

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования  
«Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения  
(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»  
(наименование)

13.04.03 «Энергетическое машиностроение»  
(код и наименование направления подготовки)

Энергетические комплексы и системы управления  
(направленность (профиль))

## ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ)

на тему Пути повышение эффективности автомобильных  
бензиновых двигателей

Обучающийся

А. Н. Смольяков

(Инициалы Фамилия)

(личная подпись)

Научный  
руководитель

к.т.н., доцент, В.В. Смоленский

(ученая степень, ученое звание, Инициалы Фамилия)

Тольятти 2024

## Оглавление

Введение.....	4
Глава 1 Изучение литературы по проблеме исследования путей повышения эффективности автомобильных бензиновых двигателей за счет применения интеллектуального турбонаддува .....	7
1.1 Классические системы наддува .....	7
1.2 Теория применения наддува в поршневых ДВС .....	14
1.2.1 Параметры двигателя.....	14
1.2.2 Турбонаддув.....	16
1.3 Обзор состояния проблематики в области систем повышения энергоэффективности наддува .....	23
1.4 Системы наддува с улучшенными характеристиками .....	25
Глава 2 Симуляция турбонаддувного двигателя .....	33
2.1 Электрическая вспомогательная система.....	34
2.1.1 Турбокомпрессор с электроусилителем.....	35
2.1.2 Управление на основе импульсов.....	38
2.2 Модель с возвратом энергии отработавших газов .....	39
2.2.1 Базовая модель.....	39
2.2.2 Модель рекуперации энергии выхлопных газов.....	41
Глава 3 Обзор результатов исследований .....	48
3.1 Результаты исследования электрической системы помощи наддуву.....	48
3.1.1 Функционирование системы электрической поддержки турбонаддува при 1200 оборотах в минуту.....	48
3.1.2 Функционирование системы электрической поддержки турбонаддува при 1400 оборотах в минуту.....	52
3.1.3 Функционирование системы электрической поддержки наддува при крутящем моменте 1500 оборотов в минуту.....	56

3.1.4	Функционирование системы электрической поддержки турбонаддува при 1600 оборотах в минуту.....	60
3.1.5	Эффективность системы электрической поддержки турбонаддува при 1800 об/мин.....	61
3.2	Влияние коэффициента передачи планетарной трансмиссии на производительные параметры .....	62
3.3	Воздействие момента открытия выпускного клапана на параметры двигателя внутреннего сгорания .....	65
3.4	Использовании ПИД-регулирования ограничения помпажа	68
3.5	Использовании ПИД-регулирования ограничения помпажа	69
Глава 4	Обзор результатов исследований рекуперации энергии при наддуве .....	74
4.1	Исследования рекуперации энергии при наддуве на полной мощности .....	74
4.2	Изучение процессов возврата энергии при усилении наддува на уровне 50% нагрузки .....	78
4.3	Исследования рекуперации энергии при наддуве на 60% нагрузки .....	83
4.4	Анализ систем возврата энергии при турбонаддуве с 80%-ной загрузкой .....	84
4.5	Безнаддувный режим работы.....	85
4.6	Моделирование разгона.....	87
4.7	Исследование и оценка выявленных данных .....	91
4.7.1	Электротурбокомпрессор.....	91
4.7.2	Возврат энергии отработанных газов.....	93
4.7.3	Моделирование симуляции.....	94
4.7.4	Смешанный тип турбонаддува.....	95
	Заключение.....	97
	Список используемых источников.....	99

## Введение

Актуальность работы и научная значимость настоящего исследования.

Законодательные требования в первую очередь подразумевают снижение уровня  $\text{CO}_2$ , а значит, и расхода топлива.

Однако снижение расхода топлива без ущерба для уровня производительности современных автомобилей стало непростой задачей для любого производителя автомобилей.

Существует множество возможных технологических вариантов сокращения выбросов  $\text{CO}_2$  при минимизации воздействия на характеристики транспортных средств: микрогибриды, мягкие гибриды, полные гибриды, электромобили, снижение коэффициентов лобового сопротивления и качения, повышение эффективности трансмиссии и уменьшение размеров двигателя.

Однако за счет уменьшения объема двигателя он будет работать дольше с более высоким КПД. Снижение мощности из-за габаритов можно решить с помощью турбонаддува. Однако ограничения производительности турбомашин приводят к дефициту крутящего момента на низких оборотах двигателя.

Эффективность двигателя и переходные характеристики имеют большое значение в автомобильной промышленности, поскольку они учитывают два основных требования: расход топлива и управляемость. Основным неудобством для турбокомпрессоров является низкая реакция двигателя на низких оборотах, создающая так называемую «турбо-задержку», влияющую на управляемость. Кроме того, большая часть энергии топлива теряется через выхлопные газы в двигателе SI, что косвенно влияет на эффективность двигателя и косвенно на расход топлива. Гибридная система помощи турбонаддувом — многообещающая технология, позволяющая улучшить как переходные характеристики, так и эффективность двигателя.

Рассматривается возможность реализации гибридной системы помощи турбонаддувом на бензиновом двигателе. Изучаются два модуля:

электрическая поддержка турбоагнетателя, учитывающая переходные характеристики, и рекуперация энергии выхлопных газов, учитывающая эффективность двигателя. Электрическая машина соединена с валом турбокомпрессора через планетарную передачу, обеспечивающую два режима работы: двигатель в режиме электрической помощи и генератор в режиме рекуперации энергии.

Поэтому исследование путей повышения эффективности автомобильных бензиновых двигателей за счет применения интеллектуального турбонаддува является актуальной темой магистерской диссертации.

Объект исследования.

Бензиновый двигатель с турбонаддувом

Предмет исследования.

Повышение эффективности автомобильных бензиновых двигателей

Целью работы является исследование путей повышения эффективности автомобильных бензиновых двигателей за счет применения интеллектуального турбонаддува.

Гипотеза исследования состоит в том, что применения турбонаддува в бензиновых двигателях может обеспечить эффективное сгорания.

Достижение поставленной цели обеспечивается решением следующих задач:

1. провести обзор проблемных источников и наработать материал для исследования путей повышения эффективности автомобильных бензиновых двигателей;
2. выявить перспективы применения турбонаддува для повышения эффективности автомобильных бензиновых двигателей.

Методы исследования. Метод аналитического исследования, метод моделирования рабочего процесса, метод экспериментальных исследований.

Научная новизна исследования заключается в идее применения турбонаддува для повышения эффективности автомобильных бензиновых двигателей.

Личное участие автора состоит в том, что автор принимал непосредственное участие в формировании аналитического обзора по направлению исследований, а также в разработке модели для исследования и анализе результатов моделирования данных и полученных на основании их анализа практических рекомендаций и выводов.

Апробация и внедрение результатов работы велись в течении всего исследования. Его результаты докладывались на следующих конференциях и семинарах:

- на семинарах кафедры «Энергетические машины и системы управления» в 2022, 2023 и 2024 г.
- международная научно-практическая конференция «Перспективы развития науки и образования», Россия, г. Тамбов, 31 мая 2023 г.
- опубликована одна научная статья: Смольяков А.Н. Применения добавки водорода для активации процесса сгорания в бензиновых ДВС / Смоленская Н.М., Масленникова А.В., Смольяков А.Н., Неклюдов Д.А., Анищенко В.И. // Научный альманах 2023·N 5-2(103). С.53-58

На защиту выносятся:

- анализ путей повышения эффективности автомобильных бензиновых двигателей;
- возможности повышения эффективности автомобильных бензиновых двигателей за счет применения турбонаддува.

Структура магистерской диссертации. Диссертации состоит из введения, 4 глав, заключения с основными результатами и выводами, содержит 86 рисунка, 5 таблиц, списка используемых источников (66 источник). Основной текст изложен на 105 страницах.

# Глава 1 Изучение литературы по проблеме исследования путей повышения эффективности автомобильных бензиновых двигателей за счет применения интеллектуального турбонаддува

## 1.1 Классические системы наддува

Это исследование литературы будет сосредоточено на вспомогательном турбонаддуве и микрогибридных решениях.

Удобство использования пневматического двигателя заключается в его способности восстанавливать и сохранять кинетическую энергию во время фаз торможения в виде сжатого воздуха. Он имеет два режима работы: режим пневматического насоса и режим пневматического двигателя. Однако это требует модификации системы клапанного механизма и конструкции головки блока цилиндров, поскольку требуется дополнительный нагнетательный клапан, который должен соединять камеру сгорания с воздушным резервуаром (рисунок 1 и рисунок 2) [1].

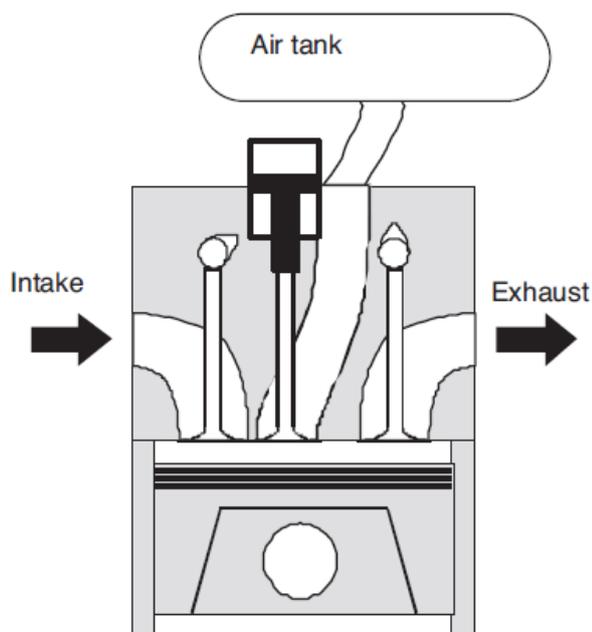


Рисунок 1 – Конструкция пневматического двигателя, вид сбоку [2]

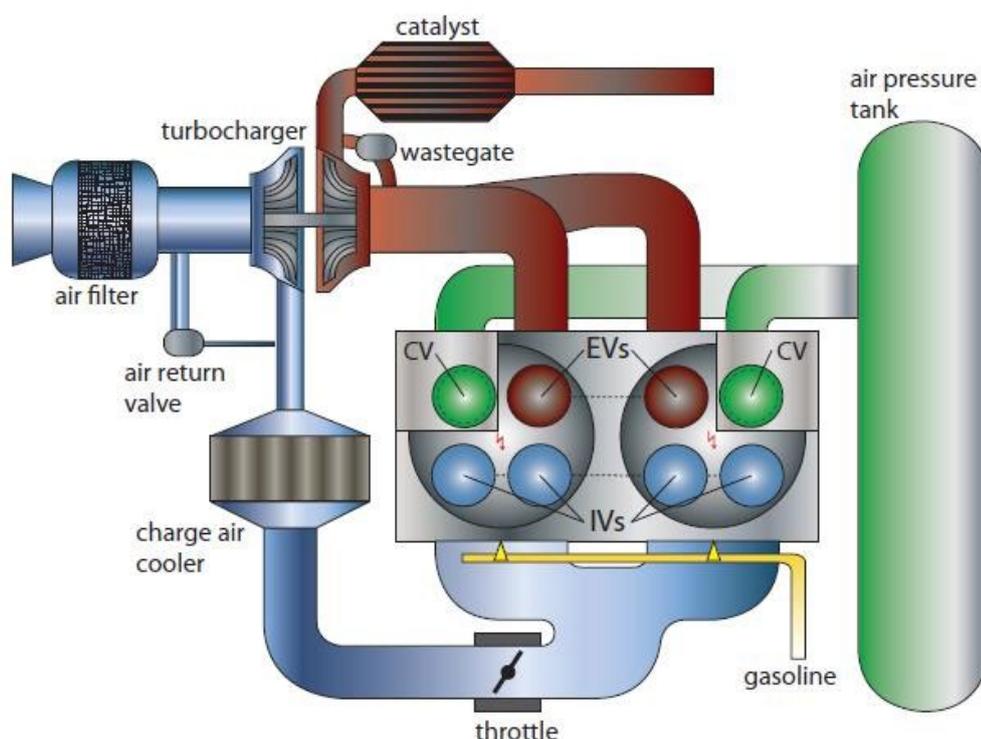


Рисунок 2 – Конструкция пневматического двигателя, вид сверху [3]

Во время фаз уменьшения скорости, цикл действия пневматических насосов может вызывать генерацию обратного крутящего момента, тем самым переводя часть энергии движения в энергию положения, которая сохраняется в форме сжатого воздуха внутри атмосферного бака. С другой стороны, это приводит к тому, что двигатель начинает функционировать в роли поршневого агрегата для сжатия газа. Этап активации насоса наступает, когда затраты кинетической энергии превосходят энергетические затраты, необходимые на процесс сжатия воздуха и последующий перезапуск мотора после его остановки. Однако производительность данного режима насоса непосредственно связана с уровнем открытости вспомогательного клапана, что критично для формирования необходимого давления. Использование тактики автоматического переключения на более низкие передачи в моменты замедления оказывается предпочтительным, поскольку при высоком уровне нагрузки на двигатель есть возможность сохранить больше воздуха. Впрочем, следует учитывать, что данная техническая мера может оказывать влияние на общую производительность движения [4].

Режим работы пневматического двигателя обладает многогранными функциональными возможностями. Он способен генерировать крутящий момент даже при отсутствии вращения двигателя благодаря использованию сжатого воздуха из резервуара под высоким давлением, тем самым действуя в качестве эффективного пневматического мотора. Этот метод позволяет задействовать транспортное средство, используя только сжатый воздух, который подается при расширении, что способствует устранению неэффективных фаз холостого хода и уменьшает зависимость от традиционных сгораемых видов топлива [5].

В дополнение, инжекция сжатого воздуха в фазе сжатия позволяет за аналогичный рабочий цикл двигателя интенсифицировать подачу топлива, влекущую за собой рост крутящего момента и увеличение энергетической ценности выхлопных газов. Это делает возможным достижение немедленной отзывчивости на изменения нагрузки, минимизируя задержки, характерные для турбонаддува. С усилением момента возрастает и энтальпия отработанных газов, активизируя вращение турбины турбокомпрессора. При этом турбокомпрессор способен работать с высоким коэффициентом полезного действия, отдавая предпочтение не мгновенной реакции, а энергоэффективности. Исследования показали, что такой подход может обеспечить экономию топлива до 40% согласно одному источнику, и от 23% до 35% — по данным другого, при этом не ухудшая управляемость. [6]

В публикации [7] представлена концепция характеризующегося как гибридное гидравлическое транспортное средство, оснащенное системой нагнетания. Подробный принцип его работы демонстрируется на рисунке 3. К усовершенствованному, оптимизированному по размерам двигателю был интегрирован вспомогательный компрессор. Этот элемент предназначен для временной функции замещения традиционной тормозной системы за счет использования энергии, возникающей при торможении, для генерации и аккумуляции сжатого воздуха в специальном резервуаре с низким уровнем давления. Процесс происходит в течение ограниченных временных

промежутков. Во время ускорений, когда требуется резкое изменение нагрузки, двигатель на короткие периоды времени подвергается наддуву из воздушного бака, при этом турбонагнетатель и нагнетатель временно отключаются с помощью перепускного клапана или отключаются с помощью сцепления. Такая конфигурация системы уменьшает задержку турбокомпрессора и увеличивает крутящий момент на низких скоростях. Некоторые результаты можно увидеть на рисунке 4.

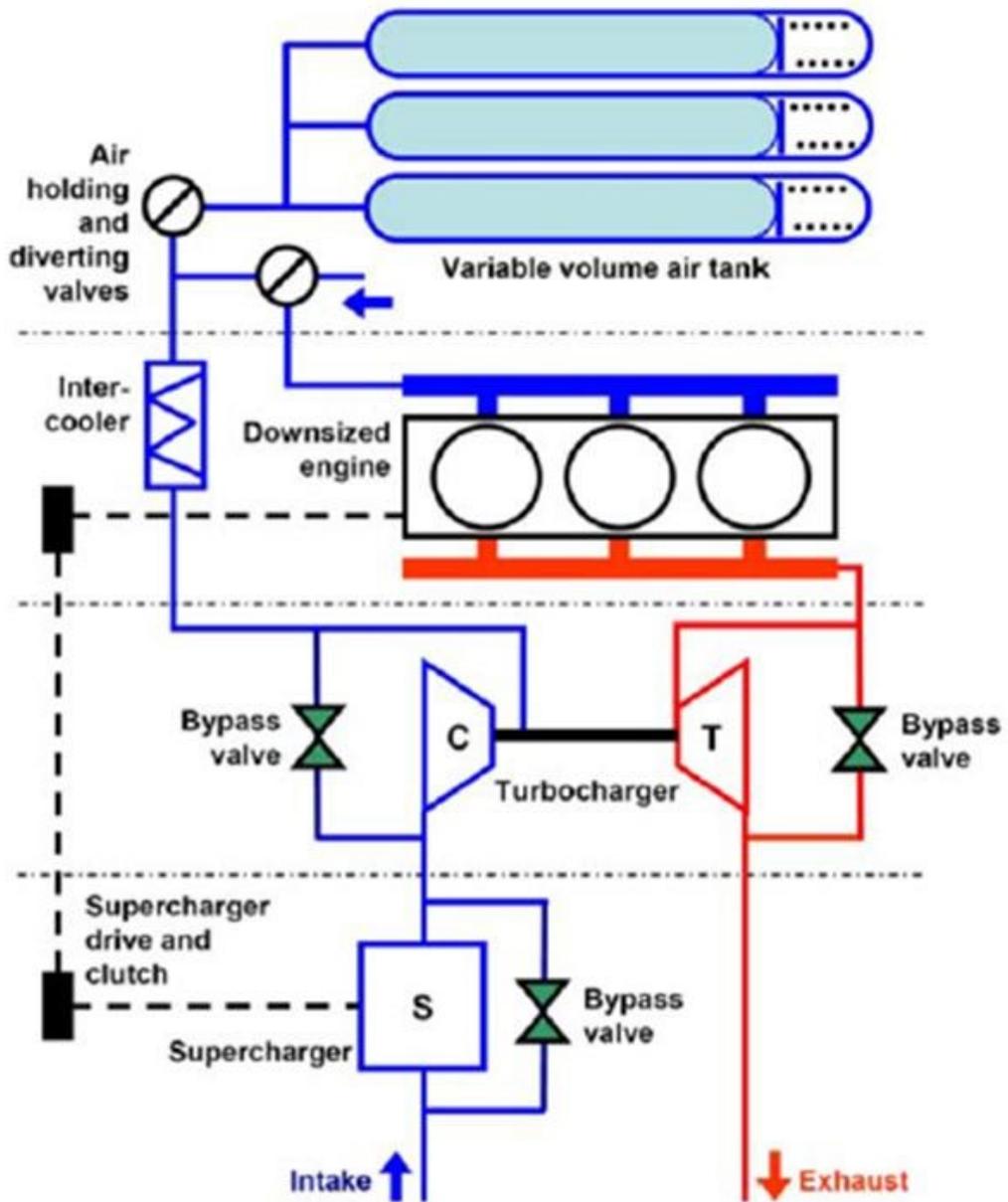


Рисунок 3 – Конфигурация пневматического гибридного автомобиля с нагнетателем [7]

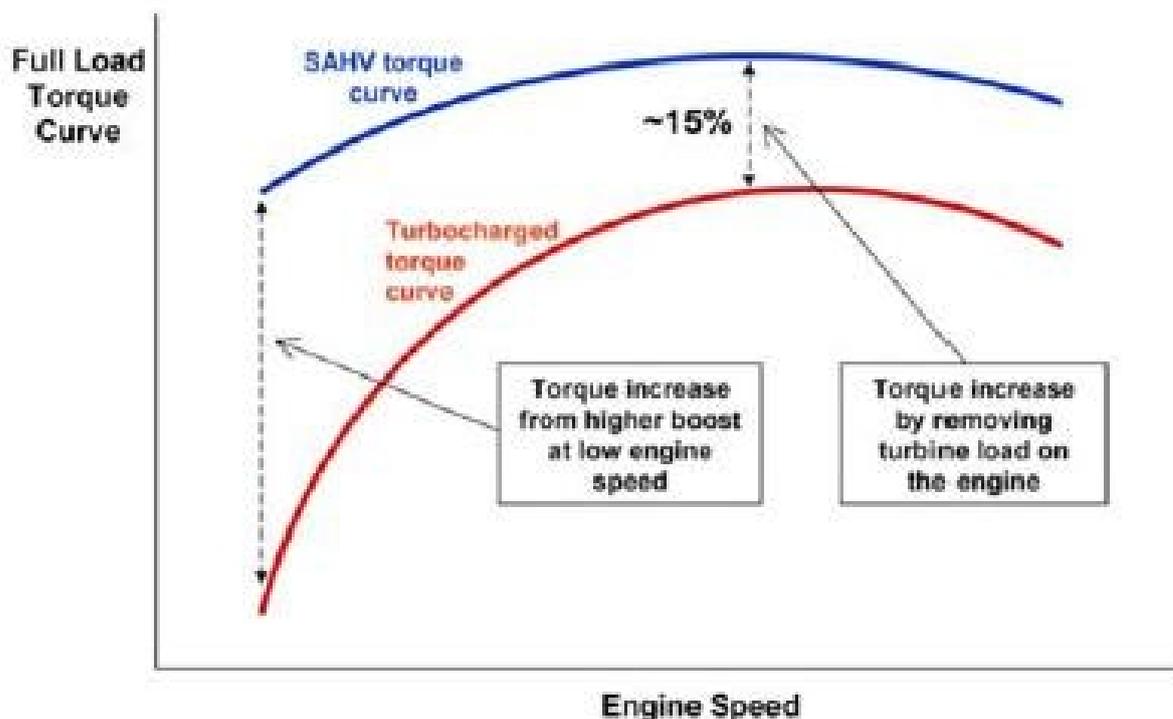


Рисунок 4 – Результаты конфигурации гибридного автомобиля с нагнетателем [8]

В статье [9] одномерная модель двигателя используется для моделирования переходного режима двигателя с помощью наддува воздухом в трех точках воздушного пути двигателя: перед компрессором, непосредственно во впускной коллектор и в выпускной коллектор. Схема эксперимента представлена на рисунке 5. Сравнения, проведенные в статье, были основаны на характеристиках включения третьей передачи при полной нагрузке.

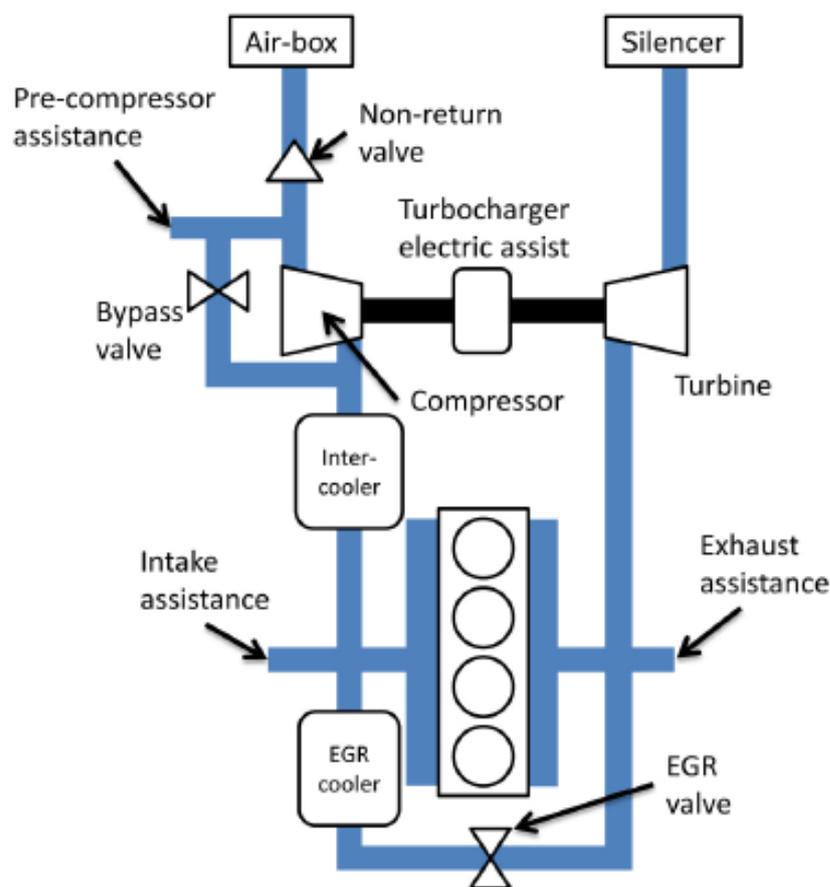


Рисунок 5 – Схема системы с поддержкой наддува воздуха в трех точках: поддержка предварительного компрессора, помощь на впуске и помощь на выхлопе.

Применение системы с выпускным коллектором и впрыском сжатого воздуха способствует значительному увеличению перепада давлений на турбине, что ведет к повышению энтальпии, а следовательно, к усилению крутящего момента турбокомпрессора (ТК). Этот процесс позволяет компрессору эффективно повышать давление во впускном коллекторе, что объясняет повышение производительности, аналогичную работе электрического усилителя. В контексте использования впускного коллектора, начальная стадия маневра с впрыском сжатого воздуха повышает сжатие в компрессоре и способствует снижению его потребления. Максимальная эффективность достигается при дальнейшем ускорении ТК, когда можно интенсифицировать впрыск, однако системы с впускным коллектором

показывают менее выраженные результаты по сравнению с системами выпускного коллектора [10].

Эффект усиления выпускного коллектора воздействует на тормозную систему, поскольку резкое возрастание давления в коллекторе ведет как к повышению насосных потерь, так и к уменьшению эффективности заполнения цилиндров воздухом, что заметно в момент начала маневра наводки (ссылка на рисунок 6). Это может оказать отрицательное влияние на ощущения водителя от ответа автомобиля на его действия. Однако обеспечение эффективного отвода отработанных газов стоит дороже, в отличие от улучшения условий впуска воздуха, которое является более простым в реализации [11].

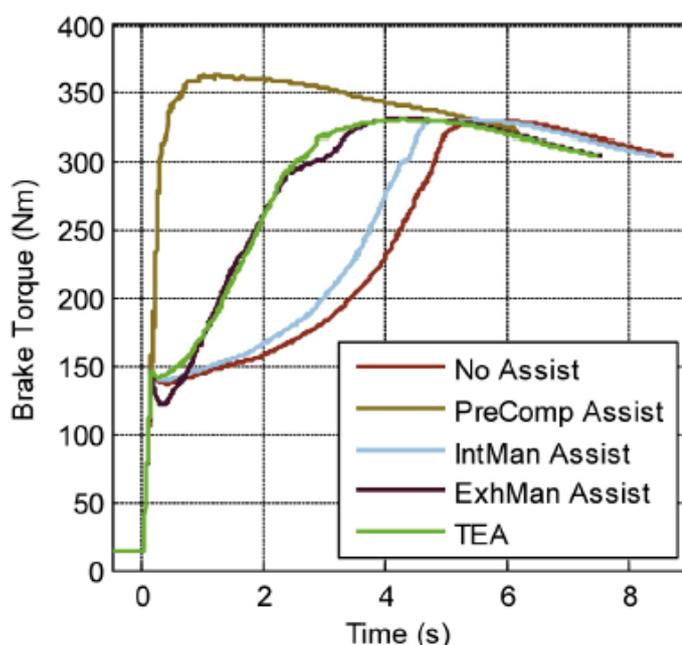


Рисунок 6 – Воздействие тормозного момента при выполнении маневра переворачивания с максимальной загрузкой для каждой стратегии поддержки [11]

В контексте работы дополнительного компрессора, расположенного перед основным агрегатом сжатия, наличие комбинации из обратного и перепускного клапанов ведет к регулированию давления на входе в компрессор таким образом, чтобы оно повышалось аналогично уровню давления на выходе. Такое регулирование влияет на процесс заполнения и

опустошения камер сжатия до и после компрессора, что, в свою очередь, является ключевым фактором в оценке эффективности работы сжимающего оборудования. Состояние давления во впускном коллекторе напрямую связано с работой системы, оказывая влияние на ее производительные характеристики [12].

Такой подход предполагает, что топливо для работы двигателя будет полностью поступать из дополнительного бака.

Эксплуатация впускного и выпускного коллекторов ограничивается эффектом помпажа, связанным с производительностью компрессора, в то время как ассистирующий прекомпрессор требует наличие обратного и перепускного клапанов, а также повышенного количества воздуха.

## **1.2 Теория применения надува в поршневых ДВС**

### **1.2.1 Параметры двигателя**

Детонация.

Детонация — это термин, обозначающий звук, возникающий в результате передачи вибрации через структуру двигателя, вызванный спонтанным воспламенением топливовоздушной смеси в его объеме. Этот процесс характеризуется как нормально не проходящее сгорание, что приводит к резкому освобождению энергии за счет химической реакции, что, в свою очередь, генерирует высокое мгновенное давление и распространяет звуковые волны большой интенсивности по всей камере сгорания [13].

Нарушения нормального процесса сгорания делятся на два основных типа: детонационный стук и предварительное воспламенение. В случае предварительного воспламенения топливно-воздушная смесь загорается от перегретых участков цилиндра еще до воздействия искры. Детонационный стук связан с преждевременной активацией смеси и описывается двумя основными гипотезами, целью которых является объяснение моментального освобождения энергии в выхлопных газах перед распространением

турбулентного огня, что приводит к значительному увеличению давления внутри цилиндра. Первая гипотеза акцентирует внимание на процессе самовоспламенения, согласно которому сжатый и нагретый выхлопной газ достигает критических условий для samozажигания. Вторая, теория детонации, говорит о том, что при детонации скорость пламени достигает звуковой скорости, при этом потребляя выхлопной газ гораздо быстрее, чем это происходит при стандартных условиях сгорания [14].

Момент воспламенения топлива играет ключевую роль в регулировании работы двигателя, поскольку напрямую влияет на производительность и эффективность силового агрегата, влияя на тормозной момент через контроль за началом процесса горения. Это начало горения задаёт точку во времени, когда достигается пиковое давление в цилиндре и его максимальное значение. Передвигая момент воспламенения в сторону опережения относительно верхней мертвой точки (ВМТ), можно добиться увеличения пикового давления и, соответственно, работы по нагнетанию. Однако, замедление этого момента приводит к тому, что пиковое давление формируется уже на этапе расширения, что снижает его величину. Оптимальное значение момента зажигания, при котором достигается максимальный тормозной момент без потери эффективности, называется моментом максимальной тормозной мощности (МВТ), что является результатом баланса между упомянутыми тенденциями [15].

Оптимальное время воспламенения тесно связано с особенностями горения, которые, в свою очередь, зависят от устройства двигателя, его рабочих параметров и характеристик горючей смеси. Определение момента наивысшей температуры (МВТ) зависит на 50% от скорости горения, и это время приходится на промежуток в 7–9 градусов угла поворота коленчатого вала (CAD) после верхней мертвой точки (ВМТ), в то время как максимальное давление в цилиндре наблюдается при 6–7 градусах после ВМТ [16].

Остаточные газы.

В исследовании [16] авторы советуют поддерживать уровень рециркулируемых газов ниже 30% для обеспечения стабильного процесса горения.

### **1.2.2 Турбонаддув**

Пиковая отдача мотора тесно связана с объемом горючего, эффективно окисляющегося в камере сгорания. Дозирование топлива коррелирует с объемом доступного кислорода для каждого рабочего цикла. Следовательно, увеличение плотности кислорода через компрессию позволяет захватить больше воздуха внутрь цилиндра. Применение турбонагнетателя представляет собой распространенный метод повышения воздушной плотности путем наращивания его давления перед подачей в двигатель [17].

Турбокомпрессор состоит из турбины, компрессорного узла, приводного механизма и центрального корпуса, включающего вращающийся элемент.

Колеса компрессора и турбины монтированы и фиксированы на оси ротора. Энтальпия отработанных газов трансформируется через процесс расширения в турбине во вращательную энергию. Эта генерируемая энергия задействуется для работы компрессора, который увеличивает давление всасываемого атмосферного воздуха.

