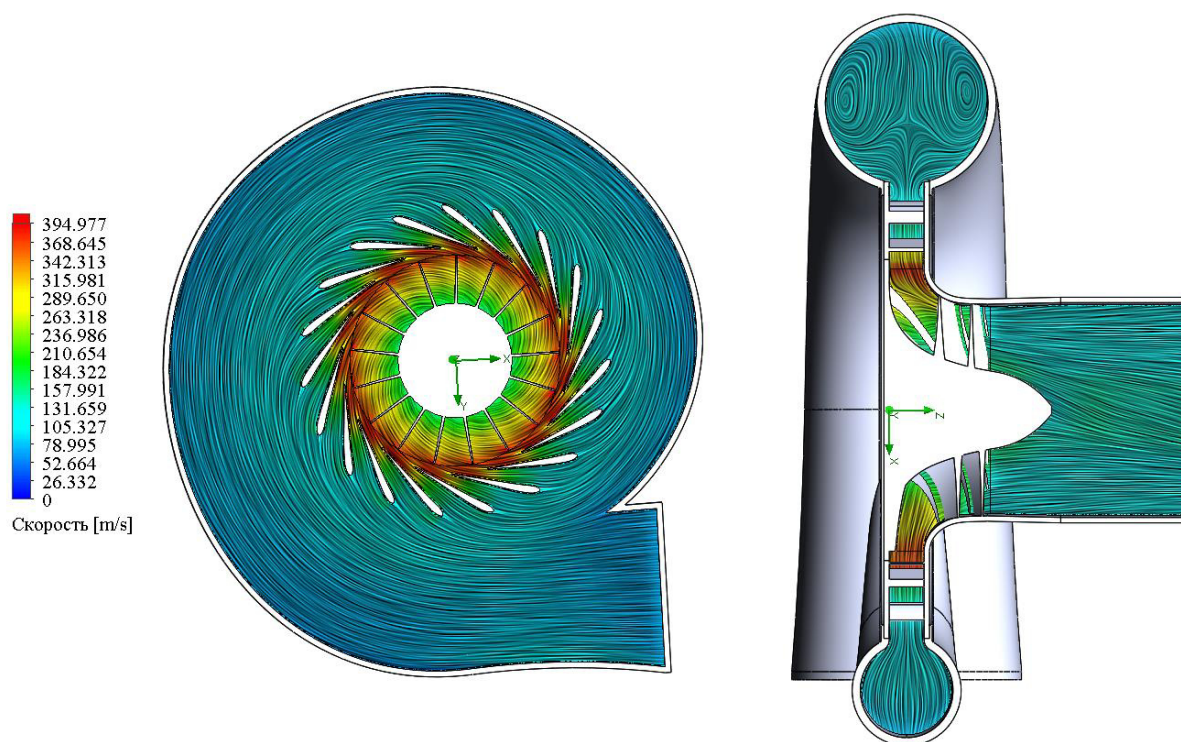


Рисунок 3.24 – Поля скоростей в турбине.

Реальное значение абсолютной скорости на выходе из соплового аппарата составляет 368 м/с, при теоретической скорости 385 м/с, что соответствует принятому коэффициенту скорости для соплового аппарата 0,96. Абсолютная среднерасходная скорость на выходе из турбины составляет 125 м/с.

Уточненные параметры турбины были получены моделированием в программном комплексе Ansys CFX (модель турбулентности SST) с использованием сеточного построителя Turbogrid [64, 65, 66]. Вращающий момент на валу составил $M_T = 5,5$ Нм. Мощность на валу в таком случае:

$$N_{\text{тд}} = \frac{M_T n}{9550} = \frac{5,5 \cdot 61287}{9550} = 35,666 \text{ кВт.} \quad (3.13)$$

Располагаемая мощность есть

$$N_{\text{тр}} = H_{\text{т}} G_{\text{т}} = \frac{151551 \cdot 0,316}{1000} = 47,89 \text{ кВт.} \quad (3.14)$$

Адиабатный КПД турбины

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{N_{\text{тд}}}{N_{\text{тр}}} = \frac{35,666}{47,89} = 0,731 \quad (3.15)$$

Как видно КПД, определенный моделированием оказался несколько выше полученного аналитическим путём. Погрешность составляет $(0,731 - 0,706)/0,731 \cdot 100 = 3,54\%$, поэтому уточнение не требуется.

Поле температуры в эжекторе показано на рисунке 3.25.

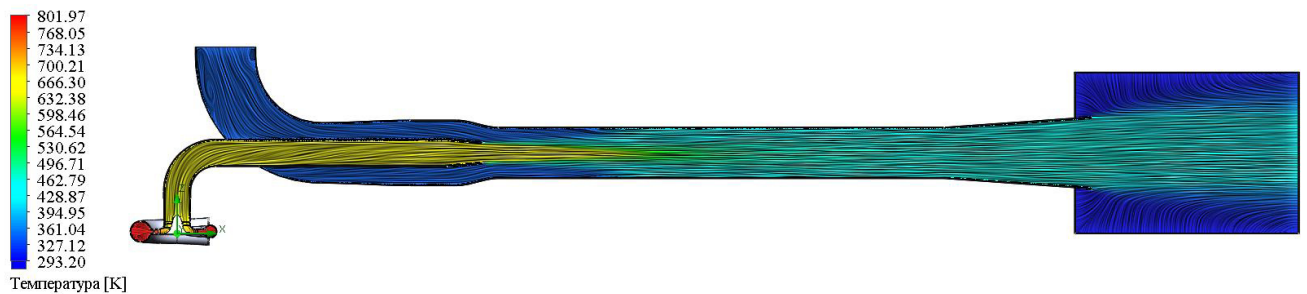


Рисунок 3.25 – Поле температуры в продольном сечении.

Статическая температура ОГ на срезе сопла 637 К. Температура смешанного потока на выходе из КС 478 К, на выходе из диффузора – 467 К.

Распределение давления показано на рисунках 3.26-3.27.

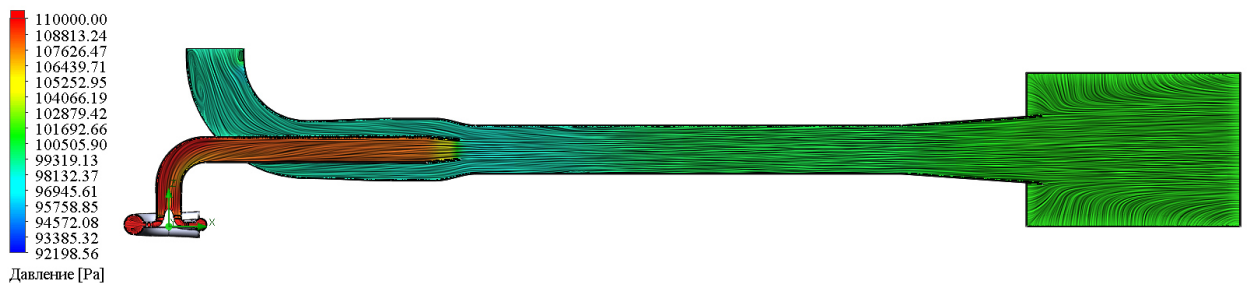


Рисунок 3.26 – Поле давления в продольном сечении.

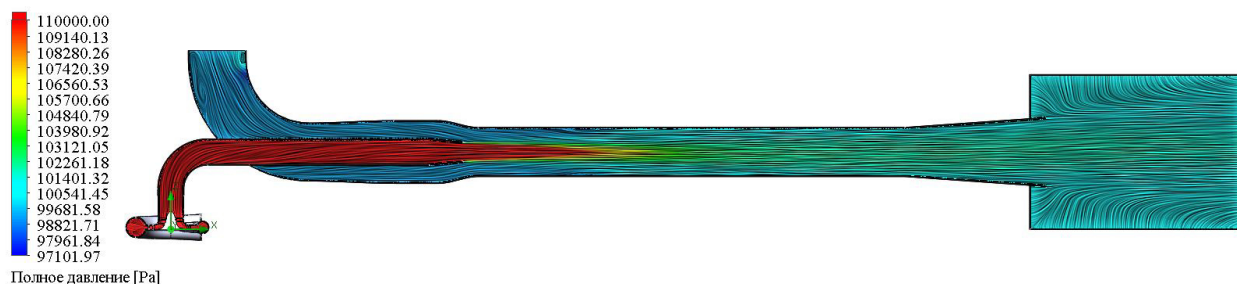


Рисунок 3.27 – Поле полного давления в продольном сечении.

Статическое давление на срезе сопла 99,8 кПа. Полное давление ОВ увеличивается с 100,4 кПа на выходе из трубок ОНВ до 101,1 кПа на выходе из КС и до 101,5 кПа на выходе из диффузора. Полное давление ОГ уменьшается от 106,9 кПа на срезе сопла до 101,4 на выходе их КС.

Распределение скоростей показано на рисунке 3.28

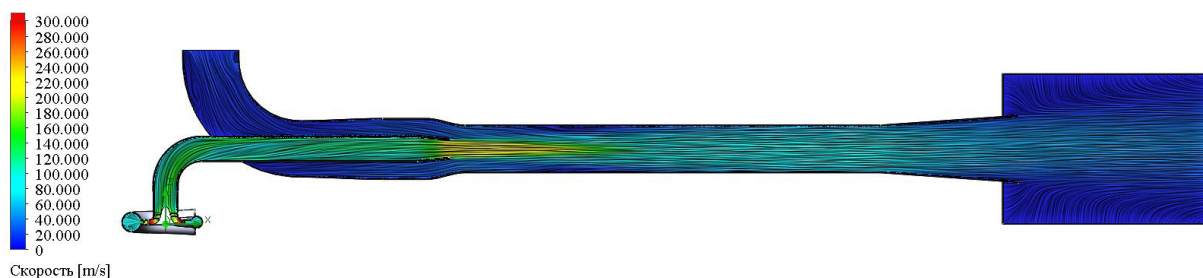


Рисунок 3.28 – Поле скоростей в продольном сечении.

Абсолютная скорость на выходе из турбины составляет 125 м/с, на срезе сопла эжектора 156 м/с. В камере смешения она снижается до 50 м/с. Средняя скорость ОВ в трубках матрицы ОНВ 28 м/с, на срезе сопла – 24 м/с, в камере смешения скорость ОВ возрастает до 43 м/с. На выходе из диффузора скорость смешанного потока 25 м/с, что больше, чем принято в аналитическом расчете. Неравномерность поля скорости на выходе из камеры смешения составляет 84%, показана на рисунок 3.29.

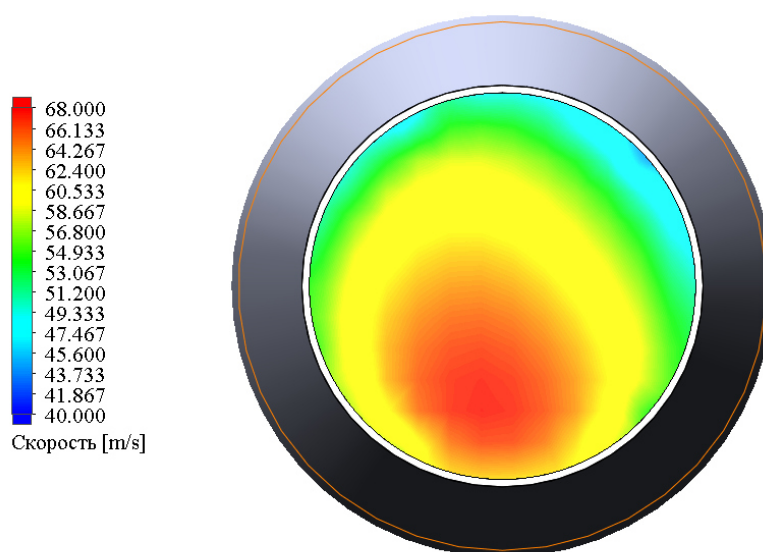


Рисунок 3.29 – Неравномерность поля скорости на выходе из камеры смешения.

Расход ОВ составил 0,51 кг/с, что соответствует коэффициенту эжекции 1,6. Полученное значение больше рассчитанного аналитически. Погрешность составляет $(1,6 - 1,47)/1,47 \cdot 100 = 10,2\%$.

Адиабатный КПД эжектора определяется по формуле:

$$\eta_э = \left(u \frac{T_n}{T_p} + 1 \right) \frac{1 - \frac{1}{\pi_{ОВ}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}}{1 - \frac{1}{\pi_{ОГ}^{\frac{\kappa_t}{\kappa_t-1}}}} = \left(1,301 \frac{335}{649} + 1 \right) \frac{1 - \frac{1}{1,014^{0,286}}}{1 - \frac{1}{1,055^{0,254}}} = 0,499, \quad (3.16)$$

где $\pi_{ОВ} = 101,4/100 = 1,014$ – степень повышения давления ОВ,
 $\pi_{ОГ} = 106,9/101,4 = 1,055$ – степень понижения давления ОГ.

КПД эжектора также получился немного выше, чем расчетное значение. Погрешность в определении составляет $(0,499 - 0,435)/0,435 = 14,7\%$.

Для второй схемы проведен аналогичный расчёт. Для степени охлаждения $\Delta T = 70$ град. и $\pi_\kappa = 2,46$ по формулам (3.1-3.12) определены геометрические размеры и параметры турбины и эжектора: расход ОГ через турбину $G_t = 0,282$ кг/с, степень понижения давления в турбине $\pi_t = 2,39$, диаметр колеса на входе $D = 110$ мм, степень радиальности $\mu = 0,515$, удельная адиабатная работа турбины $H =$

176277 Дж/кг, адиабатная скорость $c_{ад} = 593$ м/с. Высота лопатки на входе в колесо $l_1 = 10$ мм, КПД турбины $\eta_t = 0,8$.

Диаметр сопла Лавалья на выходе $D_c = 7,2$ мм, диаметр камеры $D_3 = 104$, диаметр диффузора $D_d = 230$, длина камеры смешения $l_k = 1230$ мм (рисунок 3.30).

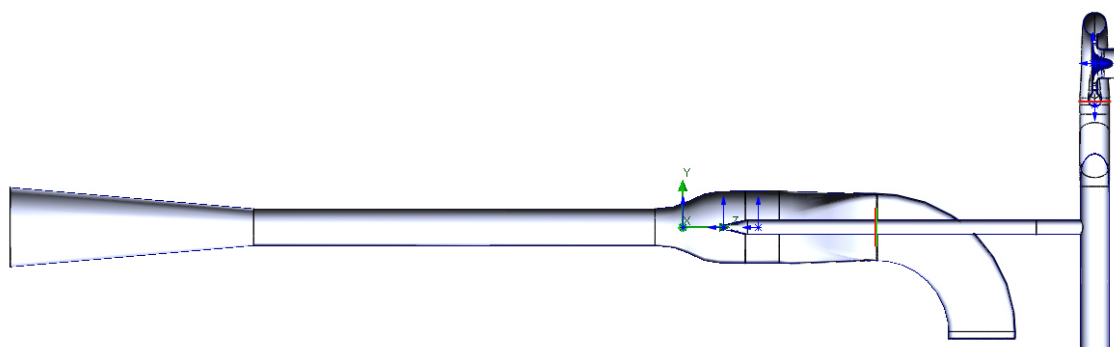


Рисунок 3.30 – Расчетная модель эжектора.

Поля давлений, скоростей и температур показаны на рисунках 3.31-3.34. Момент на валу 5,68 Нм. Мощность турбины составила 36,7 кВт.

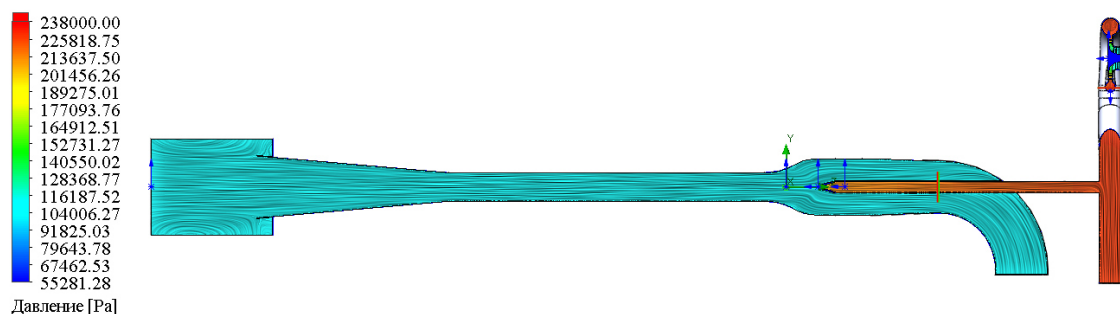


Рисунок 3.31 – Поле статического давления в эжекторе.

Статическое давление ОВ поднимается от 100216 Па до давления на выходе из эжектора 101444 Па. Это совпадает с принятым в аналитическом расчёте. Статическое давление на выходе из турбины 100000 Па.

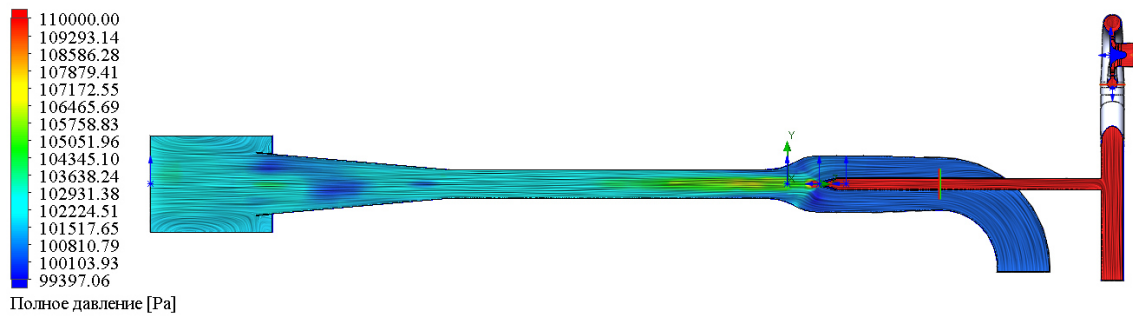


Рисунок 3.32 – Поле полного давления в эжекторе.

Полное давление на выходе из эжектора составило 101585 Па, на выходе из турбины 112 354 кПа.