Эту технологию также можно охарактеризовать как механизм возврата энергии отработанных газов, так как без преобразования энергии энтальпии в кинетическую энергию для вращения турбины, данная энергия бы исчезла впустую. В то же время, существенным минусом технологии является усиление давления в системе выпуска отработанных газов, что неблагоприятно сказывается на работоспособности ДВС, заставляя двигатель преодолевать повышенное контрдавление. Это влияет на повышение эффективности двигателя за счет использования турбонаддува, но имеет свои ограничения. Схематичное изображение двигателя с турбонаддувом представлено на рисунке 7 [18].

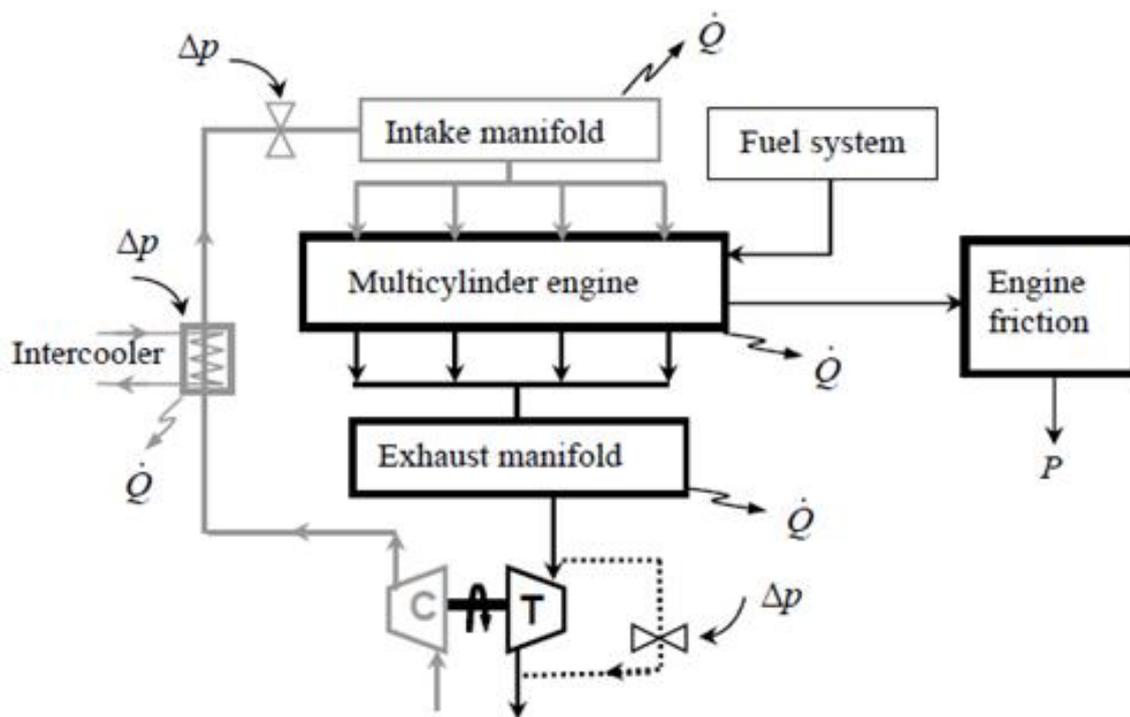


Рисунок 7 – Схема двигателя, оснащенного системой турбонаддува, где символы Т и С указывают на турбину и компрессор соответственно [19].

Промежуточный охладитель, интегрированный в систему турбонаддува, выполняет критически важную роль, понижая температуру сжатого воздуха, чтобы обеспечить его большую плотность и, как следствие, улучшить производительность двигателя [20].

Турбина.

Самыми популярными в автоиндустрии являются радиально-проточные турбомашины, работающие на принципе притока рабочей среды к центру. Эти устройства могут внешне напоминать центробежные насосы, однако их рабочий процесс обратен – рабочая среда движется к центру. Конструкция таких турбин включает в себя спиралевидный кожух или улитку, серию направляющих аппаратов и вращающийся элемент – турборотор (рисунок 8). Направляющие аппараты задачей имеют ускорение потока к ротору, который предназначен для преобразования энергии потока с минимизацией потерь кинетической энергии на выходе [21].

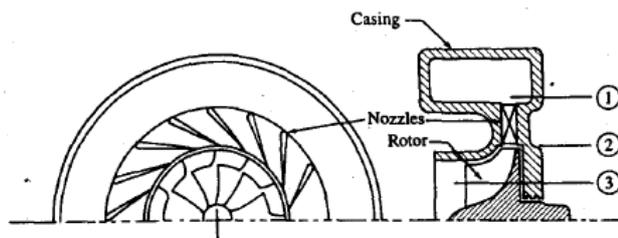


Рисунок 8 – Схема радиальной турбомашины [16]

Энергетический потенциал выхлопных газов, доступный для эксплуатации турбиной, включает в себя работу продувки, генерируемую за счет декомпрессии газов внутри цилиндра при моменте открытия выпускного клапана до достижения уровня атмосферного давления, иллюстрировано на рисунке 9 как зона  $A_t$ , а также энергию, вырабатываемую в процессе акта выпуска, представленную как  $A_p$ . [22].

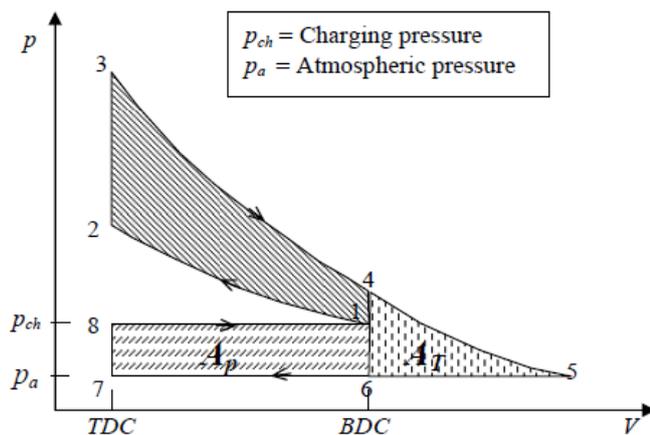


Рисунок 9 – Совершенный цикл сгорания бензина в турбонаддувном двигателе

Компрессор.

Центробежный компрессор — это устройство, задачей которого является увеличение давления рабочей среды, достигая при этом коэффициента сжатия равного 1,05 или выше. Этот агрегат оборудован вращающимся рабочим колесом, за которым расположен диффузор (рисунок 10). Роли крыльчатки заключаются в повышении энергии жидкости за счет увеличения её статического давления и скорости потока. Жидкость всасывается в рабочее колесо через впускное отверстие. Кинетическая энергия

жидкости, выходящей из рабочего колеса, преобразуется в энергию давления в диффузоре. Поток из диффузора собирается через спираль или улитку и подается в выпускной патрубке. Секция индуктора предназначена для поворота относительного потока в осевом направлении [23].

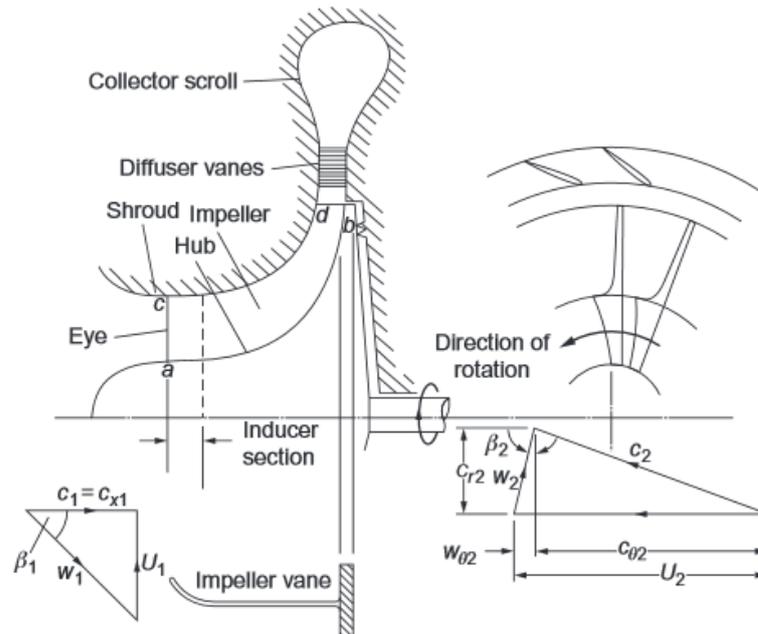


Рисунок 10 – Схема центробежного компрессора и диаграммы скоростей на входе и выходе рабочего колеса [20].

Карта производительности компрессора показывает степень сжатия  $\pi_c$  в зависимости от скорректированного массового расхода, показанного на рисунке 11.

Стабильный режим ограничен справа дросселированием, когда поток достигает звуковой скорости, а слева помпажом, когда компрессор больше не может увеличивать массовый расход. При постоянном давлении локальный разворот потока приведет к образованию пограничного слоя. Повышенное снижение массового расхода приведет к полному изменению направления потока, что приведет к падению давления, что приведет к нестабильному режиму [24].

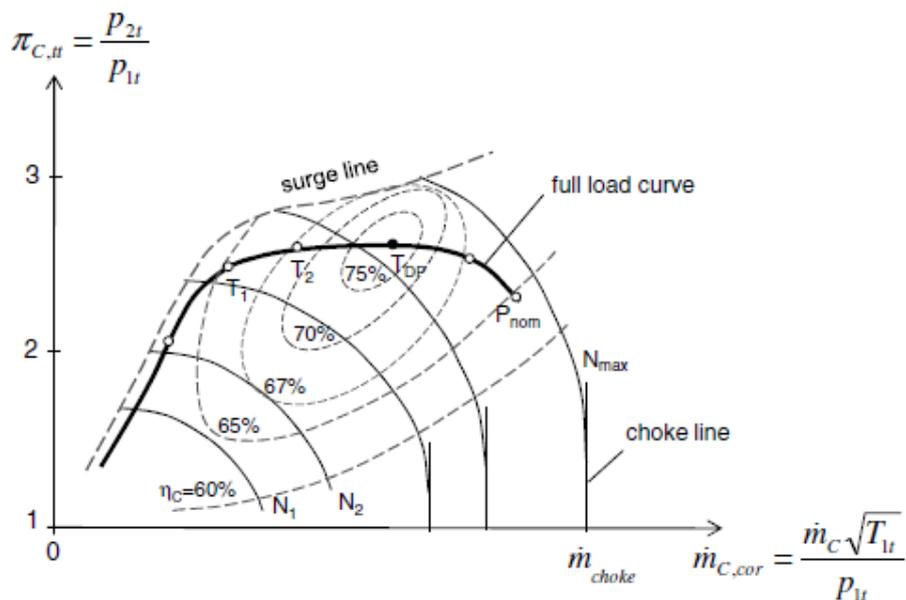


Рисунок 11 – Карта производительности компрессора [17]

### Соответствие турбокомпрессора

В исследовании [25] описывается подход к турбонаддуву, который учитывает спецификации двигателя, эффективность компрессора, основное уравнение работы турбокомпрессора и функциональность турбины.

Основные параметры двигателя, включая крутящий момент на низких оборотах, пиковый крутящий момент и пиковую мощность, служат для определения рабочих точек на производственной карте компрессора. Установив точки работы турбокомпрессора на этой карте, учитывая измеренные значения давления и массового потока, возможно применение основного уравнения работы турбокомпрессора.

Параметр  $\delta$  включает в себя коэффициент полезного действия турбонагнетателя, объемный поток выхлопных и вдыхаемых газов, а также показатели температуры впускаемого воздуха и эмиссий. Эти данные получают из эксплуатационных характеристик мотора, а результативность можно оценить эмпирически или теоретически [26].

Зная параметр промежуточного давления  $\delta$  и отношение давлений в компрессоре  $\pi_c$ , можно вывести значение отношения давлений на турбине,

анализируя диаграмму. Это позволяет точно установить рабочие параметры на характеристическом графике турбомашины.

Этот процесс итеративного сопоставления продолжается до момента, когда оценочные параметры, включая эффективность турбины, компрессора и прочих, достигнут состояния устойчивости. В силу того, что переменная геометрия турбины (VNT) не рассматривается в рамках данного документа, методика её анализа не будет здесь изложена. Для более глубокого изучения материала рассмотрим литературу [27]. Иллюстрация всего процесса в деталях представлена на рисунке 12.

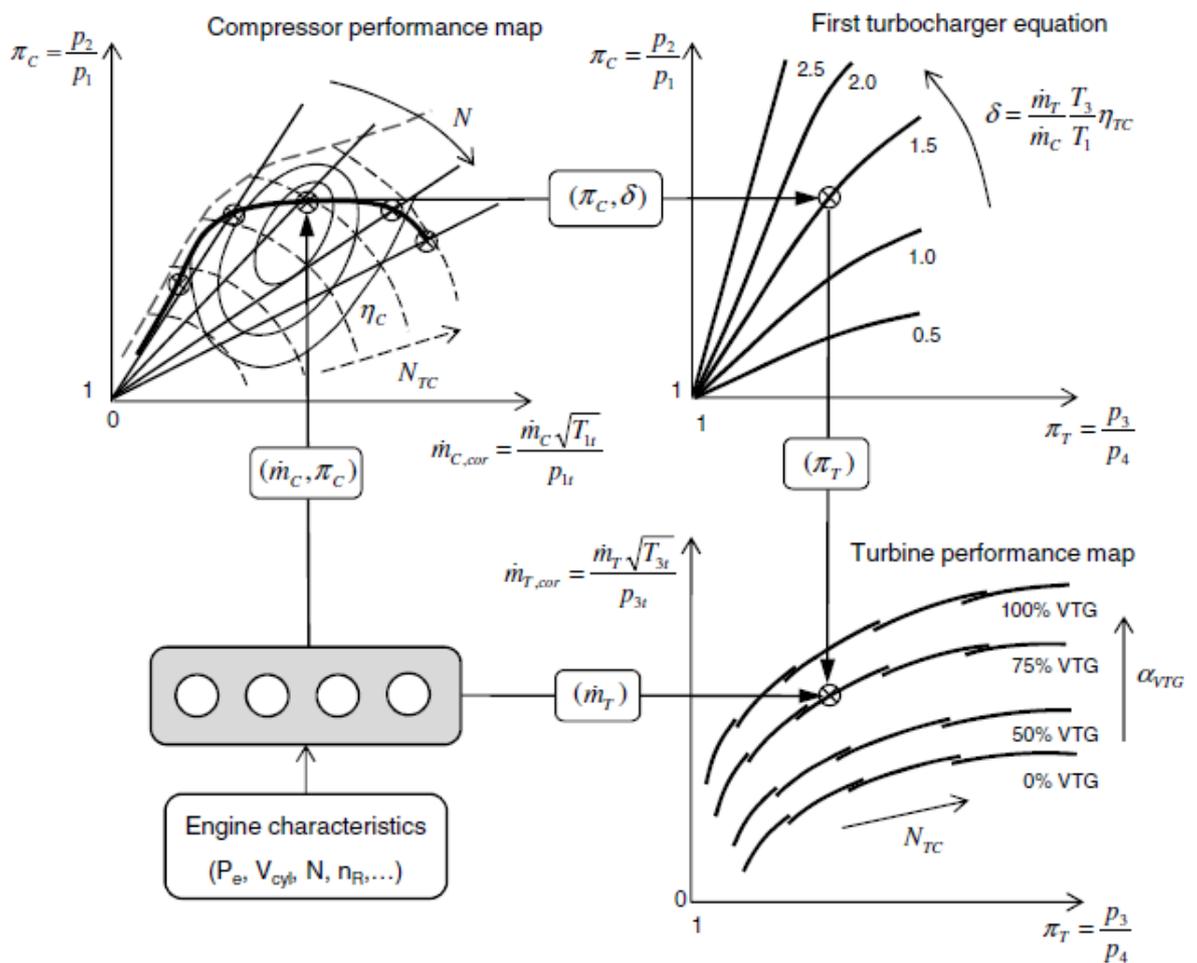


Рисунок 12 – Схема соответствия турбонаддува [27]

Контроль за давлением воздуха, подаваемого турбонаддувом – использование обходного клапана

Перепускной клапан задействуется для контроля над уровнем давления наддуваемого воздуха, обеспечивая его равномерность при наступлении пика крутящего момента. В интервале до достижения этой точки, клапан остается в неподвижном, закрытом состоянии. По мере того, как обороты двигателя возрастают, происходит рост давления выхлопных газов, что в ситуации высоких оборотов приводит к превышению их давления над давлением наддуваемого воздуха. Это происходит из-за усиления гидравлической нагрузки на выхлопные газы при прохождении через элементы очистки, такие как каталитический нейтрализатор, особенно при увеличении их объемного потока. Взаимосвязь момента открытия перепускного клапана с частотой вращения двигателя визуализирована на графике, представленном на рисунке 13 [28].

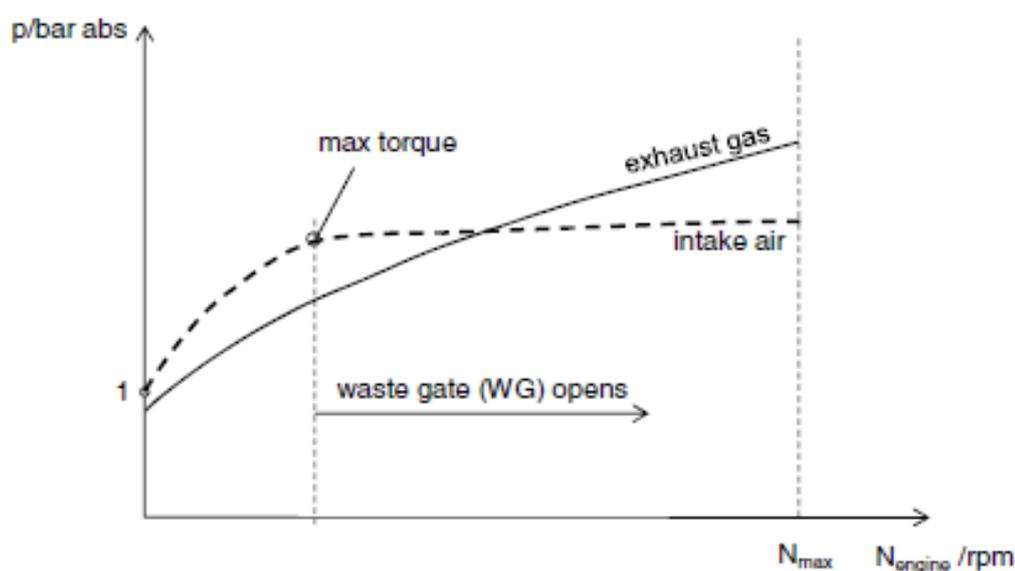


Рисунок 13 – Повышение коэффициента сжатия [28]

Сокращение размеров двигателя как способ увеличения его топливной эффективности с одновременным применением технологии турбонаддува для компенсации сниженной объемной мощности влечет за собой сложности в обеспечении эффективности переходных процессов. В моменты активного

маневрирования проявляется задержка, вызванная необходимостью преодолеть инерцию вращения составляющих турбокомпрессора, обеспечить высокую работоспособность его подшипников, а также сформировать адекватное контрдавление для эффективного вращения турбины и генерации оптимального уровня давления наддува для системы подачи воздуха. Такое явление, как турбозадержка, характеризуется временным промежутком, требующимся турбокомпрессору для выхода на режим, при котором двигатель развивает до 90% своего максимального крутящего момента с начала увеличения нагрузки, что особенно заметно на низких оборотах, когда крутящий момент еще не достиг своих максимальных значений [29].

Для определения интервала реакции можно использовать следующую формулу (1) [30]:

$$\tau_{90} = \frac{\Omega_{90}^2 \cdot l_p}{\eta_m \cdot P_T} \quad (1)$$

где:  $\Omega_{90}$  – угловая скорость ротора при 90% максимального крутящего момента;

$l_p$  – полярная масса, момент инерции ротора

$\eta_m$  – механический КПД подшипников

В диапазоне низких крутящих моментов турбина работает на сниженных оборотах, ведущих к задержке в реакции. При этом  $l_p$  прямо зависит от веса и размера турбинного диска [65].

### **1.3 Обзор состояния проблематики в области систем повышения энергоэффективности наддува**

Система NESS, разработанная KASI Technologies, представляет собой гибридную поддерживающую технологию, направленную на оптимизацию потребления топлива и улучшение динамики переходных процессов [66].

На схеме, представленной на рисунке 14, изображена архитектура системы. Здесь акцентируется внимание на автомобильном альтернаторе, генерирующем переменный ток, интегрированном через планетарный редуктор с турбокомпрессором. Планетарный редуктор выполняет двойную функцию: снижает инерционные нагрузки на альтернатор и обеспечивает оптимизацию рабочих режимов генератора за счёт выбора оптимальных точек его работы, что способствует повышению эффективности энергетического преобразования. С другой стороны, система связывается с вспомогательными механизмами кривошипно-шатунного устройства через комплект сцепления и приводной ремень, задействованный в работе вспомогательных узлов [31].

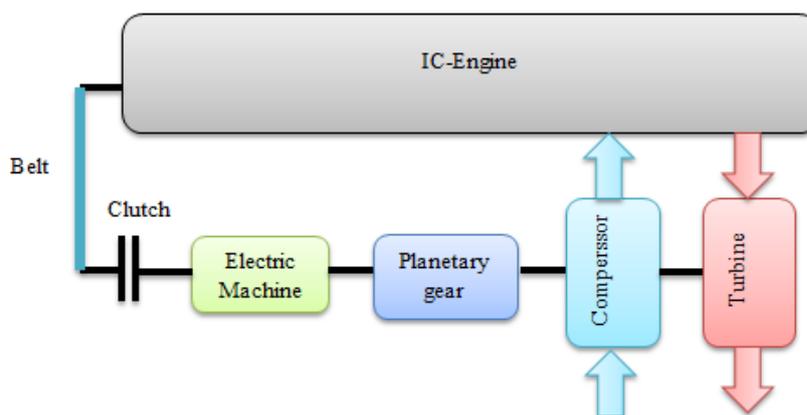


Рисунок 14 – Схематическое представление системы NESS

Согласно отчету KASI Technologies, данный комплекс технологий охватывает широкий спектр функций, включая традиционный турбонаддув, систему рекуперативного торможения, функцию автоматического выключения/включения двигателя, систему электрического турбонаддува, электрическое и механическое возвратно-поступательное преобразование энергии выхлопных газов, использование электродвигателя для движения на низких скоростях, а также дополнительный привод для поддержки вспомогательных систем при выключенном двигателе [32].

Что касается производительности, KASI Technologies заявила, что система обеспечивает лучшие переходные характеристики по сравнению с

одним турбокомпрессором, обеспечивая на 50% меньшее время крутящего момента при 1250 об/мин, на 29% при 1500 об/мин и на 15% при 1750 об/мин.

При использовании рекуперации энергии выхлопных газов они заявляют об улучшении экономии топлива на 2-4 % в режиме NEDC, а при использовании функции рекуперации энергии торможения — на 3,5 %.

Эта работа будет основана на изучении двух функций: электрической помощи турбонагнетателю и рекуперации энергии выхлопных газов [33].

#### 1.4 Системы наддува с улучшенными характеристиками

В публикации [34] представлено описание системы рекуперации энергии торможения (BREES), которая детально иллюстрируется на рисунке 15. Этот механизм, подобно пневматическому двигателю, эффективно утилизирует кинетическую энергию в процессах торможения, при условии, что в это время подача топлива прекращается, а трансмиссия находится в активном состоянии, аккумулируя энергию в резервуаре с сжатым воздухом. В контексте двигателя с искровым зажиганием (SI) для достижения высокого уровня давления в выхлопном коллекторе используется метод ограничения выброса газов с помощью специального клапана.

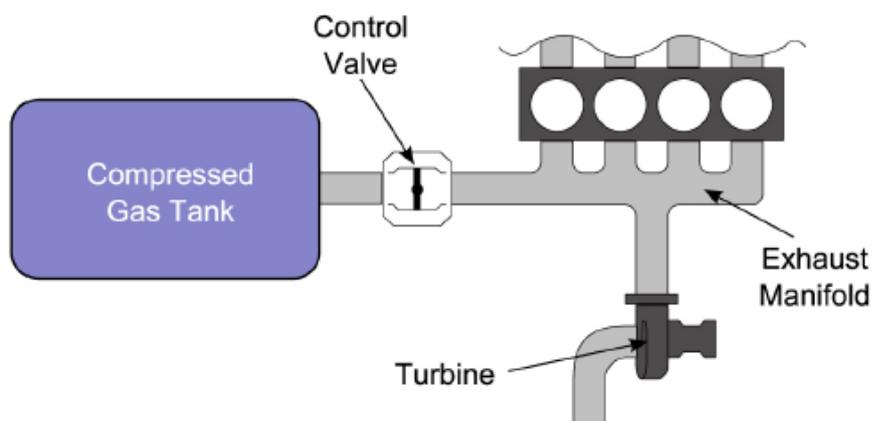


Рисунок 15 – Схема устройства BREES [34]

Увеличение динамики разгона осуществляется путем подачи сжатого воздуха в выпускную систему, что способствует быстрому вращению турбокомпрессора в условиях, когда ограниченный поток выхлопных газов не обеспечивает необходимый уровень крутящего момента, запрашиваемого водителем.

При активации впрыска, блок цилиндров выполняет функцию обратного клапана. Регулировка объема подаваемого воздуха осуществляется через регулировочный клапан, учитывая ограничения, связанные с помпажом компрессора, потерями при нагнетании и максимально допустимым уровнем давления в выпускном коллекторе.

Исследование, осуществленное в [34], продемонстрировало, что длительность крутящего момента при активации третьей передачи уменьшилась приблизительно на 60%.

В публикациях [35] рассматриваются сходные принципы разработки. Обе архитектуры систем изображены на рисунках 16 и 17.

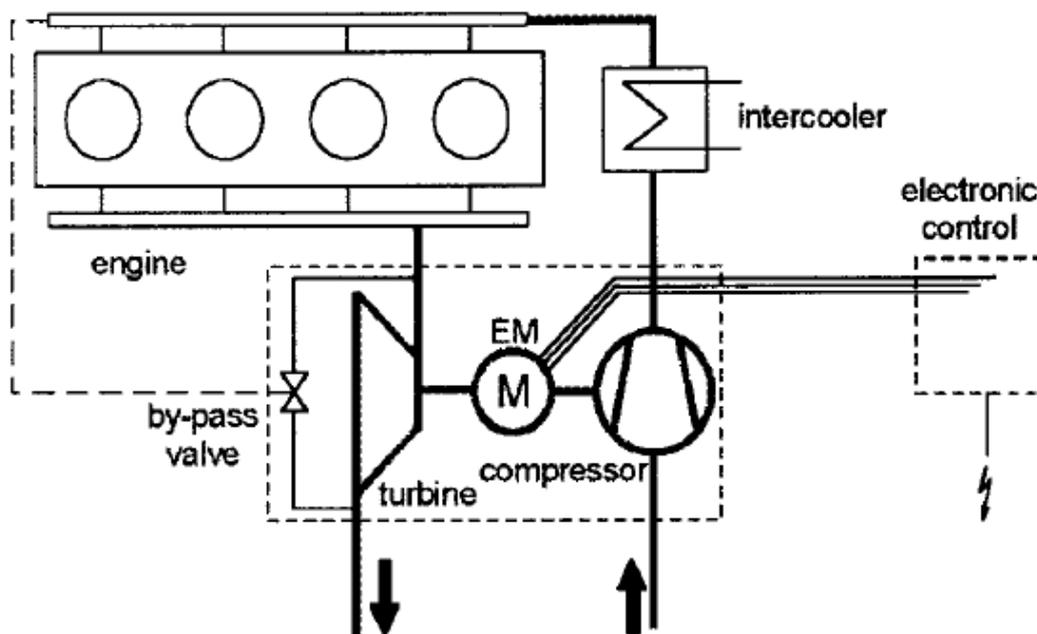


Рисунок 16 – Турбокомпрессор с электронным усилителем, также известный как eTurbo [34].

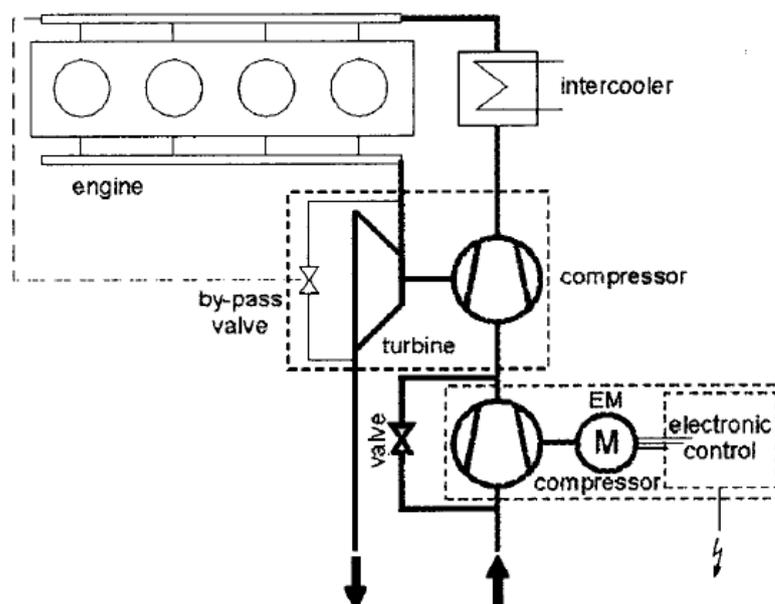


Рисунок 17 – Электрический компрессор [35]

В конфигурации турбокомпрессора с интегрированным электродвигателем, электродвигатель помещён на оси турбокомпрессора для приспособления дополнительного вращательного движения и момента инерции, оказывающих значимое влияние на динамические свойства обоих агрегатов. Это может позитивно сказаться на отклике двигателя на изменения нагрузки за счет оптимизации соотношения общего импульса от турбины, электрического мотора и компрессора к их общему моменту инерции по сравнению с аналогичным соотношением без учета электродвигателя. Для настройки производительности турбины предлагается использование синхронного электродвигателя, который под действием увеличенных оборотов турбины может функционировать как генератор, понижая скорость вращения ротора турбокомпрессора. Этот принцип возврата энергии отработанных газов также упоминается в других работах. В исследовании экспериментально были опробованы два различных электродвигателя с отличающейся мощностью на разных режимах работы турбины, что позволило сопоставить их с традиционными турбонаддувными двигателями, результаты были изложены на рисунке 18 [36].

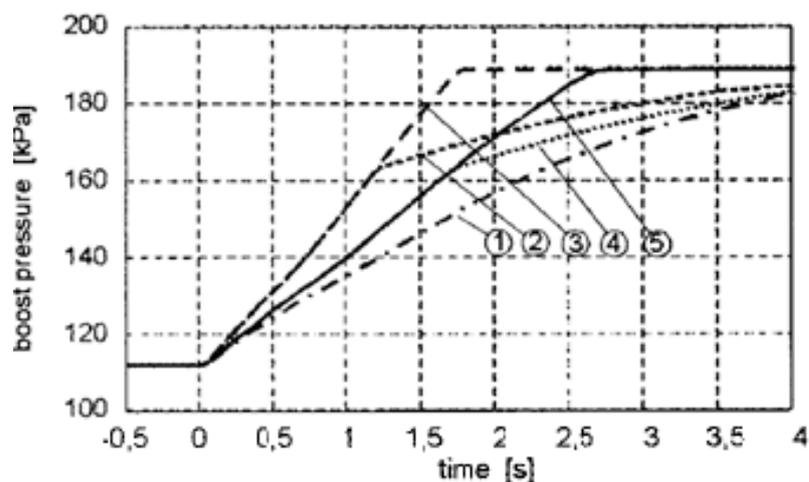


Рисунок 18 – Моделирование процесса перехода двигателя внутреннего сгорания с турбонаддувом, работающего на скорости 1500 оборотов в минуту, с поддержкой разных видов электродвигателей: электродвигатель типа 1-ТС; модель 2-EM3 при скорости вращения 70000 об/мин; вариант 3-EM3 с увеличенной до 80000 об/мин скоростью; исполнение 4-ЭМ2, достигающее 70000 об/мин; и, наконец, конфигурация 5-ЭМ2, развивающая 80000 об/мин [36].

Электродвигатель 3 (EM3) отличается повышенной инерционной массой и увеличенной мощностью, что позволяет ему наиболее эффективно откликаться на изменения нагрузки. Тем не менее, обнаружено, что при скоростях свыше 70 000 оборотов в минуту, большая масса инерции замедляет разгон. В контексте дизельных двигателей с турбонаддувом утверждается, что применение турбонаддува с электронным управлением может привести к увеличению крутящего момента на 18-40% на диапазоне оборотов 1000-1500 об/мин. [37]

На рисунке 19 описывается конфигурация, включающая электронно управляемый компрессор, работающий независимо и активируемый дополнительным двигателем. Система также оснащена стандартным турбокомпрессором. Этот независимый компрессор эффективен в переходных фазах работы двигателя, позволяя воздуху обходиться без использования в основном режиме работы, когда возможно прямое направление воздушного потока к турбокомпрессору через перепускной клапан. Так, в отличие от традиционного турбонаддува, который зависит от энергии выхлопных газов,

дополнительный компрессор не связан с работой турбонагнетателя и выхлопной системы [38].

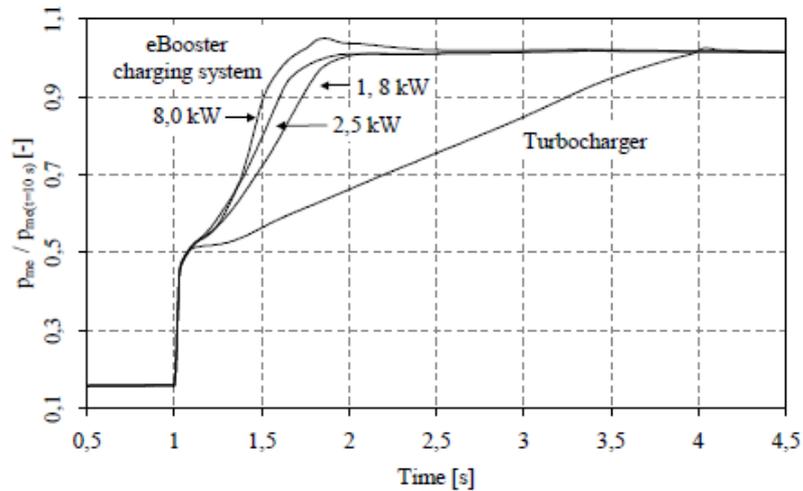


Рисунок 19 – Изменение промежуточного давления во времени при разгоне автомобиля от 60 до 100 км/ч [38]

Однако это зависит от мощности бортовой сети автомобиля. Он предназначен для работы в переходных режимах и при частоте вращения ниже 2000 об/мин, затем в установившихся режимах его отключают, и обычный турбокомпрессор работает отдельно [39]. Система наддува основана на двухступенчатом сжатии, поскольку два компрессора соединены последовательно. Это делает оптимизированную карту доступной для каждого диапазона скорости воздушного потока.

Третье решение, позволяющее сохранить хорошее переходное поведение и уменьшить турболаг, — это микрогибридизация. Один из вариантов конструкции микрогибридной системы представлен на рисунке 20.

Функция запуска/остановки микрогибрида обеспечивается передним приводным ремнем вспомогательных агрегатов, соединенным со стартер-генератором, что обеспечивает более эффективное движение двигателя и выработку энергии за счет накопления энергии «12+X» с более высоким напряжением в ультраконденсаторе. Энергия, восстановленная во время торможения, может храниться в системе накопления энергии «12+X» и

передаваться в электрический нагнетатель, который последовательно соединен с обычным нагнетателем. Преимущества двух последовательно соединенных компрессоров обсуждались при использовании систем с электрическим приводом, описанных в [41]. Восстановленная энергия может быть использована для усиления крутящего момента, чтобы добиться хороших переходных характеристик или снижения расхода топлива. Система, оснащенная турбокомпрессором большего размера, достигла пикового давления 34,5 бар BMEP [40].

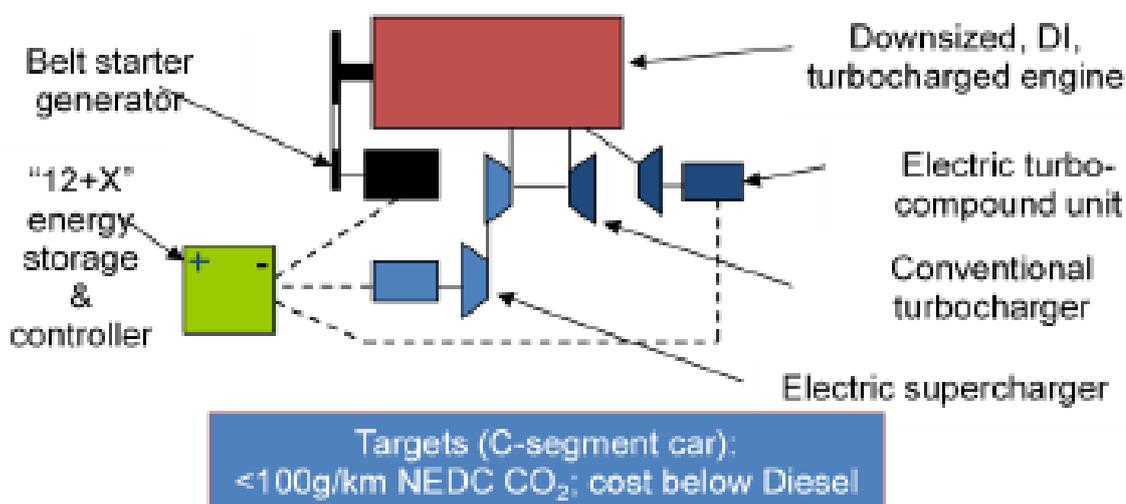


Рисунок 20 – Схема конструкции микрогибридной системы [41]

Электрический нагнетатель обеспечивает дополнительную возможность наддува на более низких оборотах двигателя, обеспечивая увеличение установившегося и переходного крутящего момента. Соотношение массового расхода воздуха и давления, обеспечиваемое электрическим нагнетателем, является свободным, поскольку оно обеспечивается системой накопления энергии при маневрах торможения. Некоторые результаты можно увидеть на рисунке 21 [42].

На рисунке 22 представлена бюджетная гибридная энергетическая система с подключением к 48-вольтовой сети.

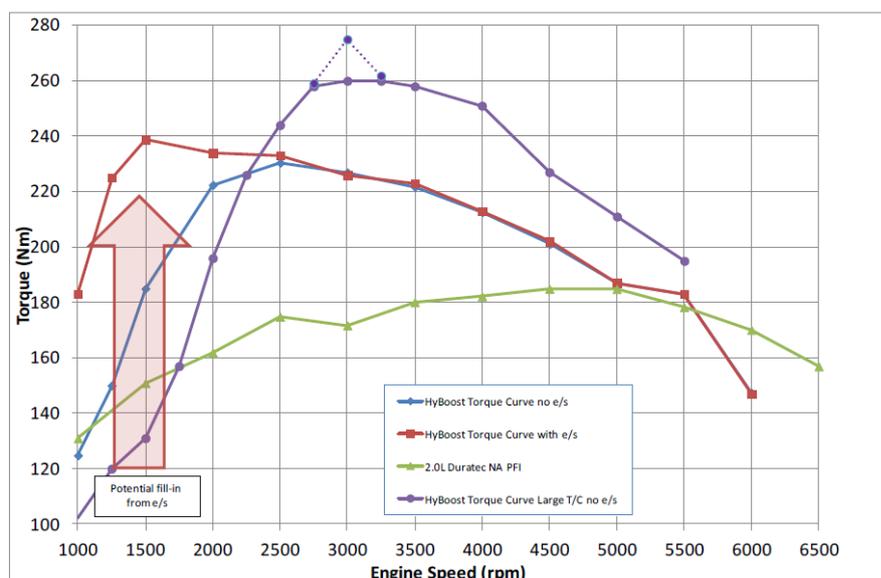


Рисунок 21 – Различные архитектуры микрогибридных систем, а именно: конфигурацию с установленным дополнительным компрессором, обозначенную красной линией, вариант без такового, указанный синей линией, альтернативу с атмосферным двигателем объемом 2.0 литра, выделенную зеленой линией, и опцию с увеличенным турбонаддувом, но без применения дополнительного электрического наддува [41].

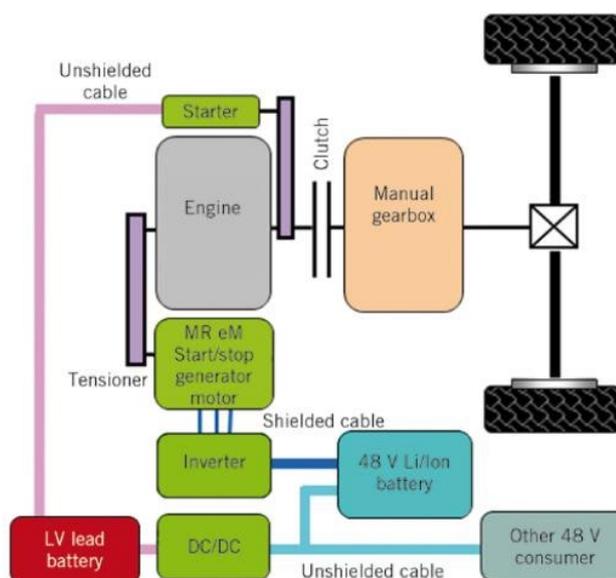


Рисунок 22 – Система микрогибрида, функционирующая через 48-вольтовую сеть [42]

Изучаемые функциональные особенности: активация и деактивация работы системы, а также реализация бесступенчатой тяги, работа в электрорежиме при старте и в процессе езды, способы генерации энергии и эффективного восстановительного замедления, увеличение крутящей силы и

повышенное давление наддува. В результате применения этих функций достигается значительная экономия топлива, доходящая до 15%. Подобного рода экономия топлива была также достигнута за счет внедрения 48-вольтовой системы с литий-ионной микрогибридной аккумуляторной батареей.

Выводы первой главе.

Для повышения эффективности турбонаддува с электронным регулированием необходим компрессор с изменяемой геометрией лопаток. Это позволяет динамически адаптировать компрессор к различным рабочим условиям для улучшения характеристик крутящего момента за счет оптимизации воздушного потока, особенно на низких оборотах, и повышения эффективности управления системой. Альтернативным методом является использование битурбо компоновки с двумя компрессорами, работающими поочередно: малый компрессор, активируемый электромотором, для начального увеличения давления, затем воздух поступает в более крупный компрессор, дополнительно увеличивающий его. Это повышает общую мощность и эффективность системы, как показано в научных работах.

Утилизация тепловой энергии отработанных газов потребует использования увеличенной по размеру турбины по сравнению с обычной, что влечет за собой рост инерции. В данной конфигурации возможно применение разъемной муфты между турбиной и компрессором, позволяя их разделять в ходе анализа динамических процессов. Это устранение взаимосвязи избавит от необходимости использовать планетарный механизм, сократив общий вес установки.

При неизменной конфигурации системы, задача оптимизации возникает при регулировании действия перепускного клапана и процесса рекуперации энергии, требуя выбора оптимального объема энергии для сохранения без снижения эффективности работы за счет возрастания противодавления. Это актуально для системы турбонаддува в двигателе.

## Глава 2 Симуляция турбонаддувного двигателя

GT Suite применяется на всех этапах проекта для моделирования. Модель цилиндров основана на нульмерном термодинамическом подходе, а одномерные модели анализа потока используются как для стационарных, так и для динамических режимов работы.

GT Suite применяет разнообразные трубопроводы и потокораспределители для моделирования геометрических структур. Для более точного изображения специфических элементов, например, компрессоров, турбин, управления воздушным потоком через дроссель, используются предустановленные модули.

В данной главе описывается методологический подход, примененный для создания моделей. Это включает в себя изложение процесса моделирования через реализацию в GT Suite, а также анализ логики управления, демонстрирующей работу каждой из моделей.

В данном разделе внимание уделяется трём разработанным моделям индивидуально, при этом подчеркивается, что их общие атрибуты и вводные данные для моделирования применимы к каждой из них. В таблице 1 предоставлены ключевые характеристики двигателя, выбранного для использования в процессе моделирования.

Таблица 1 – Основные параметры двигателя

Рабочий объем	2,0л
Ход поршня	93,2 мм
Диаметр цилиндра	82 мм
Степень сжатия	10,8
Номинальная мощность	230 л.с. при 5500 мин <sup>-1</sup>
Максимальный крутящий момент	350 Нм при 1500–3900 мин <sup>-1</sup>
Топливо	бензин

На рисунке 23 можно увидеть индекс детонации FKFS для всех оборотов двигателя. Это использовалось в качестве ограничения детонации как для моделирования переходных, так и установившихся состояний.

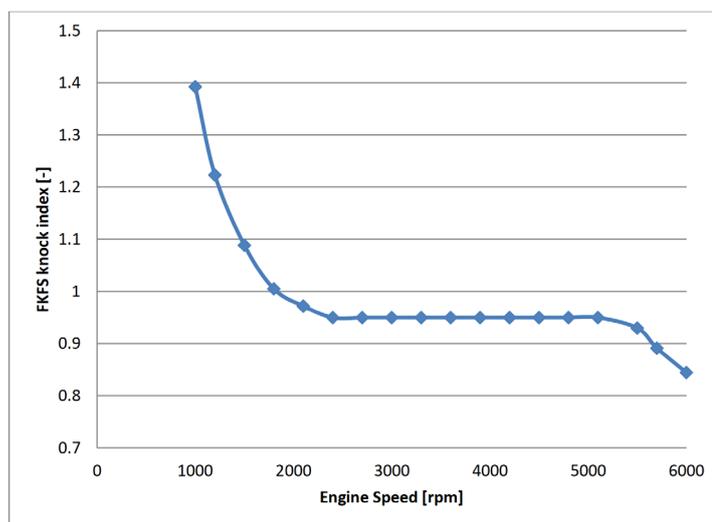


Рисунок 23 – Индекс детонации FKFS для всех оборотов двигателя.

## 2.1 Электрическая вспомогательная система

В рисунке 24 демонстрируется упрощенное распределение вспомогательной электросистемы (ЭВС).

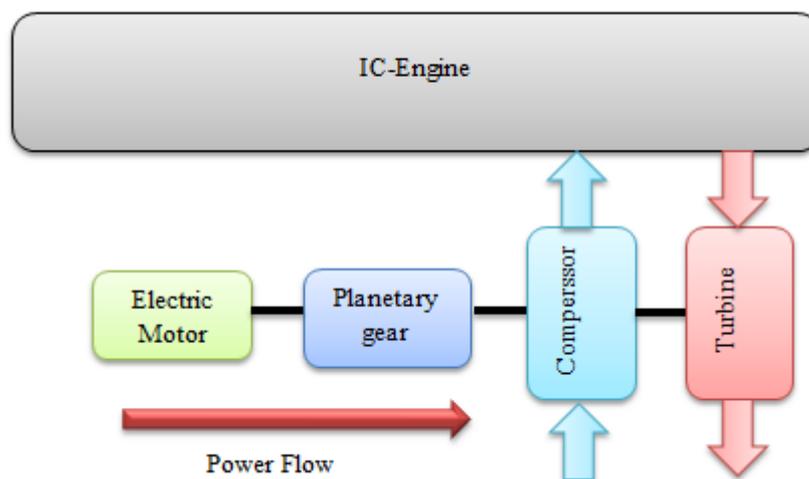


Рисунок 24 – Схема расположения электропомощной системы турбокомпрессора

В программном комплексе GT Suite процесс моделирования базового турбокомпрессора осуществляется путем интеграции компонентов "Турбина" и "Компрессор", которые соединяются между собой элементом "TCshaft". Для имитации работы вестгейта предусмотрена функция "Отверстие", а для

воссоздания каналов улитки турбины и ее выпускного коллектора используется компонент "Трубы". GT Suite обеспечивает возможность применения карт эффективности, адаптированных как для турбинных, так и компрессорных узлов. Величины инерции турбины и компрессора вносятся в расчет через параметры объекта "TCshaft".

Согласно протоколу VCC, процесс временной модели до достижения крутящего момента предполагает функционирование модели в течение пяти секунд, после чего происходит полное открытие дроссельной заслонки. Далее, измерительный интервал устанавливается от момента достижения 52 Нм до достижения 90% от пикового крутящего момента.

Модель имеет функцию продувки системы клапанов и положение перепускной заслонки закрыто. Угол анкера фиксируется в соответствии со значениями, полученными в результате калибровки. Для моделирования выбраны следующие скорости двигателя: 1200, 1400, 1500, 1600 и 1800 мин<sup>-1</sup>.

### 2.1.1 Турбокомпрессор с электроусилителем

Схема модуля электровспомогательной системы с турбонаддувом представлена на рисунке 25.

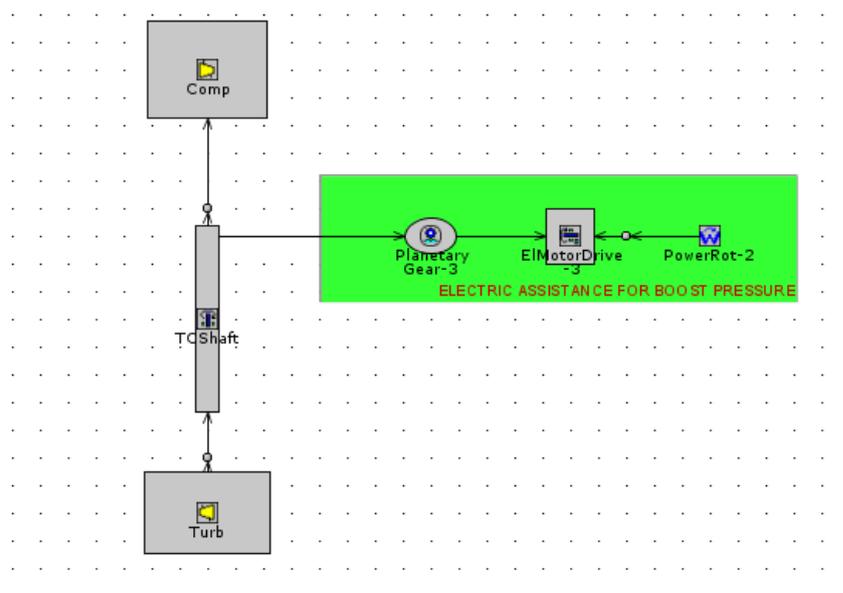


Рисунок 25 – Электрические компоненты турбокомпрессора, визуализированные при помощи программы GT-Suite.

К основному модулю была добавлена компонента, имитирующая работу планетарного редуктора, она внедрена через элемент с наименованием «Планетарная передача». Также в систему интегрированы функции, отражающие механический коэффициент полезного действия, которые связаны с валом генератора, репрезентированного компонентом «Вал», и электродвигателем, моделированием которого занимается компонент PowerRot. Для достижения высокой точности моделирования, суммарная инерция планетарной передачи, компрессора и турбины агрегируется с инерцией вала турбокомпрессора, а инерция ротора электрогенератора учитывается в добавок к инерции его вала.

Мощность электродвигателя моделируется с использованием сигнала постоянной мощности, который используется в качестве входного сигнала для части PowerRot.

Настройки моделирования системы электрооборудования, следующие: для моделирования выбраны следующие уровни мощности электродвигателя: 0,5, 1, 1,5, 2, 2,5 и 3 кВт. Частоты вращения двигателя такие же, как и в базовой имитационной модели: 1200, 1400, 1500, 1600 и 1800 мин<sup>-1</sup>.

Помимо основного компрессора, были испытаны две дополнительные настройки компрессоров, однако в дальнейшем анализе упоминается только одна из них (описываемая как компрессор высокого давления, или ВД компрессор) из-за того, что вторая конфигурация не удовлетворила критериям максимальной эффективности в условиях стабильной работы.

В дополнение к основной турбине, исследования включают только одну дополнительную, более масштабную турбину, предназначенную для возврата энергии, которая также проходит проверку на соответствие стандартам эффективности при изменяющихся условиях работы. В дальнейшем тексте эта турбина упоминается как турбина высокого давления. Компания VCC предоставила лишь две конструкции турбин для анализа в рамках проекта оптимизации двигателя.

Утверждается, что коэффициент передачи в планетарных механизмах и момент открытия выпускного клапана существенно воздействуют на динамические свойства, следовательно, осуществляется анализ вариаций этих факторов.

Изучение эффекта передаточного отношения планетарного редуктора проводилось при значениях 8, 9,75, 11,5, 13,25, и 15, при этом для всех других моделей выбрано передаточное отношение 9,75. В дополнение, передаточное отношение планетарного редуктора играет роль в инерции ротора электродвигателя, как демонстрируется в формуле (2), что обосновывает планирование анализа инерции ротора с учётом времени реакции и крутящего момента. Его влияние на работу в контуре управления электродвигателем также заслуживает внимания, однако данный аспект исследованию не подлежит [43]:

$$J_{EMTCвал} = \frac{J_{EM}}{PG_{число}^2} \quad (2)$$

где:

$J_{EM}$  – Инерция электродвигателя

$PG_{число}$  – Планетарное передаточное число

$J_{EMTCспленет пер}$  – Инерция электродвигателя, если он будет добавлен на вал турбокомпрессора

Было установлено, что момент открытия выпускного клапана оказывает влияние на объемный коэффициент полезного действия двигателя. В ходе исследования были исследованы две различные конфигурации: одна с опережением открытия на 15 CAD и другая с задержкой на 15 CAD относительно исходной контрольной точки.

Для корректного сопоставления стандартной системы с системой с электрической поддержкой, углы монтажа регулируются идентично для каждого из вариантов, в контексте всех исследуемых оборотов двигателя [44].

## 2.1.2 Управление на основе импульсов

Управление на основе помпажа реализуется с помощью PID-регулятора, который определяет предел помпажа компрессора. В качестве входного сигнала управления используется выходное давление компрессора, а выходным сигналом управления является электроэнергия, которая передается на турбонагнетатель. Необходимость такого исследования была очевидна из изучения результатов работы обычной системы электропомощи [45].

Моделирование выполнено для конфигураций, показанных в таблице 2.

Таблица 2 – Конфигурация моделирования для управления помпажами

Частота вращения двигателя, мин <sup>-1</sup>	Предел электрической мощности [кВт]
1200	1
1600	1
	2
	3
1800	1
	2
	3

На рисунке 26 демонстрируется структура системы, включающая стандартную электрическую вспомогательную систему. В дополнение, в ней встроена функция "Скользящее среднее" для очистки сигнала, передаваемого от выходного давления компрессора, и интегрирован пропорционально-интегрально-дифференциальный (ПИД) контроллер, о который ранее было упомянуто [46].

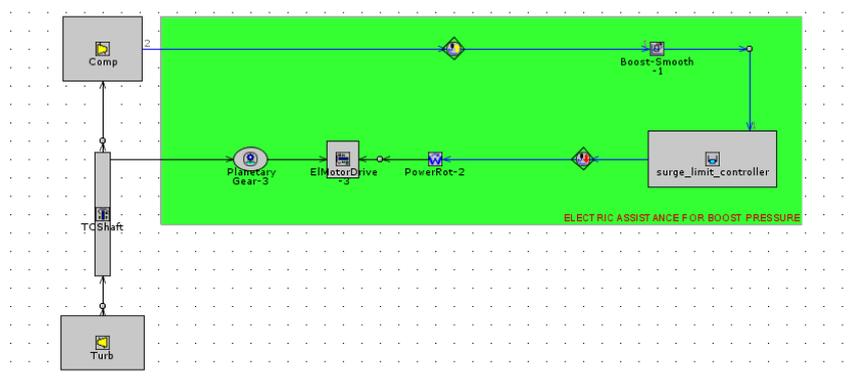


Рисунок 26 – Диаграмма системы электрической поддержки с регуляцией по перепадам напряжения в GT-Suite.

Инерционность различных компонентов представлена в таблице 3.

Таблица 3 – Инерция различных компонентов электрической системы помощи

Базовый компрессор	5.01E-06 кг м <sup>2</sup>
Базовая турбина	7.51E-06 кг м <sup>2</sup>
Компрессор высокого давления	1.05E-05 кг м <sup>2</sup>
Турбина ВД	2.251E-5 кг м <sup>2</sup>
Генератор на валу генератора	2.2E-3 кг м <sup>2</sup>
Планетарная передача	3.74E-6 кг м <sup>2</sup>

## 2.2 Модель с возвратом энергии отработавших газов

### 2.2.1 Базовая модель

Программное средство для имитации динамики работы бензинового двигателя в стационарных условиях, GT-Suite, которое находится в использовании у Volvo Car Corporation, обеспечивает подробное моделирование процессов внутри двигателя, включая обмен газами, процесс сгорания, теплообмен внутри цилиндров и восстановление тепловой энергии выхлопных газов с помощью турбокомпрессора. Это моделирование сравнимо с основным алгоритмом работы турбокомпрессора, упомянутым в секции 2.1, при этом визуализация данной модели представлена на рисунке 27 в рамках интерфейса GT Suite.

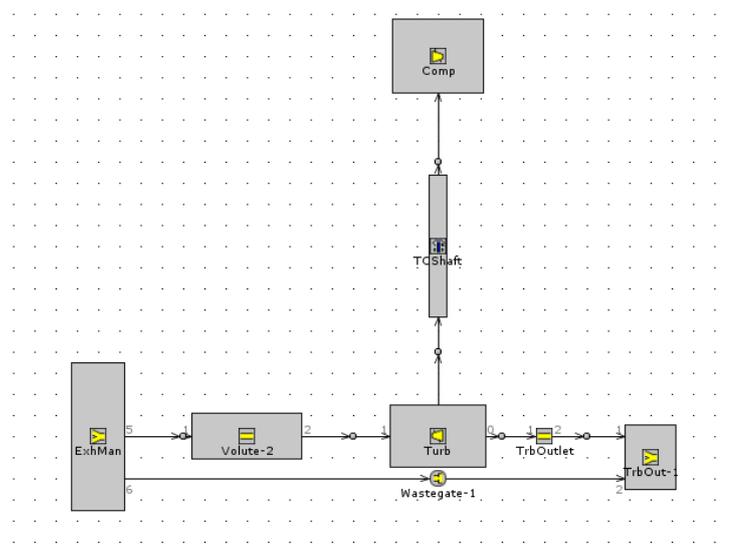


Рисунок 27 – Модель турбокомпрессора GT Suite для базовой модели.

Три основных модуля управления, которые влияют на работу двигателя: дроссельная заслонка, перепускная заслонка и лямбда-контроль. Лямбда-регулятор активен всегда, но два других одновременно неактивны. Способ разделения управления показан на рисунке 28. Это также можно рассматривать как область с турбонаддувом, где дроссельная заслонка широко открыта и контроль над давлением наддува осуществляется через перепускную заслонку, и зону без наддува, где находится перепускная заслонка полностью открыт, и подача воздуха регулируется дросселем. Лямбда-контроль всегда активен, поскольку его основная цель — поддерживать температуру в выпускном коллекторе ниже 980 °С, что является требованием для оборудования дополнительной обработки выхлопных газов, то есть каталитического нейтрализатора. Минимальное значение лямбды составляет 0,75, а максимальное — 1. Кроме того, контроллер перепускной заслонки учитывает температурный предел в выпускном коллекторе [47].

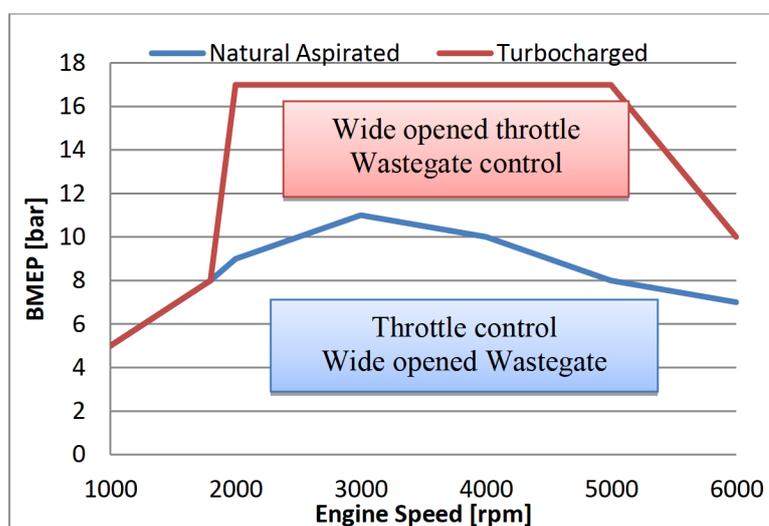


Рисунок 28 – Распределение управления по карте нагрузки двигателя для базовой модели.

Конкретные настройки для моделирования устойчивого состояния выполняются в настройке запуска GT-Suite: решатель температуры стенки установлен на «постоянный» и установка продолжительности моделирования на количество циклов двигателя, а не на время.

В контексте исследований, связанных с турбонаддувом, моделирование двигателя внутреннего сгорания осуществлялось в диапазоне оборотов от 1000 до 6000 об/мин под условиями полной и частичной (50%) нагрузки, последняя из которых служит критической точкой перехода из атмосферного режима в условия турбонаддува. Анализ производительности двигателя при 80% и 60% нагрузки проводился в пределах от 2400 до 6000 об/мин.

В режиме естественной аспирации при моделировании процессов выборочно анализируются точки с увеличенной частотой вращения кривошипно-шатунного механизма, при которых наблюдается повышенное давление отработавших газов. А именно, при 4500 об/мин и крутящем моменте 160 Нм, а также при 5100 об/мин при том же крутящем моменте 160 Нм.

### 2.2.2 Модель рекуперации энергии выхлопных газов

Схематическая схема модели рекуперации энергии выхлопных газов показана на рисунке 29:

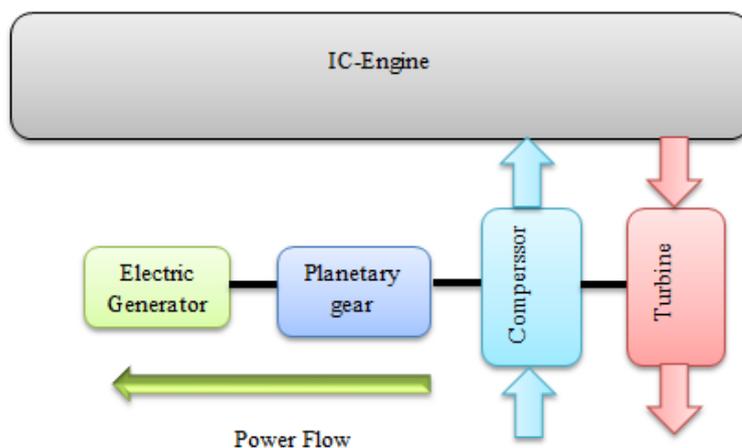


Рисунок 29 – Схематическая схема системы рекуперации энергии выхлопных газов.

Энергорекуперация выхлопных газов опирается на идею, что регулировка оборотов турбокомпрессора возможна через использование электромашин со свойствами торможения, способной функционировать как в роли генератора, так и в роли двигателя, что позволяет накапливать энергию.

В традиционных системах контроль над скоростью турбокомпрессора достигается за счет использования обходной клапана, управляющего обратным давлением, что предотвращает перегрузку турбины и избежание критической скорости компрессора, приводящей к его застопориванию [48].