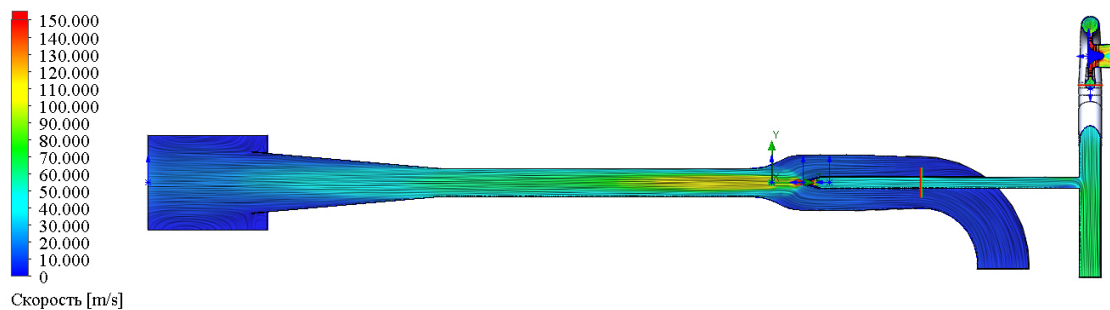


Рисунок 3.33 – Поле скоростей в эжекторе.

Скорость на выходе из эжектора составила 16,1 м/с. Максимальная скорость на срезе сопла 602 м/с. На выходе из турбины абсолютное значение скорости 103 м/с.

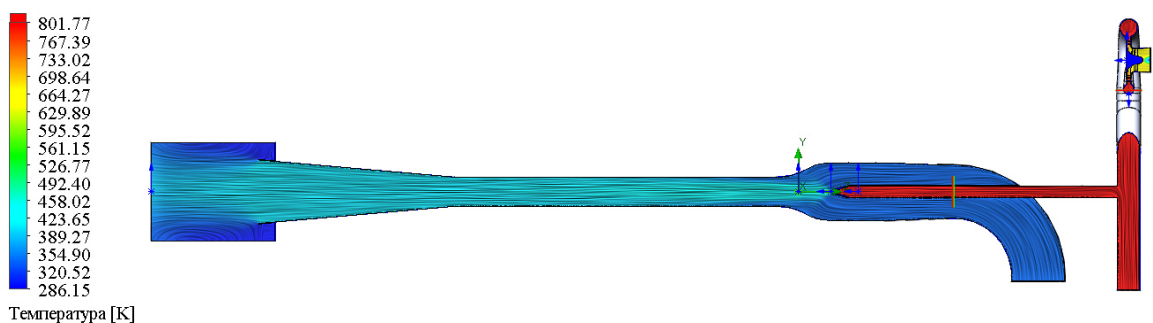


Рисунок 3.34 – Поле температуры в эжекторе.

Температура на выходе из эжектора составила 388 К, на выходе из турбины – 656 К.

3.5 Определение размеров опытного эжектора для экспериментального моделирования

Объединяя уравнения (2.9), (2.13) и (2.15) можно записать уравнение подобия для эжектора, дающее связь между коэффициентом эжекции, отношением площадей сопла и КС и параметрами потоков газов перед эжектором следующим выражением:

$$u = \frac{p_n^*}{p_p^*} (f_{3p} - 1) \frac{q(\lambda_n)}{q(\lambda_p)} \frac{1}{\sqrt{\theta}}, \quad (3.17)$$

где θ – отношение критической скорости ОВ к критической скорости ОГ.

При заданном отношении давлений ОГ и ОВ коэффициент эжекции пропорционален корню квадратному из отношения температур смешивающихся потоков. Коэффициент эжекции увеличивается при повышении температуры рабочего потока и уменьшается при повышении температуры инжектируемого потока.

Очевидно также, что для аппарата заданных размеров при постоянном значении давлений p_p, p_n, p_c и постоянной величине $u\sqrt{\theta}$ постоянными являются и газодинамические функции, используемые в расчете. Коэффициент эжекции для аппарата заданных размеров и постоянном отношении температур прямо пропорционален отношению полных давлений потоков ОГ и ОВ. И наконец, при неизменных параметрах потоков коэффициент эжекции прямо пропорционален отношению площадей КС и сопла.

Как видно из уравнения, коэффициент эжекции не зависит от расходов ОГ и ОВ, а зависит только от параметров потоков перед эжектором [67]. Таким образом, при сохранении постоянных давлений и температур ОГ и ОВ, при уменьшении расхода ОГ пропорционально уменьшается и расход ОВ и также пропорционально изменяется отношение площадей f_{3p} .

Таким образом, возможно представить условия для моделирования.

При расходе, отличающемся от требуемого, диаметр сопла модельного эжектора определяется пропорционально

$$d_{pm} = \sqrt{\frac{d_p^2}{G_3}} \sqrt{G_{огМ}}, \quad (3.18)$$

где $G_{огМ}$ – расход ОГ для модельного эжектора.

Диаметр камеры смешения модельного эжектора

$$d_3 = \sqrt{d_3^2 f_{3p}}. \quad (3.19)$$

Таким образом, при испытании модельного эжектора разумным является выдерживать перепад давлений и перепад температур, соответствующих реальному эжектору. Однако одновременное выдерживание обоих параметров, как правило, является затруднительным. Поэтому при моделировании обычно выдерживают только перепад давлений, определяя величину u/θ , а затем находят непосредственно физический коэффициент эжекции u .

Характеристика рассчитанного эжектора наиболее удовлетворительно рассчитывается по следующей методике [68]:

1) Определяется приведенный КЭ

$$n\sqrt{\theta} = \sigma_n \frac{m_{ов}}{m_p} \frac{q(\lambda_{ов2})}{\pi_{ог}} \left(f_{3p} - \frac{1}{\sigma_a q(\lambda_p)} \right), \quad (3.20)$$

где σ_n – коэффициент сохранения полного давления в пассивном сопле эжектора;

$$m = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} - \text{параметр, зависящий от теплофизических свойств га-}$$

за;

$\pi_{ог} = p_p/p_n$ – перепад давлений в рабочем сопле;

$\lambda_{ов2}$ – приведенная скорость ОВ на входе в КС;

σ_a – коэффициент сохранения полного давления в рабочем сопле эжектора;

2) Параметры смешанного потока

- газовая постоянная

$$R_c = \frac{R_p + uR_n}{1 + u} \quad (3.21)$$

- показатель адиабаты

$$k_c = \frac{\frac{k_p}{k_p - 1} + u \frac{k_{об}}{k_{об} - 1} \frac{R_{об}}{R_p}}{\frac{1}{k_p - 1} + u \frac{1}{k_{об} - 1} \frac{R_{об}}{R_p}} \quad (3.22)$$

3) Отношение температур смешанного потока и рабочего

$$\frac{T_c^*}{T_p^*} = \frac{1 + u \theta \frac{c_{пов}}{c_{пп}} + \frac{Q_{КС}}{c_{пп} G_p}}{(1 + u) \frac{c_{рс}}{c_{пп}}}, \quad (3.23)$$

где $c_{пов}$, $c_{пп}$, $c_{рс}$ – удельная изобарная теплоемкость охлаждающего воздуха, ОГ и смешанного потока соответственно, Дж/кг/К;

$Q_{КС}$ – теплота, отводимая от КС вовне, Вт;

G_p – расход ОГ, кг/с.

4) Определяется приведенный импульс потока на выходе из КС (предварительно задается $\lambda_{об}$ и λ_3)

- перепад давлений ОБ на входном участке камеры смешения

$$\frac{\Delta p}{p_n} = \frac{0,5 k_p \left(\frac{2}{k_p + 1} \right)^{\frac{k_p}{k_p - 1}} \frac{v_{об}}{v_p} u^2 q(\lambda_{p1})^2}{\varphi_n^2 (f_{3p} - 1)^2} \frac{p_p}{p_n},$$

где $v_{об}$, v_p – удельный объем ОБ и ОГ соответственно, м³/кг

- вспомогательные величины

$$A_1 = \frac{k_p + 1}{2k_p} z(\lambda_p) + u \frac{k_{об} + 1}{2k_{об}} z(\lambda_{об}) \frac{a_{об}}{a_p},$$

$$A_2 = \frac{a_c}{a_p} (u + 1),$$

$$K_1 = \frac{k_c + 1}{2k_c},$$

$$K_2 = \frac{1}{2} \xi_{\text{КС}} \frac{l_{\text{КС}}}{d_{\text{КС}}} \lambda_3,$$

$$P_1 = \frac{\Delta p_k}{a_c} \frac{\pi}{4} (D_{\text{н}}^2 - d_{\text{с}}^2 - d_{\text{КС}}^2),$$

где $a_{\text{ов}}$, $a_{\text{р}}$, $a_{\text{с}}$ – критическая скорость в ОВ и в ОГ и смешанного потока соответственно, м/с;

$z(\lambda)$ – ГДФ – приведенный импульс потока;

$q(\lambda)$ – ГДФ – приведенная плотность тока;

$\xi_{\text{КС}}$ – коэффициент потерь в КС;

λ_3 – приведенная скорость на выходе из КС;

$D_{\text{н}}$ – диаметр приёмной камеры, м;

$d_{\text{с}}$ – диаметр трубы подвода ОГ, м;

$d_{\text{КС}}$ – диаметр КС, м.

- приведенный импульс потока на выходе из КС

$$z(\lambda_3) = \frac{\frac{A_1 - P_1}{A_2} - K_2}{K_1} \quad (3.24)$$

5) По известному приведенному импульсу находится приведенная скорость на выходе из КС λ_3 . Далее находится степень повышения давления в эжекторе

$$\pi_{\text{ов}} = \sigma_{\text{д}} \frac{p_{\text{р}}}{p_{\text{н}}} \frac{m_{\text{р}}}{m_{\text{ов}}} \frac{(u+1)}{f_{3\text{р}}} \sqrt{\frac{T_{\text{с}}}{T_{\text{р}}}} \frac{q(\lambda_{\text{р}})}{q(\lambda_3)}, \quad (3.25)$$

где $\sigma_{\text{д}}$ – коэффициент сохранения полного давления в диффузоре.

6) Определяется адиабатный КПД эжектора

$$\eta_{\text{ад}} = (1+u) \frac{c_{p3}}{c_{pp}} \frac{T_{\text{с}}}{T_{\text{р}}} \left(\frac{1 - \pi_{\text{ов}}^{\frac{k_{\text{ов}}-1}{k_{\text{ов}}}}}{1 - \left(\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{р}}} \right)^{\frac{k_{\text{р}}-1}{k_{\text{р}}}}} \right) \quad (3.26)$$

7) На нерасчетных режимах работы возникает дополнительное сопротивление, получаемое при вихреобразовании на входе в камеру, удовлетворительно его можно описать следующей формулой, дающей зависимость коэффициента потерь от текущего значения отношения площадей КС и сопла и приведенной скорости рабочего потока на резе сопла,

$$\xi_{\text{КС}} = a - 0,1 \frac{f_{3\text{p}}}{(10\lambda_{\text{p}})^4}, \quad (3.27)$$

где a – коэффициент турбулентной структуры потока ($a = 0,08$) [69, 70].

8) Коэффициент скорости рабочего сопла при изменении его площади иглой оценивается по формуле (2.73).

С учётом (3.27) и (2.73) указанные формулы становятся применимы как для расчёта характеристик эжектора с неизменной геометрией, так и с изменяемой.

4 Методика экспериментального исследования, экспериментальная установка и применяемое оборудование

Экспериментальные исследования проводились на макетном эжекторе, спроектированном по уравнению подобия, показанному в гл.3. Экспериментальный стенд представлял собой 4-цилиндровый четырехтактный двигатель 4Ч8,2×7,1 (ВАЗ 21114) и смонтированный после выпускного коллектора макетный эжектор. Были сформированы методики получения характеристик двигателя и эжектора. При испытаниях использовалась различная контрольно-измерительная аппаратура, обеспечивающая получение необходимых данных с требуемой точностью. После проведения испытаний была проведена оценка погрешности полученных результатов.

4.1 Обоснование объекта исследования и разработка методики экспериментального исследования

В качестве объекта исследования использована модель эжектора. Исследования проводились в лаборатории кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета, где была создана специальная экспериментальная установка, включающая в себя: 4-цилиндровый двигатель 4Ч 8,2×7,1, оборудованный агрегатами и системами, обеспечивающими его нормальную работу, нагрузочное устройство, смонтированный на выпускной системе струйный аппарат – эжектор, контрольно-измерительную аппаратуру, а также механизмы управления и приборы.

Установка была создана на базе лабораторного стенда «Рабочие процессы бензиновых двигателей», предназначенного для проведения научно-исследовательских, доводочных, периодических краткосрочных и длительных испытаний двигателей, включая опытные образцы деталей и узлов. Он позволяет

осуществлять отработку отдельных узлов и систем двигателя для повышения мощности, экономичности и эксплуатационной надежности.

Целью испытаний являлось подтверждения теоретических аспектов, выдвинутых во 2-й главе.

Методикой исследования предусматривалось решение следующих задач:

- проведение измерений параметров эжектора с определением регулировочной характеристики эжектора;
- проведение измерений параметров двигателя с определением частичных скоростных и нагрузочных характеристик;

Исследования проводились на двигателе 4Ч 8,2×7,1 (ВАЗ 21114) четырехтактный, четырехцилиндровый, рядный, бензиновый (таблица 4.1).

Таблица 4.1 – Основные параметры двигателя 4Ч 8,2×7,1

Объем, см ³	1596
Максимальный крутящий момент, Нм (кгс·м) при мин ⁻¹	125 (12) / 3000
Используемое топливо	Бензин АИ-95
Максимальная мощность, кВт (л.с.) при мин ⁻¹	60 (81) / 5200
Диаметр цилиндра, мм	82
Ход поршня, мм	71
Степень сжатия	9,6
Количество клапанов на цилиндр	8 (два впускных и два выпускных)
Система подачи топлива	Распределенный впрыск с электронным управлением

Испытания проводились методом торможения работающего двигателя. Нагрузочное устройство – гидравлического типа, включающее масляный бак, емкостью 400 л, аксиально-поршневой масляный насос 303.4.112.03.06, имеющий соедине-

ние с валом отбора мощности двигателя через редуктор и механизм сцепления, гидравлический электроуправляемый дроссель и рукава низкого давления.

Топливо и масло, применяемое во время испытаний, использовалось из одной партии и соответствовало требованиям технических условий на двигатель. Температурный режим (температура масла, топлива и охлаждающей жидкости) поддерживалась в заданных пределах согласно техническим условиям на двигатель.

Принципиальная схема экспериментальной установки показана на рисунке 4.1.

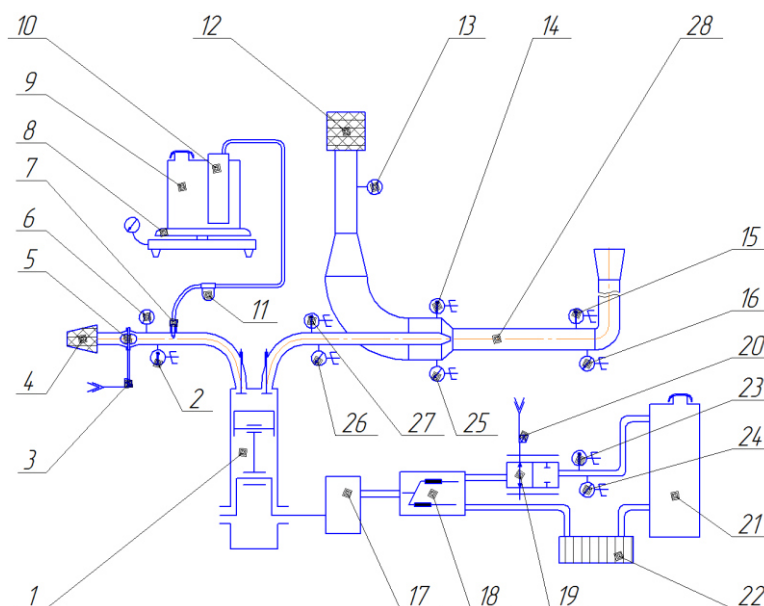


Рисунок 4.1 – Схема экспериментальной установки:

1 – двигатель, 2 – термопара для измерения температуры воздуха на входе в двигатель, 3 – устройство управления дроссельной заслонкой, 4 – воздушный фильтр на входе в двигатель, 5 – дроссельная заслонка, 6 – датчик массового расхода воздуха через двигатель, 7 – форсунка, 8 – весы, 9 – топливный бак, топливный насос, 11 – топливный фильтр, 12 – гидравлическое сопротивление, эквивалентное сопротивлению ОНВ, 13 – датчик массового расхода охлаждающего воздуха, 14 – датчик давления ОВ, 15 – термопара для измерения температуры смешанного потока, 16 – датчик давления смешанного потока, 17 – коробка передач, 18 – аксиально-поршневой насос, 19 – масляный дроссель, 20 – устройство управления масляным дросселем, 21 – масляный бак, 22 – масляный радиатор, 23 – термопара для измерения температуры масла в нагрузочном устройстве, 24 – датчик давления масла в нагрузочном устройстве, 25 – датчик давления ОВ перед КС, 26 – датчик давления ОГ перед эжектором, 27 – термопара для измерения температуры ОГ перед эжектором, 28 – эжектор.

Регистрируемые параметры двигателя:

- частота вращения коленчатого вала – n , мин⁻¹
- вращающий момент – M_K , Н·м;
- часовой расход топлива G_T , кг/ч;
- температуры воды, масла, топлива, воздуха и отработавших газов, °С;
- часовой расход воздуха через двигатель – G_{θ} , кг/ч;
- давление смазочного масла – p_m , МПа;

Вычисляемые параметры и расчетные формулы:

- среднее эффективное давление, МПа:

$$p_e = \frac{0,00314 \tau_d M_K}{i V_h}, \quad (4.1)$$

где τ_d – тактность двигателя,

i – число цилиндров,

V_h – рабочий объем одного цилиндра.

- эффективная мощность, кВт:

$$N_e = \frac{M_K n}{9550}. \quad (4.2)$$

- удельный расход топлива, г/(кВт·ч):

$$g_e = \frac{1000 G_T}{N_e}. \quad (4.3)$$

При работе двигателя осуществлялось приведение мощности и расхода топлива к стандартным атмосферным условиям на всех режимах работы двигателя. Приведение полученных во время испытаний параметров двигателя осуществлялось по ГОСТ Р 52517-2005 при помощи поправочных коэффициентов.

Стандартные атмосферные условия:

- атмосферное давление – 100 кПа;
- температура воздуха – 298 °К;
- относительная влажность воздуха – 30%;

Приведенная мощность N_{e0} рассчитываются по формуле

$$N_{e0} = \frac{N_e}{\alpha_n}, \quad (4.4)$$

где α_n – коэффициент приведения мощности,

N_e – мощность, определенная во время испытаний.