В аналогии с базовой конфигурацией, методика разработки двигателей предусматривает интеграцию элементов управления в систематизированной карте нагрузок. Как демонстрируется на рисунке 30, эта карта нагрузок сегментирована на две зоны: сектор с использованием турбонаддува и зону, где двигатель функционирует без дополнительного наддува. В турбонаддувной секции ключевые элементы управления включают регулировку перепускной заслонки и контроль за работой электрогенератора, при условии, что дроссельная заслонка находится в полностью открытом положении. В области безнаддувного режима, набор управляющих модулей аналогично охватывает управление электрогенератором, перепускной и дроссельной заслонками [49].

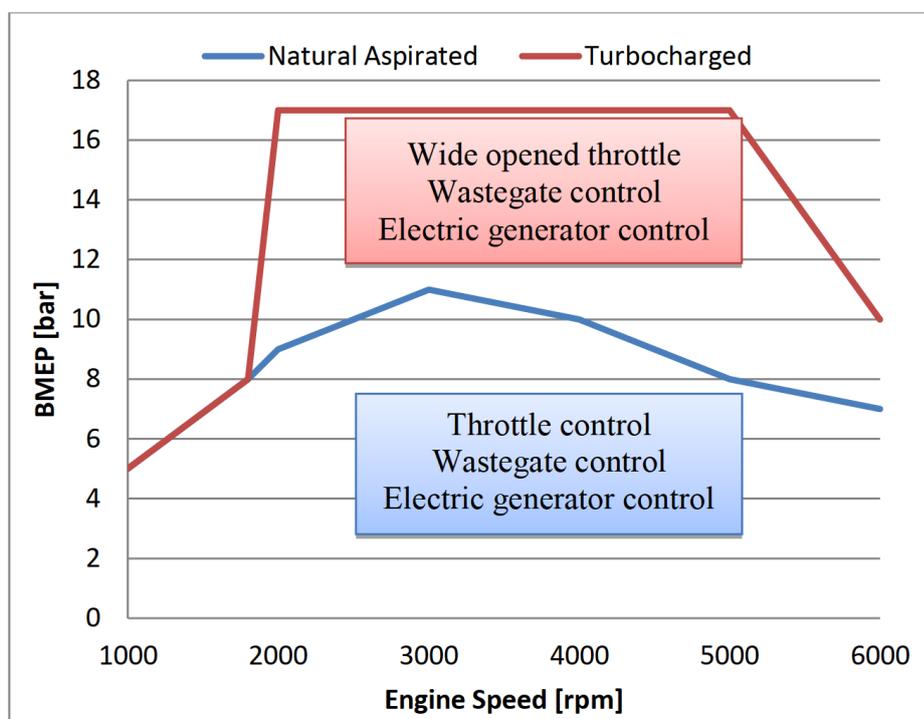


Рисунок 30 – Распределение управления по карте нагрузки двигателя для модели рекуперации энергии выхлопных газов.

Схема модуля рекуперации энергии для системы с турбонаддувом представлена на рисунке 31.

К базовой компоновке добавили механизм планетарной передачи, представленный элементом «Планетарная передача». Также внедрена функция механической эффективности, включающая в себя генераторный вал, имитируемый через компонент «Вал», и сам генератор, моделирование которого осуществляется с использованием элемента PowerRot.

Инерционные свойства планетарной передачи объединяются с инерцией вала турбокомпрессора и дополнительно с инерцией компонентов компрессора и турбины, тогда как инерция электрогенератора влияет на инерцию его вращающегося вала [50].

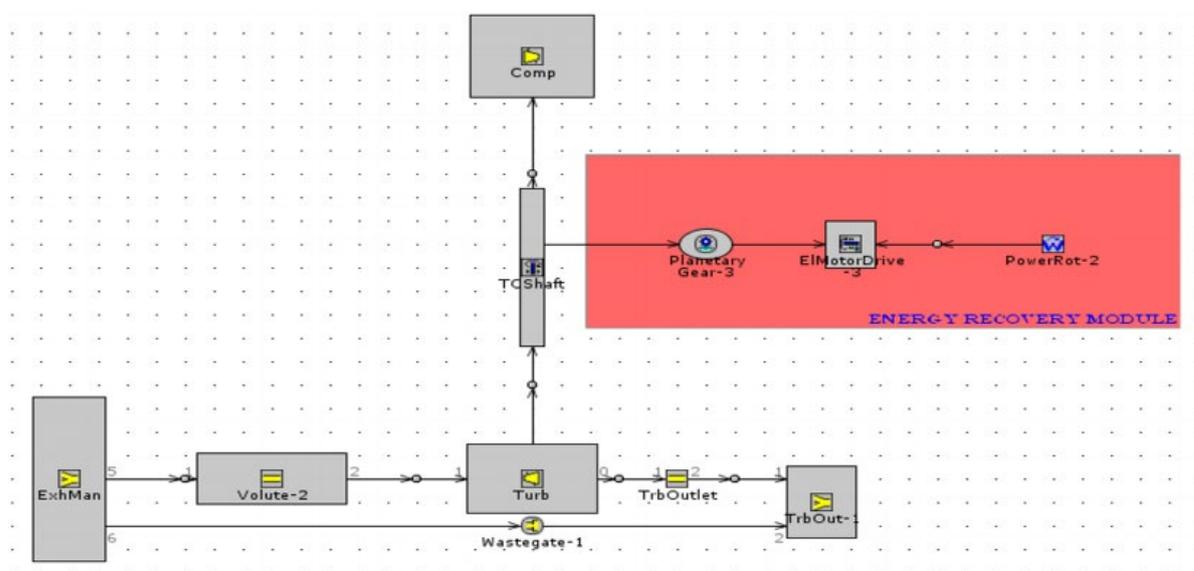


Рисунок 31 – Схема рекуперации энергии выхлопных газов для области с турбонаддувом на карте нагрузки двигателя.

Сохранен тот же контроллер перепускной заслонки, что и в базовой модели. Это нацелено на тормозной момент. Электрический генератор будет тормозить турбоагнетатель, а открытие перепускной заслонки будет скоординировано таким образом, чтобы получить желаемый крутящий момент.

В безнаддувном режиме переменными управления являются положение дроссельной заслонки, положение перепускной заслонки и электрический

генератор. Контроллер дроссельной заслонки имеет целью желаемый крутящий момент. Электрический генератор управляет скоростью турбокомпрессора, а перепускная заслонка регулирует величину противодействия [51].

Ожидается, что при одинаковой скорости турбокомпрессоров в различных моделях параметры воздушного впуска будут схожими, что, в свою очередь, приведет к одинаковой эффективности работы устройств. В этом контексте, величина скорости турбокомпрессора из основной модели принимается за базовую величину для модели с системой рекуперации энергии. Тем не менее, данная скорость будет меняться в зависимости от эффективности срабатывания системы рекуперации энергии. При недостаточной эффективности активируется обходной клапан, и скорость вращения турбокомпрессора, совместно с тормозной мощностью системы рекуперации, становится референтной. В процессе моделирования были задействованы два ПИД-контроллера: один контролирует скорость турбокомпрессора, используя ее текущую величину для регулирования тормозной силы, второй – отвечает за регулирование размера обходного клапана, исходя из сравнения фактического и базового противодействий, что позволяет поддерживать необходимое противодействие в системе [52].

Применение пары ПИД-регуляторов, оба из которых регулируют одни и те же управляющие переменные, приводило бы к формированию нестабильного механизма управления, а также потребовало бы избыточного времени для настройки, превышающего доступный период. В то же время, стратегия, направленная на регулирование двух различных факторов, влияющих на скорость работы турбокомпрессора, рассматривалась как более эффективное и менее затратное по времени решение для достижения необходимой точности управления.

Рисунок 32 демонстрирует алгоритм контроля системы. Параметры для симуляции установлены так: В зоне действия турбонаддува симуляции проводились в диапазоне оборотов двигателя 1000-6000 об/мин при

максимальной нагрузке и задействовании системы возврата энергии с 2400 об/мин, причем испытания проводились с двумя типами турбин - стандартной и увеличенного размера, известной как турбина высокого давления. Значения мощности торможения, использованные в исследованиях при полной нагрузке, были: 0.1, 0.5, 1 и 1.5 кВт для стандартной турбины и 0.5 кВт для турбины высокого давления. При нагрузке двигателя на 50% в диапазоне 1000-6000 об/мин с активацией системы рекуперации начиная с 2400 об/мин, мощность торможения составила: 0.1, 0.5, 1 и 1.5 кВт для стандартной турбины и 0.5 и 1.5 кВт для турбины высокого давления. При 60% нагрузке двигателя, исследование начиналось с диапазона 3000 до 6000 об/мин, с мощностью торможения 0.1 кВт для обычной турбины и 0.5 и 1 кВт для турбины высокого давления. При 80% нагрузке, симуляция велась в диапазоне 2400-6000 об/мин с активной рекуперацией с 2400 об/мин, где для стандартной турбины мощность торможения была 0.5 и 1 кВт [53].

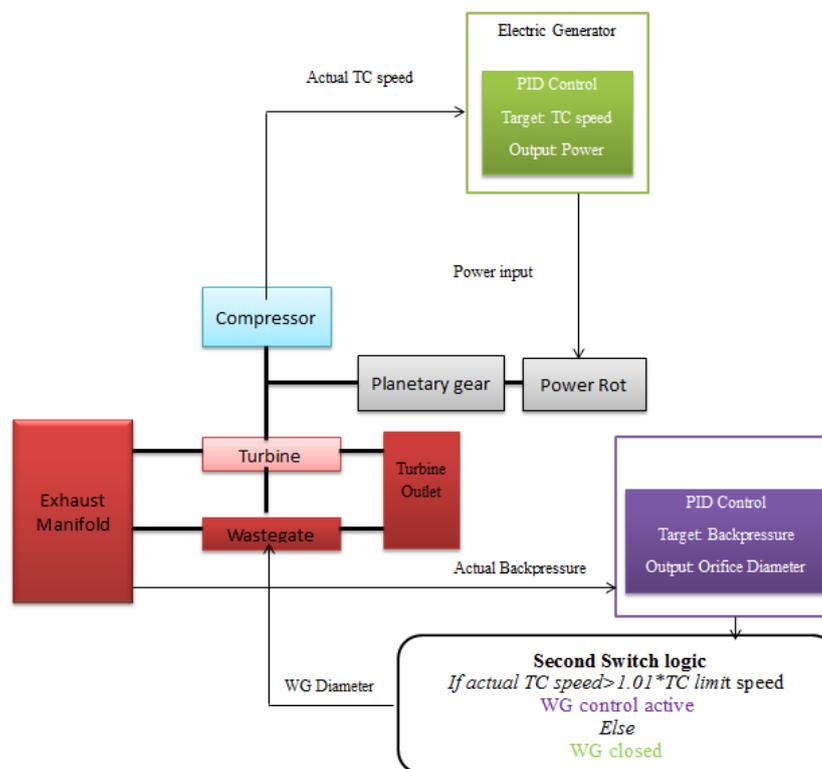


Рисунок 32 – Схема управления системы возврата энергии в зоне без наддува по картограмме нагрузки двигателя

В режиме, когда турбонаддув отсутствует, для проведения моделирования будут отобраны лишь две ключевые точки работы двигателя на повышенных оборотах, характеризующихся относительно высоким давлением выхлопных газов. Первая точка задается параметрами 4500 об/мин при крутящем моменте 160 Нм, где изучаются состояния с тормозной мощностью равной 0,1, 0,5, 1, 1,5, и 2 кВт. Вторая точка – это 5100 об/мин при том же крутящем моменте 160 Нм, но с фиксированной тормозной мощностью 1 кВт.

Для количественного анализа превосходства новой системы перед традиционной применялось уравнение, измеряющее общую производительность (3). В анализ включалось преобразование энергии торможения из механической формы в электрическую, ее аккумулярование и последующее использование накопленной электроэнергии для поддержания работы системы, функционируя как привод. Процесс повышения производительности охватывал передачу энергии от вала генератора к валу турбокомпрессора. Эффективность генератора предполагалась на уровне 0,65, что является стандартным показателем для генераторов автомобильных, а эффективность аккумулятора оценивалась в 0,9 [54]:

$$\eta_{\text{общий}} = \frac{P_{\text{ДВС}} + P_{\text{EGвала}} \cdot \eta_{\text{EG-бат}} \cdot \eta_{\text{бат-EM}} \cdot \eta_{\text{PG}}}{m_f \cdot H_u}, \quad (3)$$

где:  $P_{\text{ДВС}}$  – мощность двигателя;

$P_{\text{EGвала}}$  – мощность привода рекуператора энергии;

$\eta_{\text{EG-бат}}$  – КПД системы рекуперации энергии,  $\eta_{\text{EG-бат}} = 0,65$ ;

$\eta_{\text{бат-EM}}$  – КПД батарей рекуператора,  $\eta_{\text{бат-EM}} = 0,65 \cdot 0,9$ .

Изменение в общем КПД, выраженное в относительных единицах, позволяет оценить различия между исходным и модернизированным вариантами, в последнем из которых присутствует система возврата энергии. Данный показатель рассчитывается как указано в формуле (4):

$$Rel_{\text{изменение}} = \frac{\eta_{\text{общий энергии рекуперации}} + \eta_{\text{общий базовый уровень}}}{\eta_{\text{общий энергии рекуперации}}} \cdot 100 \quad (4)$$

Где:  $\eta_{\text{общий энергии рекуперации}}$  – КПД общий энергии рекуперации;

$\eta_{\text{общий базовый уровень}}$  – КПД без рекуперации;

$Rel_{\text{изменение}}$  – изменение в общем КПД.

Выводы по главе 2.

В системе на основе электрического усилителя турбонаддува требуется использование компрессора с возможностью регулировки угла атаки лопаток. Это позволит добиться оптимизации крутящего момента быстрее благодаря увеличенной эффективности на низких оборотах и при старте, обеспечивая при этом высокую производительность и соответствие нормам мощности. Альтернативным подходом является двухступенчатая компрессионная система, где более мелкий компрессор, связанный с электромотором, направляет воздух в более крупный компрессор либо с использованием методики предварительного сжатия, как это предложено в научных публикациях.

## **Глава 3 Обзор результатов исследований**

### **3.1 Результаты исследования электрической системы помощи наддуву**

В этом разделе представлены результаты работы системы электропомощи наддуву.

#### **3.1.1 Функционирование системы электрической поддержки турбонаддува при 1200 оборотах в минуту**

На рисунке 33 представлены диаграммы моментных характеристик стандартного турбокомпрессора, работающего на частоте вращения 1200 оборотов в минуту. Мощностной диапазон электродвигателя, применяемого для его запуска, колеблется от 0,5 до 3 кВт, с промежуточными значениями каждые 0,5 кВт. При максимальной мощности в 3 кВт, время реакции системы нарастает на 69 процентов по сравнению с исходной конфигурацией турбокомпрессора, обеспечивая значительное преимущество в скорости отклика. При мощностях 2,5 кВт, 2 кВт, 1,5 кВт, 1 кВт и 0,5 кВт, улучшение динамики составило соответственно 67%, 64%, 63%, 57% и 9,5%, демонстрируя превосходство модифицированной системы над базовой версией по эффективности отклика.

Установив компрессор высокого давления, можно достичь производительности, аналогичной той, что предлагается стандартными устройствами. Модель с мощностью 3 кВт демонстрирует существенное улучшение времени реакции на 70%. Однако устройства с номиналами 2,5 кВт, 2 кВт и 1,5 кВт показывают время отклика, сопоставимое со стандартными компрессорами. Вариант мощностью 1 кВт обеспечивает временной отклик, который превосходит базовую версию на 41%, но отличается от стандартного всего на 4%. Между тем, компрессоры с емкостью 0,5 кВт отстают на 8% от времени реакции базовой модели. Детальная диаграмма производительности представлена на рисунке 34.

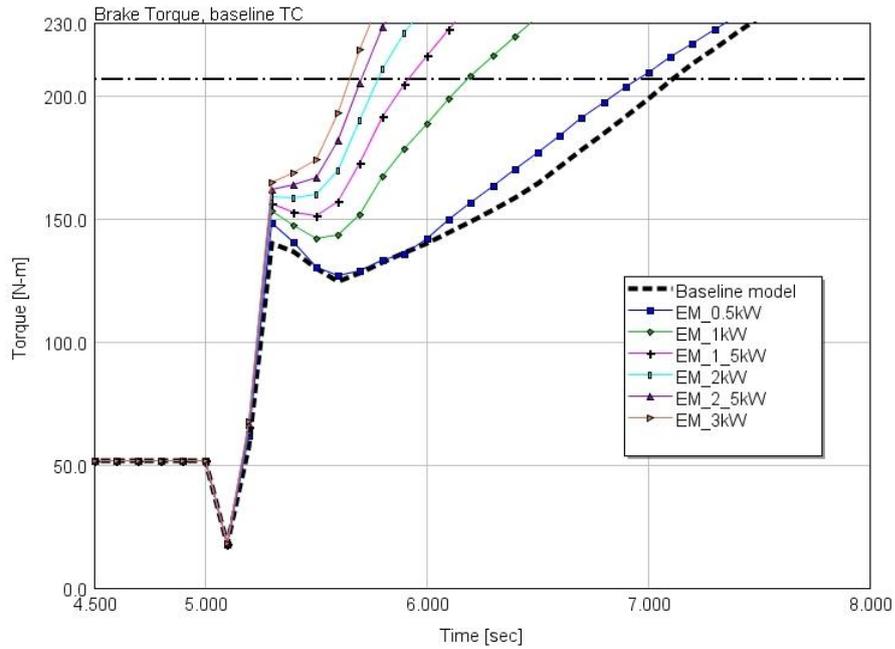


Рисунок 33 – Задержка отклика на изменение крутящего момента при скорости 1200 оборотов в минуту типичной конструкции турбокомпрессора

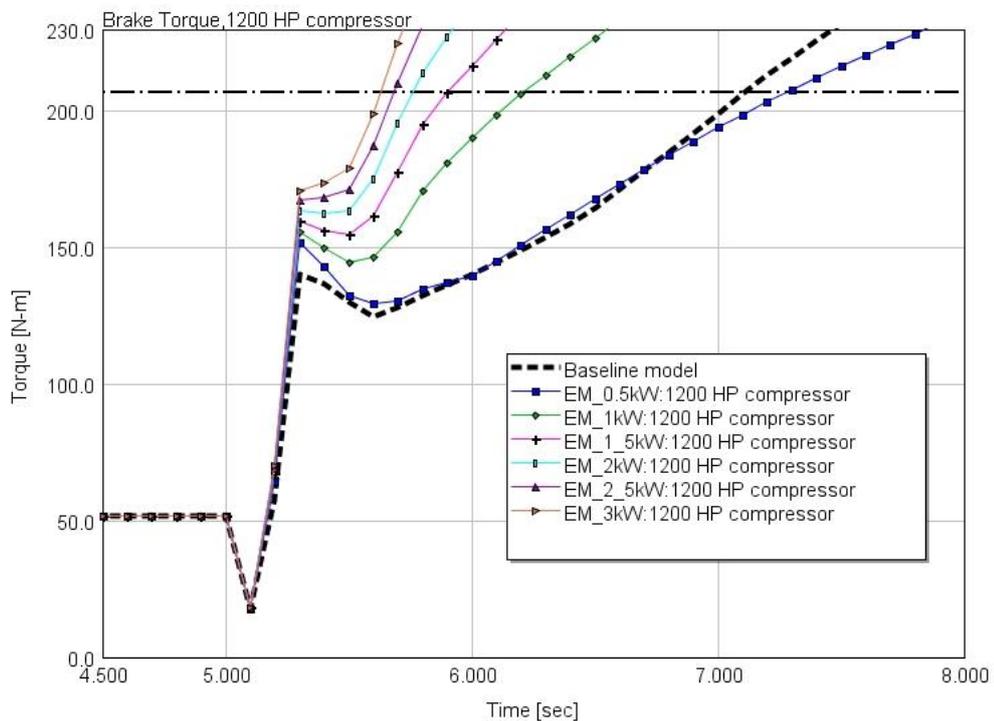


Рисунок 34 – Скорость отклика крутящего момента при скорости вращения в 1200 оборотов в минуту в конструкции с турбонаддувом высокого давления

На рисунке 35 представлены данные испытаний конфигурации с высокодавленной турбиной. Эта конфигурация демонстрирует значительное

улучшение в скорости отклика на 55% по сравнению с эталонной моделью при выходной мощности 2 кВт. Однако при мощности в 1,5 кВт и 1 кВт увеличение скорости реакции составило 50% и 33% соответственно. В то время как конструкции, рассчитанные на выходные мощности 2,5 кВт и 3 кВт, показали улучшение в скорости отклика по сравнению с эталонной моделью, их показатели оказались ниже, чем у моделей с мощностью 1,5 кВт и 1 кВт.

В рисунке 36 представлены усредненные данные циклов в карте характеристик турбокомпрессора, применяемого в стандартных условиях, для вариантов с мощностью в 0,5, 1,5 и 3 кВт, равно как и для исходной конструкции. Изображение демонстрирует последовательное повышение характеристик с увеличением мощности, при этом конфигурация с 3 кВт выделяется максимальными показателями степени сжатия и объемного расхода воздуха.

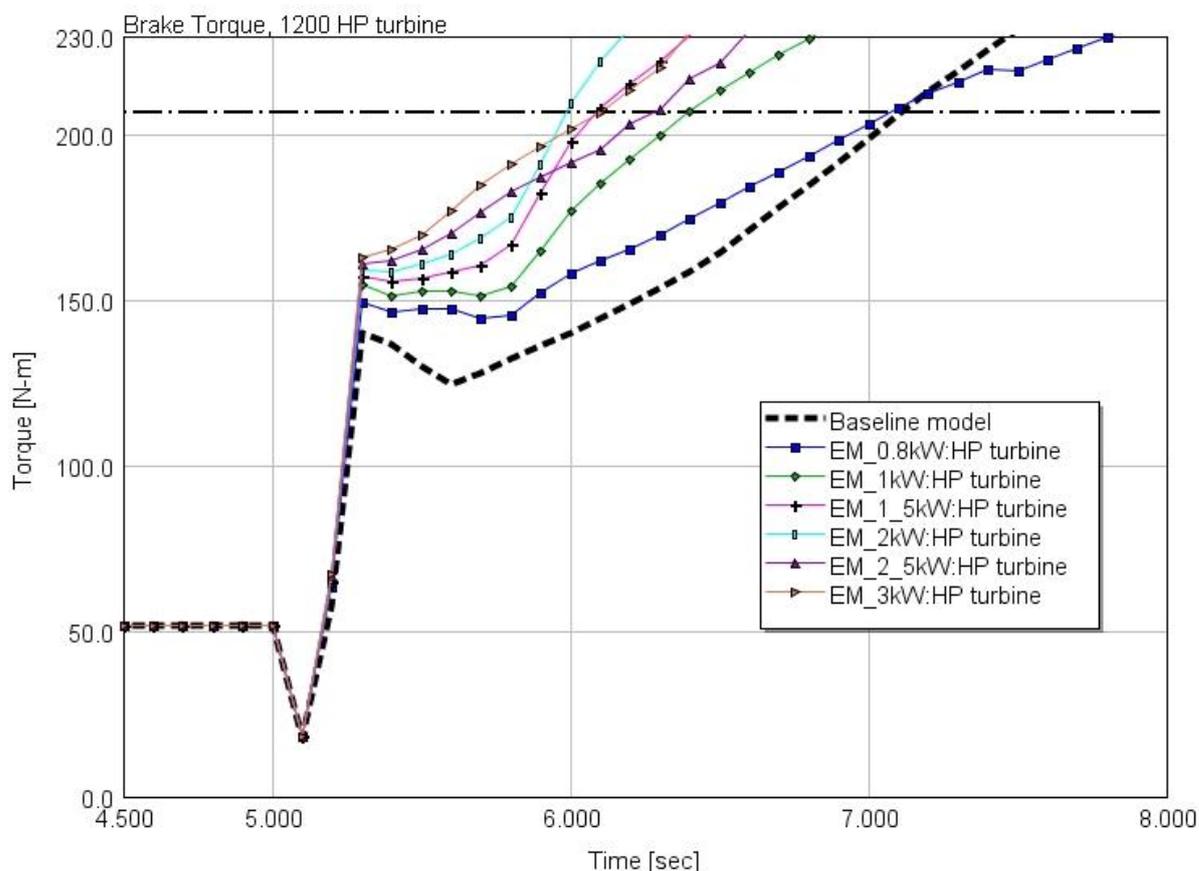


Рисунок 35 – Скорость отклика крутящего момента при 1200 оборотах в минуту для конструкции высоконапорной турбины

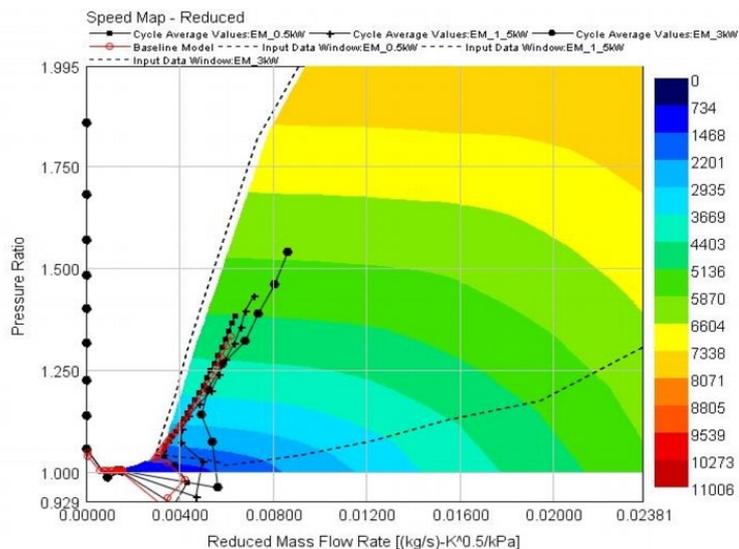


Рисунок 36 – График скорости компрессора для стандартного турбоагнетателя с электродвигателем 0,5, 1,5 и 3 кВт при 1200 об/мин.

На рисунке 37 показаны средние значения цикла на карте скорости компрессора турбины ВД для случаев с выходной мощностью 2 кВт, 2,5 кВт и 3 кВт. Видно, что варианты мощностью 2,5 кВт и 3 кВт продвигаются к линии помпажа, а варианты мощностью 2 кВт продвигаются к области более высокого КПД компрессора.

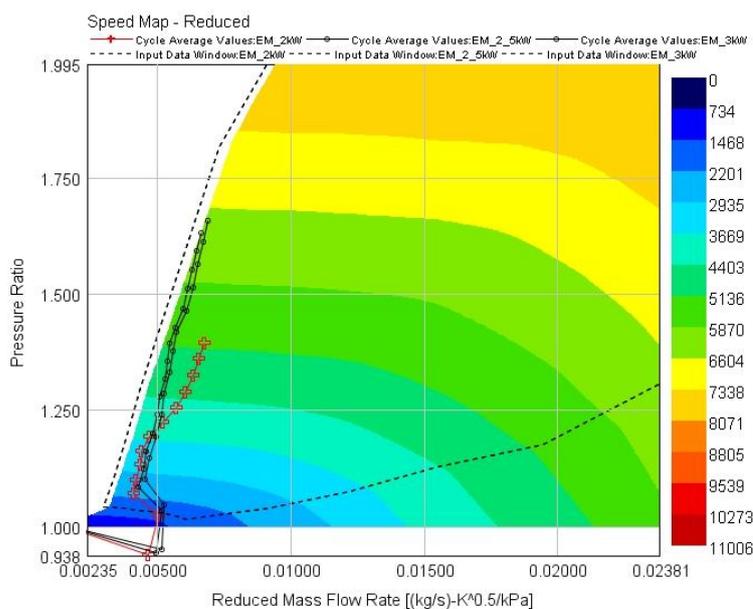


Рисунок 37 – Карта скорости компрессора, определяющая средние значения цикла для потребляемой мощности электродвигателя 2, 2,5 и 3 кВт для конфигурации турбины ВД при 1200 об/мин.

Тот факт, что конфигурация турбины ВД мощностью 0,5 кВт обеспечивает лучшие переходные характеристики, чем компрессор ВД мощностью 0,5 кВт, объясняется разницей в противодавлении. Несмотря на то, что инерция выше и условия впуска лучше, работа накачки у компрессора ВД выше, что создает в этом случае дефицит производительности.

### 3.1.2 Функционирование системы электрической поддержки турбонаддува при 1400 оборотах в минуту

При вращении в 1400 оборотов в минуту, используя стандартный турбоагнетатель, наблюдается повышение эффективности ответной реакции на изменение крутящего момента на 30%, 20%, и 7,5% для конфигураций с выходной мощностью 2 кВт, 1,5 кВт и 3 кВт соответственно. Конфигурации с выходной мощностью 0,5 кВт и 2,5 кВт демонстрируют пониженную производительность. Модель с мощностью в 1 кВт показывает аналогичные результаты сравнительно с исходной моделью. Данные результаты представлены на рисунке 38.

При работе на скорости 1400 оборотов в минуту с использованием компрессора высокого давления, повышение эффективности не наблюдается.

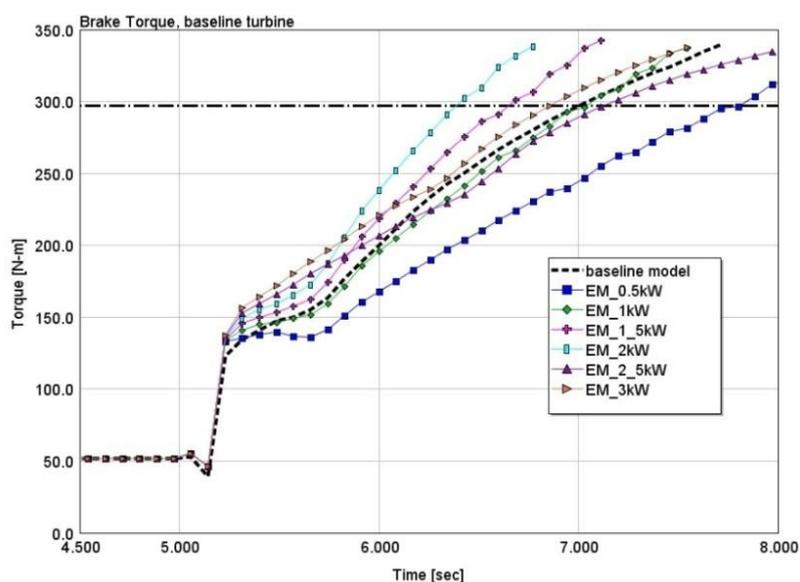


Рисунок 38 – Длительность отклика на изменение крутящего момента при 1400 оборотах в минуту в условиях использования турбокомпрессора стандартной настройки

На рисунке 39 можно увидеть, что каждая конфигурация показывает уменьшение характеристик реакции системы. Только установка мощностью 1,5 кВт приближается к исходным показателям эффективности. Вместе с тем, настройки с мощностями 0,5 кВт, 1 кВт и 1,5 кВт показывают пропорциональный рост крутящего момента, что в какой-то степени соответствует исходной настройке, предполагая, что падение производительности обусловлено увеличенной инерцией компрессора высокого давления, препятствующей быстрому достижению режима помпажа по сравнению с остальными тремя конфигурациями.