Коэффициент индикаторной мощности определяется по формуле

$$k_n = \left(\frac{p_x - \alpha \varphi_x p_{sx}}{p_r - \alpha \varphi_r p_{sr}} \right)^m \left(\frac{T_r}{T_x} \right)^n \left(\frac{T_{sr}}{T_{sx}} \right)^s, \quad (4.5)$$

где p_x, T_x – давление (кПа) и температура (К) при местных окружающих условиях;

p_r, T_r – давление (кПа) и температура (К) при стандартных окружающих условиях;

p_{sx}, p_{sr} – давления насыщения водяного пара при местных окружающих условиях и стандартных окружающих условиях, кПа;

φ_x, φ_r – относительные влажности окружающего воздуха при местных условиях и стандартных условиях, %,

T_{sx}, T_{sr} – температуры охлаждающей среды на входе в охладитель наддувочного воздуха при местных условиях и при стандартных условиях, К,

m, n, s – показатели степени, которые приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Показатели степени для поправочного коэффициента

Тип двигателя	Вид топлива	Условия		m	n	s
Двигатели с воспламенением от искры	Бензин, сжиженный нефтяной газ, газообразное топливо	Без турбонаддува	Высокооборотные четырехтактные двигатели	0,86	0,55	0

Коэффициент приведения мощности находится по формуле

$$\alpha_{\text{и}} = 0,7(1 - k_{\text{и}}) \left(\frac{1}{\eta_{\text{м}}} - 1 \right), \quad (4.6)$$

где $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД.

Удельный эффективный расход топлива при стандартных условиях определяется по следующей формуле

$$g_{e0} = \frac{\alpha_{\text{и}}}{k_{\text{и}}} g_e, \quad (4.7)$$

где g_e – удельный эффективный расход топлива при местных условиях.

После определения основных приведенных эффективных показателей двигателя вычислялся коэффициент избытка воздуха:

$$\alpha = \frac{G_B}{14,7 G_T} \quad (4.8)$$

Регистрируемые параметры эжектора:

- давление p_p ОГ на входе в эжектор, кПа;
- температура T_p ОГ на входе в эжектор, °С;
- давление p_n воздуха перед камерой смешения эжектора, кПа;
- температура T_n воздуха перед камерой смешения эжектора, °С;
- расход $G_{\text{ов}}$ воздуха через эжектор, кг/ч;
- давление p_c потока на выходе из эжектора, кПа;
- температура T_c потока на выходе из эжектора, °С;

Фактический коэффициент эжекции вычислялся по следующей формуле:

$$u = \frac{G_e}{G_e + G_m}. \quad (4.9)$$

После определялся приведенный коэффициент эжекции

$$u_{\text{п}} = u \sqrt{\frac{T_n}{T_p}} \quad (4.10)$$

Снималось три вида характеристик [71]: нагрузочные, скоростные и регулировочные эжектора. При определении характеристик как двигателя так и эжектора измерялись одни и те же вышеперечисленные параметры. При снятии каждой из характеристик двигатель работал перед началом измерений до тех пор, пока тем-

пературы масла и охлаждающей жидкости не приобретали постоянное значение, с колебаниями не более, чем 2%. При записи параметров значения частоты вращения, и расхода топлива не отличались во время испытаний от заданных значений более, чем на 3%, а вращающего момента – не более, чем на 2%.

Измерения при определении регулировочных характеристики проводились на семи точках, скоростных и нагрузочных – на шести. Замеры на каждом из режимов проводились не менее трёх раз.

Методика снятия нагрузочной характеристики

При определении нагрузочных характеристик двигателя измерялись те же параметры, что и при определении скоростной характеристики. Нагрузочные характеристики определялись при частотах вращения 2800 мин^{-1} и 3500 мин^{-1} . Момент сопротивления изменялся ступенчато – от 11 до 66 Нм с шагом 11 Нм.

1. После прогрева двигателя на холостом ходу, дроссельная заслонка открывалась для установления частоты вращения КВ, при которой снималась характеристика. Одновременно сопло эжектора полностью открывалось. Рукояткой управления гидравлическим дросселем устанавливалась нагрузка на двигатель (11 Нм). По достижении установившихся скоростного и теплового режимов производились замеры и запись параметров двигателя и эжектора.

2. После записи измеренных параметров устанавливался следующий нагрузочный режим работы двигателя, для чего воздействием на масляный дроссель увеличивалась нагрузка на двигатель. Частота вращения двигателя поддерживалась постоянной посредством увеличения угла открытия дроссельной заслонки. После стабилизации скоростного и теплового режимов работы двигателя на установленной нагрузке производились замеры.

Таким образом, при изменении нагрузки на двигатель от режима холостого хода до максимальной значения (66 Нм) было получено 6 точек по нагрузочной характеристике.

Методика снятия частичной скоростной характеристики

Частичные скоростные характеристики снимались при открытии дроссельной заслонки на 25% при полностью открытом сопле эжектора (100%) и открытым на 78%. При снятии скоростных характеристик двигатель нагружался ступенчато до минимально устойчивой частоты вращения КВ. Значения параметров записывались в точках, которые на характеристике располагались через каждые 200 мин^{-1} вращения КВ.

1. После прогрева двигателя, дроссельная заслонка открывалась до положения 25%, при котором снималась характеристика, и фиксировалась. Одновременно сопло эжектора полностью открывалось.

2. Двигатель нагружался до минимально устойчивой частоты вращения КВ. После выравнивания значений параметров двигателя производилась запись параметров эжектора и двигателя.

3. Для снятия следующих двух точек нагрузка плавно уменьшалась до тех пор, пока частота вращения не увеличивалась на $100 \pm 20 \text{ мин}^{-1}$.

4. При снятии следующих точек нагрузка уменьшалась до тех пор, пока частота вращения не увеличивалась на $200 \pm 20 \text{ мин}^{-1}$.

Таким образом, было получено 6 точек частичной скоростной характеристики в диапазоне частот вращения $1700\text{--}2800 \text{ мин}^{-1}$.

Аналогично была снята характеристика при открытии сопла эжектора на 80%.

Методика снятия регулировочной характеристики

Регулировочные характеристики по положению иглы в сопле эжектора Δ_n (рисунк 4.3). Регулировочные характеристики снимались при постоянной частоте вращения 2800 мин^{-1} при моменте сопротивления: 11, 22, 33, 44, 55, 67 Н·м соответственно. Шаг исследуемых значений положения иглы Δ_n был выбран равным 10 мм вплоть до выхода иглы из сопла.

1. После прогрева двигателя, устанавливались частота вращения КВ 2800 мин^{-1} и момент сопротивления 11 Нм. Одновременно сопло эжектора полностью открывалось. Производились замеры и запись параметров двигателя и эжектора.

2. Регулировочная игла заводилась в сопло на 10 мм, тем самым уменьшая площадь сопла. Частота вращения корректировалась изменением положения дроссельной заслонки. После выравнивания значений параметров двигателя производилась запись параметров эжектора и двигателя.

3. Следующие точки снимались аналогично. Площадь сопла уменьшалась до тех пор, пока игла не выходила из сопла. Минимальное значение площади сопла составляет 39,5% от площади полностью открытого сопла.

Аналогично были сняты регулировочные характеристики при других режимах нагружения двигателя.

4.2 Создание и отработка конструкции объекта испытания

Основные элементы стенда представлены на рисунке 4.2.

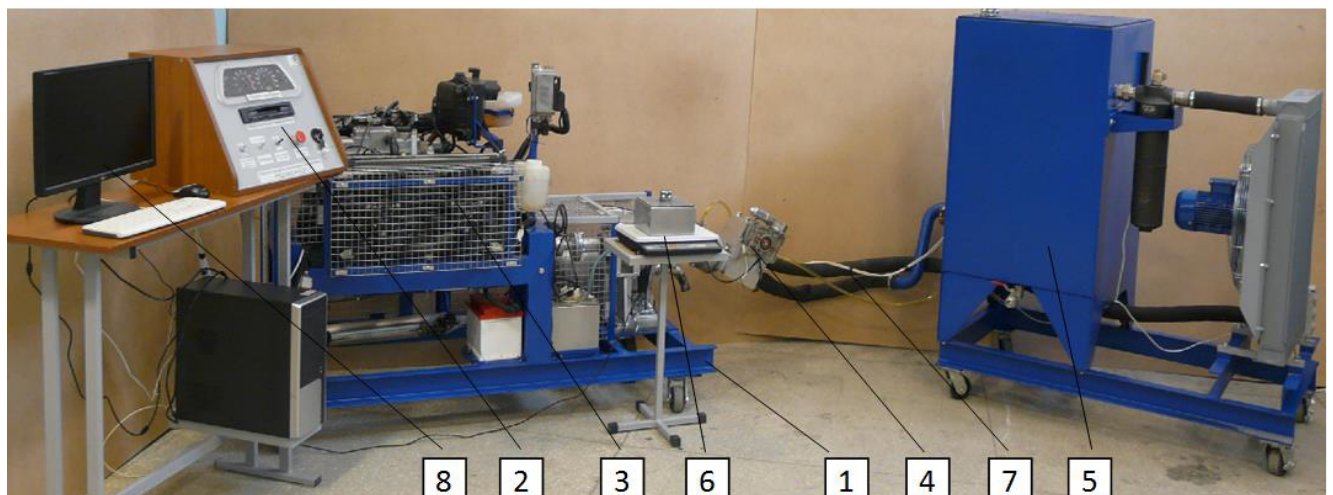


Рисунок 4.2 – Общий вид экспериментального стенда

1 – фундаментная рама, 2 – панель управления стендом, 3 – поршневой двигатель, 4 – нагрузочное устройство, 5 – масляный бак, 6 – стойка весового устройства, 7 – трубопроводы, 8 – стойка ЭВМ и газоанализатора.

Несмотря на то, что выпуск у двигателя 4Ч 8,2×7,1 осуществляется сразу в атмосферу, он также может работать при давлении отработавших газов до 170 кПа и выше, т.е. он позволяет выдерживать перепад давлений, соответствующий реальному эжектору (гл. 3). Соответственно, площадь рабочего сопла должна быть из-

менена пропорционально отношению расходов ОГ дизеля 4Т371 и модельного двигателя 4Ч 8,2×7,1. Расход ОГ двигателя 4Ч 8,2×7,1 на номинальном режиме составляет $G_{огМ} = 0,03$ кг/с. В соответствии с уравнениями (3.18-3.19, гл. 3), пренебрегая различием теплофизических показателей ОГ дизеля и бензинового двигателя, можно определить диаметр сопла модельного эжектора – максимальный диаметр сопла составляет

$$d_{pm} = \sqrt{\frac{58^2}{\frac{0,31}{0,03}}} = 18,04 \text{ мм.} \quad (4.11)$$

Если принять для модельного эжектора степень повышения давления такую же как и у реального эжектора, то для получения того же значения КЭ отношение площадей КС и сопла модельного эжектора в соответствии с (3.17) должно быть тем же самым, что и у реального эжектора. Таким образом, диаметр камеры смешения модельного эжектора

$$d_{3м} = \sqrt{18^2 \cdot 10,25} = 57,8 \text{ мм.} \quad (4.12)$$

Осевые размеры эжектора (при пересчете) явно не учитываются, полагается лишь, что КС имеет длину (6-12 диаметров), достаточную для того, чтобы коэффициент поля скорости τ_s – отношение средней по расходу избыточной скорости к скорости потока осредненной по площади [72] – был близок к единице в конце камеры смешения, т.е.

$$\tau_s = f_3 \frac{\int w_3^2 df_3}{\left(\int w_3 df_3\right)^2} \approx 1. \quad (4.13)$$

Для исключения возможности недостаточного перемешивания потоков была принята длина камеры смешения равная 12 диаметрам (≈ 695 мм). На рисунке 4.3 показана проточная часть модельного эжектора.

С учётом вышеизложенного модельный эжектор представляет следующее. Сопло простое коническое диаметром 18 мм с углом сужения 30° . Диаметр камеры смешения 69 мм, длина – 695 мм. Отработавшие газы к соплу подводились по трубе диаметром 48 мм.

Для возможности изменения площади сопла использовалась игла с углом 8° , имеющая диаметр 14 мм, закрепленная на шпильке, проходящей внутри трубы для подвода ОГ. Игла позволяла уменьшать площадь сопла до 60% от номинального значения. Шпилька имела резьбу М6х1 ГОСТ 24705-81. Для избегания колебаний иглы при регулировке шпилька была закреплена на двух опорах. Изменение положения иглы производилось поворотом шпильки. Один оборот соответствовал 1 мм осевого перемещения иглы (рисунок 4.3).

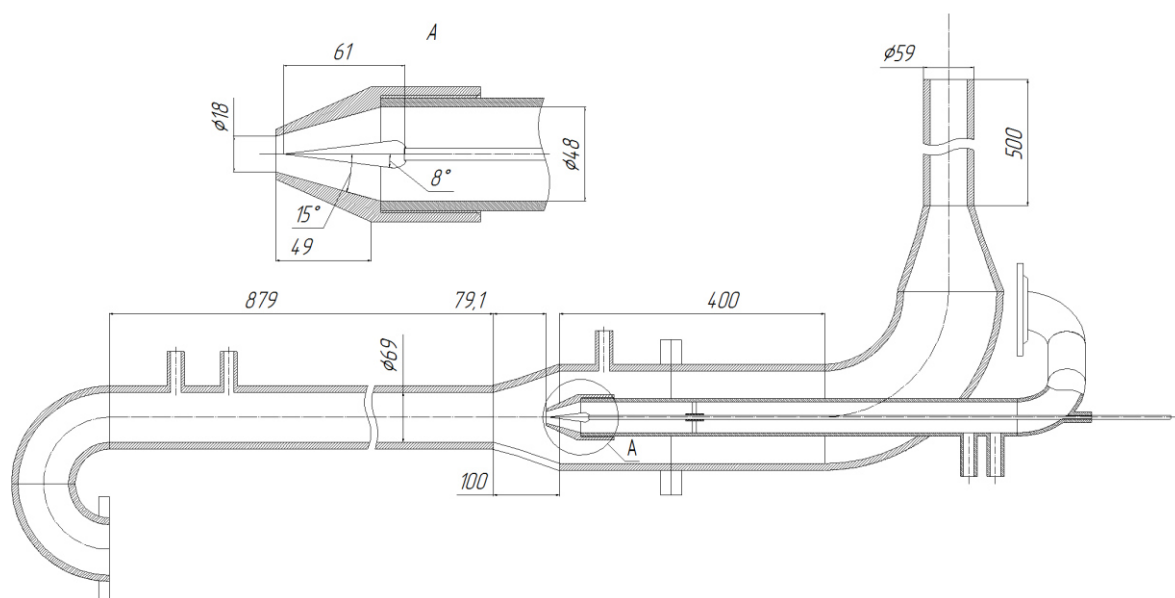


Рисунок 4.3 – Проточная часть модельного эжектора.

Эжектор, смонтированный на стенд, представлен на рисунке 4.4.



Рисунок 4.4 – Общий вид стенда

Датчик расхода ОВ устанавливался на трубу диаметром 57 мм, которая при помощи конического перехода соединялась с отводом, переходящим в приемную камеру. Приемная камера эжектора имела диаметр 133 мм. Коническим переходом приемная камера соединялась с камерой смешения диаметром 69 мм. Камера смешения переходила в систему выпуска ОГ лаборатории.

Перед соплом эжектора имелись штуцеры для измерения статического давления и температуры ОГ. В плоскости среза сопла были установлены штуцеры для измерения давления и температуры воздуха в приемной камере.

Для измерения давления и температуры смешанного потока имелись штуцеры, установленные с шагом 10 мм, на расстоянии от 600 до 650 мм от начала цилиндрического участка КС. Датчик расхода охлаждающего воздуха на трубу устанавливался через эластичную муфту, закрепляемую хомутом. Датчик расхода воздуха двигателем был установлен на самом двигателе. Также измерялись температуры охлаждающей жидкости, масла, топлива, воздуха и отработавших газов двигателя.

Для уточненного расчёта получаемых параметров эжектора следует учитывать особенности стенда (сопротивление выхлопной системы, потери теплоты и т. д.), которыми обычно пренебрегают в ходе теоретических исследований (для упрощения).

Сопротивление выпускной системы $\Delta p_{\text{вып}}$ стенда описывается следующим уравнением

$$\Delta p_{\text{вып}} = \xi_{\text{вып}} \frac{\rho_{\text{ог}} w_{\text{ог}}^2}{2}, \quad (4.14)$$

где $\xi_{\text{вып}} = 8,623$ – коэффициент потерь выпускной системы;

$\rho_{\text{ог}}$ – средняя плотность ОГ после эжектора, кг/м³;

$w_{\text{ог}}$ – средняя скорость ОГ в выпускной коллекторе стенда, м/с.

Сопротивление входного участка $\Delta p_{\text{вх}}$ эжектора описывается следующим уравнением

$$\Delta p_{\text{вх}} = -0,0156 G_{\text{ог}}^2 + 0,2725 G_{\text{ог}}, \quad (4.15)$$

где $G_{\text{ог}}$ – расход ОГ, кг/ч.

Отвод теплоты от камеры смешения (как самого горячего элемента) эжектора во внешнюю среду происходит посредством естественной конвекции [73]. Число Грасгофа находится по следующей формуле

$$Gr = \frac{g \beta \vartheta_c d_{\text{КСВ}}}{\nu^2}, \quad (4.16)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²,

β – коэффициент объёмного расширения воздуха,

ϑ_c – разница температур стенки и окружающего воздуха, К,

ν – кинематическая вязкость, м²/с,

$d_{\text{КСВ}}$ – наружный диаметр камеры смешения, м.

Число Нуссельта

$$Nu_o = 0,5 (Gr_{\text{ж}} Pr_{\text{ж}})^{0,25} \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25}, \quad (4.17)$$

где $Pr_{ж}, Pr_{ст}$ – число Прандтля для газа и стенки соответственно.

При определении коэффициента теплоотдачи α_o в качестве определяющего размера берется наружный диаметр $d_{кв}$ камеры смешения. Таким образом, количество теплоты отводимой от КС определяется по формуле

$$Q_{кс} = \alpha_o f_{кс} (T_{ст} - T_0). \quad (4.18)$$

где $f_{кс}$ – наружная площадь камеры смешения, м²;
 $T_{ст}$ – средняя температура стенки камеры смешения, К.

За среднюю температуру потока принято среднее арифметическое между температурой смешанного потока и температурой воздуха T_n на входе в эжектор.

Рабочий цикл двигателя рассчитывался в программном комплексе AVL Boost. Основные исходные данные приведены в таблице 4.3 [74].