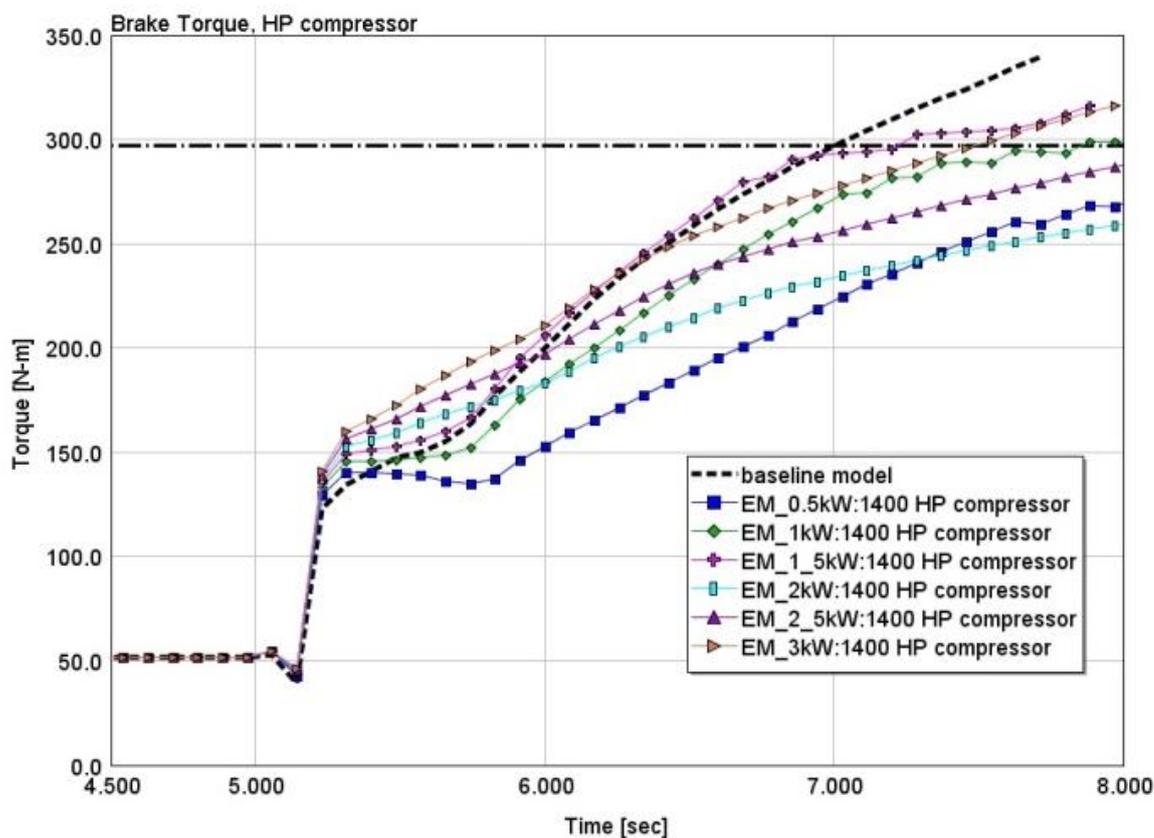


Рисунок 39 – Время реакции крутящего момента при 1400 об/мин для конфигурации с турбокомпрессором высокого давления.

Результаты для конфигурации турбины ВД при 1400 об/мин представлены на рисунке 40. Он показывает, что только вариант мощностью 3 кВт обеспечивает небольшое улучшение времени формирования крутящего момента, тогда как остальные демонстрируют снижение производительности.

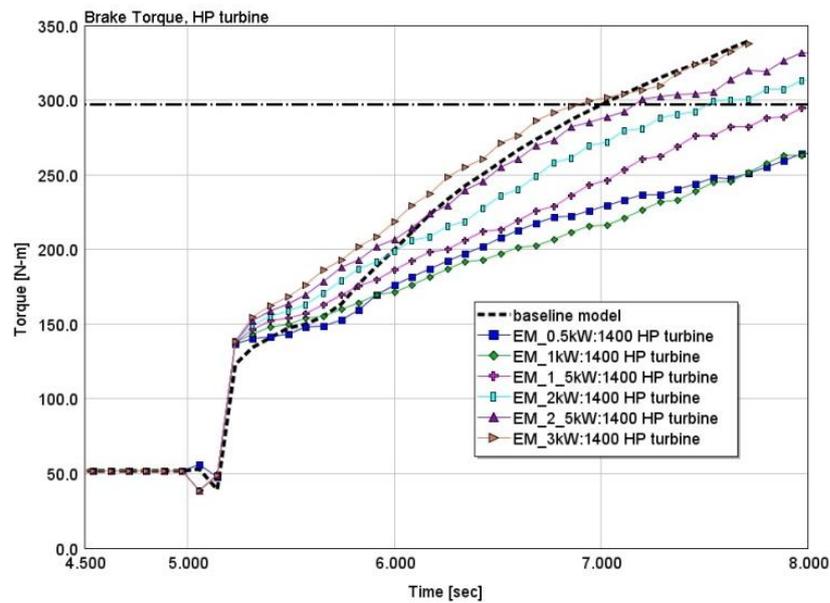


Рисунок 40 – Время реакции на крутящий момент при 1400 об/мин для конфигурации турбины ВД.

Основное расположение турбокомпрессора на компрессорном графике демонстрируется на рисунке 41. Заметно, что конфигурация с выходной мощностью 2,5 кВт соответствует линии суржения, тогда как вариант с мощностью 0,5 кВт находится в пределах рабочей области карты компрессора.

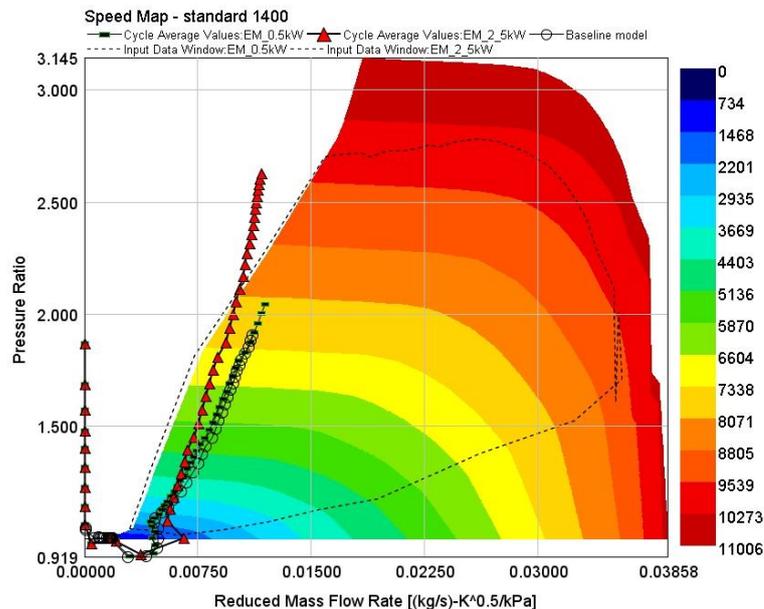


Рисунок 41 – График эффективности компрессора турбоагнетателя в стандартном исполнении при вращении в 1400 об/мин, анализируя три варианта: изначальный образец, модификации с мощностью 0,5 кВт и 2,5 кВт.

На рисунке 42 представлен график характеристик скорости вращения компрессора высокого давления, заданной величиной в 1400 оборотов в минуту. Заметно, что при мощностях 0,5 кВт и 3 кВт параметры работы совпадают с линией, указывающей на перегрузку.

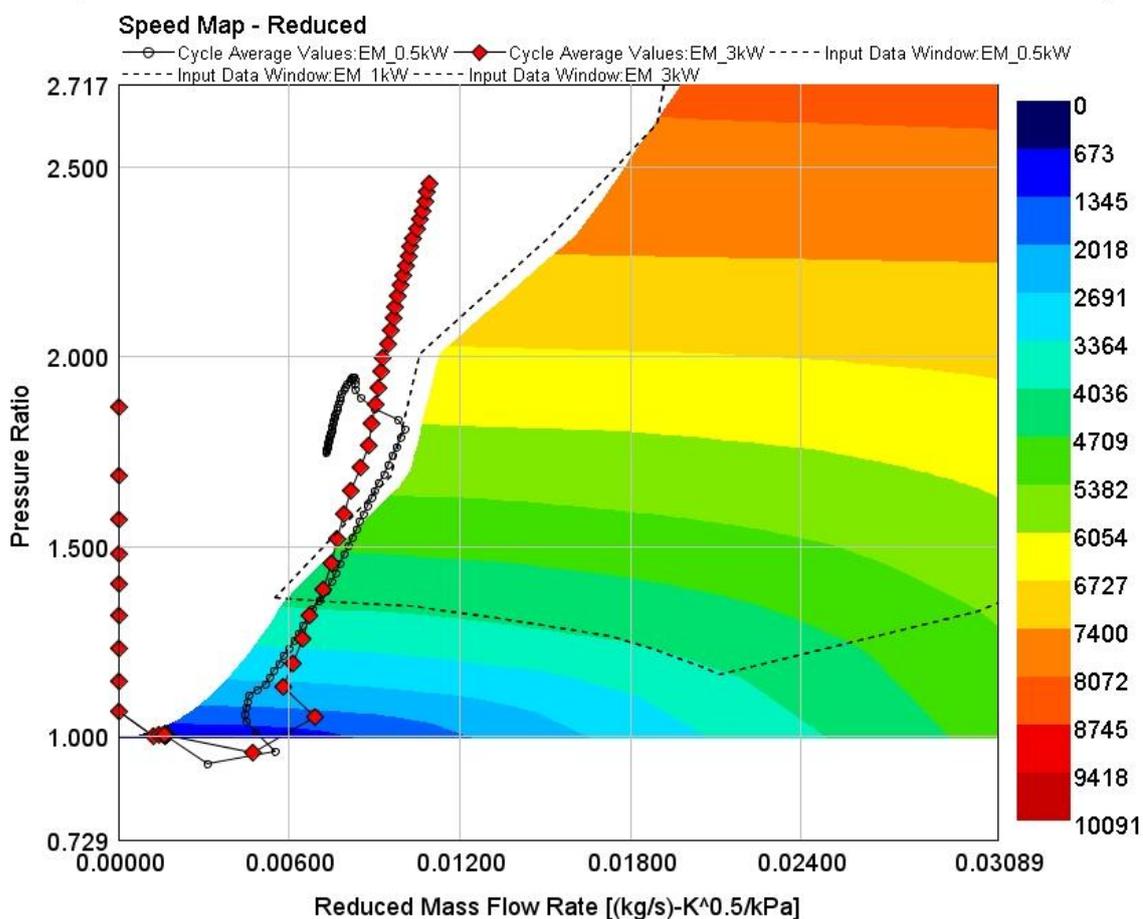


Рисунок 42 – График быстродействия компрессора высокого давления на частоте вращения 1400 RPM, анализируя две ситуации: при мощности 0,5 кВт и при 3 кВт.

На рисунке 43 представлена зависимость скорости компрессора от схемы турбомашин ВД при частоте вращения 1400 об/мин. Заметно, что в обеих ситуациях происходит вход в режим помпажа, однако для компакнее составленного графика компрессора необходим более длительный временной интервал.

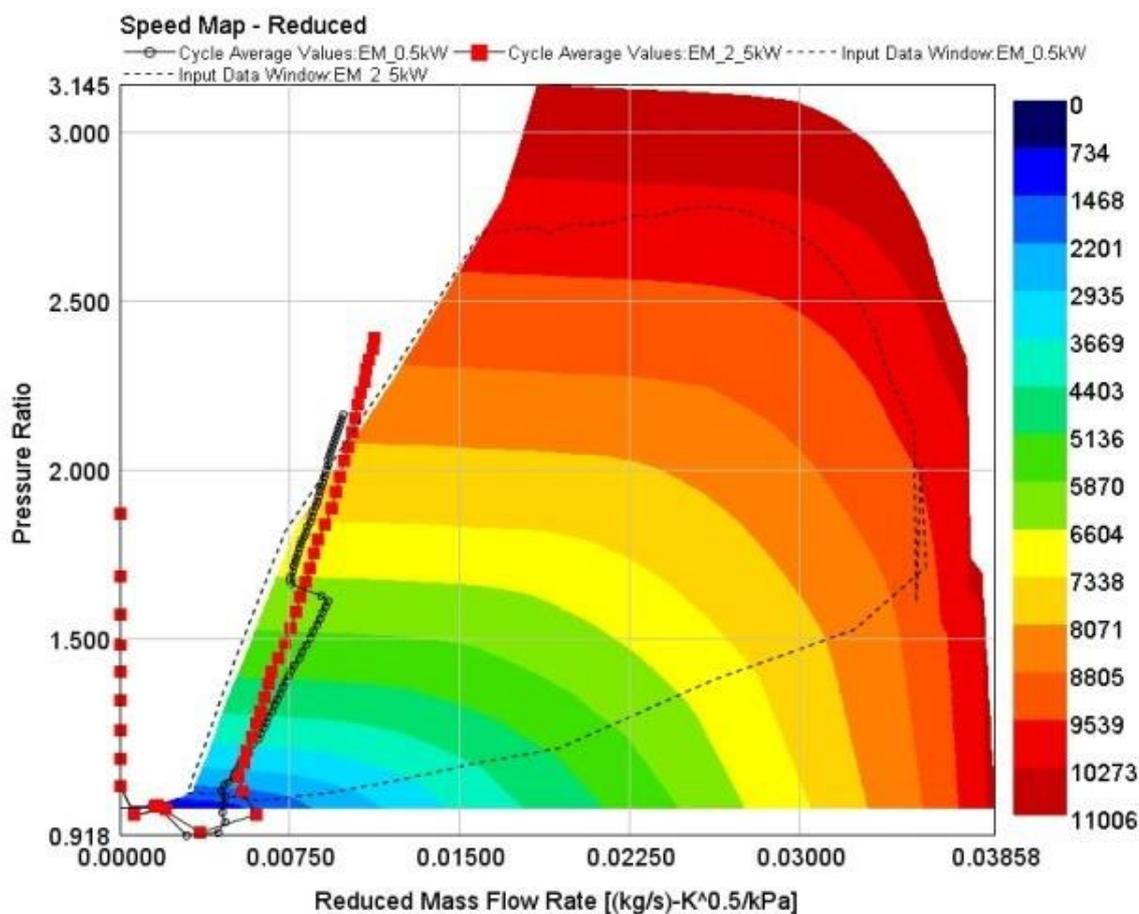


Рисунок 43 – Схематичное изображение кривых эффективности компрессора высокого давления при частоте вращения 1400 оборотов в минуту, представленное для двух различных мощностей: 0,5 кВт и 3 кВт.

На рисунке 44 представлена динамика вращения турбокомпрессорной ступени высокого давления. Иллюстрируется, как инерционные свойства турбин высокого давления влияют на работу системы. Стандартная модель показывает более высокую эффективность ускорения вала по сравнению с конфигурациями, имеющими выходную мощность 0,5 кВт, 1 кВт и 1,5 кВт. При этом, увеличенная инерция, приводящая к явлению помпажа, ограничивает эффективность данных настроек.

### 3.1.3 Функционирование системы электрической поддержки наддува при крутящем моменте 1500 оборотов в минуту

На рисунке 45 представлены результаты для стандартной конфигурации при 1500 оборотах в минуту.

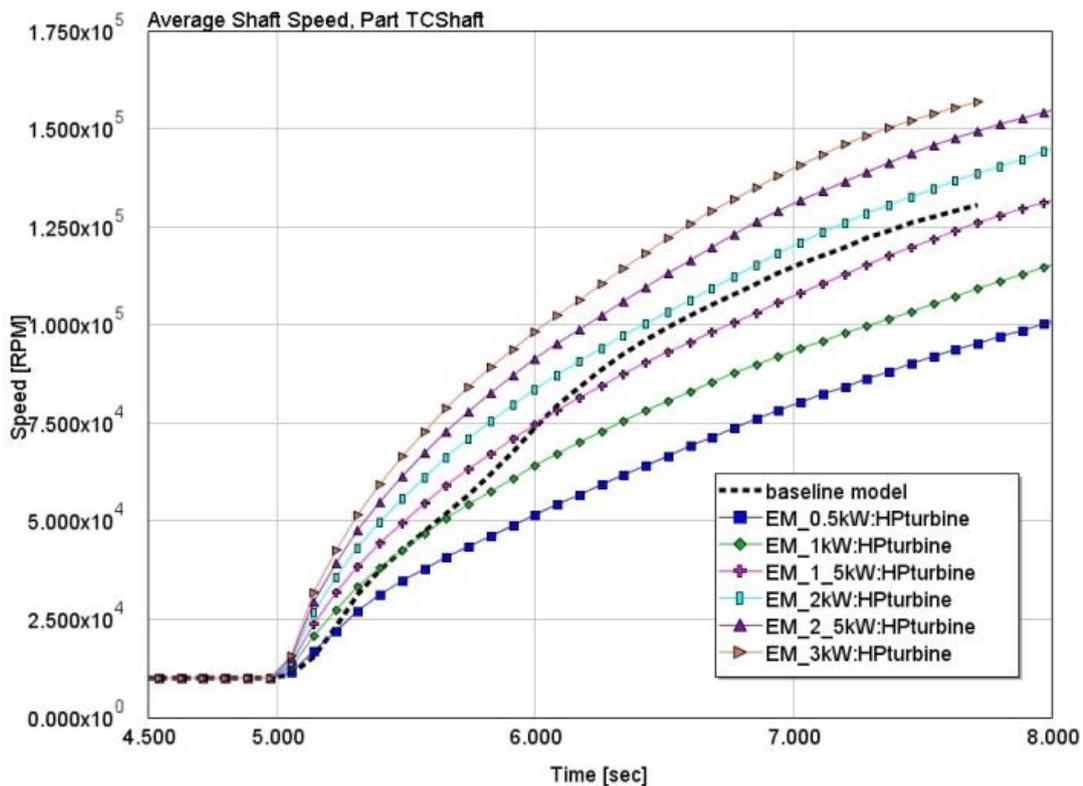


Рисунок 44 – Скорость вращения турбинного вала турбокомпрессора в конфигурации высокого давления при значении 1400 оборотов в минуту для всех рассмотренных ситуаций

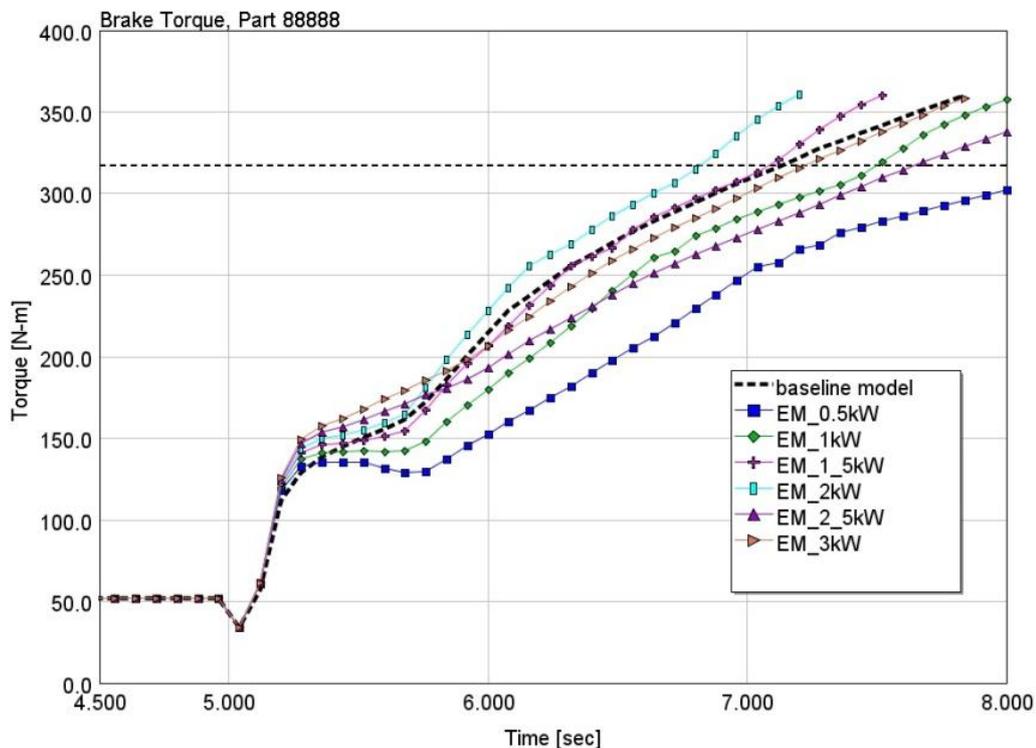


Рисунок 45 – Отклик на изменение крутящего момента при 1500 оборотах в минуту для обычной схемы турбонаддува

Очевидно, что единственный сценарий, демонстрирующий оптимальное время для достижения максимального крутящего момента, — это конфигурация с мощностью в 2 кВт, обеспечивающая его рост на 15%. Конфигурация с мощностью 1,5 кВт демонстрирует повышение на 1%.

Улучшение работы турбоагнетателя повышает эффективность системы. Это приводит к росту оборотов двигателя, в результате чего увеличивается мощность, вырабатываемая за счет энергии отработанных газов, в сравнении, например, с базовым уровнем в 1200 оборотов в минуту.

На рисунке 46 демонстрируется характеристика производительности компрессора на примере трех различных конфигураций: исходного варианта, варианта с добавленной мощностью в 0,5 кВт и опции на 3 кВт. Заметно, что при увеличении мощности до 3 кВт явление помпажа наступает оперативнее, чем при мощности в 0,5 кВт, где наблюдается повышенное значение коэффициента сжатия и улучшенные показатели массового потока в сравнении со стандартной моделью. Тем не менее, рост массы оборудования оказывает влияние на скорость нарастания крутящего момента.

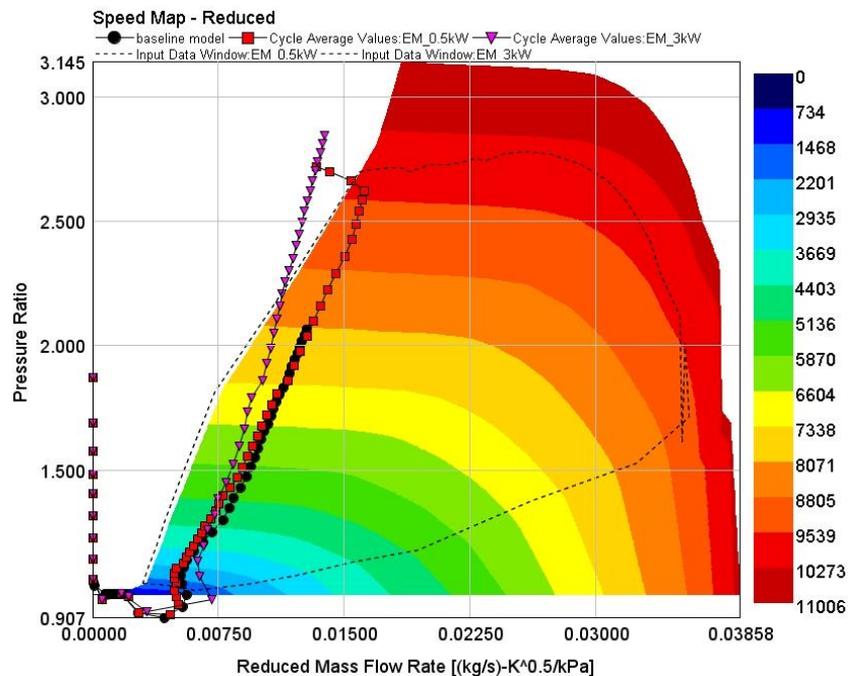


Рисунок 46 – Диаграмма изменения скорости вращения компрессора турбоагнетателя с стандартной установкой, измеренную при 1500 оборотов в минуту, в трех различных условиях: для исходной конфигурации, при добавлении мощности в 0,5 кВт и при увеличении мощности до 3 кВт.

При скорости вращения 1500 оборотов в минуту для высокого давления (ВД) компрессора результаты показаны на рисунке 47. Изображение демонстрирует отсутствие прогресса в любом из вариантов. Состояние помпажа зафиксировано для всех рассмотренных конструкций.

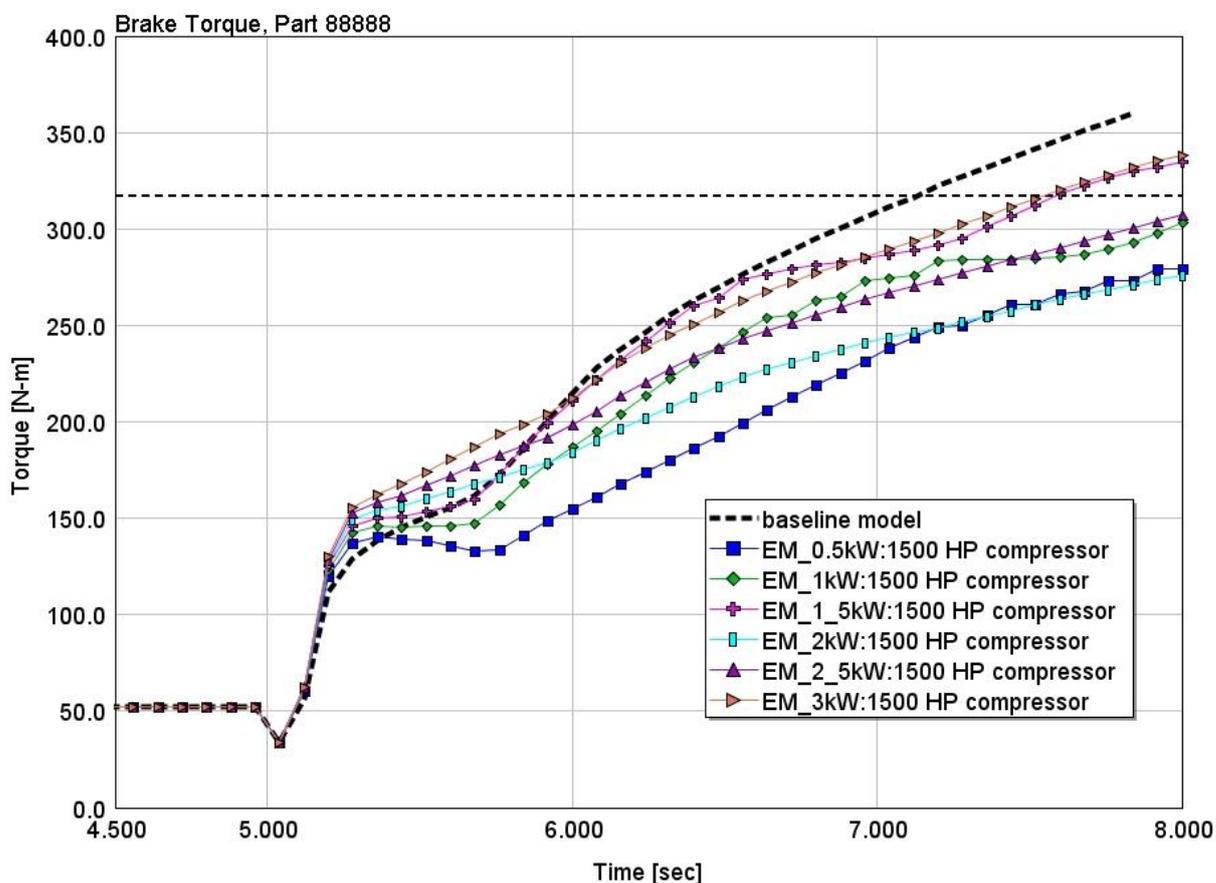


Рисунок 47 – Задержка отклика крутящего момента на частоте 1500 оборотов в минуту в конфигурации с высокопроизводительным турбонаддувом

На диаграмме (рисунок 48) представлены результаты работы турбины низкого давления при скорости вращения 1500 оборотов в минуту. Из представленных данных следует, что улучшения производительности отсутствуют во всех рассмотренных условиях. Для мощностей 2 кВт, 2.5 кВт и 3 кВт достигается предел помпажа, в то время как в других случаях главенствующим фактором, определяющим ускорение вала турбокомпрессора, становится его инерция.

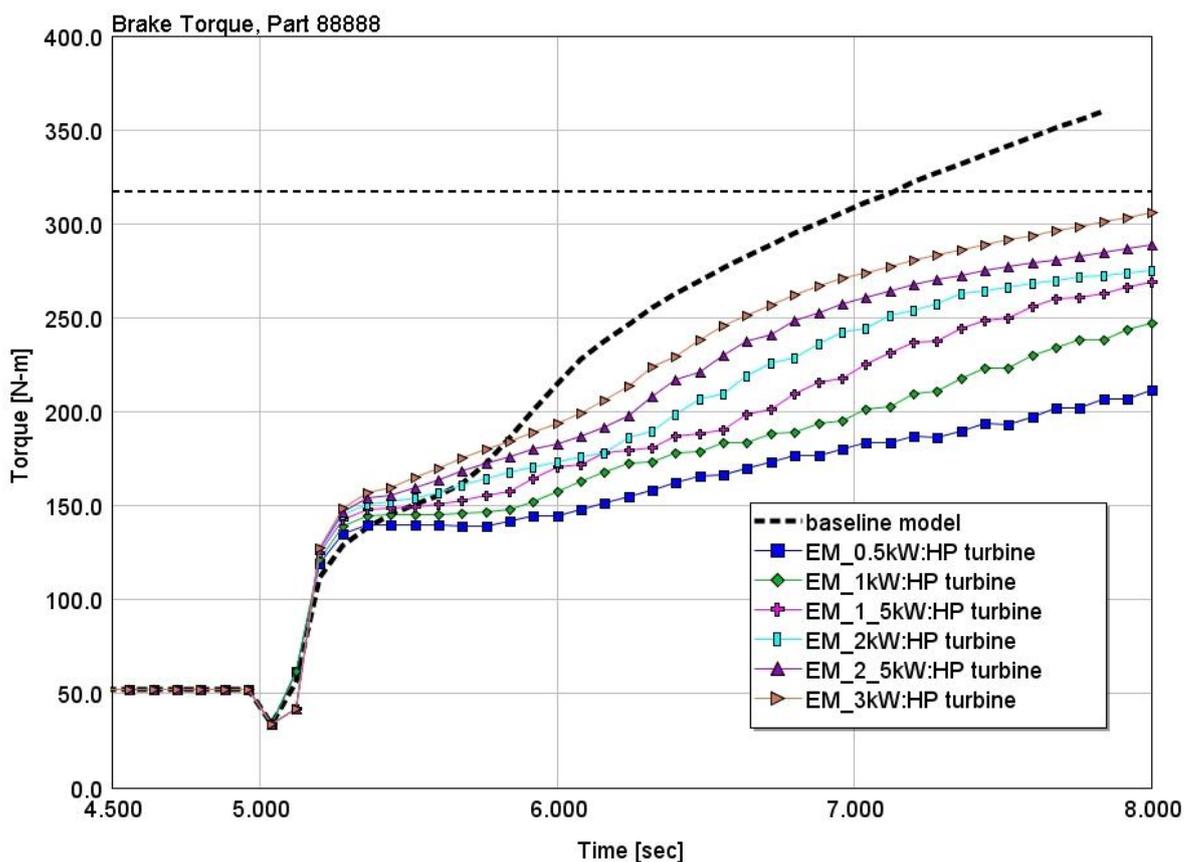


Рисунок 48 – Скорость ответа силовой установки на изменения крутящего момента при частоте вращения 1500 оборотов в минуту для конструкции турбины высокого давления

### 3.1.4 Функционирование системы электрической поддержки турбонадува при 1600 оборотах в минуту

На рисунке 49 представлены данные для работы при скорости вращения в 1600 оборотов в минуту в рамках стандартной настройки. Исследования показали положительные результаты для всех трех анализируемых сценариев. Самый значительный рост эффективности наблюдается при мощности 1 кВт, где время достижения заданного крутящего момента сокращается на 20%, далее идет настройка с мощностью 2 кВт, показывающая прирост в 16%, и наконец, при 1,5 кВт наблюдается прибавка в 4%.

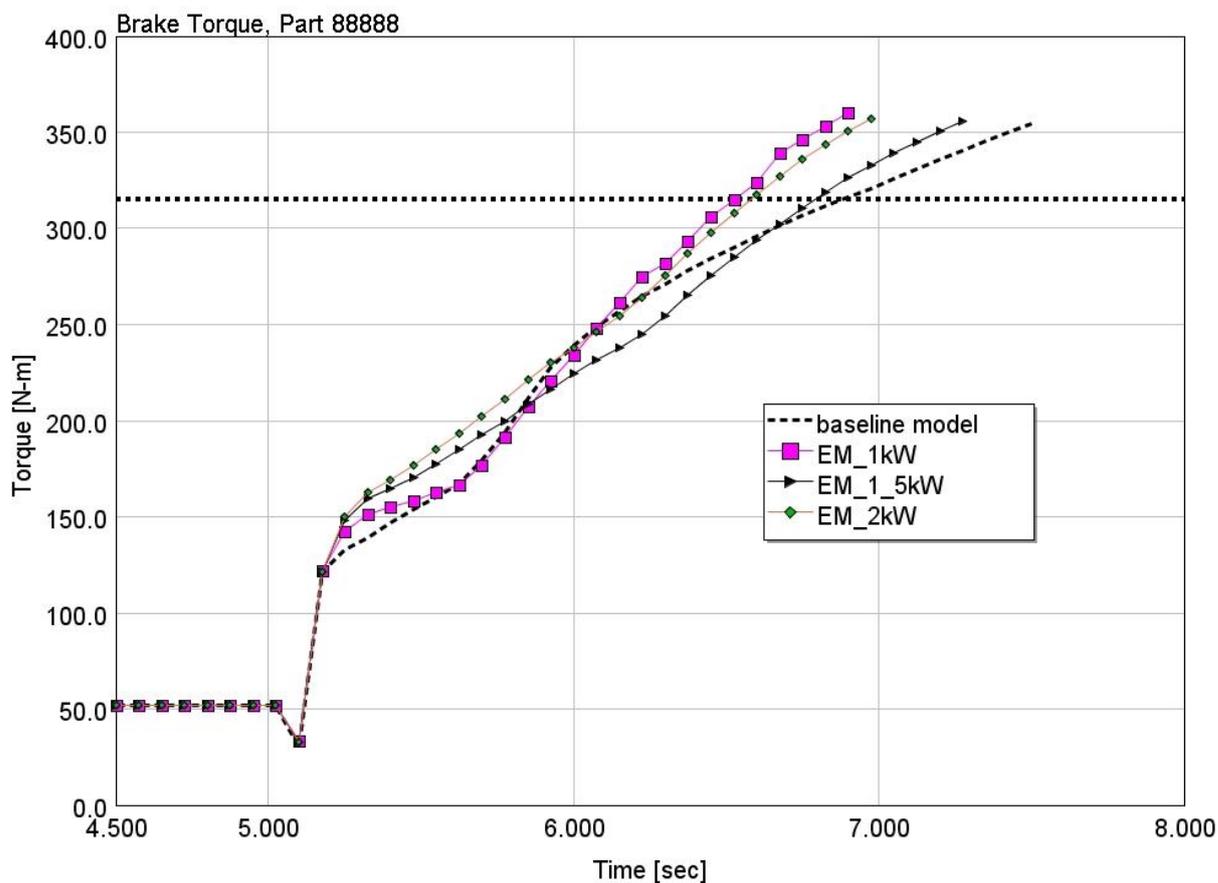


Рисунок 49 – Отклик на изменение крутящего момента при скорости вращения 1600 оборотов в минуту для базовой настройки турбонаддува

### 3.1.5 Эффективность системы электрической поддержки турбонаддува при 1800 об/мин

На рисунке 50 представлены исходные данные при скорости вращения 1800 об/мин для базовой настройки. Прогресс наблюдается при задействовании электрических мощностей 1,5 кВт и 2 кВт, благодаря которым производительность системы увеличилась на 4% и 16% соответственно.

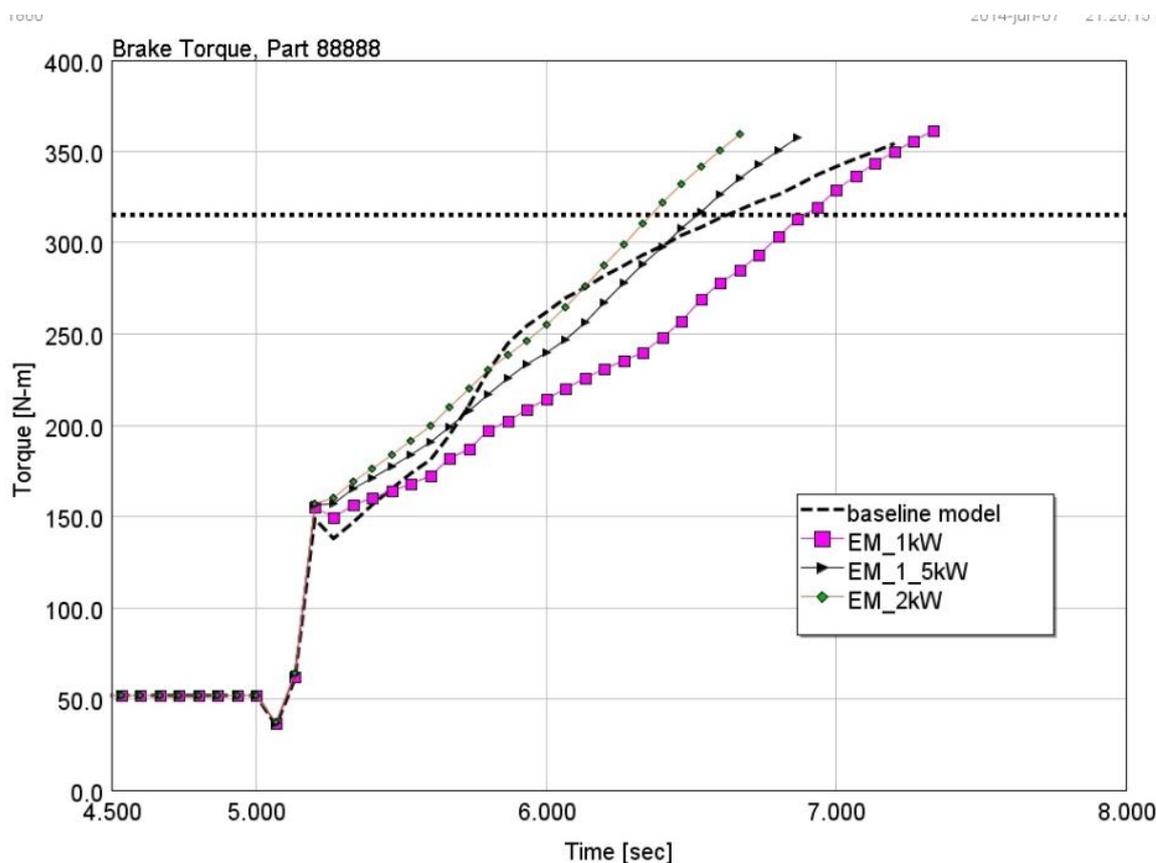


Рисунок 50 – Временной отклик на крутящий момент при 1800 оборотах в минуту в базовой компоновке турбокомпрессора.

### 3.2 Влияние коэффициента передачи планетарной трансмиссии на производительные параметры

Исследовательские выводы о коэффициенте передачи в планетарных механизмах были классифицированы с оглядкой на мощностные характеристики и скоростные показатели электродвигателей. Рисунок 51 демонстрирует, что при скорости вращения в 1200 оборотов в минуту наиболее выраженный рост времени, необходимого для достижения максимального крутящего момента, наблюдается при коэффициенте передачи равном 15 в условиях мощности в 1 кВт. При увеличении мощности до 2 кВт и 3 кВт, наибольшая эффективность достигается при коэффициенте передачи 13,25.

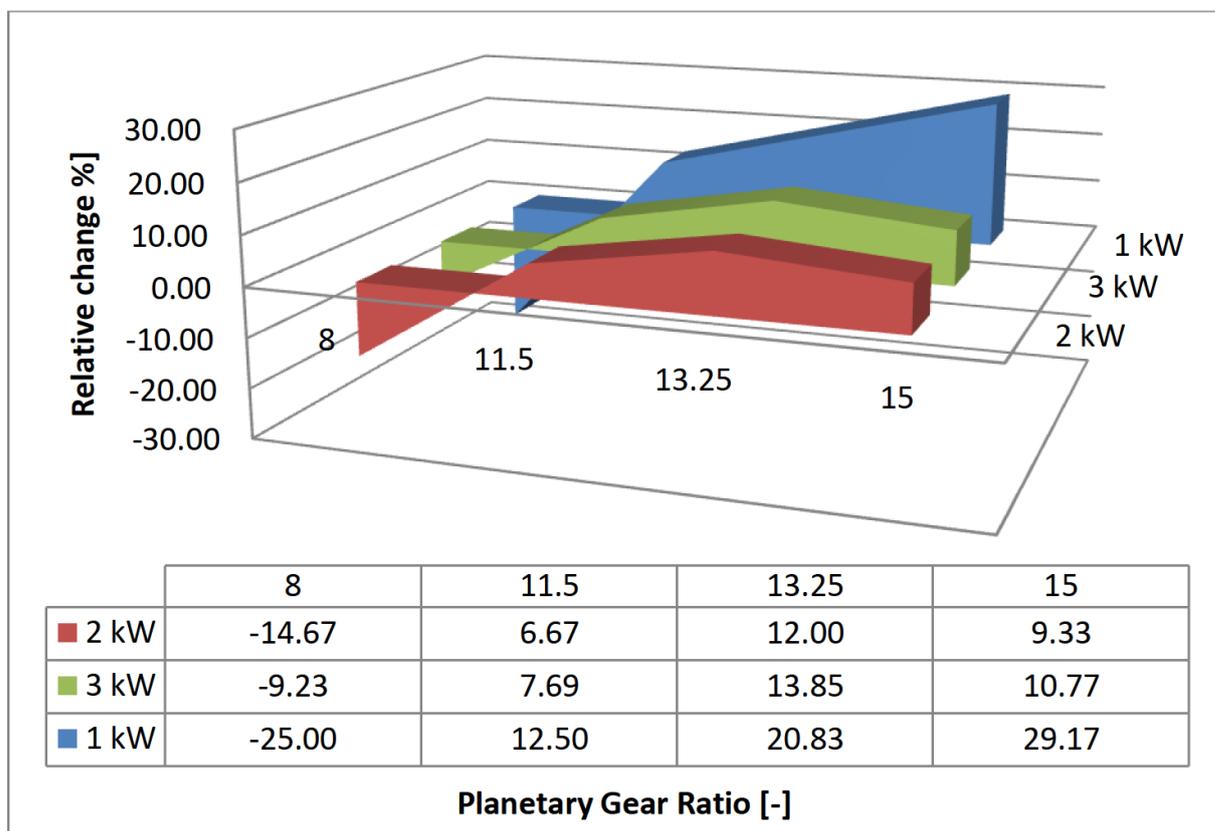


Рисунок 51 – Сравнительный анализ эффективности работы при отклонениях от стандартного коэффициента передачи редуктора на примере планетарной передачи с роторной скоростью 1200 оборотов в минуту на ступенях мощности 1 кВт, 2 кВт, 3 кВт.

При скорости вращения 1400 оборотов в минуту максимальное отклонение зафиксировано для передаточного отношения 8 при электропитании в 2 киловатта. В остальных сценариях наблюдается пропорциональное возрастание относительного отклонения в соответствии с передаточным числом планетарной передачи, что иллюстрируется на рисунке 52.

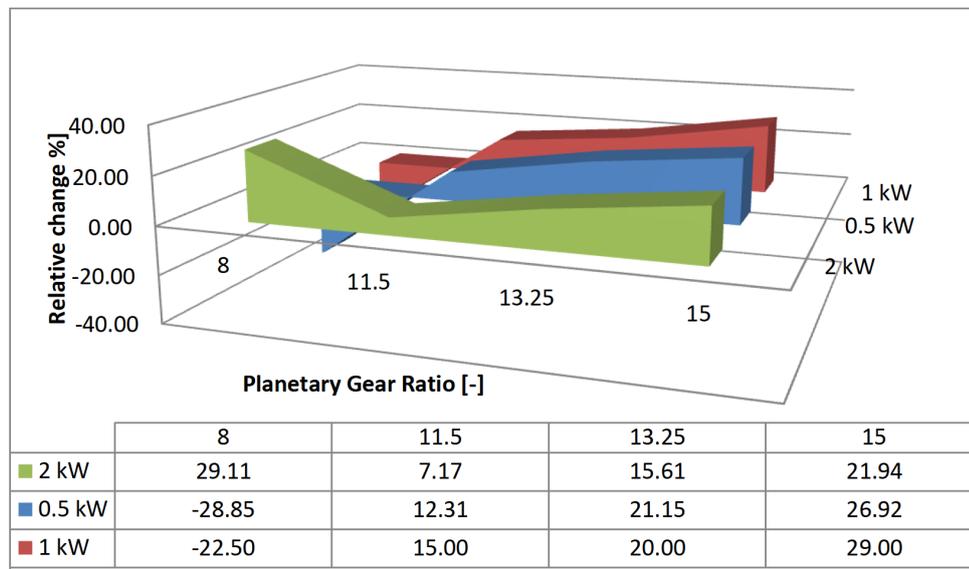


Рисунок 52 – Вариации эффективности в сравнении с базовым передаточным отношением планетарного механизма при оборотах двигателя 1400 об/мин и мощностях 0,5, 2, 3 кВт.

Рисунок 53 демонстрирует динамику изменения эффективности при 1600 оборотах в минуту для четырех различных уровней мощности. Очевидно, что оптимальным вариантом является выбор номинальной мощности в 2 кВт. Наибольшее увеличение производительности достигает 32% в ситуации с мощностью 0,5 кВт.

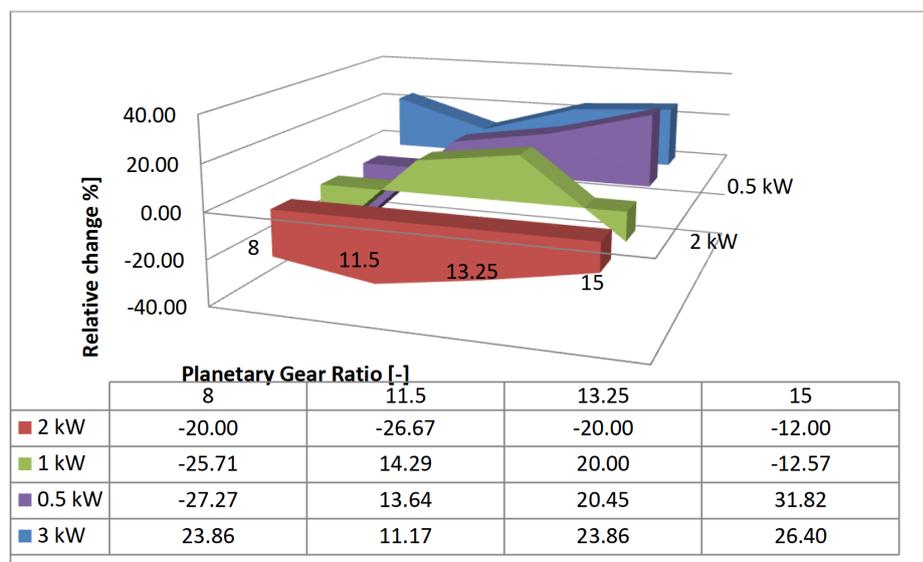


Рисунок 53 – Изменения в эффективности в зависимости от стандартного передаточного отношения в планетарных зубчатых передачах при вращении двигателя со скоростью 1600 об/мин на различных мощностях: 0,5, 1, 2 и 3 киловаттах.

При скорости вращения 1800 об/мин, максимальное повышение КПД составило 31% при выходной мощности 0,5 кВт (согласно рисунку 54). Сценарии на выходных мощностях 0,5 кВт, 2 кВт и 3 кВт демонстрируют линейный рост положительного влияния на КПД в зависимости от изменения передаточного отношения.

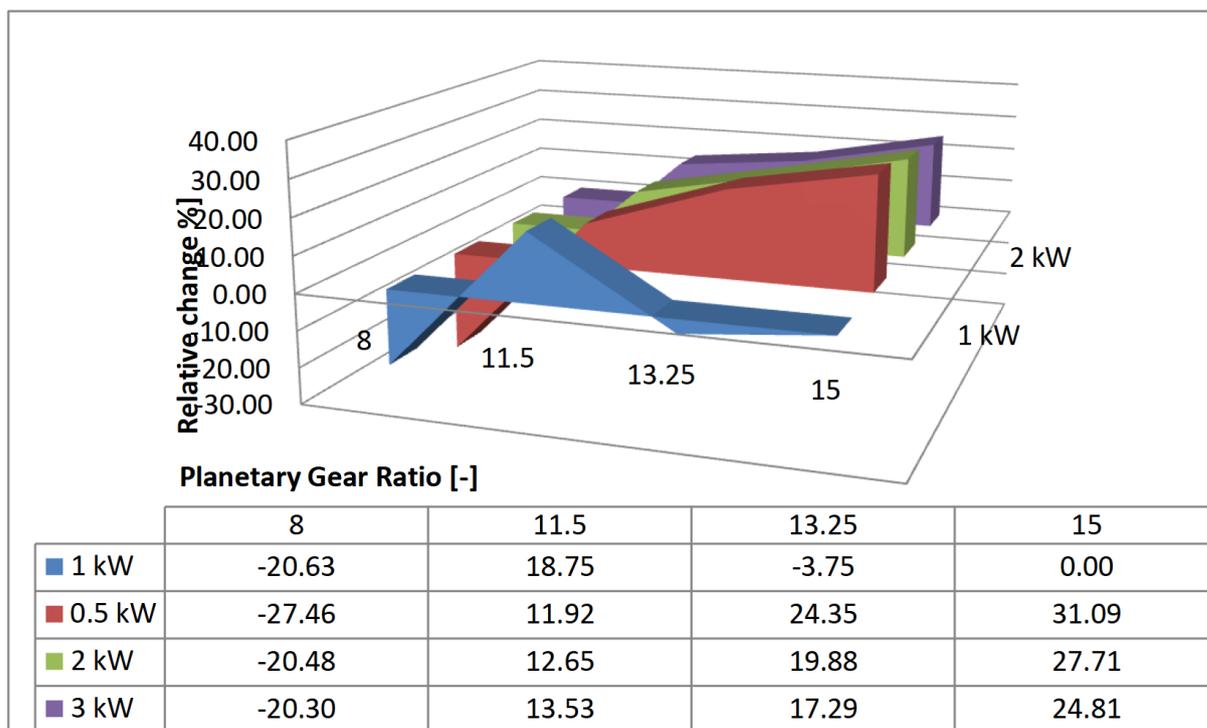


Рисунок 54 – Изменение эффективности в сравнении с базовым передаточным отношением планетарного редуктора при скорости вращения двигателя 1800 оборотов в минуту и мощностях 0.5, 1, 2 и 3 кВт.

### 3.3 Воздействие момента открытия выпускного клапана на параметры двигателя внутреннего сгорания

Рисунок 55 демонстрирует, как временной интервал открытия выпускного клапана воздействует на параметры крутящего момента на уровне 1200 оборотов в минуту при мощности 1 кВт. Задержка в открытии не оказывает воздействия, тогда как раннее открытие приводит к снижению эффективности.

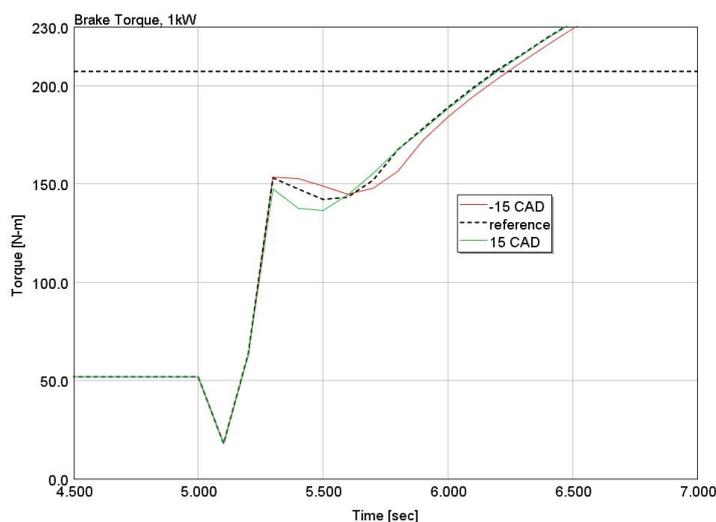


Рисунок 55 – Интервал времени, необходимый для генерации крутящего момента, обеспечивающего открытие выпускного клапана на скорости 1200 об/мин при мощности 1 кВт, начиная за 15° до верхней мертвой точки до момента достижения контрольного значения и продолжая на 15° после этой точки

На скорости вращения в 1400 оборотов в минуту для устройства с мощностью в один киловатт очевидно, что раннее включение последовательно уменьшает эффективность, в то время как задержанное активирование не вносит заметных модификаций (рисунок 56).

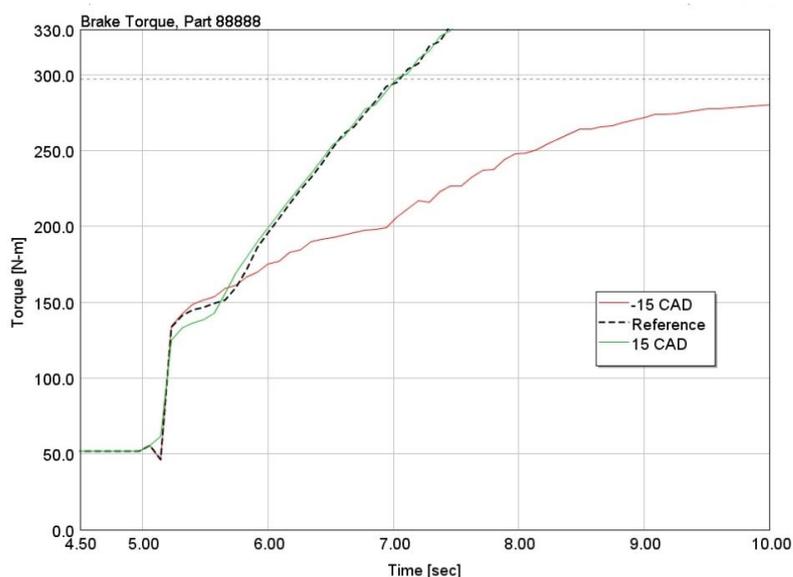


Рисунок 56 – Длительность нарастания крутящего момента, необходимого для открывания выпускного клапана при скорости вращения 1400 об/мин и мощности в 1 кВт, предусматривающего открытие клапана на 15° до верхней мертвой точки (ПКВ) и 15° после неё

При неизменной скорости вращения в 1400 об/мин, изменение потребляемой мощности на 2 кВт ведет к снижению эффективности в обоих случаях открытия выпускного клапана, как показано на рисунке 57.

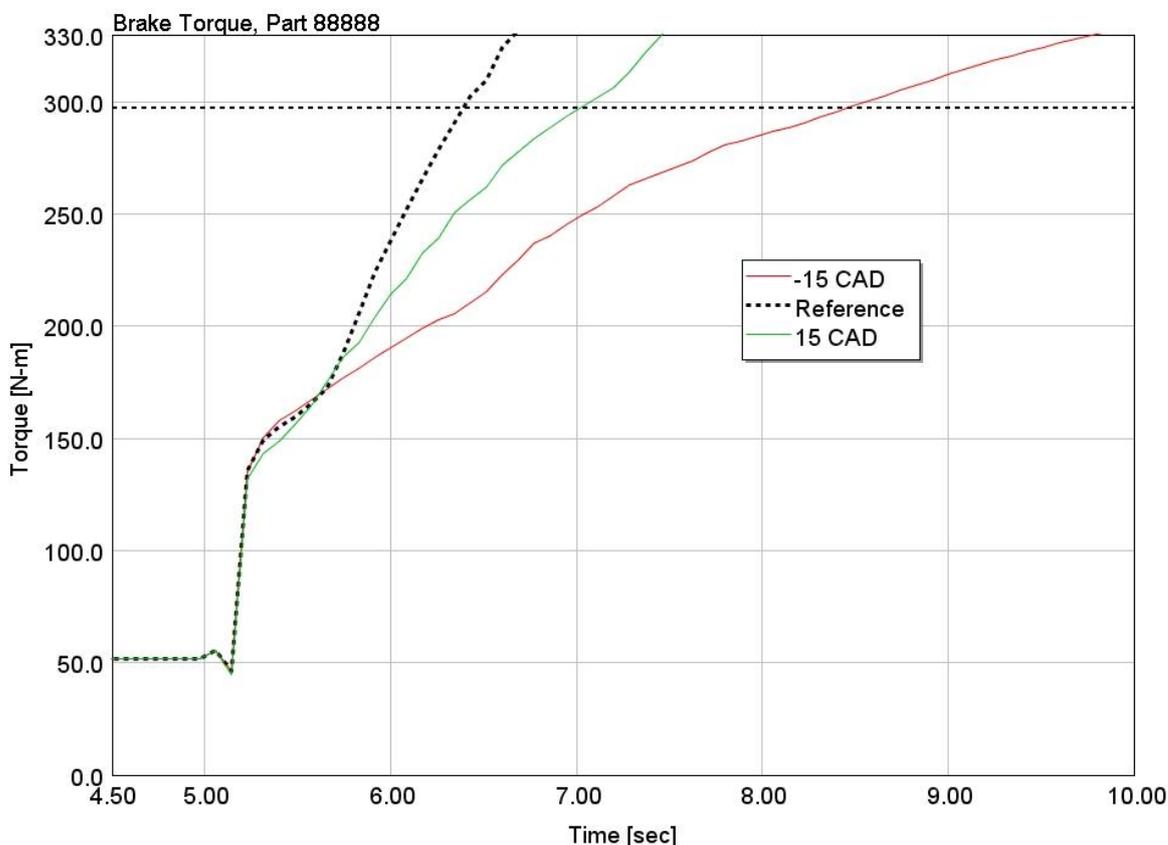


Рисунок 57 – Временной интервал для генерации крутящего момента, необходимого для активации выпускного клапана на уровне 1400 оборотов в минуту при мощности в 2 киловатта, с моментом открытия клапана за 15 градусов до верхней мертвой точки (ВМТ) и закрытием на 15 градусов после ВМТ

Повышение скорости вращения двигателя до 1800 оборотов в минуту при стабильной мощности 0,5 кВт ведет к уменьшению эффективности при раннем включении, в то время как при задержке включения производительность соответствует установленным параметрам (рисунок 58).

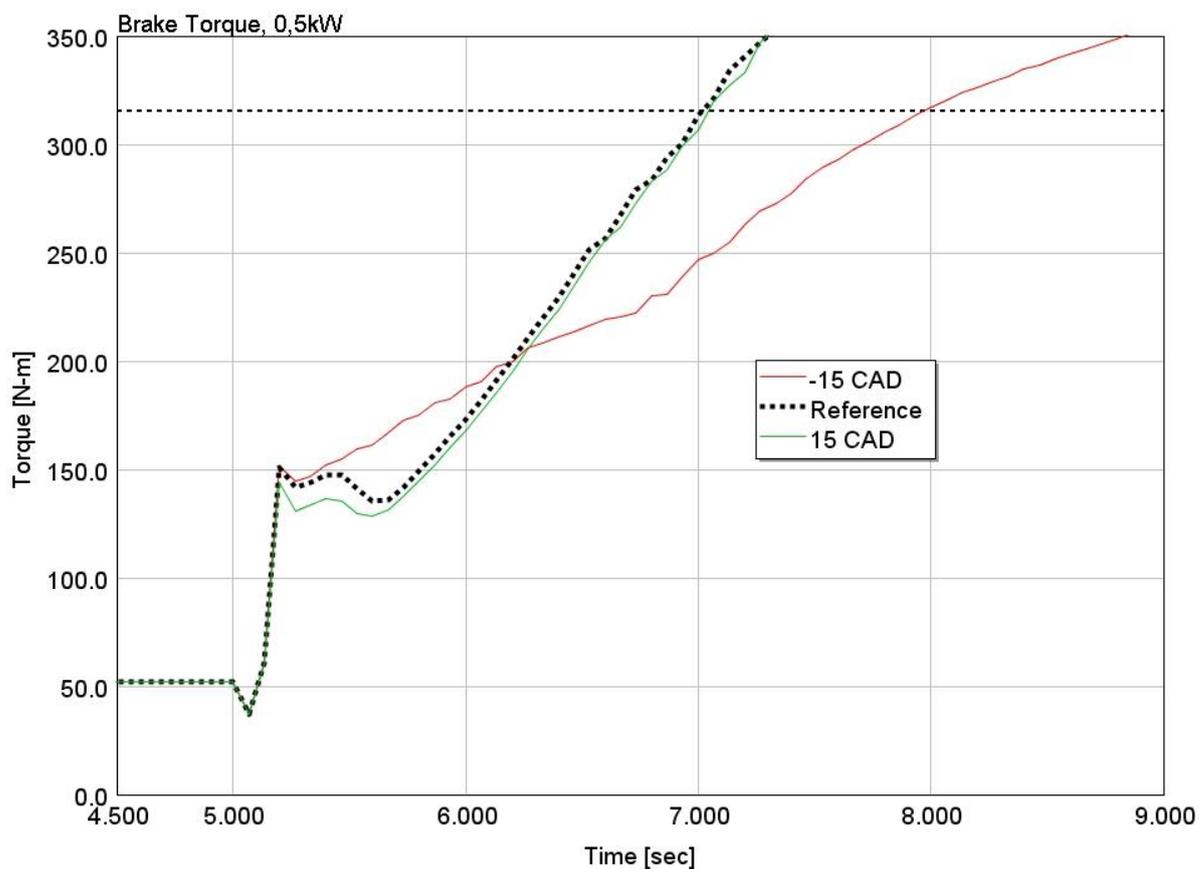


Рисунок 58 – Длительность, необходимую для достижения крутящего момента, требуемого для открытия выпускного клапана при скорости вращения 1800 оборотов в минуту и мощности в 0,5 кВт. Это включает в себя открытие клапана на 15 градусов до верхней мертвой точки (ВМТ) и его закрытие на 15 градусов после ВМТ.

Повышение мощности до 3 кВт приводит к росту производительности на 0,3 секунды при позднем активировании, в то время как при раннем активировании наблюдается её снижение (рисунок 59).

### 3.4 Применение ПИД-контроля для предотвращения помпажа

При использовании пропорционально-интегрально-дифференциального управления ограничивающие помпажные условия на уровне 1200 оборотов в минуту для настроек мощности 2 кВт и 3 кВт в стандартной конфигурации турбокомпрессора не приводят к значительным изменениям в производительности. В контексте 2 кВт, результаты показывают полное совпадение, тогда как для 3 кВт замечена минимальная разница во времени,

составляющая всего 0,02 секунды, в сравнении с традиционной электроприводной системой.

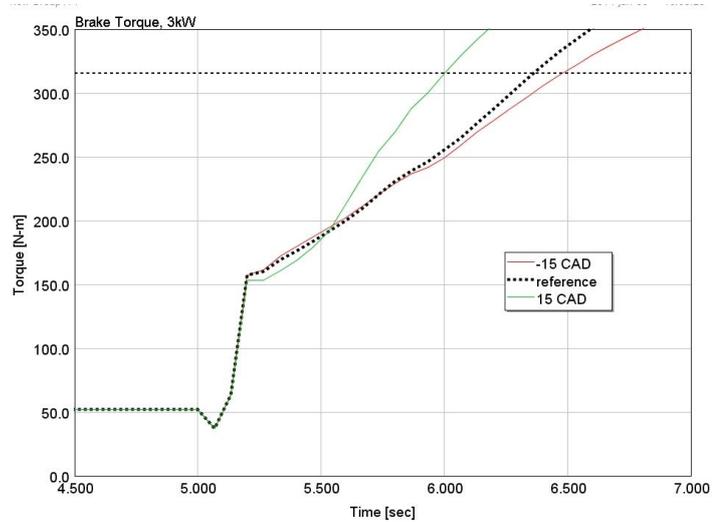


Рисунок 59 – Длительность достижения необходимого крутящего момента для активации выпускного клапана при скорости вращения 1800 об/мин и мощности в 3 кВт с моментом начала открытия на 15° до верхней мертвой точки и закрытия на 15° после нее

### 3.5 Использование ПИД-регулирования ограничения помпажа

При использовании ПИД-регулирования ограничения помпажа при 1200 об/мин для вариантов мощностью 2 кВт и 3 кВт для стандартной конфигурации турбонагнетателя производительность существенно не меняется. Для случая 2 кВт все совершенно одинаково, а для 3 кВт разница составляет 0,02 секунды (рисунок 60 и 61) по сравнению с обычной системой с электроприводом.