Таблица 4.3 – Исходные данные для моделирования цикла в AVL Boost

Параметр	Обозначение	Значение
Модель выгорания топлива	Вибе	
Показатель характера сгорания	m	1,6
Угол опережения зажигания	φ	-23 град.
Продолжительность сгорания	φ _z	45 град.
Степень сжатия	ε	9,6
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива	L ₀	14,7 кг/кг
Топливо	Бензин АИ-95-К5	
Коэффициент избытка воздуха	α	от 0,97 до 1,13
Уравнение для коэффициента теплоотдачи внутри цилиндра	Woschhi (1978 г)	
Уравнение среднего давления механических потерь	$p = 3,4 \cdot 10^{-4} n + 0,26,$ где n – частота вращения КВ, мин ⁻¹	
Тип расчета	стационарный	

Расчётная модель, построенная в комплексе AVL Boost показана на рисунке. 4.5.

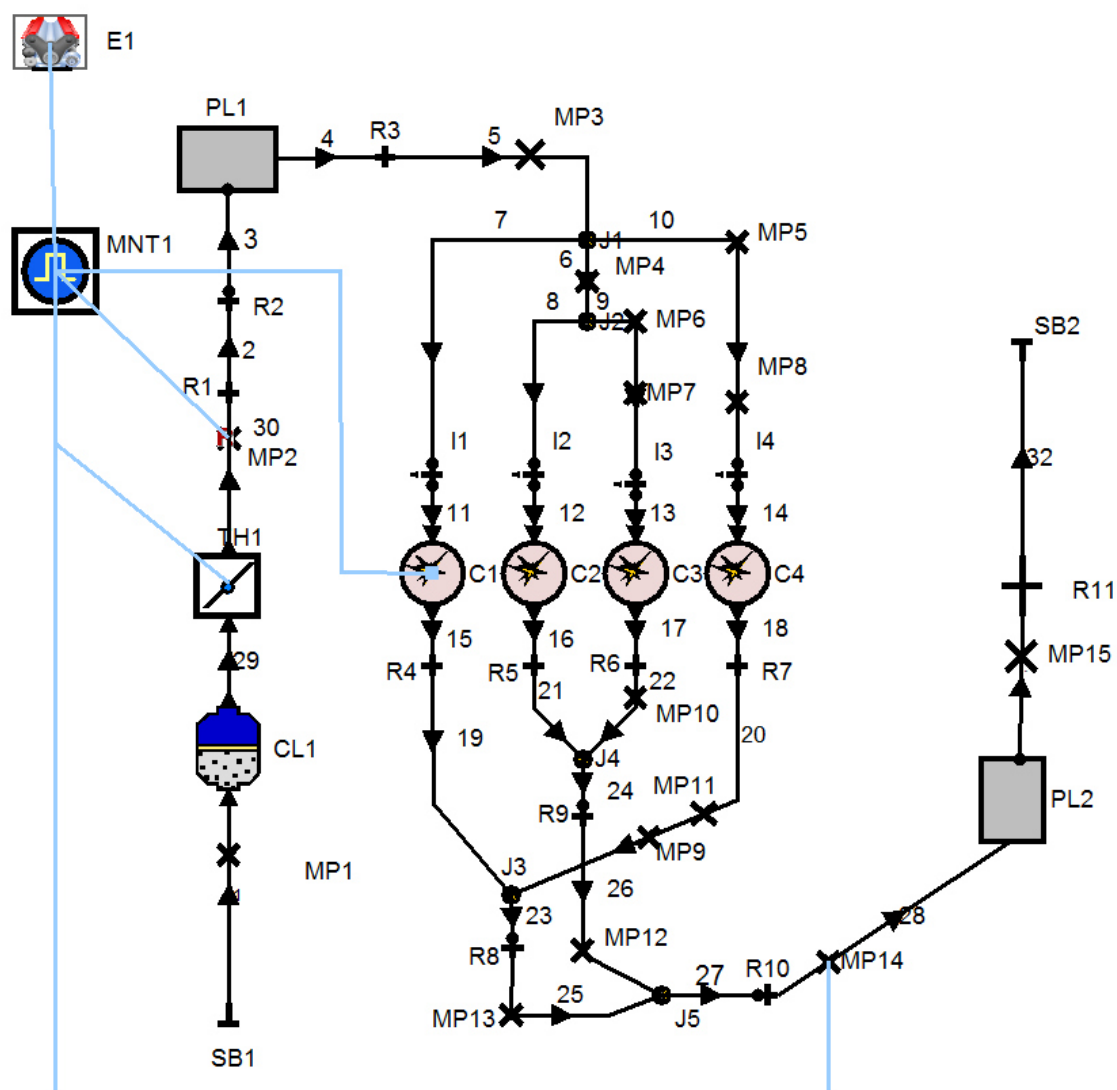


Рисунок 4.5 – Расчетная модель двигателя, построенная в AVL Boost.

При расчёте в AVL Boost сопротивление, создаваемое эжектором, моделировалось при помощи эквивалентного дросселя в выпускном коллекторе на выходе из двигателя.

Расчет проводился следующим образом. С помощью дросселя на выходе из двигателя задавалось давление. Проводился расчёт параметров цикла в AVL Boost. По полученным в результате расчёта данным проводился расчёт эжектора по формулам (3.20-3.23).

4.3 Применяемая контрольно-измерительная аппаратура и оценка погрешности измерений

Все измерительные приборы были подготовлены к испытаниям в соответствии с их руководствами по эксплуатации.

Монтаж измерительной аппаратуры на испытательный стенд осуществлялся таким образом, чтобы по возможности исключить воздействие на нее любых факторов, искажающих показания.

Перед началом испытаний была проведена проверка стенда:

- на отсутствие загрязнений трубопроводов;
- на отсутствие неплотностей в соединениях трубопроводов и регулирующей арматуре;
- на правильность монтажа объектов испытаний;
- на работоспособность электрооборудования.

Управление режимом работы двигателя осуществлялось через панель управления стендом путем изменения положения дроссельной заслонки и изменения положения гидравлического электроуправляемого дросселя нагрузочного устройства.

Вращающий момент на коленчатом валу измерялся в режиме реального времени с помощью датчика вращающего момента; при работе двигателя значение момента отображалось на экране ЭВМ. Дополнительно вращающий момент контролировался пересчетом давления масла перед дросселем по эмпирической формуле

$$M_{кр} = 5,35 p_d \left(\frac{100}{p_0 - (0,0065 t_0^2 - 0,135 t_0^2 + 2,4)} \right)^{1,2} \left(\frac{t_0 + 273,15}{293,15} \right)^{0,6}, \quad (4.19)$$

где p_d – давление перед дросселем, МПа,

t_0 – температура окружающей среды, °С.

Частота вращения коленчатого вала определялась с помощью стандартного индуктивного датчика, имеющегося на двигателе.

Расход топлива определялся весовым методом с помощью электронных весов с погрешностью ± 4 г. весов и секундомера. Для контроля температуры окружающей среды использовался спиртовой термометр с ценой деления $0,5$ °C.

Измерение массового расхода воздуха, проходящего через двигатель, а расхода охлаждающего воздуха осуществлялось датчиками массового расхода воздуха (ДМРВ) Bosh 0 280 218 116 [75].

Температура воды в системе охлаждения, температура масла, температуры контролировалась хромель-алюмелевыми термопарами (ТХА) (термоэлектрический преобразователь) типа МТ-102-К [76].

Температуры отработавших газов, свежего заряда, воздуха в эжекторе и смешанного потока на выходе из эжектора замерялись термопарами МТ-102-К.

Температура воды в системе охлаждения, температура масла, температуры контролировалась термопарами типа МТ-102-К.

Температура масла в системе нагружения двигателя контролировалась термопарой типа ТХА 9312.

Давление отработавших газов измерялось датчиком давления МРХ5050DP [77], давления смешанного потока и воздуха – МРХ5010DP. Датчики МРХ имеют пьезоэлектрический чувствительный элемент, выходное напряжение датчика прямо пропорционально действующему давлению. В зависимости от того, какое давление измеряется – избыточное или вакуумметрическое – выходное напряжение измеряется на контакте 2 или 4, соответственно (рисунок 4.6).

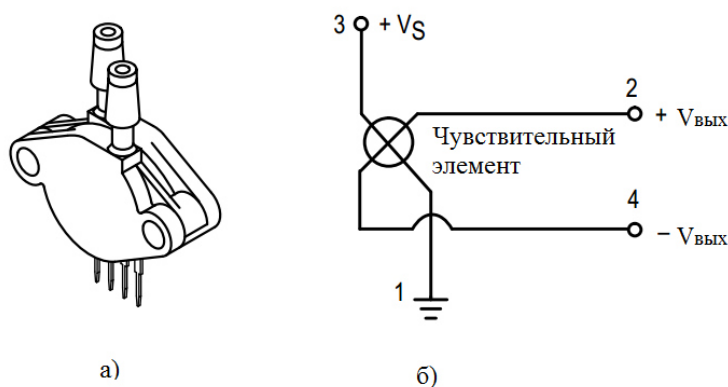


Рисунок 4.6 Датчик давления типа МРХ исполнения DP:

а) общий вид, б) схема включения.

Полученный от датчика сигнал обрабатывается в модуле обработки данных стенда, соединенном с ЭВМ. Чувствительность датчика составляет 1,2 мВ/кПа. Исполнение DP означает, что датчик предназначен для измерения разницы давлений между штуцерами.

Перечень основных измеряемых параметров и соответствующих средств измерения приведён в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Перечень основных измеряемых параметров

Наименование показателя	Условное обозначение	Размерность	Средство измерения	Величина погрешностей	
				абсолютная	относительная
1	2	3	4	5	6
Температура отработавших газов	T_T	К	Хромель-алюмелевая термопара (ТХА)	$\pm 2,5$ от $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $333\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\pm 0,0075 \times T$ от $333\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $1200\text{ }^{\circ}\text{C}$	
Температура смешанного потока	T_c				
Температура воздуха в эжекторе	T_H				
Температура масла в системе нагружения двигателя	T_{MH}				
Температура масла в системе смазки двигателя	T_M				
Давление отработавших газов	p_T	кПа	Датчик давления MPX5050D P		$\pm 2,5\%$
Давление смешанного потока	p_c		Датчик давления MPX5010D P		$\pm 5\%$
Давление воздуха в эжекторе	p_H				
Расход воздуха двигателем	G_B	кг/ч	ДМРВ Bosh 0 280 218 116		$\pm 3\%$
Расход охлаждающего воздуха	G_H				

продолжение таблицы 4.4

1	2	3	4	5	6
Расход топлива	G_T	г	Весы МК-6.2-A21	± 4	
Частота вращения КВ	n	мин ⁻¹	Индуктивный датчик VSCS0112		$\pm 10\%$

4.4 Обработка результатов экспериментальных данных

При проведении испытаний, измеряемые параметры необходимо проверять на точность и надежность их значения. Это особо важно в случае, когда невозможно или нецелесообразно проведение большого числа подходов измерения, т.е. когда полученное случайное значение будет способствовать ошибочному результату всей картины эксперимента. Чтобы избежать такой ситуации, необходимо пользоваться методами математической статистики, с помощью которой можно оценить погрешность измерений.

Метод доверительных интервалов, используемый при обработке экспериментальных данных, состоит в следующем [78, 79]. В опыте находят некоторое приближенное к истинному значению измеряемой величины x_0 значение $\bar{x}$, называемое оценкой истинного значения, и указывают интервал, в который значение измеряемой величины x_0 попадает с заданной вероятностью P . Этот интервал называют доверительным интервалом, а вероятность P – доверительной вероятностью.

Суммарная погрешность $\Delta\bar{x}$ измерения величины складывается из систематической приборной погрешности θ_n , которую можно считать постоянной, и случайной погрешности Δx в виде непредсказуемых отклонений физической величины, меняющихся от одного наблюдения к другому в течение времени проведения измерения.

$$|\Delta x - \theta_n| \leq \Delta\bar{x} \leq |\Delta x + \theta_n| \quad (4.20)$$

На практике принимают, что приборная погрешность как отдельного прибора, так и серии приборов распределена равномерно.

Случайная погрешность, как правило, подчиняется закону нормального распределения (Гаусса) для описания которого необходимо указать математическое ожидание M и среднеквадратическое отклонение σ . В связи с тем, что при измерении проводится ограниченное число наблюдений, находят только наилучшие оценки этих величин: среднее арифметическое результатов наблюдений и среднеквадратическое отклонение среднего арифметического. Тогда совместная функция распределения $f_c(x)$ представляет собой свертку нормального $f_n(x)$ (или распределения Стюдента для конечного числа наблюдений N) и равномерного $g(\theta)$ законов распределения [80]

$$f_c(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} g(\theta_n) f(x - \theta_n) d\theta. \quad (4.21)$$

Алгоритм обработки данных прямых измерений по выборке следующий:

1. Устраняются из выборки очевидные промахи.
2. Вычисляется выборочное среднее $\bar{x}$.

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^N x_i}{N},$$

3. Дисперсия величины неизвестна. Несмещенная оценка дисперсии

$$D = \frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}{N - 1},$$

4. Среднее квадратическое отклонение выборочного среднего $\bar{x}$

$$S_{\bar{x}} = \sqrt{\frac{D}{N}},$$

5. Значение случайной погрешности

$$\Delta x = t_p S_{\bar{x}},$$

где t_p – коэффициент Стюдента. Для технических приложений принимается $p = 0,95$.

Глава 5. Экспериментальное исследование опытного эжектора на моторном стенде

Экспериментальное исследование позволяет подтвердить возможность использования эжектора для охлаждения надувочного воздуха при установке его на двигателе, а также получить требуемый расход охлаждающего воздуха (коэффициента эжекции) при заданной эффективности. Получение заданного коэффициента эжекции осуществлялось изменением основного геометрического параметра эжектора – отношения площадей сопла и камеры смешения. Изменение отношения площадей осуществлялось регулированием площади сопла. Влияние регулирования оценивается по изменению коэффициента эжекции. Эффективность эжектора оценивается по потере мощности двигателя, вызванной дополнительным сопротивлением на выпуске, создаваемым эжектором.

Исследование проводилось на модельном эжекторе, размеры которого получены в 4-й главе, смонтированном на специальном стенде.

Исследовалось влияние эжектора на показатели рабочего цикла. Дополнительно изменялась площадь сопла с целью определения оптимальной геометрии эжектора и получения оптимальных параметров работы двигателя. Изменение площади осуществлялось перемещением иглы внутри сопла. Перемещение иглы, в свою очередь, осуществлялось поворотом шпильки, на которой она была установлена (рисунок 4.3 гл. 4).

Регулировочные характеристики снимались по положению иглы, при различной нагрузке на двигатель. Для всех характеристик частота вращения коленчатого вала поддерживалась постоянной, равной 2800 мин^{-1} , также поддерживался постоянным момент сопротивления.

5.1 Определение регулировочных характеристик эжектора

Для получения нужного коэффициента эжекции на каждом режиме работы площадь сопла уменьшалась от максимального (201 мм^2) до значения, равного 61% (140 мм^2) от площади открытого сопла. При этом возрастало давление ОГ перед соплом и коэффициент эжекции соответственно увеличивался.

5.1.1 Характеристики при постоянной мощности двигателя

Характеристики снимались при постоянной мощности. Поддержание постоянной мощности (т.е. частоты вращения КВ при заданной нагрузке) при уменьшении площади сопла требует увеличения расхода топлива, а т.к. на двигателе установлена электронная система управления, поддерживающая установленное значение коэффициента избытка воздуха, то это приводит к увеличению угла открытия дроссельной заслонки, а следовательно к увеличению расхода воздуха через двигатель. При корректировании мощности колебания её значений на различных режимах не превосходили 1,5% от установленного значения.

Для примера далее показано сопоставление параметров двигателя и эжектора показано при работе двигателя с моментом сопротивления 55 Нм. Параметры в начальной точке – при полностью открытом сопле эжектора – частота вращения КВ 2800 мин^{-1} , коэффициент избытка воздуха 1,04, мощность 16,5 кВт.

Сравнение расчетной и экспериментальной зависимостей КЭ от степени открытия сопла для указанного режима показано на рисунке 5.1.

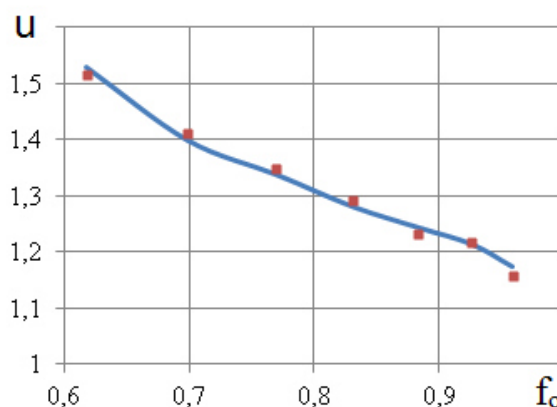


Рисунок 5.1 – Сравнение теоретической зависимости КЭ от степени открытия сопла рабочего потока и экспериментальной.

При уменьшении площади сопла от 95 до 60% КЭ увеличился с 1,16 до 1,52. Максимальная погрешность при вычислении по формулам (3.20-3.27) не превосходит 2%.

При этом даже при неизменном расходе ОГ уменьшение площади сопла приводит к росту давления перед соплом и, соответственно, увеличению скорости истечения газов из сопла. Так как массовый расход не уменьшается, а скорость возрастает, то увеличивается количество движения рабочего потока, что и приводит к увеличению КЭ.

Изменение расхода воздуха и давления перед соплом эжектора показано на рисунке 5.2

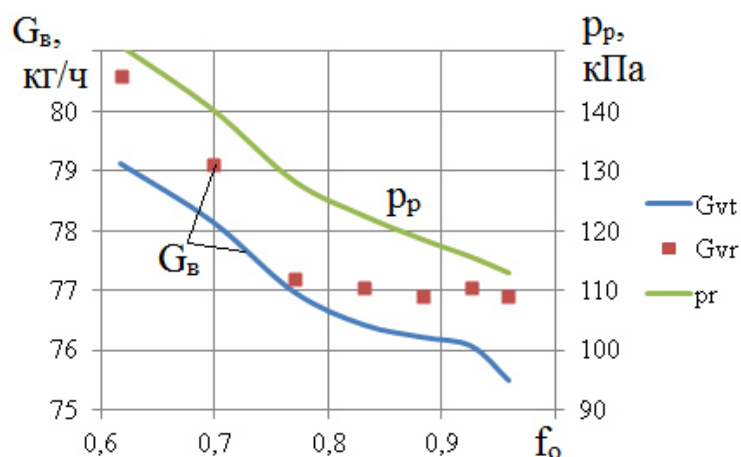


Рисунок 5.2 – Зависимость расхода воздуха через двигатель и давления ОГ перед соплом от степени открытия сопла.

При уменьшении площади сопла от 95 до 60% давление ОГ возросло от 115 до 150 кПа. Расход воздуха увеличился с 76,9 до 80,6 кг/ч. Максимальная погрешность при вычислении не превосходит 2%.

Изменение температуры ОГ и температуры потока на выходе из эжектора показано на рисунке 5.3

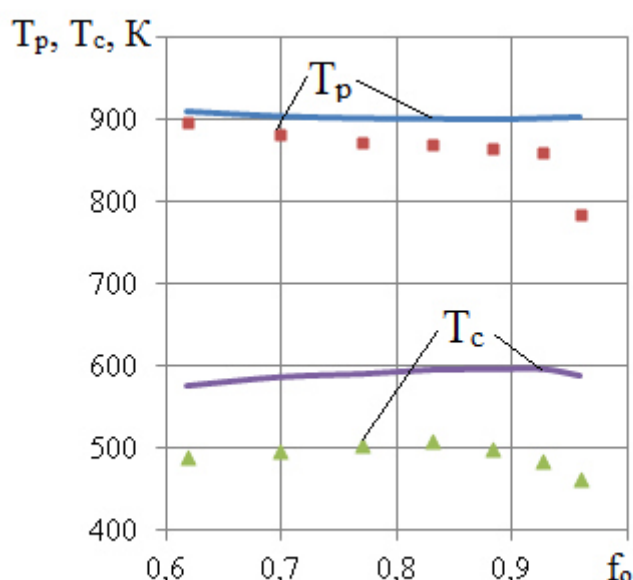


Рисунок 5.3 – Изменение температуры ОГ в зависимости от степени открытия сопла.

Как видно из рисунка наибольшая разница расчетных и экспериментальных значений температуры ОГ достигается при полностью открытом сопле и составляет 117 К (13%). При закрытии сопла погрешность уменьшается до 13 К (1,45%). Не самым удовлетворительным образом совпадает качественное изменение температуры ОГ. Так расчетное изменение температуры ОГ при изменении противодавления не превосходит 5 градусов, в то время как фактически температура возрастает более чем на 110 градусов.

Еще большая погрешность наблюдается при сравнении температур смешанного потока. Разница значений доходит почти до 130 градусов, что составляет 20%. При этом, на экспериментальной кривой замечен максимум в диапазоне степени открытия сопла 0,8-0,9. Его наличие можно объяснить подогревом ОВ – при внесении в теоретический расчет подобной поправки (на основе значений

температуры ОВ, снятых с термопары на входе в камеру смешения) на расчетной кривой также появляется максимум.

Значительное несовпадение по температурам газов, возможно, объясняется неполным учетом тепловых потоков (как при охлаждении ОГ в подводящей трубе, так и при нагреве ОВ в приемной камере) в расчетной модели.

Изменение расходов топлива показано на рисунке 5.4

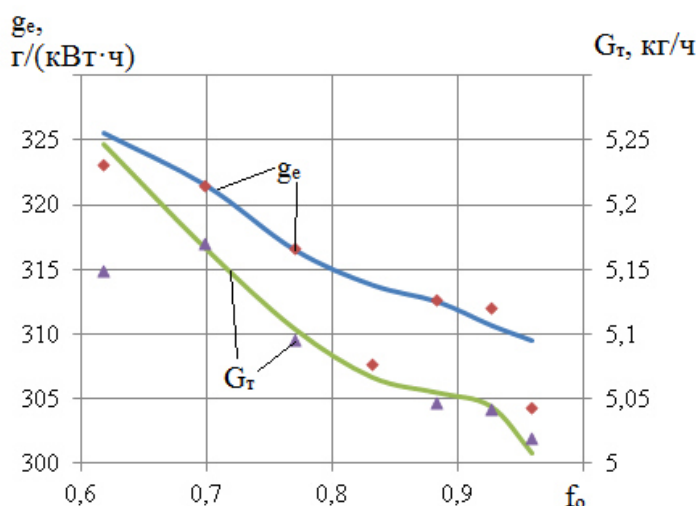


Рисунок 5.4 – Изменение расходов топлива в зависимости от степени открытия сопла.

При уменьшении площади сопла от 95 до 60% массовый расход топлива увеличился на 0,13 кг/ч – с 5,02 до 5,14 кг/ч – при расчетном значении 0,24 кг/ч. Удельный эффективный расход увеличился на 18,7 г/кВт/ч – с 304,3 до 321,4 г/кВт/ч – при расчетном значении 16 г/кВт/ч. При этом, погрешность расчета не превышает 2% как по массовому, так и по удельному эффективному расходу топлива. Изменения давления ОВ и давления смешанного потока на выходе из эжектора показаны на рисунке 5.5.

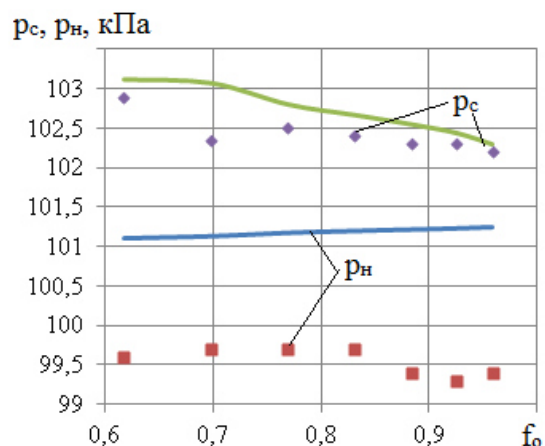


Рисунок 5.5 – Изменение давления ОВ перед КС и давления смешанного потока в зависимости от степени открытия сопла

Абсолютные значения давления меняются незначительно в силу низконапорности эжектора, проследить можно лишь общий характер зависимости – по мере уменьшения площади сопла и соответственного увеличения КЭ давление на выходе из эжектора повышается, давление ОВ перед камерой смешения практически не изменяется.

Зависимости массового и удельного эффективного расходов топлива от противодавления показаны на рисунке 5.6.

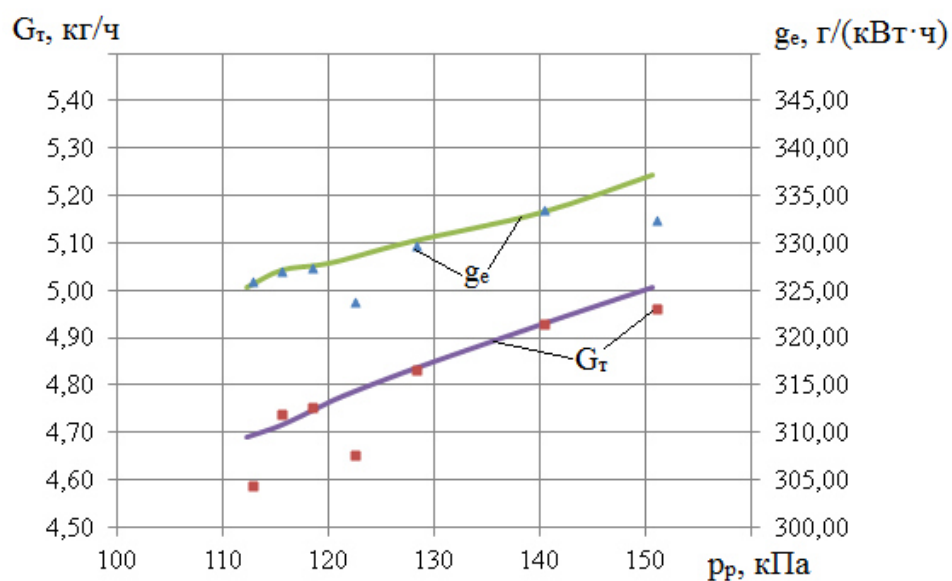


Рисунок 5.6 – Влияние противодавления на выпуск на массовый и удельный эффективный расходы топлива при корректировании мощности

При увеличении давления от 113 кПа до 151 кПа массовый расход топлива уменьшился на 0,27 кг/ч – с 4,87 до 4,6 кг/ч, при расчетном значении 0,13 кг/ч. Удельный эффективный расход увеличился на 29,7 г/кВт/ч – с 304,6 до 334,3 г/кВт/ч. Погрешность не превышает 4% по массовому и 2% – по удельному эффективному расходу топлива.

5.1.2 Характеристики при постоянном угле открытия дроссельной заслонки

В случае отсутствия корректирования мощности, т.е. удержание угла открытия дроссельной заслонки, увеличение противодавления приводит к снижению массового расхода воздуха и, соответственно, к пропорциональному уменьшению массового расхода топлива, что, в свою очередь, ведёт к падению мощности. Величина уменьшения мощности от дополнительного сопротивления описывается формулой (2.54). Сравнение значений рассчитанных по формуле и экспериментальных при частоте вращения КВ 2800 мин^{-1} , нагрузке 55 Нм и постоянном коэффициенте избытка воздуха, равном 1,04, приведено на рисунке 5.7.

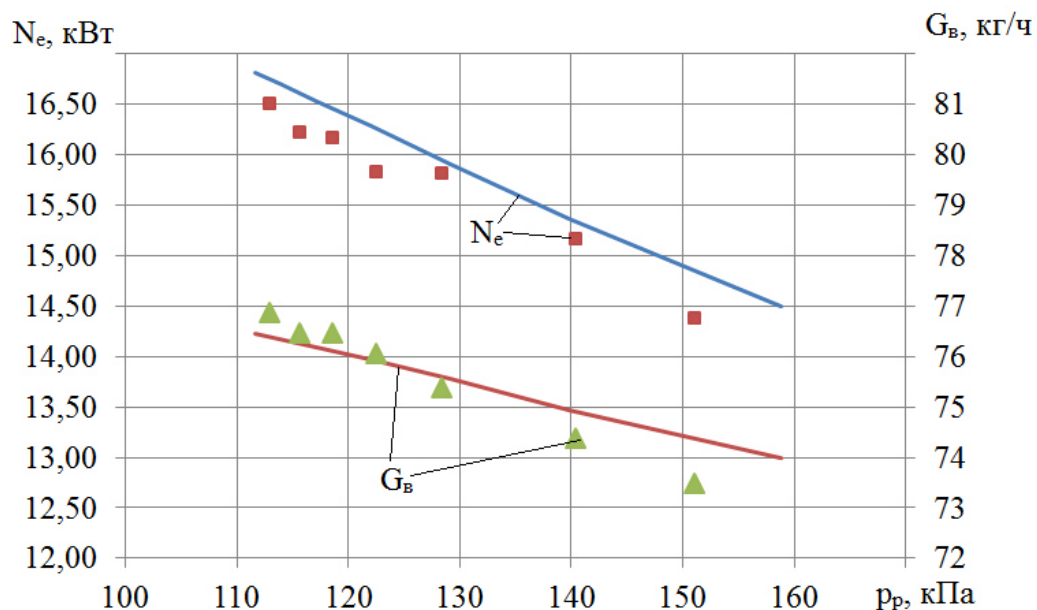


Рисунок 5.7 – Влияние противодавления на выпуск на показатели мощности и массового расхода воздуха

При увеличении давления от 113 кПа до 151 кПа мощность уменьшилась на $\Delta N_e = 2,13$ кВт – с 16,5 до 14,37 кВт, при вычислении по формуле (2.54) $\Delta N_e = 2,45$ кВт. Расход воздуха уменьшился с 76,9 до 73,5 кг/ч. Как видно из рисунка погрешность составляет менее 3% по мощности и менее 2% по расходу воздуха.

В силу того, что мощность меняется не прямо пропорционально массовому расходу топлива, также увеличивается и удельный эффективный расход топлива, который рассчитывался по формуле (4.3). Сравнение теоретических и экспериментальных значений приведено на рисунке 5.8.

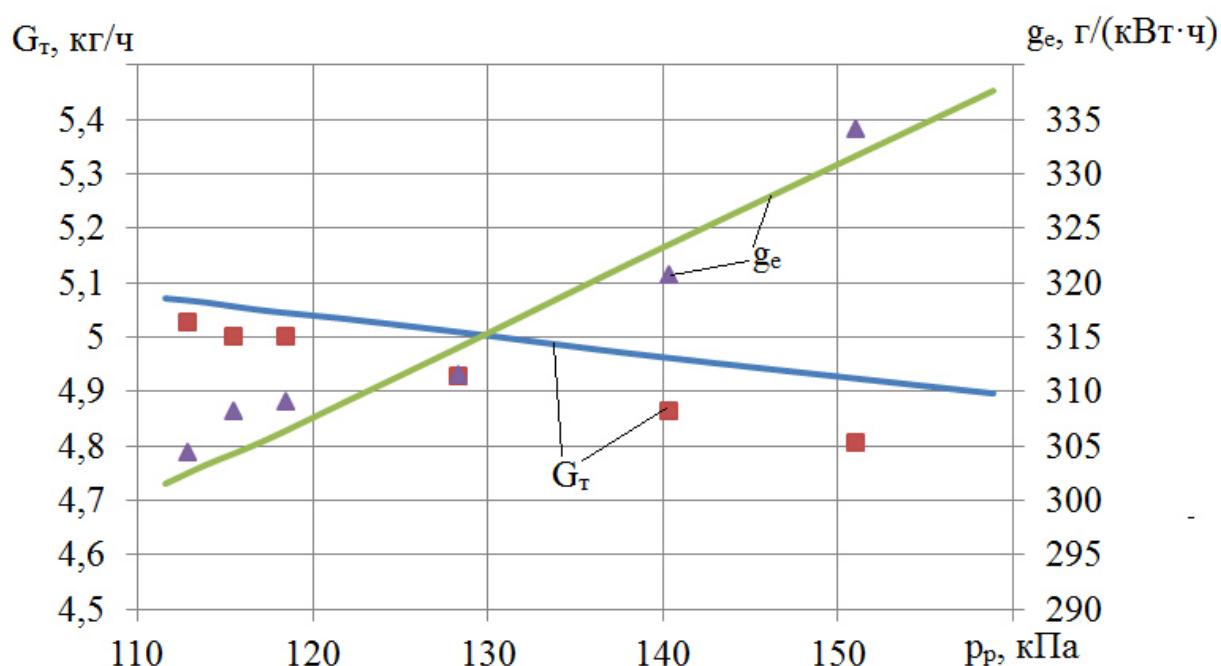


Рисунок 5.8 – Влияние противодавления на выпуск на массовый и удельный эффективный расходы топлива.

При увеличении давления от 113 кПа до 151 кПа массовый расход топлива уменьшился на 0,27 кг/ч – с 4,87 до 4,6 кг/ч, при расчетном значении 0,13 кг/ч. Удельный эффективный расход увеличился на 29,7 г/кВт/ч – с 304,6 до 334,3 г/кВт/ч. Погрешность не превышает 5% по массовому и 2% – по удельному эффективному расходу топлива.

Сопоставление экспериментально полученных удельных эффективных расходов топлива при разных режимах работы показано на рисунке 5.9.

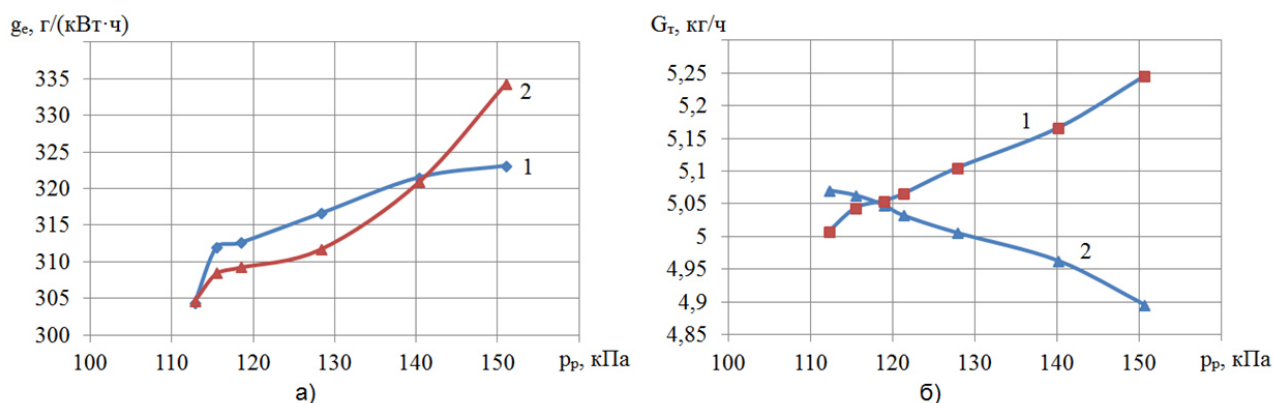


Рисунок 5.9 – Сопоставление расходов топлива
для различных режимов работы:

а) удельный эффективный, б) массовый. 1 – режим с корректированием мощности, 2 – без корректирования.

В отличие от режима без корректирования мощности в случае с корректированием наблюдается увеличение массового расхода топлива, обусловленное повышением расхода воздуха, вследствие увеличения угла открытия дроссельной заслонки. Массовый расход возрастает на 0,13 кг/ч, а удельный эффективный расход топлива увеличивается на 18,8 г/кВт·ч (6,2%), в отличие от режима без корректирования, при котором массовый расход снижается на 0,27 кг/ч, а удельный эффективный увеличивается на 29,6 г/кВт·ч (9,7%). Однако, как теоретически, так и практически наблюдается пересечение линий удельного расхода топлива при определенном значении противодавления, теоретическое значение которого составляет 136 кПа, экспериментальное – 140 кПа. После этой точки удельный расход топлива при корректировании мощности становится выше, чем без корректирования.

5.1.3 Сравнение характеристик при различных режимах работы двигателя

Увеличение момента сопротивления приводит к увеличению расхода воздуха. Соответственно, при одной и той же степени открытия сопла давление ОГ пе-

ред соплом будет отличаться. Таким же образом будет отличаться и КЭ (рисунок 5.10).