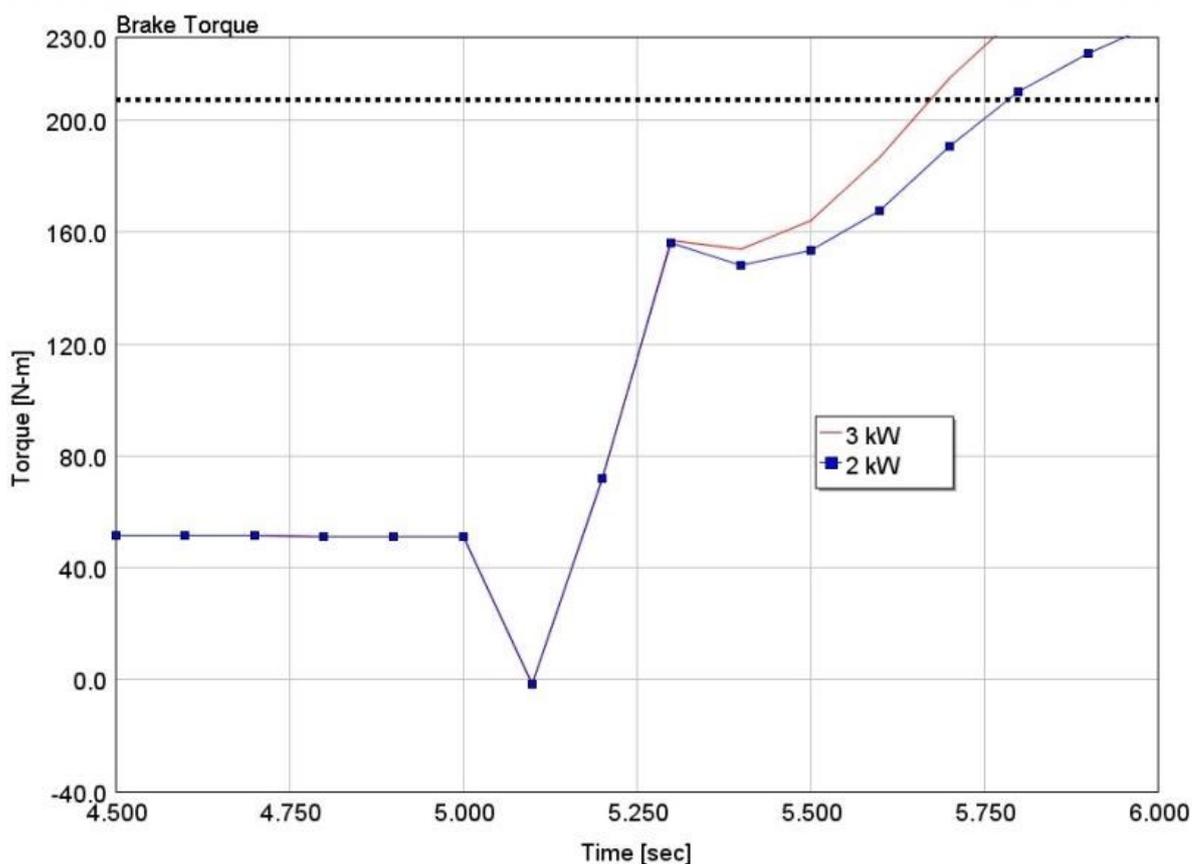


Рисунок 60 – Скорость отклика на изменения крутящего момента при скорости вращения 1200 оборотов в минуту для системы управления ограничением помпажных режимов с установленными верхними границами мощности в 2 и 3 киловатта

При скорости вращения 1600 оборотов в минуту, экспериментальные данные показали, что конфигурация с мощностью в 1 кВт демонстрирует временную задержку реакции на 0,25 секунды ниже по сравнению с системой, оснащённой электрическим бустером, и превосходит базовый вариант на 0,15 секунд. Конструкция с удвоенной мощностью в 2 кВт имеет лучшее время отклика на 0,075 секунды, чем 1 кВт версия. Тогда как вариант с тремя киловаттами превышает предыдущую модель на 35% в плане скорости реакции, устанавливая себя как наиболее эффективную конфигурацию среди представленных (согласно рисунку 61).

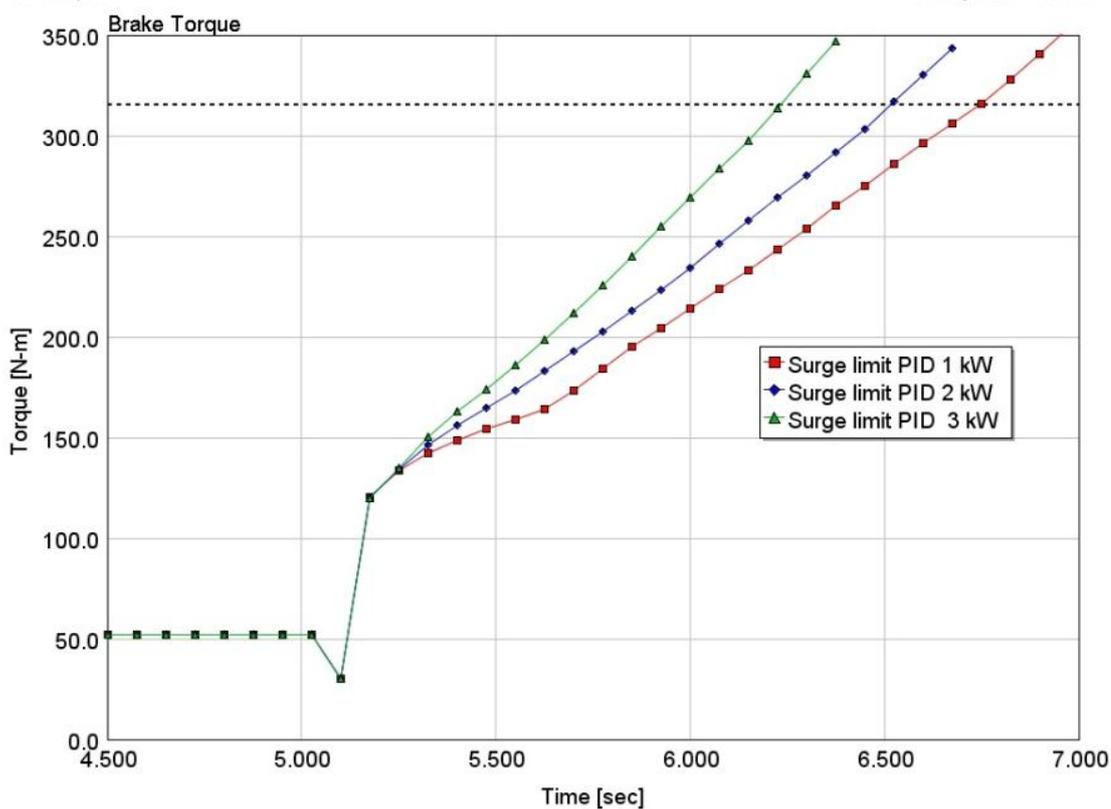


Рисунок 61 – Скорость отклика крутящего момента при 1600 оборотах в минуту для контроля предотвращения помпажа с наивысшей установленной границей в 1 кВт, 2 кВт и 3 кВт

На рисунке 62 представлены две системы: ПИД-регулирование с предотвращением помпажа и обычная электронная схема, функционирующие со скоростью 1600 об/мин на графике характеристик компрессора. Заметно, что режим без предупреждения о помпаже при мощности 3 кВт достигает критической зоны помпажа, тогда как подход с активированным контролем помпажа при 3 кВт поддерживается в пределах оптимального режима работы.

На рисунке 63 демонстрируется, что при скорости вращения 1800 об/мин достигнуто повышение эффективности в достижении крутящего момента на 4% для устройства с выходной мощностью 1 кВт по сравнению с эталонной моделью. В случае модели с выходной мощностью 2 кВт отмечается увеличение эффективности работы на 19%, что представляет собой улучшение на 3% в сравнении с традиционным электропитанием. Для устройства мощностью 3 кВт зафиксировано наибольшее повышение отзывчивости системы на уровне 34% при той же скорости вращения, что на текущий момент

является наилучшим показателем среди рассмотренных конфигураций на частоте 1800 об/мин (рисунок 63).

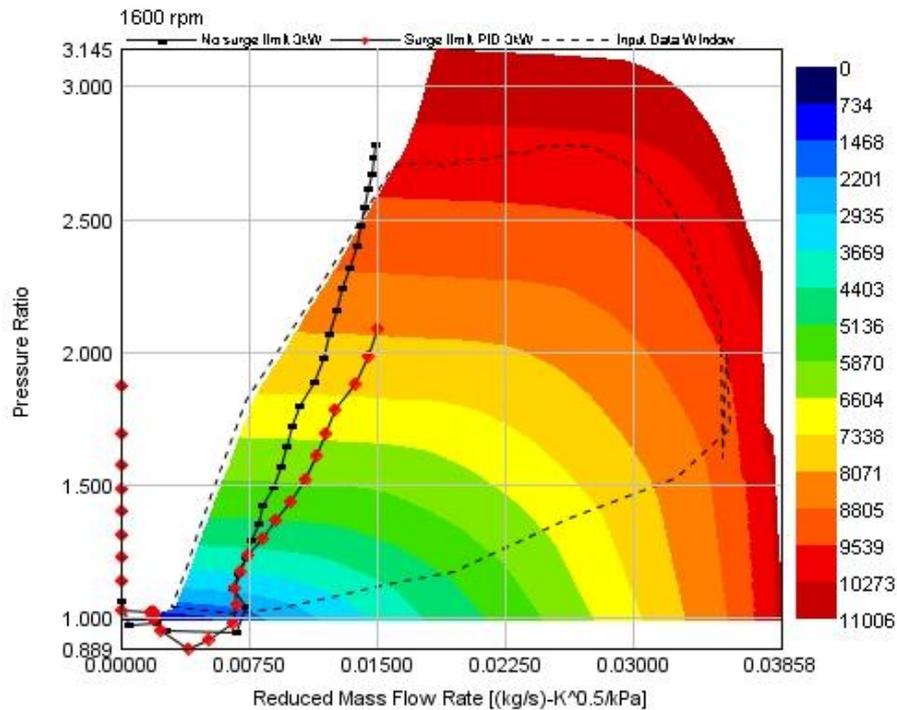


Рисунок 62 – График эффективности компрессора турбонаддува в стандартном исполнении при скорости вращения 1600 об/мин, где сравнивается эффективность при двух методах регулирования электроснабжения: пульсационное управление и стандартное управление на мощностях 1 кВт, 2 кВт и 3 кВт

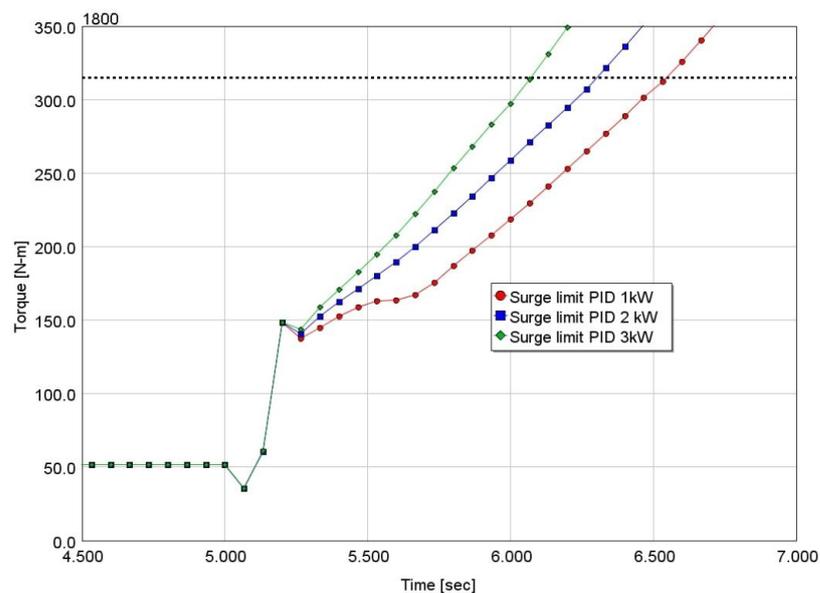


Рисунок 63 – Динамика реакции момента вращения на скорости 1800 об/мин при использовании регулятора антипомпажа, установленного на максимальные верхние границы в 1, 2, и 3 киловатта

На рисунке 64 демонстрируется, что при росте мощности наблюдается усиление степени сжатия в компрессоре, одновременно с чем происходит снижение массового расхода через компрессор, что отображается на карте скоростей компрессора.

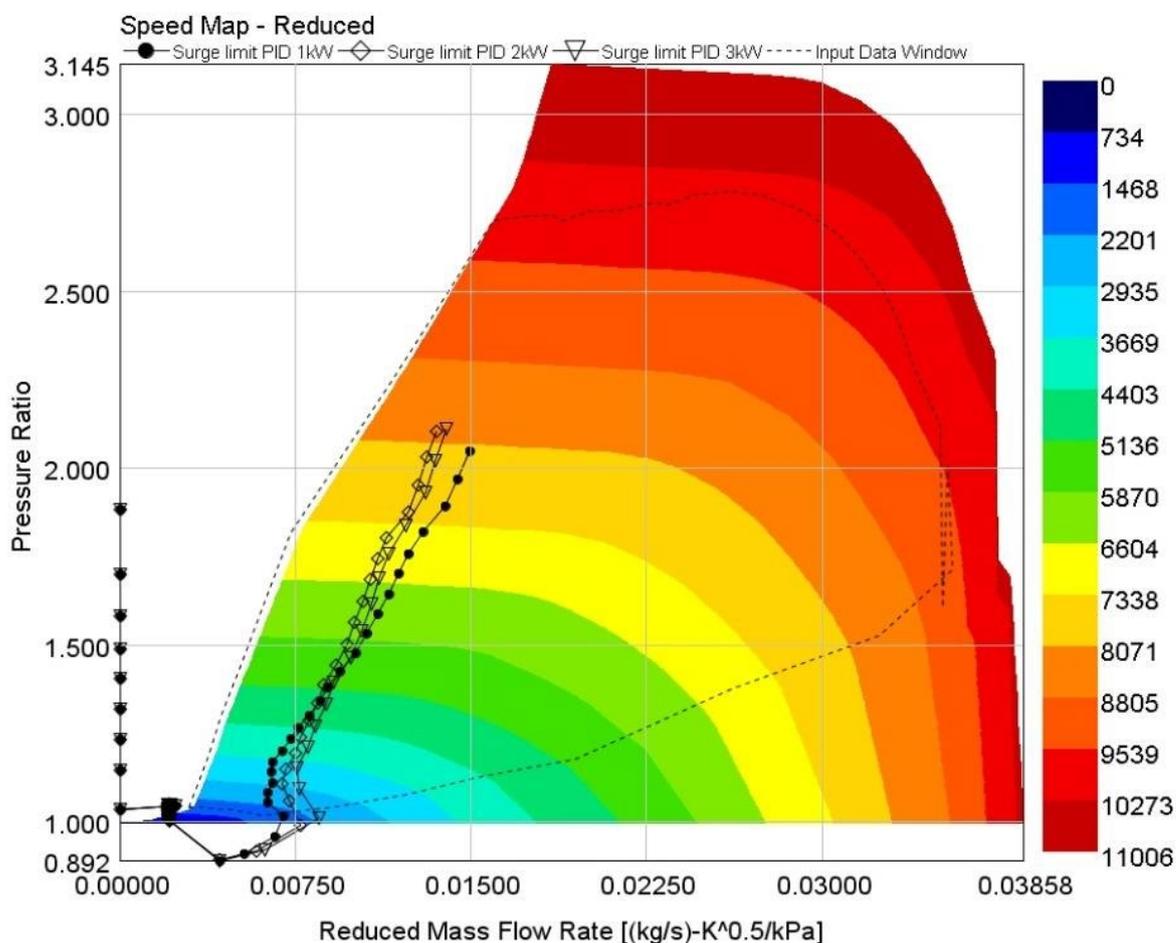


Рисунок 64 – Диаграмма работы компрессора на скорости 1800 об/мин с целью регулирования помпажных явлений при мощностях 1 кВт, 2 кВт и 3 кВт

Выводы по главе 3.

При неизменной настройке системы, стратегии управления обходным клапаном и восстановлением энергии вызывают задачу оптимизации, требующую выбора объема энергии к сохранению при условии предотвращения снижения эффективности за счет возрастания обратного давления. Этот аспект особенно актуален для компонентов турбокомпрессора двигателя.

## Глава 4 Обзор результатов исследований рекуперации энергии при наддуве

### 4.1 Исследования рекуперации энергии при наддуве на полной мощности

Данные о производительности при полной мощности для исходного двигателя и модифицированного двигателя с системой возврата энергии, интегрированной с двумя различными типами турбоагнетателей, демонстрируются на рисунках 65 и 66. Эффект от внедрения технологии регенерации энергии становится очевиден при достижении 2400 оборотов в минуту. До этой отметки значения топливной эффективности остаются сопоставимы между рассмотренными вариантами. Однако в контексте использования высоконапорного турбокомпрессора наблюдается незначительное ухудшение показателей эффективности. Применение крупногабаритного турбоагнетателя, аналогичного высоконапорному, приводит к перекалибровке динамических характеристик двигателя [55].

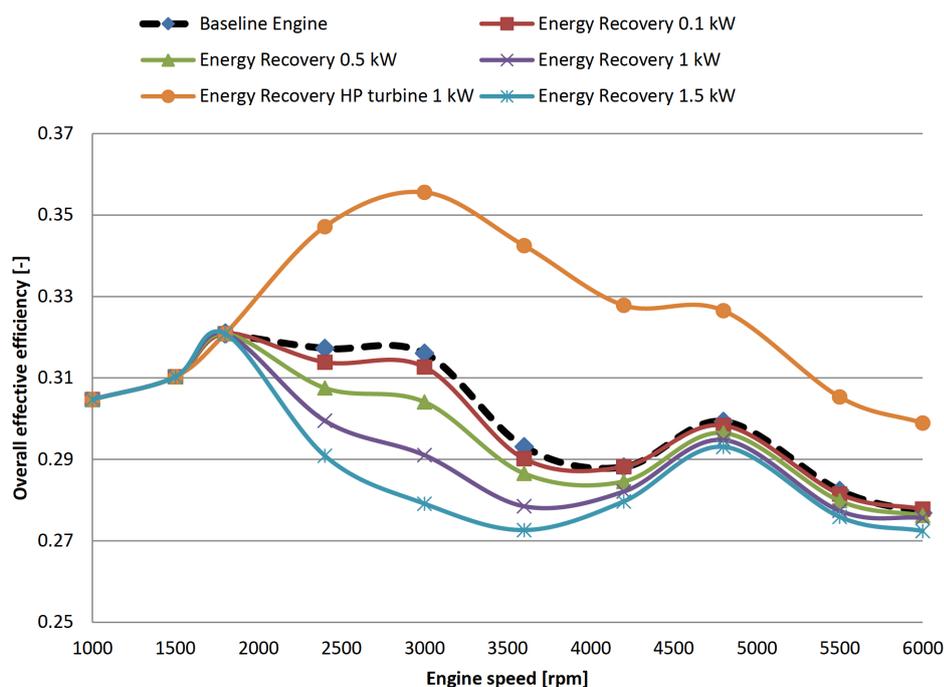


Рисунок 65 – Итоговая эффективность при полной загрузке

Инцидент, связанный с турбиной высокого давления (ВД), чья эффективность торможения составляет 1 киловатт, становится уникальным вариантом, демонстрирующим улучшение общего КПД в сравнении с исходной настройкой двигателя на протяжении всего спектра оборотов начиная от 2400 оборотов в минуту. В отличие от этого, альтернативные варианты выявляют снижение КПД на всем протяжении изучаемого диапазона оборотов. Данные об этом представлены на рисунке 64.

Максимальное увеличение производительности на 10% достигается при 3000 об/мин для версии турбины ВД, при этом среднее улучшение эффективности находится на уровне 5% в диапазоне от 2400 до 6000 об/мин.

С другой стороны, максимальное падение эффективности достигает 15% при скорости вращения двигателя 3000 оборотов в минуту. Как было указано ранее, применение стандартных турбокомпрессоров ведет к снижению эффективности на всем спектре работы двигателя. Все варианты изменений эффективности наглядно представлены на рисунке 66.

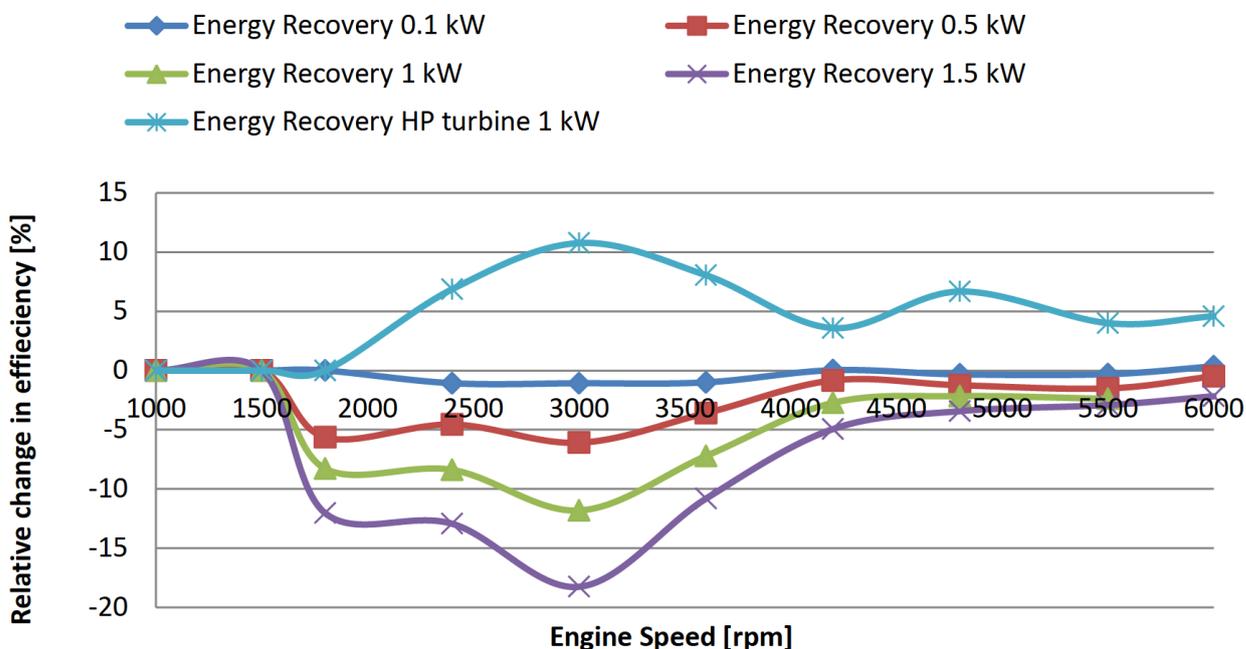


Рисунок 66 – Изменение относительной производительности при максимальной нагрузке

Вариация противодавления демонстрирует линейный рост частоты оборотов двигателя во всех изученных случаях, с последующим падением при достижении 6000 об/мин. Специфически, для турбины высокого давления зафиксировано наименьшее значение противодавления по сравнению с анализируемыми альтернативами, причём уменьшение оборотов характеризуется стабильностью в пределах 0,8–0,9 бар на протяжении интервала от 4000 до 5000 об/мин. Все рассматриваемые методы регенерации энергии через применение стандартного турбокомпрессора показали увеличение противодавления внутри исследуемого диапазона оборотов двигателя, что отображено на рисунке 67.

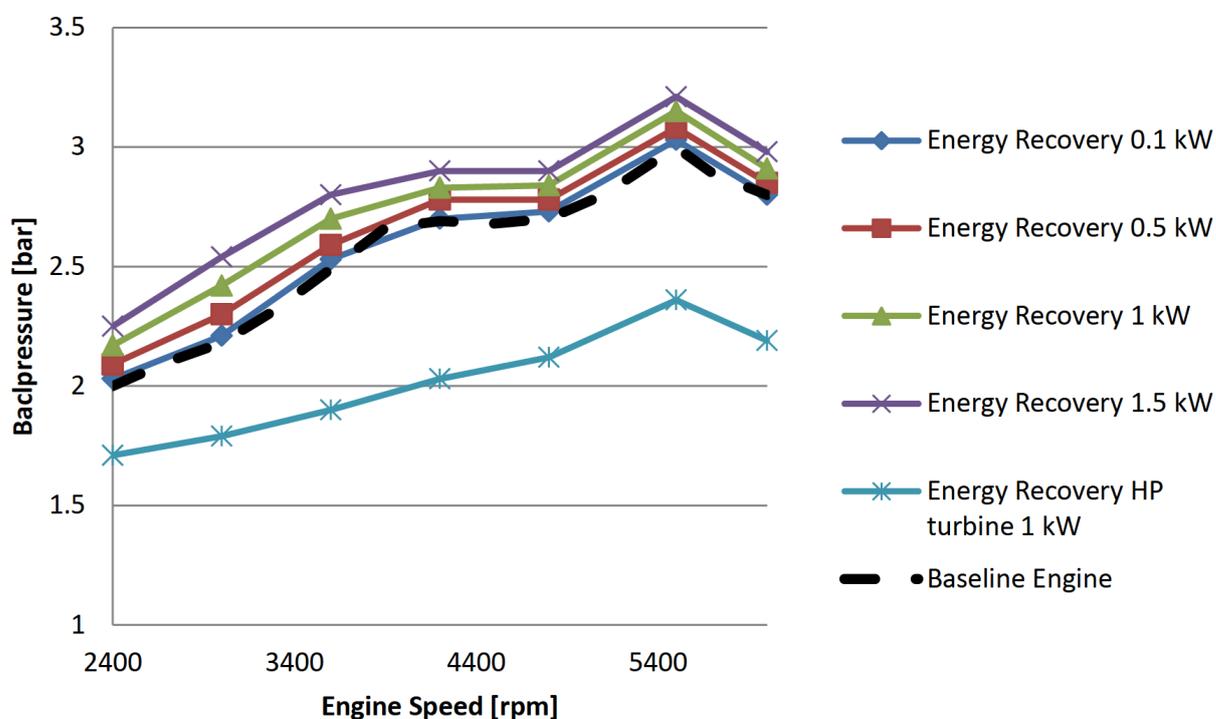


Рисунок 67 – Противодавление при полной нагрузке

Среднее эффективное давление нагнетания (PMEP) меньше у низкодавленной турбины по сравнению с альтернативными вариантами.

Диспаритет величины достигает приблизительно 0,5 бар и стабилен на протяжении всех анализируемых оборотов двигателя, как показано на рисунке 68.

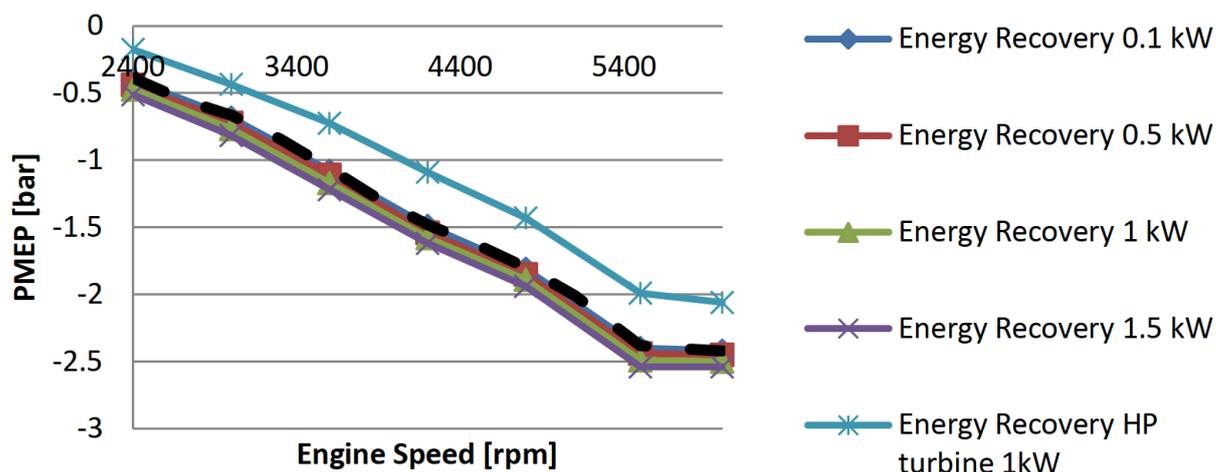


Рисунок 68 – Полная загрузка РМЕР для турбины высокого давления и обычной турбины

Тем не менее, основной агрегат обладает сниженным обратным давлением по сравнению со всеми типовыми системами рекуперативного энергосвозвращения. Диспропорция является относительно малозначительной.

В конфигурациях с применением стандартного турбоагнетателя наблюдается повышение уровня остаточных газов по сравнению с исходными параметрами двигателя. Этот рост оказывается прямо пропорциональным тормозной мощности двигателя, достигая максимума при наибольшей тормозной мощности. В контрасте с этим, настройка турбины высокого давления показывает уменьшение содержания остаточных газов на 1% при достижении 4500 об/мин, что подробно иллюстрируется на рисунке 69.

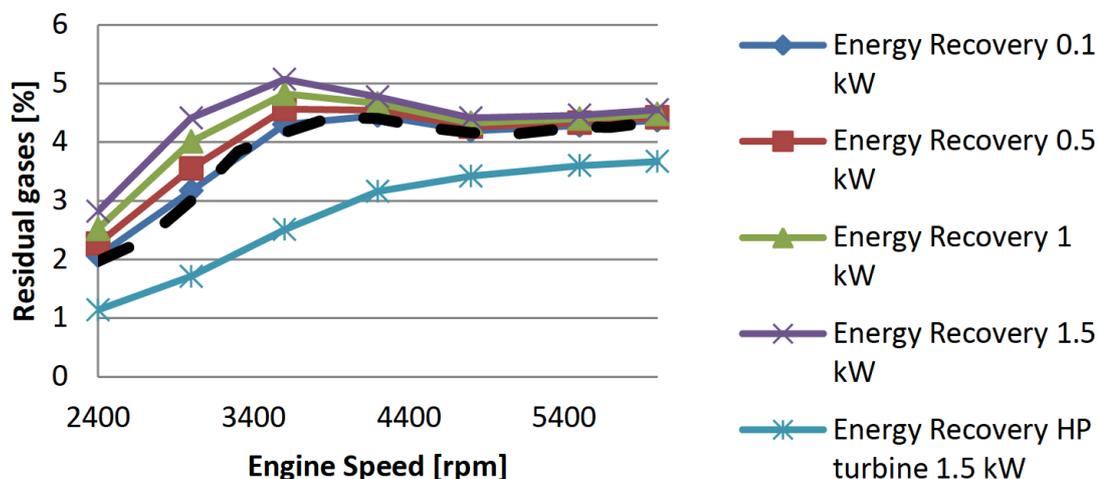


Рисунок 69 – Остаточные газы при полной нагрузке

На рисунке 70 демонстрируется регулирование открытия дроссельной заслонки пропорционально оборотам двигателя. Стандартный двигатель отличается наибольшим диаметром открытия заслонки при различных скоростях вращения коленчатого вала, в то время как у турбокомпрессора высокого давления (ВД) заметно меньше отверстие. Эта разница постепенно сокращается по мере нарастания оборотов двигателя.