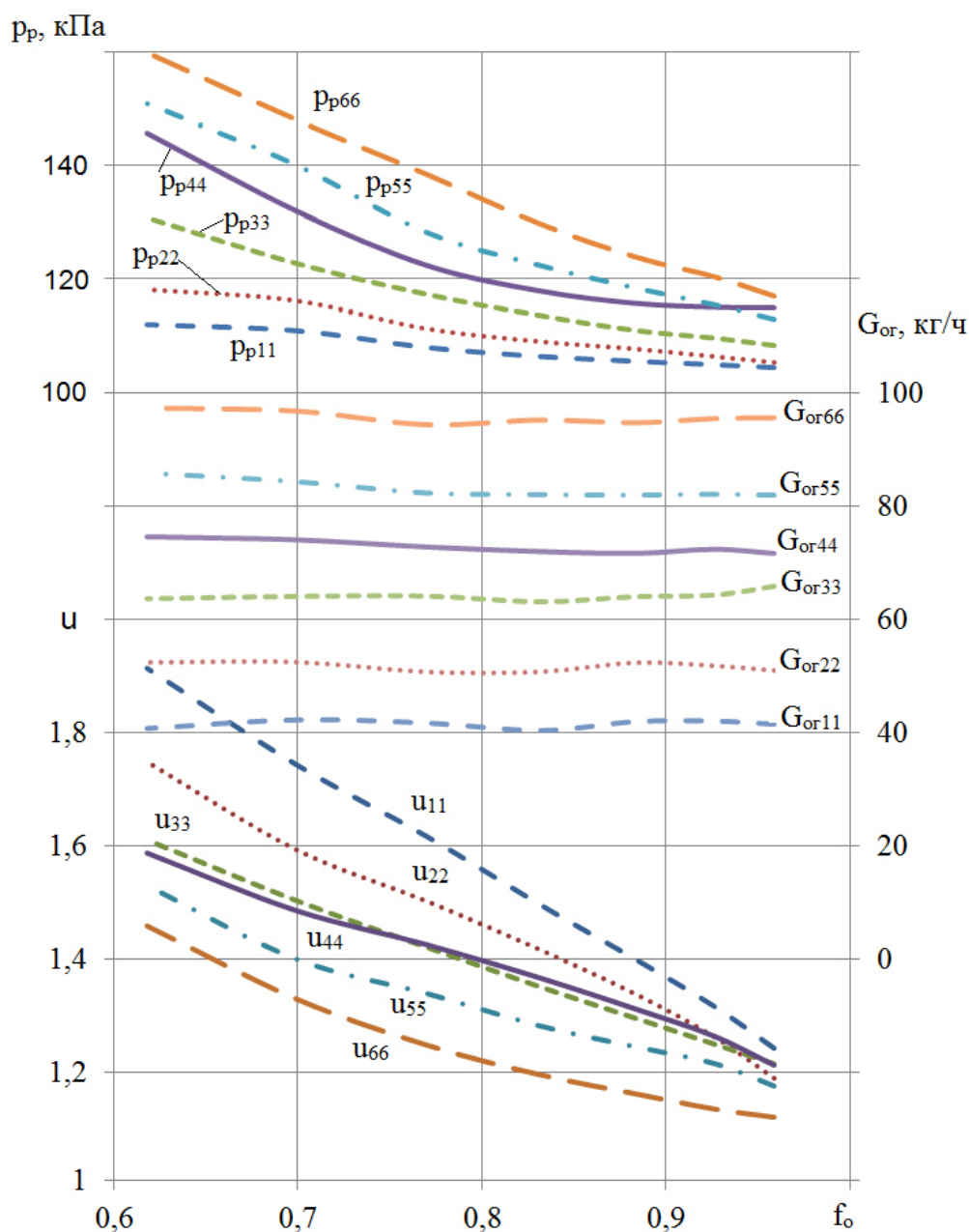


Рисунок 5.10 – Зависимость КЭ, расхода ОГ и давления ОГ перед соплом от степени открытия сопла при различной нагрузке на двигатель: цифры в индексе обозначают момент сопротивления.

Как видно из рисунка наибольшее значение ($u = 1,91$) КЭ эжекции достигает на самом ненагруженном режиме – при 11 Нм. На этом режиме наблюдается и максимальный прирост КЭ при изменении площади сопла – $\Delta u = 0,67$. По мере увеличения нагрузки значение КЭ при одной и той же степени открытия сопла

уменьшается – например, от $u = 1,91$ до $u = 1,45$ при $f_{го} = 0,6$. Также уменьшается прирост КЭ с $\Delta u = 0,67$ до $\Delta u = 0,33$. Рост КЭ объясняется двумя причинами: во-первых, увеличением давления ОГ перед соплом при постоянном расходе ОГ; во-вторых, увеличением основного геометрического параметра эжектора – отношения площадей КС и сопла (формула (3.17)).

При одном и том же давлении КЭ увеличивается при снижении нагрузки (т.е. уменьшении расхода воздуха через двигатель). Например, при одном и том же давлении 118 кПа на режиме $M_c = 66$ Нм $u = 1,13$, а при $M_c = 44$ Нм $u = 1,33$, а при $M_c = 22$ Нм $u = 1,66$.

Для оценки эффективности работы эжектора можно оценить затраты мощности для создания циркуляции ОВ – отношение расхода ОВ к мощности эжектора – $G_H/N_э$ (рисунок 5.11).

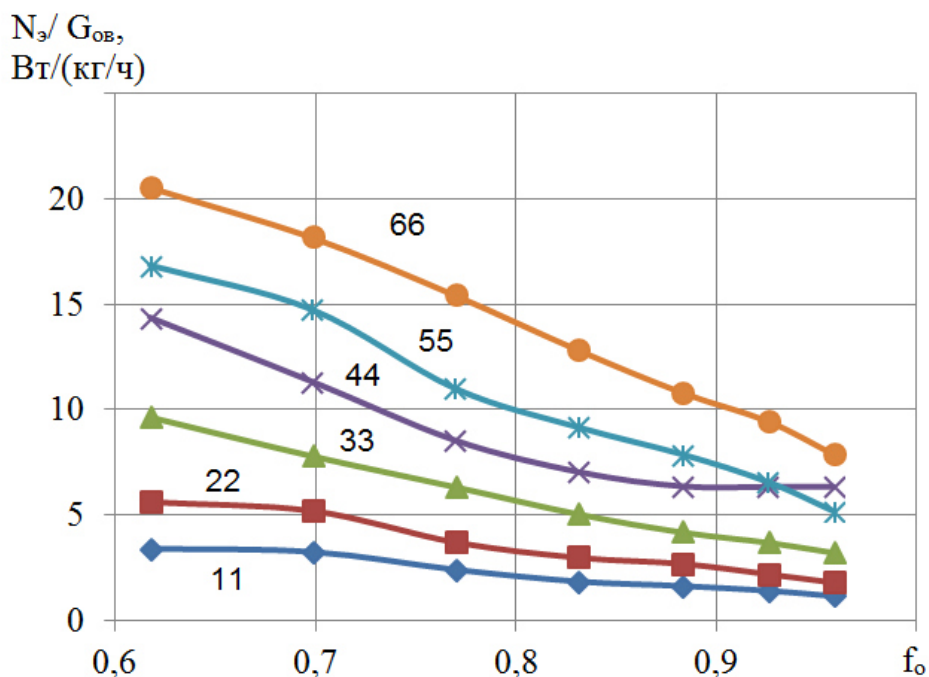


Рисунок 5.11 – Зависимость отношения $G_H/N_э$ от степени открытия сопла: цифры обозначают момент сопротивления.

При постоянном расходе ОГ уменьшение площади приводит к повышению давления перед соплом эжектора и, соответственно, к увеличению располагаемой работы. По (2.64) мощность $N_э$ может быть пересчитана в эквивалентную потери эффективной мощности двигателя.

5.1.4 Условия получения требуемого расхода охлаждающего воздуха и коэффициента эжекции

Как было указано в гл. 2 для эжектора заданных размеров коэффициент эжекции функция только отношения давлений и температур потоков ОГ и ОВ. Это означает, что при одинаковых параметрах потоков расход ОВ меняется прямо пропорционально расходу ОГ, также пропорционально изменяется и отношение площадей КС и сопла. Соответственно, получив требуемый КЭ на модельном эжекторе, при тех же параметрах потоков его можно получить и на реальном двигателе увеличив площади сопла и КС пропорционально расходам ОГ и ОВ. При этом, требуемый расход ОВ будет определяться расходом ОГ двигателя, а расход ОВ – коэффициентом эжекции – одинаковым для модельного и реального эжекторов.

Как видно, по мере уменьшения площади сопла увеличивается давление ОГ перед соплом и, соответственно, увеличивается приведенный коэффициент эжекции. При известной площади сопла увеличение давления непосредственно связано с расходом ОГ, обеспечиваемом постоянством частоты вращения КВ и нагрузки. Т.к. перепад давлений увеличивается, то увеличивается и располагаемая работа эжектора (2.12), что при известном законе изменения сопротивления ОВ приводит к увеличению коэффициента эжекции (рисунок 5.11).

В соответствии с гл. 3, требуется обеспечить КЭ $u = 1,6$ при давлении ОВ $p_n = 99800$ кПа и статическом давлении смешанного потока $p_c = 101325$ кПа. Выбор рабочей точки определяется минимальным значением давления и температуры ОГ (отношением площадей КС и сопла) перед эжектором, при котором получается требуемый КЭ и необходимый перепад давлений.

Требуемый коэффициент эжекции $u = 1,6$ может быть получен при различных давлениях перед соплом – т.е. на разных режимах работы двигателя. Каждому значению соответствуют различные параметры потоков перед эжектором и после (рисунок 5.12 и таблица 5.1).

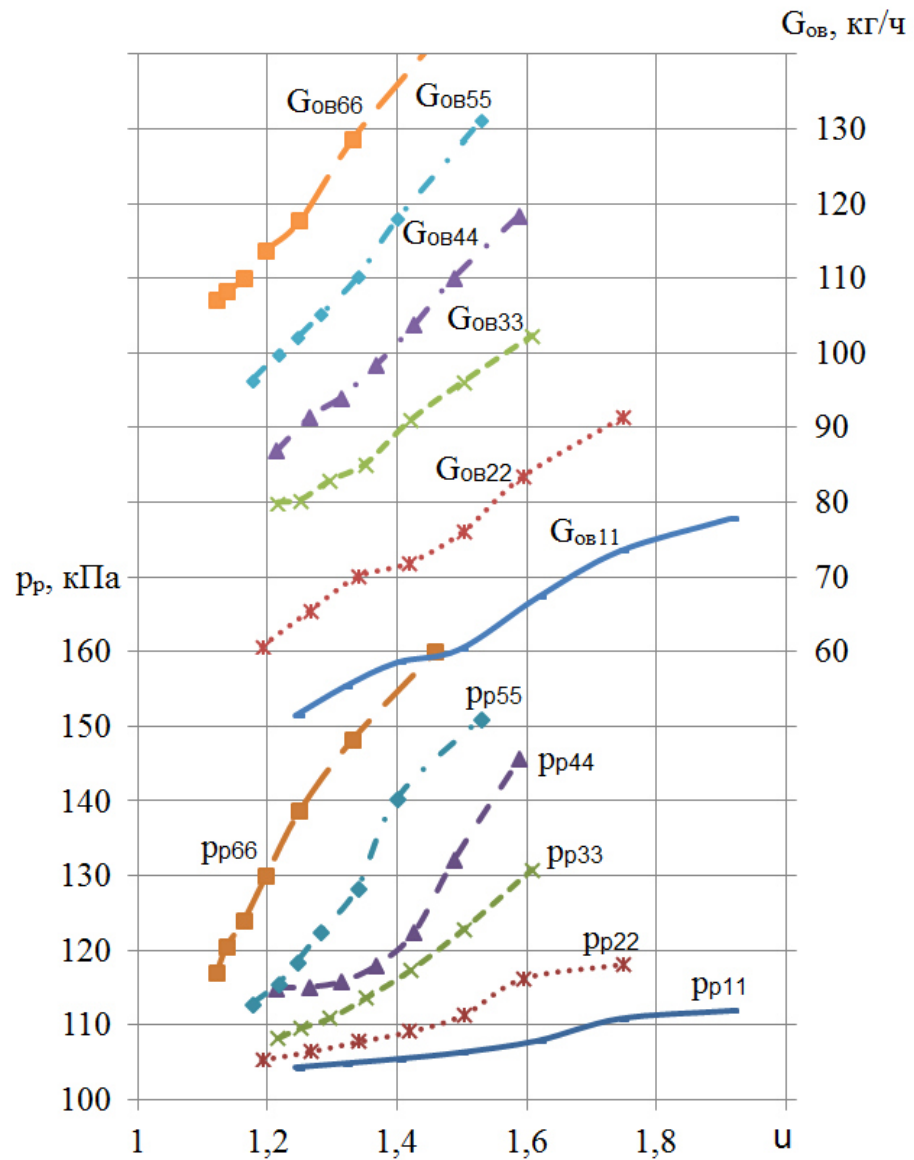


Рисунок 5.12 – Экспериментальные зависимости давления ОГ перед соплом и расхода ОВ от КЭ: цифры в индексе обозначают момент сопротивления.

Таблица 5.1 – Условия получения $u = 1,6$ при различных режимах работы двигателя

N_e , кВт	p_r , кПа	G_r , кг/ч	$p_c - p_n$, кПа
3,3	112	40,7	2,1
6,6	118,2	52,3	2,4
9,9	130,8	63,6	2,25
13,2	145,6	74,5	2,8

Точка, соответствующая $u = 1,6$, может быть найдена на кривой, соответствующей нагрузке $M_c = 22$ Нм ($N_c = 6,6$ кВт) и расходу ОГ $G_p \approx 50$ кг/ч, при давлении ОГ $p_p = 111,1$ кПа. Площадь сопла при этом составляет 69,1% от исходной, т.е. $140,5 \text{ мм}^2$. Отношение площадей КС и сопла $f_{3p} = 22,25$ (таблица 5.2).

Таблица 5.2 – Сопоставление расчетных и экспериментальных параметров эжектора для $u = 1,44$

Параметр	Расчетное	Экспериментальное	Погрешность, %
Давление p_p , кПа	111	117,3	5,68
Температура T_p , К	814	843	3,56
Давление p_n , кПа	99,2	99,4	0,20
Температура T_n , К	339	338	0,29
Давление p_c , кПа	101,325	102	0,67
p_c/p_n	1,021	1,024	0,39
η_3 , %	11,9	9,54	19,80
u	1,44	1,42	1,39

Наибольшее расхождение наблюдается при определении КПД эжектора. Таковая разница, видимо, может быть объяснена неучтенными потерями.

При одном и том же отношении f_{3p} площадей увеличение расхода (например, переход на другой режим) приводит к понижению КЭ, но расход ОВ увеличивается.

Таким образом, задачи получить требуемый расход ОВ и требуемый КЭ различны – максимальный расход ОВ не будет соответствовать максимальному значению КЭ.

Однако, т.к. система замкнута, (т.е. расход ОВ пропорционален расходу НВ), то приоритетным всё же будет являться КЭ, т.к. теплота, отводимая ОВ, будет также пропорциональна теплоте, подводимой НВ.

На больших нагрузках нужное значение коэффициента эжекции уже не получается несмотря на большее давление перед соплом. Однако, как было указано, расход ОВ всё равно увеличивается. Подобное связано, вероятно, с ростом сопротивления как на входе в эжектор, так и на выходе из него (сопротивления выхлопной системы). В этом случае энергия ОГ, подводимая к эжектору, начинает расходоваться в большей степени на повышение давления смешанного потока p_c (рисунок 5.13).

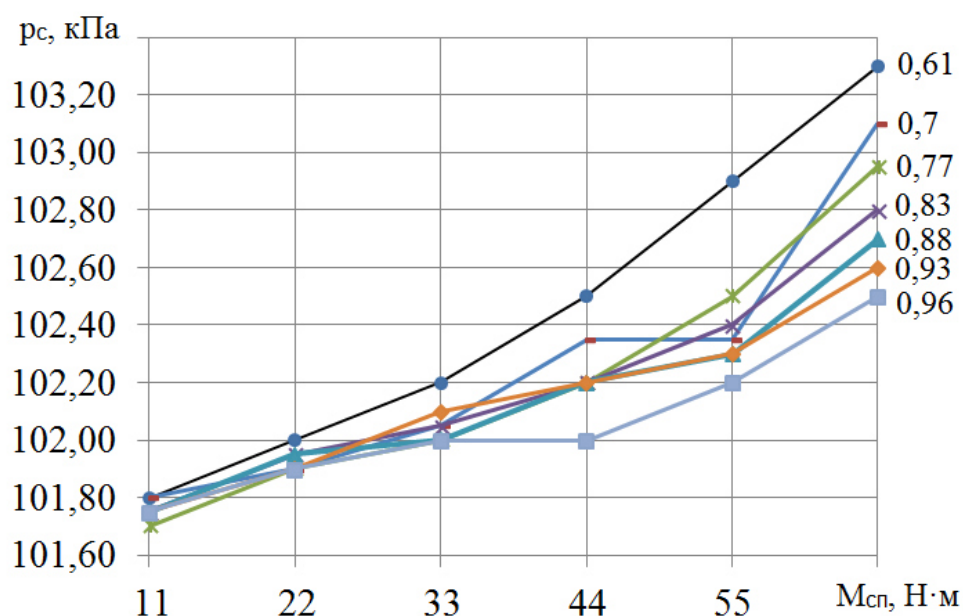


Рисунок 5.13 – Экспериментальная зависимость давления смешанного потока от режима нагружения при различной степени открытия сопла

При этом, КПД (как адиабатный, так и эксергетический) в выбранной точке не является максимальным. На любом режиме адиабатный КПД повышается при открытии сопла и достигает максимального значения при полностью открытом сопле, что можно объяснить наименьшими потерями как в сопле (формула (2.73)) так и целом (рисунок 5.14).

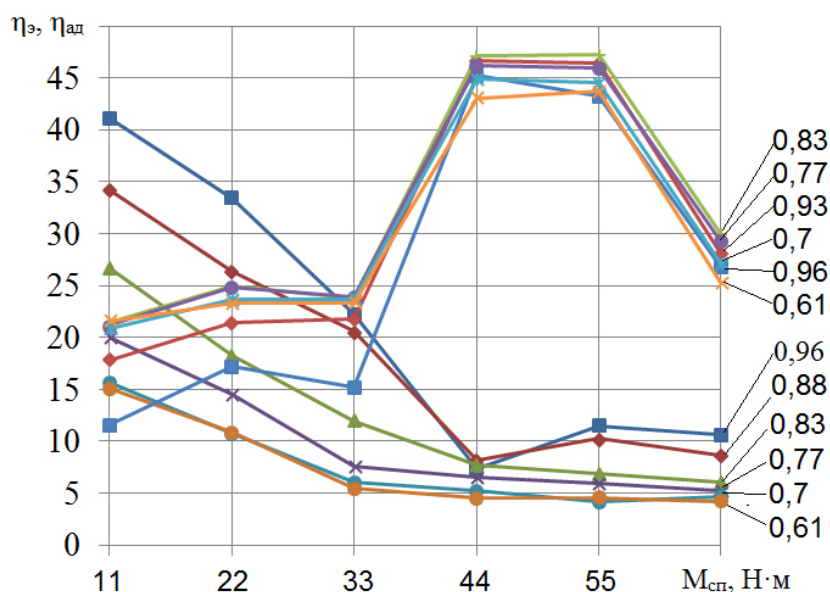


Рисунок 5.14 – Экспериментальная зависимость КПД от режима нагружения при различной степени открытия сопла.

Повышение адиабатного КПД при переходе к режимам с меньшей нагрузкой, обусловлено, по-видимому, снижением давления перед соплом и, соответственно, меньшей разницей скоростей смешивающихся потоков, что и определяет основные потери в эжекторе.

Эксергетический КПД, характеризует эффективность использования энергии. Невысокое его значение говорит о возможности улучшения процесса. Как видно из рисунка, существует независимо от степени открытия сопла есть режимы, при которых эксергетический КПД имеет максимум. Это в целом свидетельствует, что указанные режимы являются самыми оптимальными – геометрия спроектированного эжектора обеспечивает наименьшие потери. Однако, параметры эжектора, получаемые на этих режимах ($u = 1,51 \dots 1,58$, $G_{\text{ов}} = 119 \dots 130$ кг/ч) не удовлетворяют требуемым ($u = 1,6$).

Это, говорит о том, что спроектированный эжектор не является оптимальным для выбранной рабочей точки (таблица 5.2).

5.2 Оценка показателей эжектора при параметрах ОГ двигателя по нагрузочной характеристике

Были сняты частные нагрузочные характеристики. Сравнение расчетных и экспериментальных значений КЭ показано на рисунке 5.15.

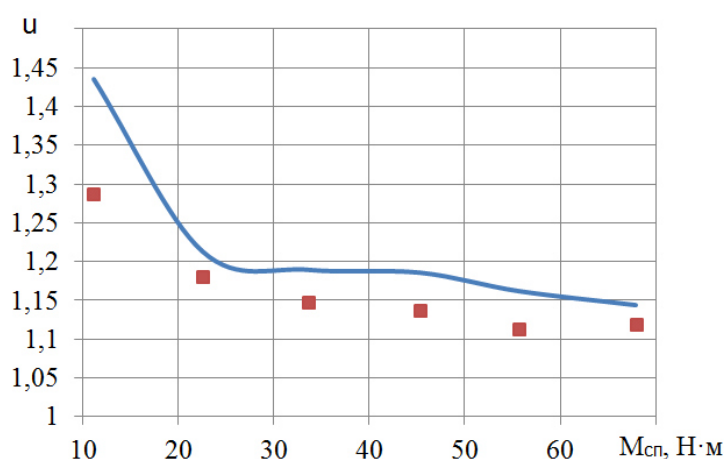


Рисунок 5.15 – Сравнение КЭ при работе по нагрузочной характеристике

Как видно из рисунка по мере увеличения нагрузки КЭ снижается – характер зависимостей совпадает. Снижение КЭ, как было указано выше, обусловлено ростом гидравлических сопротивлений из-за увеличения расходов ОГ и смешанного потока. Погрешность вычисления не превосходит 5%, за исключением первой точки, для которой она составляет 10%. Снижение КЭ при увеличении расхода приводит, соответственно, к росту давления на выходе из эжектора – к увеличению степени повышения давления (рисунок 5.16).

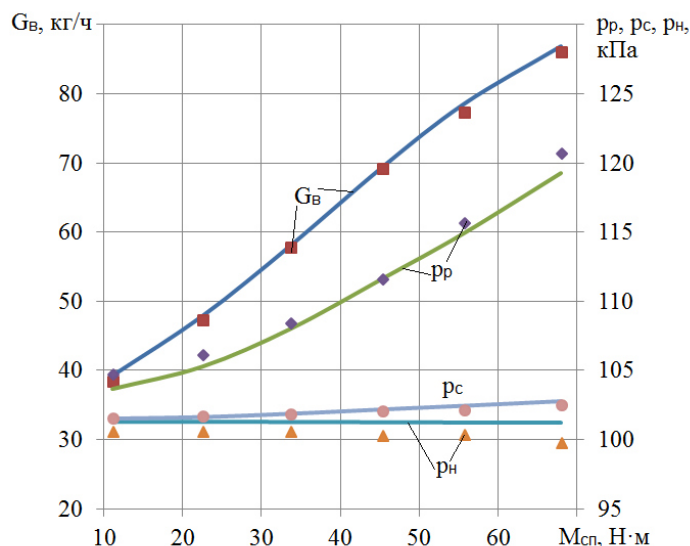


Рисунок 5.16 – Зависимость расхода воздуха, давления перед соплом эжектора, давления на выходе из эжектора и давления на входе в КС от нагрузки

По расходу воздуха погрешность не превосходит 2%. Фактическая разница давлений ОВ на входе КС и смешанного потока при увеличении нагрузки с 11 до 66 Нм увеличивается с 1 до 2,75 кПа, расчетная – с 0,21 до 1,55 кПа.

Зависимость температур ОГ и смешанного потока показана на рисунке 5.17.

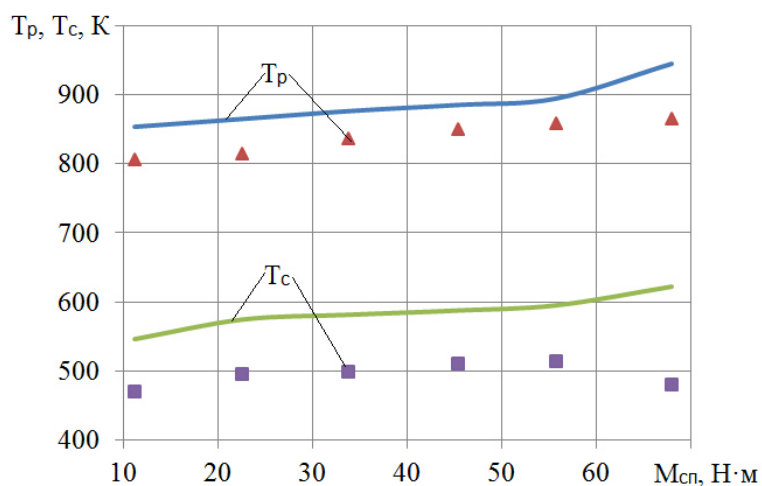


Рисунок 5.17 – Зависимость температуры ОГ и температуры смешанного потока от нагрузки

Как и на регулировочных характеристиках, погрешность расчета температур значительна и достигает 10% для ОГ и до 25% для температуры на выходе из эжектора.

Эффективной мощности, массового часового и удельного эффективного расходов топлива показаны на рисунке 5.18.

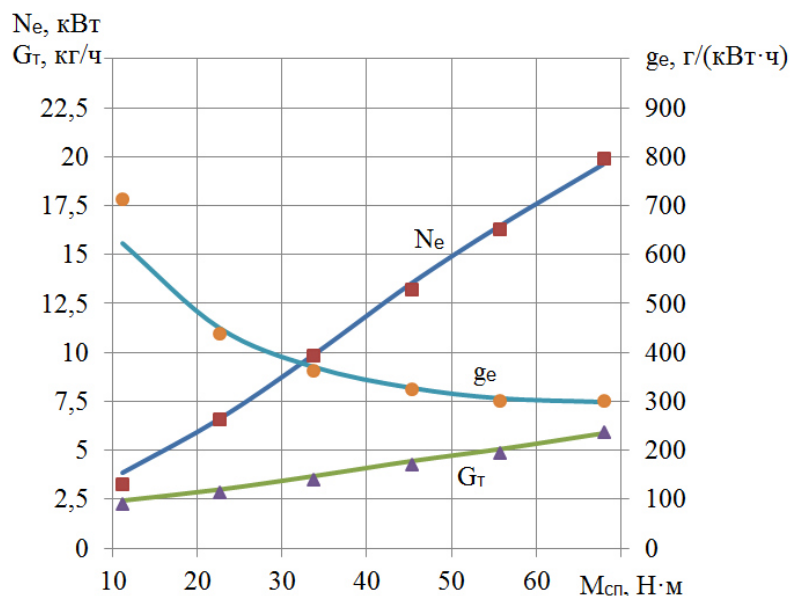


Рисунок 5.18 – Нагрузочная характеристика при $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$

Погрешность вычисления не превышает 3% по мощности и 4% по расходам топлива (за исключением точки, соответствующей 11 Нм, в которой погрешность достигает 15% как по мощности, так и по удельному расходу топлива).

Экспериментальная зависимость КЭ и давлений ОВ и смешанного потока при различной частоте вращения КВ показаны на рисунке 5.19.

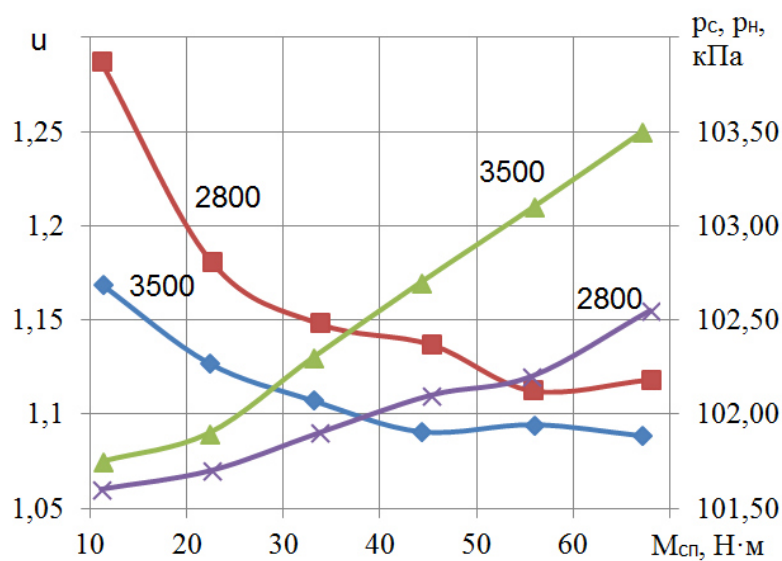


Рисунок 5.19 – Сравнение КЭ и давления на выходе из эжектора при разной частоте вращения КВ.

Как видно из рисунка, при меньшей частоте вращения КВ КЭ имеет большие значения при одной и той же нагрузке, как было указано выше, это обусловлено меньшим расходом ОГ. Соответственно, давление за КС эжектора (а значит и степень повышения давления в эжекторе) при меньшей частоте ниже.

Интересно оценить энергетические затраты при различных частотах вращения КВ – отношение расхода ОВ к мощности эжектора – G_n/N_n (рисунок 5.20).

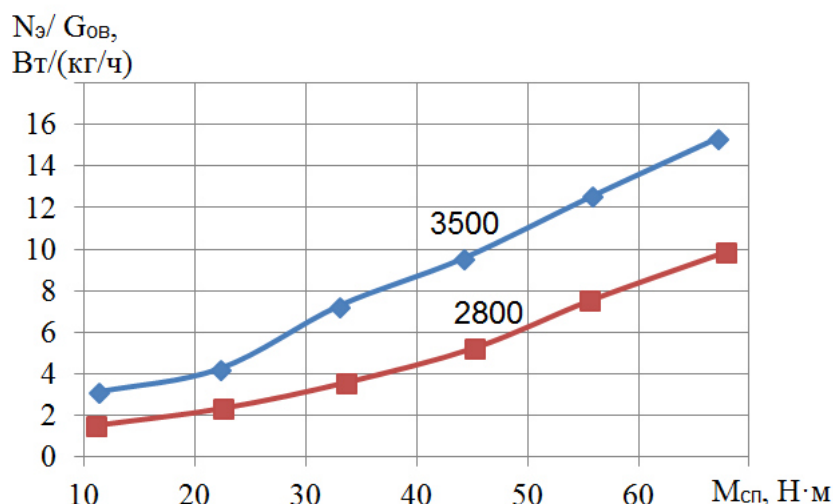


Рисунок 5.20 – Зависимость отношения G_n/N_n от нагрузки.

Зависимости на рисунки показывают мощность, необходимую для получения расхода ОВ в 1 кг/ч. Как видно, на обеих характеристиках эти значения по мере увеличения нагрузки увеличиваются – от 1,5 до 9 кВт при частоте 2800 мин⁻¹ и от 3 до 15 кВт при частоте 3500 мин⁻¹. При этом кривые возрастают монотонно и на исследуемом диапазоне перегиба не имеют, а значит в отсутствие обратной связи найти оптимальную точку, т.е. оценить эффективность системы невозможно.

5.3 Определение показателей эжектора при изменении параметров ОГ двигателя по скоростной характеристике

Для оценки влияния работы эжектора на работу двигателя по скоростной характеристике была снята частичная скоростная характеристика (рисунок 5.21).

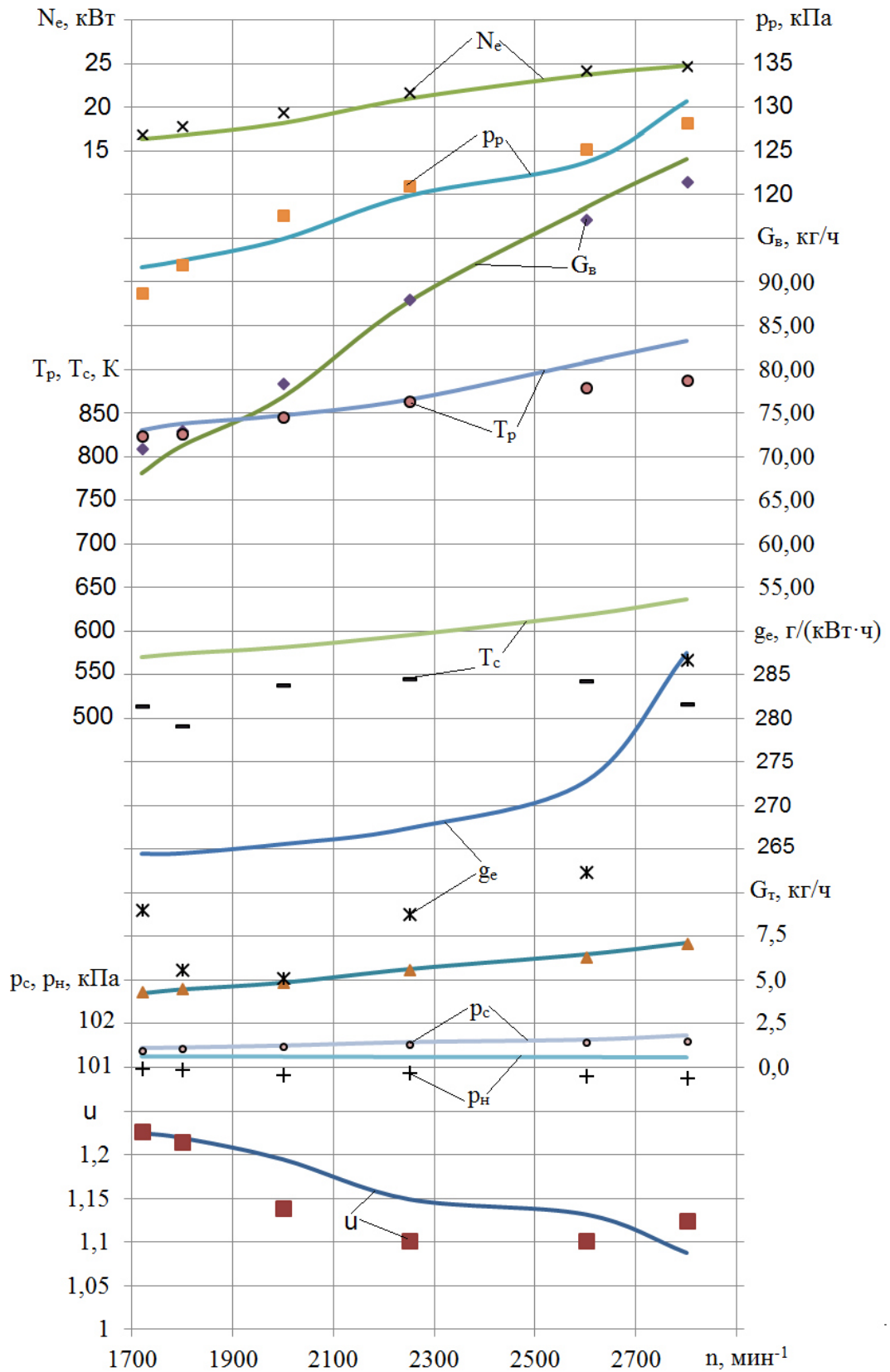


Рисунок 5.21 – Частичная скоростная характеристика

Погрешность вычисления КЭ, давлений ОВ и смешанного потока, температуры ОГ, массового расхода топлива, массового расхода воздуха не превосходит 5%, значительное расхождение получается при вычислении удельного эффективного расхода топлива (6%) и эффективной мощности (6,5%). При расчёте температуры смешанного потока наблюдается наибольшая погрешность как и при расчёте регулировочных и нагрузочных характеристик (20%).

Так как работа эжектора определяется параметрами потоков перед ним, то характер изменения параметров (КЭ, расход ОВ, температура смешанного потока) в целом будет повторять характер изменения параметров при нагрузочной характеристике. Как видно из рисунка по мере увеличения частоты вращения КЭ снижается – поведение кривой в целом повторяет кривую, полученную на нагрузочной характеристике (при $n = 3500 \text{ мин}^{-1}$). Это обусловлено тем, что параметры ОГ перед эжектором меняются аналогично – возрастает расход ОГ (растёт частота вращения КВ) и возрастает температура ОГ (т.к. повышается нагрузка на двигатель).

Заключение

Одним из важнейших требований, предъявляемых к современным двигателям, является требование высокой эффективности. В свою очередь, эффективность двигателя определяется совершенством процессов, происходящих в двигателе, в том числе процессов газообмена.

Одним из путей повышения КПД дизеля с газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха является снижение доли мощности, затрачиваемой на привод агрегата, осуществляющего циркуляцию охлаждающего воздуха через матрицу охладителя наддувочного воздуха.

Самой распространенной системой охлаждения наддувочного воздуха при использовании охладителей типа воздух-воздух на данный момент является вентиляторная, при которой циркуляция охлаждающего воздуха через матрицу охладителя осуществляется вентилятором.

Существует множество альтернативных схем охлаждения, среди которых можно выделить эжекционную, в которой циркуляция охлаждающего воздуха происходит за счёт эжектора, рабочим потоком которого являются отработавшие газы. Использование эжектора в двигателях обычно сводится к использованию его в системе охлаждения двигателя – для циркуляции воздуха через радиатор системы охлаждения – или в системе удаления пыли из воздушных фильтров. К тому же такие двигатели, как правило, безнаддувные.

В данной работе исследована система эжекционного охлаждения наддувочного воздуха в дизеле с газотурбинным наддувом, включающая в себя дизель, турбокомпрессор, охладитель наддувочного воздуха и эжектор.

Оценка влияния сопротивления, создаваемого эжектором, весьма сложна, т.к. эжектор влияет на турбину турбокомпрессора, которая, в свою очередь, уменьшает работу компрессора, но в тоже время эжектор осуществляет циркуляцию охлаждающего воздуха через охладитель, тем самым увеличивая его плот-

ность, что в конечном счете влияет на параметры дизеля. Таким образом, установка эжектора влияет на все параметры системы.

Для определения параметров элементов такой системы, обеспечивающих требование наибольшей мощности, наибольшей степени охлаждения или наилучшей топливной экономичности, была разработана комплексная математическая модель, связывающая все элементы системы.

Для дизеля типа 4ЧН13/15 были рассмотрены две схемы расположения эжектора: параллельно с турбиной и последовательно после турбины. Обосновано с точки зрения получения наилучшей топливной экономичности использование схемы с расположением эжектора после турбины, определены рациональные значения степеней понижения давления в турбине и эжекторе для последовательной схемы и расходов отработавших газов через турбину и эжектор для параллельной схемы. Указано сочетание параметров элементов системы, при которых замена вентиляторной системы эжекционной как минимум не ухудшает показатели дизеля.

В результате выполненного диссертационного исследования были сформированы следующие выводы:

1. Анализ газообмена в дизеле с газотурбинным наддувом свидетельствует о целесообразности использования эжектора отработавших газов как источника циркуляции охлаждающего воздуха в охладителе наддувочного воздуха.

2. Разработана комплексная замкнутая математическая модель системы газообмена дизеля с газотурбинным наддувом, содержащая описание процессов в воздушном компрессоре, охладителе наддувочного воздуха, дизеле, газовой турбине и отличающаяся включением в систему описания процессов в эжекторе отработавших газов.

3. Определены основные параметры элементов системы газообмена для номинального режима работы дизеля 4ЧН13/15: степень повышения давления воздуха в компрессоре – $\pi_k = 2,46$ понижение температуры наддувочного воздуха

в охладителе – $\Delta T = 70$ град, степень понижения давления газа в турбине – $\pi_T = 1,96$ и коэффициент эжекции в эжекторе отработавших газов – $u = 1,44$.

4. Обосновано наиболее эффективное распределение энергии отработавших газов между турбиной турбокомпрессора и эжектором, которое для условия получения максимальной мощности составляет соотношение 88%/12%.

5. Установлено сочетание параметров компрессора, охладителя наддувочного воздуха, турбины и эжектора, обеспечивающее при постоянных параметрах отработавших газов перед турбиной:

- наилучшую степень охлаждения ($\pi_K = 2,37$, $\Delta T = 72$ град, $\pi_T = 1,91$, $u = 1,71$, $\pi_3 = 1,15$, $N_e = 203$ кВт) или

- топливную экономичность или наибольшую мощность дизеля ($\pi_K = 2,55$, $\Delta T = 67$ С, $\pi_T = 2,03$, $u = 1,2$, $\pi_3 = 1,06$, $N_e = 211,5$ кВт).

6. Обосновано снижение на 36% затрат мощности на охлаждение наддувочного воздуха в дизеле 4ЧН13/15 применением эжектора отработавших газов как источника циркуляции охлаждающего воздуха в охладителе вместо вентилятора с механическим, гидравлическим или электрическим приводами.

7. С использованием разработанной методики спроектирована конструкция и создан опытный образец эжектора для дизеля 4ЧН13/15.

8. Параметры эжектора подтверждены экспериментальной оценкой на моторной установке при изменении режимов работы макетного двигателя как генератора газа.

Список использованных источников

1. Heireth H., Prenninger P., 2003. Charging of internal combustion engine. SpringerWienNewYork, 283 p.
2. Карасёв Ю. В., Ивашкин А. А. Перспективы развития охлаждения наддувочного воздуха в тепловозостроении // Молодой ученый. — 2016. — №21. — С. 144-147.
3. Пат. 985377 СССР, М.Кл³ F 02 М 25/02 Система испарительного охлаждения наддувочного воздуха двигателя внутреннего сгорания / Софронов А.С.; заявитель и патентообладатель Сибирский автомобильно-дорожный институт им. Куйбышева – №3324294/25-06 заявл. 21.07.81; опубл. 30.12.82, Бюл. №48. – 3 с.
4. Горбенко А.Н. Влияние атмосферных условий на эффективность испарительного охлаждения наддувочного воздуха судового дизеля / А.Н. Горбенко, М.Ю. Кукушкин // Вестник КГМУ – 2020 – №2.
5. Кукис, В.С. Оптимизация параметров вихревой трубы [Текст] / В.С. Кукис, Д.В. Шабалин, Е.А. Омельченко // Международный научно-исследовательский журнал – 2016. – № 10, часть 2. – С. 66-70.
6. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике / В.П. Меркулов. – М.: Машиностроение, 1969. – 185 с.
7. Im S.Y. Charged air cooling with vortex tube for a common-rail diesel engine/ S.Y. Im, S.S. Yu – Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. – Institution of Mechanical Engineers. – 2017, Volume: 225 issue: 6, page(s): 771-778.
8. Ханин Н.С. Автомобильные двигатели с турбонаддувом [Текст]: производственное издание / Н.С. Ханин, Э.В. Аболтин, Б.Ф. Лямцев. – М.: ЭКОЛИТ, 2016, репринт. – 336 с.
9. Кустарев Ю.С. Исследование высокоэффективного турбовентилятора для системы охлаждения турбодизельной силовой установки тяжелого грузовика. /

Ю.С. Кустарев, А.В. Костюков, А.А. Андреенков // Известия МГТУ «МАМИ» – 2008 – № 1.

10. Андреенков А.А. Турбовентилятор для системы охлаждения надувочного воздуха. / А.А. Андреенков // Известия МГТУ «МАМИ» – 2012 – № 4. С. 9-12.

11. Пат. RU 2327884 Российская Федерация, М.Кл³ F 02 В 29/04 Компоновка контура циркуляции для охлаждения надувочного воздуха и способ работы контура циркуляции с такой компоновкой / Рогг С., Тилльман А; заявитель и патентообладатель БЕР ГМБХ УНД КО (DE) – № 2006106218/06 заявл. 15.07.2004; опубл. 10.02.2005, Бюл. №18. – 10 с.

12. Рязанцев Н.К. Кольцевой охладитель надувочного воздуха для высокооборотных двухтактных дизелей типа 6ДН 12/2х12 / Н.К. Рязанцев, Ю.А. Анимов, С.А. Алёхин и др. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2003. – № 1-2. – С. 6-9.

13. Соболенко А.Н. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Курс лекций / А.Н. Соболенко. – МГУ им. Адмирала Невельского. – 2009. – 116 с.

14. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей / А.С. Орлин, Д.Н. Вырубов, В.И. Ивин и др. – 3-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение. – 1971. – 400 с.

15. Крайнюк А.И Система наддува ДВС с глубоким охлаждением наддувочного воздуха / А.И. Крайнюк, С.В. Алексеев, А.А. Крайнюк // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009.– №2. – С. 59-65.

16. Радченко Р.Н. Использование теплоты уходящих газов для предварительного охлаждения воздуха судовых ДВС / Р.Н. Радченко // Двигатели внутреннего сгорания – 2008. – № 1.

17. Радченко Р.Н. Оценка эффективности применения на судах утилизационной теплонасосной паропроизводящей установки

18. Радченко Р.Н. Охлаждение наружного воздуха на входе судовых дизелей водоаммиачными абсорбционными холодильными машинами / Р.Н. Радченко // Наукові праці – 2008. – № 72. Том 85.

19. Радченко Р.Н. Использование избыточной энергии продуктов сгорания для охлаждения наддувочного воздуха ДВС / Р.Н. Радченко, А.А. Андреев // Вестник НУК – 2010. – №2.
20. Радченко Р.Н. Охлаждение наддувочного воздуха малооборотного дизеля с использованием его тепла / Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов, Ю.Г. Щербак // Компрессорное и энергетическое машиностроение – 2010. – №1 (43).
21. Śliwiński K. Development of cooling systems for internal combustion engines in the light of the requirements of modern drive systems / K Śliwiński, M Szramowiat // International Automotive Conference (KONMOT2018) – 2018. – № 421.
22. Wik C. Reducing emissions using 2-stage turbo charging / C. Wik, B. Hallback // Wartsila technical journal . – 2008. – № 01. – P. 35-41.
23. Codan E. ABB Turbo Systems. Turbocharging medium speed diesel engines with extreme Miller timing. // E. Codan, I. Vlaskos. // 9th Turbocharging Conference – 2004. – 20 p.
24. Черный Г.Г. Газовая динамика: Учебник для университетов и втузов / Г.Г. Черный. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 424 с.
25. Sarkar J. Ejector enhanced vapor compression refrigeration / Sarkar J. // Renewable and Sustainable Energy Reviews – 2012. – Volume 16, Issue 9.
26. Buyadgie D. Booster vapor-compression refrigerating systems / D. Buyadgie, V. Sechenuh, S. Nichenko // International refrigeration and air conditioning conference – 2010. – № 1062.
27. Zeyghami M. A review of solar thermo-mechanical refrigeration and cooling methods / M. Zeyghami, Y. Goswami, E. Stefanakos // Renewable and Sustainable Energy Reviews – 2015. – Volume 51.
28. Piancastelli L. Cooling system optimization for light diesel helicopters / L Piancastelli, M. Gardella, S. Cassani // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences – 2017. – Vol. 12 No. 9.

29. Медведков, В.И.; Билык, С.Т.; Гришин, Г.А. Автомобили КамАЗ-5320, КамАЗ-4310, Урал-4320 / В.И. Медведков, С.Т. Билык, Г.А. Гришин. – М.: ДОСААФ – 1987. – 372 с.

30. Писаревский А.С. Трактор ДЭТ-250 и его модификации / А.С. Писаревский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение – 1975. – 424 с.

31. Техника и вооружение: науч.-поп. журн. / учредитель . М.: Военное издательство. – 2013, № 3.

32. Двигатель УТД-20. Инструкция по эксплуатации 20-110. – 1973. – 45 с.

33. Боевая машина пехоты БМП-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – М.: Военное издательство. – 1988. – 325 с.

34. Пат. РФ 2268839 Российская Федерация, В6 2D 55/00 Шасси военной гусеничной машины / Д.Ю. Косиченко, А.В. Шабалин, В.В. Ханакин и др.; патентообладатель: ООО «Волгоградская машиностроительная компания «ВгТЗ» – № 2002127051/02 заявл. 10.10.2002; опубл. 27.01.2006, Бюл. № 16. – 21 с.

35. Пат. РФ 2418178 Российская Федерация, P01P 5/06 Модернизированная эжекционная система охлаждения двигателя внутреннего сгорания / В.К. Набоков, Н.И. Набокова; патентообладатель: ГОУ ВПО «Курганский государственный университет» – № 2010106128/06 заявл. 19.02.2010; опубл. 10.05.2011, Бюл. № 13. – 3 с.

36. Двигатель В-46-5М. Техническое описание. – М.: Военное издательство. – 1987. – 131 с.

37. Танки Т-64Б и Т-64Б1. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – М.: Военное издательство. – 1983. – 136 с.

38. Вакуленко В.В. Методы повышения характеристик подвижности танка Т-72 при его модернизации / В.В. Вакуленко, В.А. Зарянов, Ю.Г. Горожанин и др. // Механика и машиностроение №1, 2009.

39. <http://morozov.com.ua/ru/>

40. Пат. РФ 2301899 Российская Федерация, F02B 37/12 Способ и устройство управления газообменом в дизеле с газотурбинным наддувом / Е.А. Лазарев, А.А.

Малоземов, В.Н. Бондарь и др.; патентообладатель: ООО «Федеральный учебный межвузовский научный производственный центр» – № 2006100153/06 заявл. 10.01.2006; опубл. 17.06.2007, Бюл. № 18. – 9 с.

41. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей: учеб. для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / под общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с., ил.

42. Александров В.Ю. Оптимальные эжекторы (теория и расчёт) / В.Ю. Александров, К.К. Климовский. – М.: Машиностроение, 2012. – 136 с.: ил.

43. Васильев Ю.Н. Теория сверхзвукового газового эжектора с цилиндрической камерой смешения / Васильев Ю.Н. // Лопаточные машины и струйные аппараты – 1967. – № 2.

44. Кириллин В.А. Техническая термодинамика / В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейдлин. – М.: Издательство МЭИ, 2008. – 494 с.

45. Софронов В.Л. Расчет струйных аппаратов: Учебное пособие / В.Л. Софронов, И.Ю. Русаков, Т.В. Ощепкова. – Северск: Изд-во СТИНИЯУ МИФИ, 2011. – 33 с.

46. Соколов, Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.: ил.

47. Байков Б.П. Турбокомпрессоры для наддува дизелей: Справочное пособие / Б.П. Байков, В.Г. Бордуков, П.В. Иванов, Р.С. Дейч. – Л.: Машиностроение, 1975. – 200 с.

48. Шароглазов Б. А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов / Б. А. Шароглазов, М. Ф. Фарафонов, В. В. Клементьев. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2005. – 403 с.

49. Бажан П.И. Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 370 с.: ил.

50. Юдин В.Ф. Теплообмен поперечнооребрённых труб / В.Ф. Юдин. – Л.: Машиностроение, 1982. – 189 с.: ил.

51. Холщевников К.В. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин / К.В. Холщевников, О.Н. Емин, В.Т. Митрохин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.: ил.
52. Сергеев Л.В. Теория танка / Л.В. Сергеев. – М.: Издание академии бронетанковых войск, 1972. – 498 с.
53. Рязанцев Н.К. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин. Учебное пособие. / Н.К. Рязанцев – Харьков: ИСДО, 1999. – 252 с.
54. Вакуленко В.В. Исследование пусков двигателя с повышенным противодавлением на выпуске / В.В. Вакуленко, Ю.В. Возгрин, Ю.П. Иванов и др. // Механіка та машинобудування №1, 2011.
55. Исаченко В.П. Теплопередача: Учебник для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.: ил.
56. Дейч М.Е. Гидрогазодинамика: Учеб. пособие для вузов / М.Е. Дейч, А.Е. Зарянкин. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 384 с.: ил.
57. Локай В.И. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов / В.И. Локай, М.К. МаксUTOва, В.А. Стрункин – М.: Машиностроение, 1991. – 511 с.
58. Лазарев Е.А. Конспект лекций по агрегатам наддува / Е. А. Лазарев, В.Е. Лазарев – Челябинск, 2010. – 187 с.
59. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. Учебн. пособие для неэнергетических специальностей вузов. / В.В. Нащокин. 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1975. – 496 с.: ил.
60. Шерстюк А.Н. Радиально-осевые турбины малой мощности / А.Н. Шерстюк, А.Е. Зарянкин – М.: Машиностроение, 1976. – 208 с.
61. Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчёт центростремительной турбины на стационарных и переходных режимах / В.Т. Митрохин – М.: Машиностроение, 1974. – 228 с.

62. Белоусов А.Н. Проектный термогазодинамический расчёт основных параметров авиационных лопаточных машин / А.Н. Белоусов, Н.Ф. Мусаткин, В.М. Радько и др. – Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2006. – 316 с.
63. Алямовский А.А. Solidworks Simulation и FloEFD. Практика, методология, идеология / А.А. Алямовский – ДМК Пресс, 2019. – 658 с.
64. Орлов М.Ю. САЕ-моделирование рабочего процесса газогенератора ГТД в программном комплексе Ansys CFX [Электронный ресурс] / М.Ю. Орлов, О.В. Батулин, Л.С. Шаблий и др. – Самара, 2012. – 91 с.
65. Батулин О.В. Исследование рабочего процесса в ступени осевого компрессора с помощью универсального программного комплекса Ansys CFX / О.В. Батулин, В.Н. Матвеев, Л.С. Шаблий и др. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 112 с.: ил.
66. Батулин О.В. Исследование рабочего процесса в ступени осевой турбины с помощью универсального программного комплекса Ansys CFX / О.В. Батулин, Д.А. Колмакова, В.Н. Матвеев, и др. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 100 с.: ил.
67. Аронсон К.Э. Эжекторы конденсационных установок паровых турбин: Учебное пособие / К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков, Д.В. Брезгин и др. – Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2015. – 131 с.
68. Щукин В.К. Газоструйные компрессоры / В.К. Щукин, И. И. Калмыков. – М.: Машиностроение, 1963. – 148 с.
69. Абрамович, Г.Н. Теория турбулентных струй [Репринтное воспроизведение издания 1960 г.] / Г.Н. Абрамович. – М.: ЭКОЛИТ, 2011. – 720 с.
70. Альтшуль, А.Д. Гидравлика и аэродинамика / А. Д. Альтшуль, Л. С. Животовский, Л. П. Иванов – 2-е изд., доп – М.: Стройиздат, 1987. – 414 с.
71. Кухаренок, Г.М. Теория рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания. Лабораторные работы / Г.М. Кухаренок, А.Н. Петрученко, И.К. Русецкий – Минск: БНТУ, 2005. – 54 с.

72. Абрамович, Г.Н. Прикладная газовая динамика. Ч. 1: Учеб. руководство: для вузов. / Г.Н. Абрамович. – М.: Наука, 1991. – 600 с.
73. Михеев М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева – 2-е изд., стереотип. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.: ил.
74. 9. ЭСУД автомобилей семейства LADA KALINA, LADA 110 и LADA NIVA с контроллером М7.9.7 ЕВРО3 устройство и диагностика: технологическая инструкция / Козлов П. Л., Куликов А. В., Рекунов А. Е., Христов П. Н., Боюр В. С., Зимин В. А. – Тольятти: НВП ИТЦ АВТО, 2006. – 228 с.
75. Sensors. Angular-position, battery sensing, inertial, rotational-speed, structure-borne sound, pressure, temperature, air-mass, lambda. – Bosch-ibusiness.com – Pierburg, 2016 – 59 с.
76. Autonics. Датчики и контроллеры. / ООО “ПневмоЭлектроСервис”, 2008. – 138 с.
77. Sensors. Device Data. ReferenceManual – Freescale Semiconductor, 2007. – 1080 с.
78. Морозов В.В. Методы обработки результатов физического эксперимента / В.В. Морозов, Б.Е. Сobotковский, И.Л. Шейнман. – СПб, 2004. – 63 с.
79. Ткалич В.Л. Обработка результатов технических измерений: Учебное пособие. / В.Л. Ткалич, Р.Я. Лабковская. – СПб: СПбГУ ИТМО, 2011. – 72 с.
80. Абезгауз Г.Г. и др. Справочник по вероятностным расчетам / Г.Г. Абезгауз, А. П. Тронь, Ю. Н. Копенкин и др. - М.: Воениздат, 1970. – 536 с.: ил.