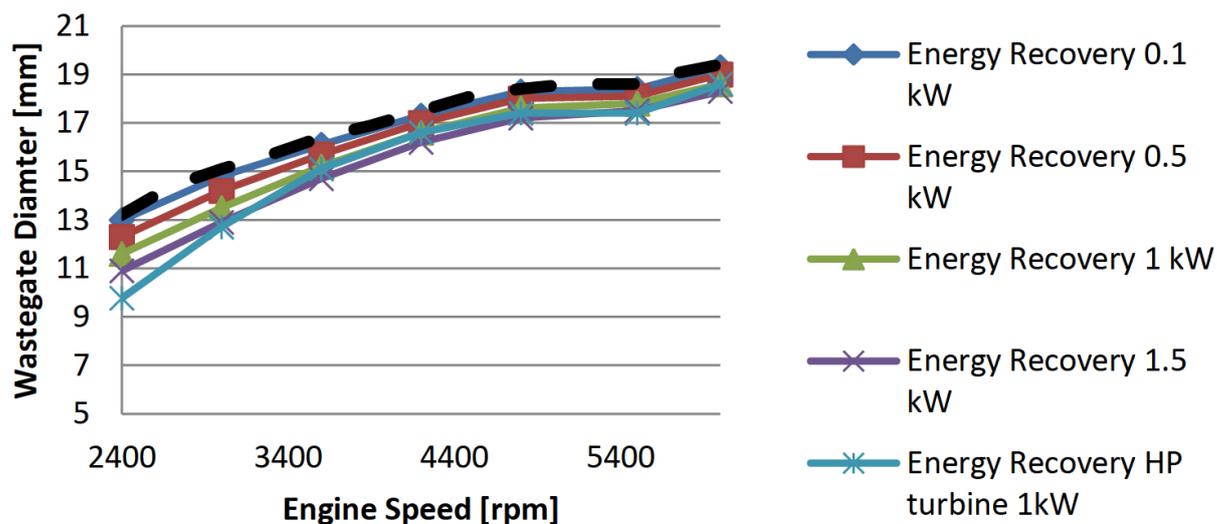


Рисунок 70 – Размер диаметра обратного клапана при максимальной нагрузке

#### 4.2 Изучение процессов возврата энергии при усилении наддува на уровне 50% нагрузки

Данные, относящиеся к эксплуатационным показателям при половинной нагрузке базового двигателя и модифицированного двигателя, интегрированного с системой энергетического восстановления и имеющего две различные конструкции турбин, демонстрируются на рисунках 71 и 72. Исследование выявило, что начиная с 2400 оборотов в минуту, установка для рекуперации энергии начинает значительно улучшать эффективность использования топлива двигателя.

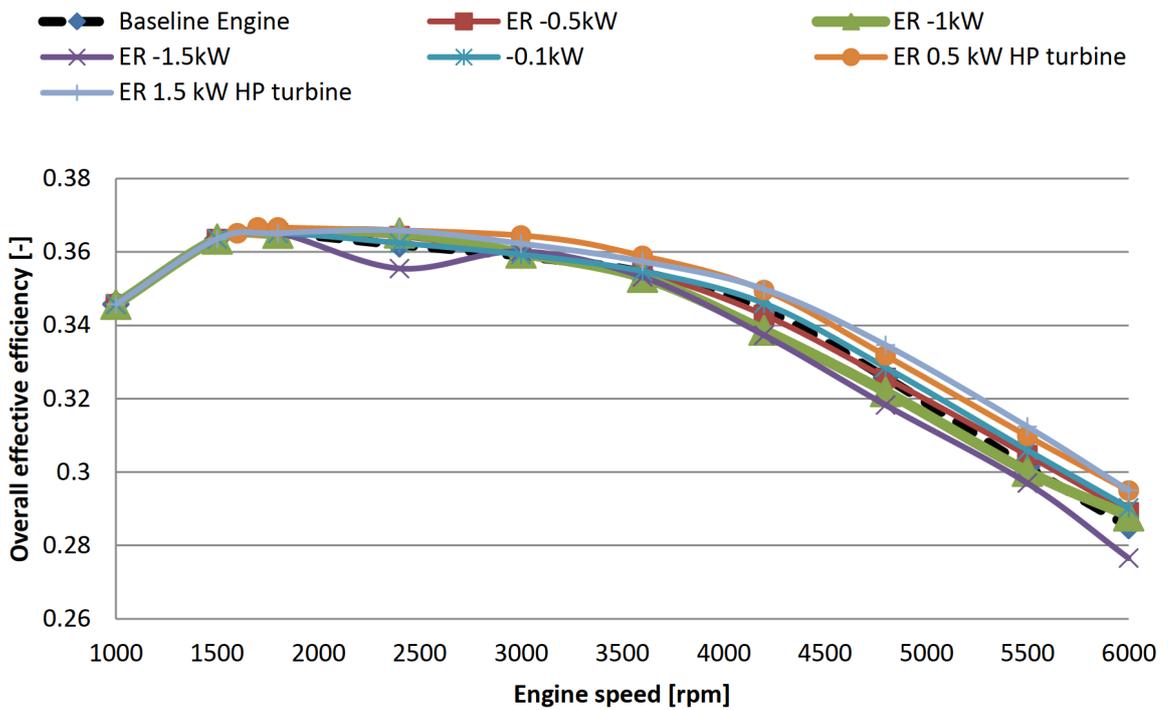


Рисунок 71 – Эффективность использования топлива базовым двигателем при половинной нагрузке, который укомплектован системой регенерации энергии (ER) и интегрирован с двумя различными настройками турбин.

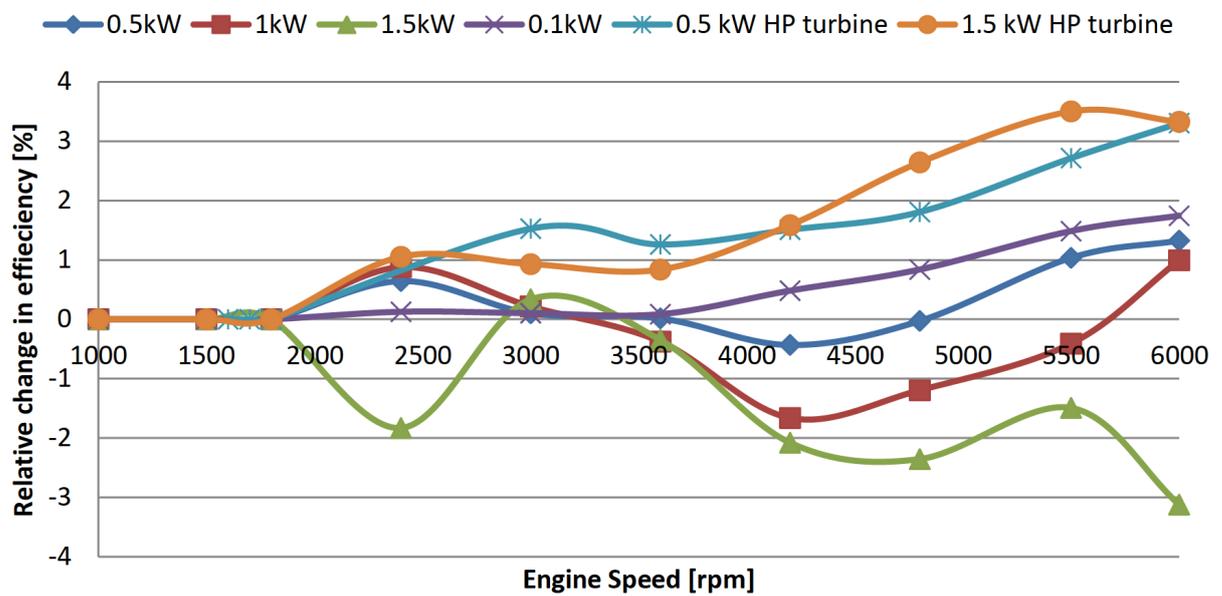


Рисунок 72 – Относительное изменение эффективности при нагрузке 50 %

Стандартная турбина, действие которой тормозится электрическим агрегатом мощностью 1,5 кВт, выявляет понижение эффективности работы системы в целом. В отличие от этого, система с использованием высокодавленческой турбины и аналогичной тормозной мощностью в 1,5 кВт

показывает существенный рост общей эффективности. Конфигурации с различными уровнями тормозной мощности - 0,1 кВт, 0,5 кВт и 1 кВт - также показывают улучшение общей эффективности, но в конкретных диапазонах работы двигателя. Вариант с торможением на 1 кВт выявляет повышение эффективности в диапазонах 2000-3000 об/мин и 5500-6000 об/мин, тогда как конфигурация на 0,1 кВт продемонстрировала улучшения в широком диапазоне от 2000 до 6000 об/мин. Однако это приводит к обсуждениям о масштабах повышения эффективности между этими двумя конфигурациями.

Относительно улучшения производительности в сравнении с исходной моделью обратим внимание на турбины низкого давления (ВД), которые показывают наибольшую положительную динамику в диапазоне от 2400 до 6000 оборотов в минуту, достигая максимума в 5500 об/мин, когда эффективность увеличивается на 3,5% при использовании конструкции с мощностью торможения 1 кВт. В контексте с более низкой мощностью торможения, 0,1 кВт, наибольшее повышение эффективности обнаружено среди стандартных турбин, где пик совершенствования достигает 2,8% при 6000 оборотах в минуту.

Из рисунка 73 видно, что при использовании стандартного турбокомпрессора и при мощности от 0,1 кВт до 1,5 кВт, противодавление превышает показатели базовой модели двигателя. Это различие более заметно на низких оборотах и снижается по мере увеличения оборотов до максимума. При этом, конструкция с использованием высокодавностойкой турбины и тормозной мощностью 0,5 кВт демонстрирует более низкое противодавление на всем протяжении скоростного режима двигателя.

На рисунке 74 представлено, как изменяется среднее эффективное давление перекачки (PMEP). Этот процесс следует той же логике, что и изменения в сопротивлении. Заметно, что наиболее низкое сопротивление наблюдается при использовании турбины низкого давления (ВД), в то время как в других случаях, кроме варианта с базовым двигателем, сопротивление

растет пропорционально увеличению мощности, затрачиваемой на торможение турбины.

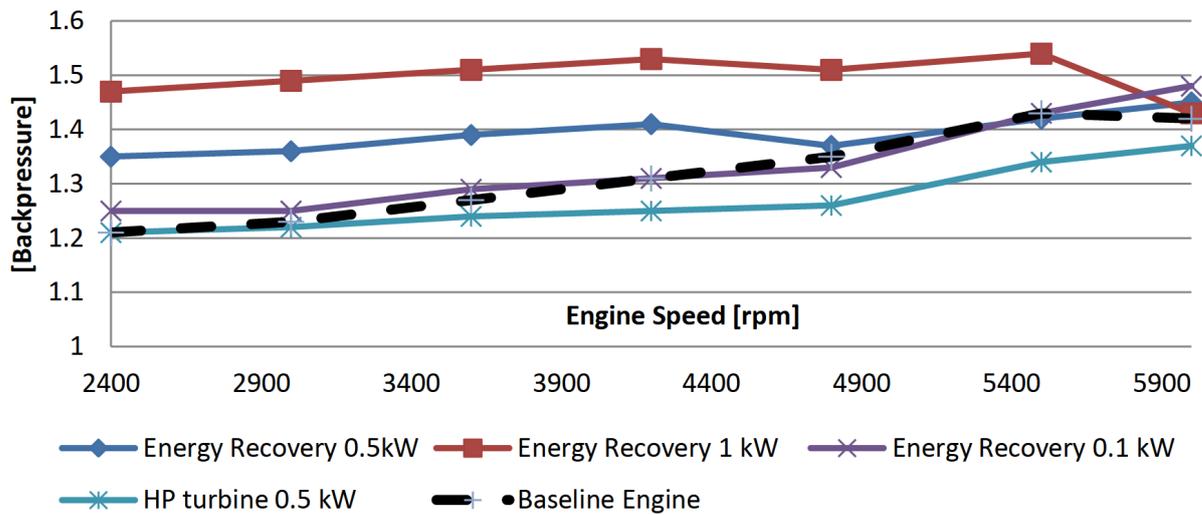


Рисунок 73 – Значение противодействия при 50% нагрузке двигателя, иллюстрируя три варианта: стандартный двигатель, рекуперация энергии с базовой турбиной и рекуперация с турбиной высокого давления

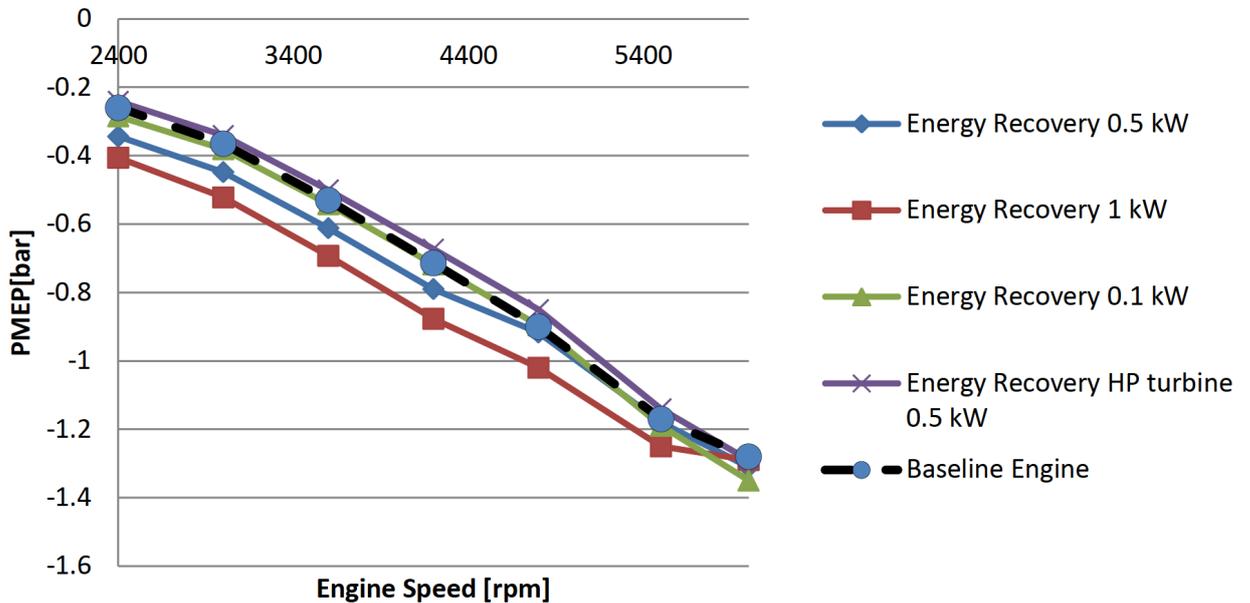


Рисунок 74 – P MEP при нагрузке 50 %

В случае высокодавственной турбинной конфигурации, уровень остаточных газов сокращается, в отличие от других настроек, включая стандартную настройку двигателя, где наблюдается рост этого показателя. Тем не менее, стандартная схема двигателя демонстрирует сниженные

показатели эмиссии по всему спектру оборотов в сравнении с энергетической рекуперационной системой при различных уровнях тормозной мощности. Максимальный разрыв в показателях достигает 4% на отметке в 2400 оборотов в минуту и постепенно уменьшается с ростом скорости вращения двигателя, что подтверждается диаграммой на рисунке 75.

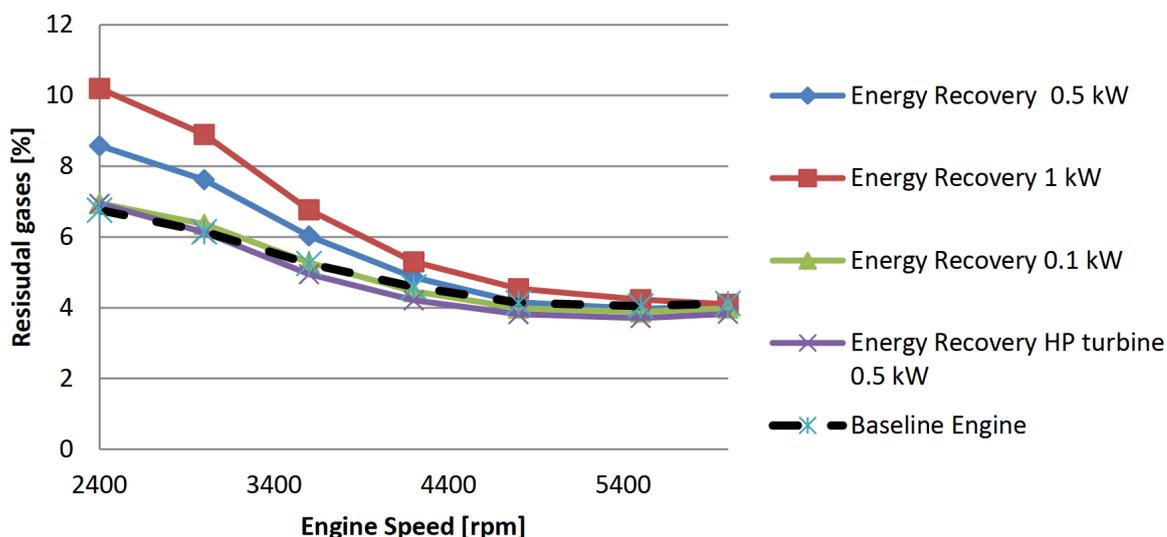


Рисунок 75 – Процент остаточного газа при нагрузке двигателя 50 %.

Угол открытия перепускной заслонки коррелирует с оборотами двигателя, как демонстрируется на рисунке 76. Эта корреляция указывает на прямую связь между углом открытия заслонки и тормозной мощностью двигателя, обеспечивая линейную зависимость между ними на основании частоты вращений. Значительное отклонение от базовой модели двигателя фиксируется при 2400 об/мин, где заслонка турбины высокого давления почти полностью закрыта, в то время как в базовой модели она остается открытой на 60% [56].

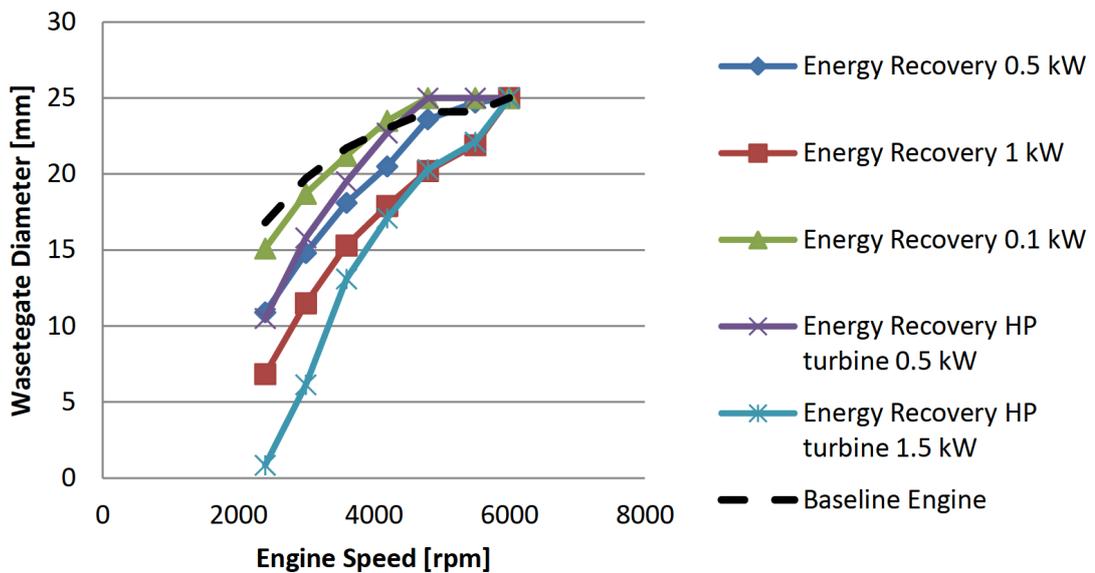


Рисунок 76 – Диаметр перепускного клапана при нагрузке 50 %.

#### 4.3 Исследования рекуперации энергии при наддуве на 60% нагрузки

При испытаниях двигателя на уровне нагрузки 60% было установлено, что эффективность системы рекуперации энергии, оснащенной турбокомпрессором стандартного типа с мощностью торможения 0,1 кВт, не улучшает общую эффективность при скоростях свыше 3000 оборотов в минуту. Варианты исполнения с использованием высокодавленной турбины и тормозными мощностями 0,5 кВт и 1 кВт показывают повышение общей эффективности, с последним вариантом, демонстрирующим наибольшую эффективность. Существенный рост эффективности начинается с отметки 3500 об/мин, что подтверждается данными на рисунке 77.

Максимальное изменение коэффициента полезного действия турбины высокого давления на уровне 1 кВт происходит при скорости вращения 5500 об/мин. В то же время, показатели при мощностях 0,5 кВт и 0,1 кВт практически идентичны. Ранее отмечалось, что мощность в 0,1 кВт способствует слегка повышенной эффективности [57].

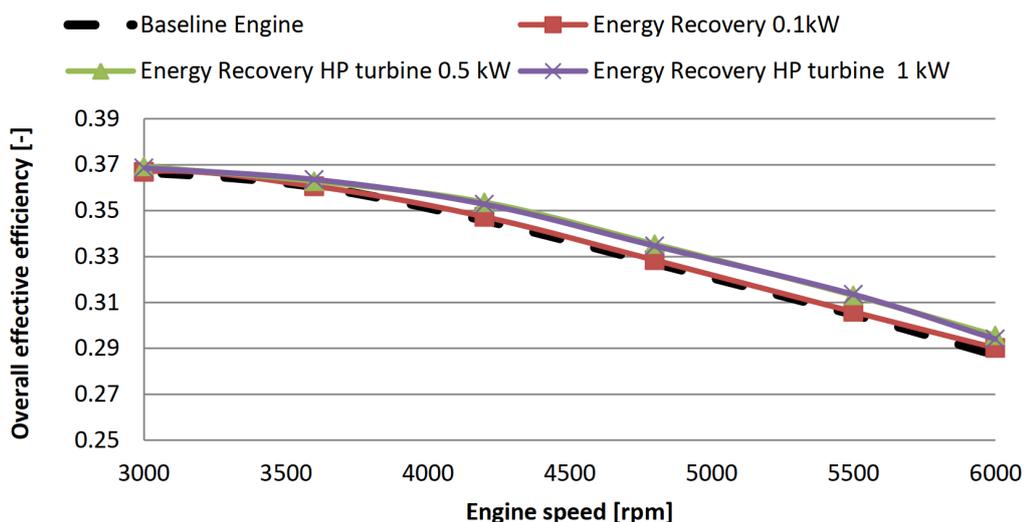


Рисунок 77 – Общее изменение эффективности при нагрузке 60 %.

#### 4.4 Анализ систем возврата энергии при турбонаддуве с 80%-ной загрузкой

Достигнутые показатели в размере 80% свидетельствуют об отсутствии выгоды в плане эффективности при применении обычной конструкции турбины. В диапазонах от 2400 до 3400 оборотов в минуту и около 4400 об/мин её эффективность практически сопоставима с работой стандартного двигателя. При оборотах ниже 2400 КПД оказывается заметно сниженным, что демонстрируется на рисунке 78.

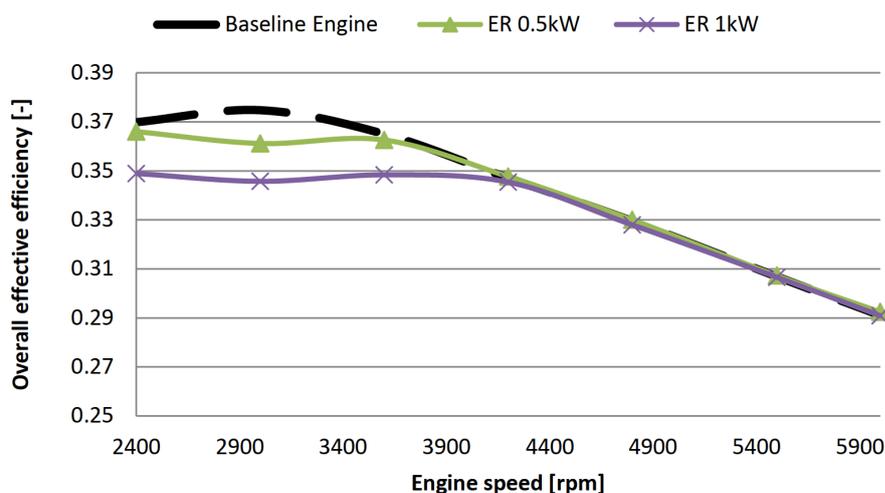


Рисунок 78 – Совокупная эффективность использования энергии при загрузке на уровне 80%

#### 4.5 Безнаддувный режим работы

В таблице 4 представлены данные для области работы без турбонаддува, где видно, что применение обычной турбинной установки не приносит значительных выгод на двух анализируемых уровнях мощности двигателя.

Таблица 4 – Результаты для региона естественной аспирации для системы рекуперации энергии

Частота вращения двигателя [об/мин]	Эффективная мощность [кВт]	Крутящий момент двигателя [Нм]	Общая эффективность (эффективный КПД) [-]	Относительное изменение эффективности [%]
4500	0	160	0,335	0
	2		0,329	-0,017
	1,5		0,331	-0,012
	1		0,33	-0,004
	0,5		0,334	0
5100	0	160	0,3161	0
	1		0,318	0,68

На рисунке 79 представлены изменения в диаметрах дроссельной и перепускной заслонок. Отчётливо видно, что с ростом тормозной мощности вентиль постепенно переходит в закрытое состояние, полностью закрываясь при достижении 1 кВт.

С другой стороны, при росте мощности тормозного усилия до 1 кВт, происходит раскрытие дроссельной заслонки, после чего её открытие сокращается.

На рисунке 80 демонстрируется динамика РМЕР при разных уровнях тормозной мощности. С ростом тормозной мощности РМЕР возрастает. Рисунок 81 отображает схожую закономерность для РМЕР и объема рециркулирующего остаточного газа.

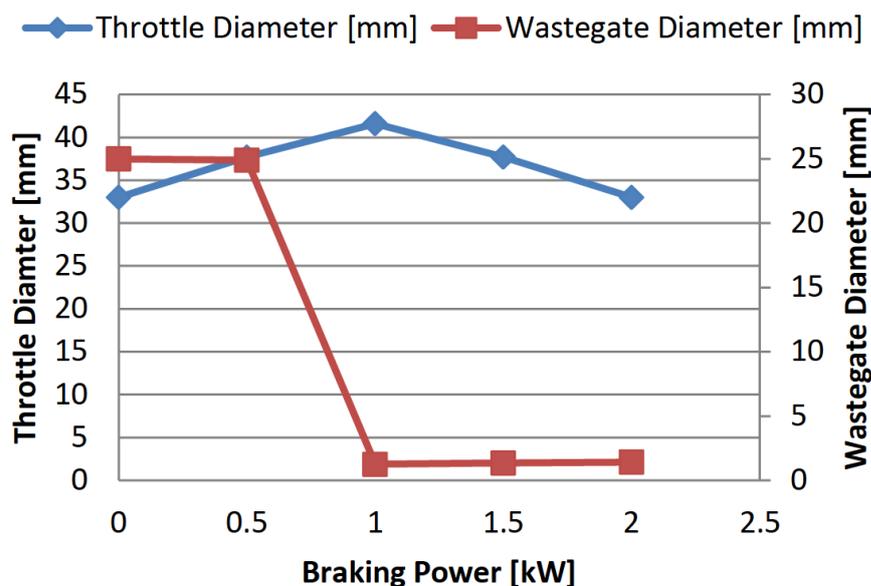


Рисунок 79 – Изменение диаметра дроссельной заслонки и диаметра перепускной заслонки для тормозной мощности выхлопных газов при 4500 об/мин при 160 Нм

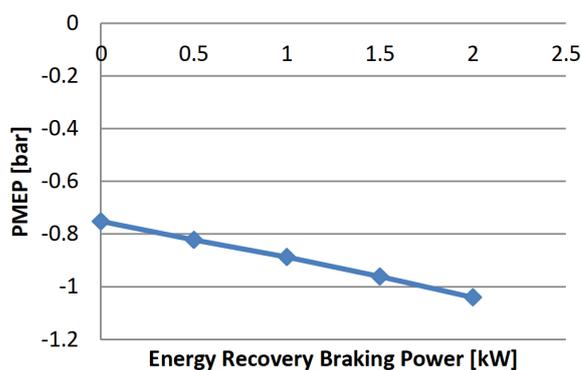


Рисунок 80 – Вариант PMEP с тормозной мощностью с рекуперацией энергии для 4500 об/мин при 160 Нм.

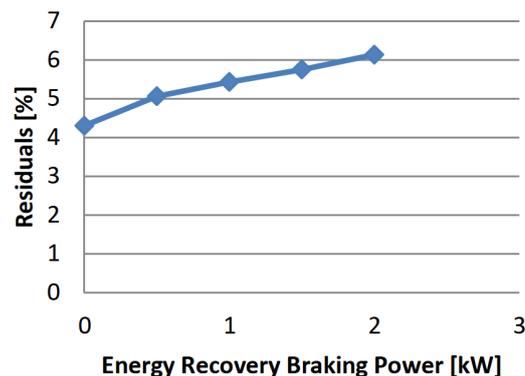


Рисунок 81 – Изменение остаточных газов при торможении с рекуперацией энергии при 4500 об/мин при 160 Нм

Результаты рекуперации энергии для 160 Нм при 4500 об/мин с энергией торможения 0,1 кВт с закрытым вестгейтом и с контролем вестгейта показаны в таблице 5. Видно, что вариант с закрытым вестгейтом показывает увеличенные BSFC, PMEP и остаточные значения по сравнению как с базовым контролем, так и с контролем WG.

Таблица 5 – Результаты при 4500 об/мин и 160 Нм для двух конфигураций: с управлением перепускной заслонкой и без управления перепускной заслонкой

Модель	Среднее эффективное давление РМЕР [бар]	Коэффициент остаточных газов [%]	Удельный эффективный расход топлива BSFC [г/кВтч]
Базовый уровень	-0,752	4.3	253
РГ закрыта	-1,84	8.41	296
РГ-контроль	-0,887	5.43	254

#### 4.6 Моделирование разгона

Результаты моделирования разгона для базового варианта, а также для системы электроусилителя и рекуперации энергии выхлопных газов показаны на рисунке 82. Для достижения скорости 18 км/ч вариант с мощностью 3 кВт быстрее базового варианта на 0,2 секунды, а вариант с мощностью 1,5 кВт - на 0,05 секунды. При достижении скорости 30 км/ч сохраняется та же разница в 0,2 секунды, а при мощности 1,5 кВт производительность снижается.

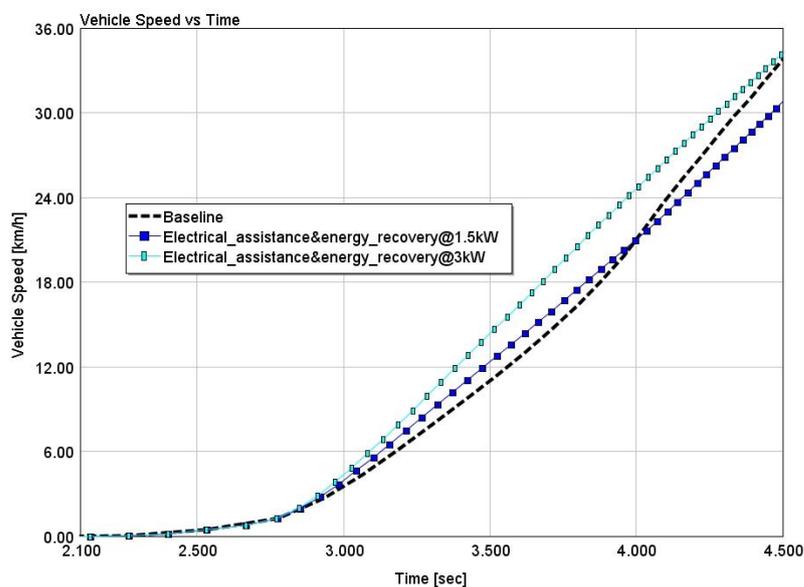


Рисунок 82 – Разгонные характеристики

Рисунок 83 демонстрирует динамику изменений величины объемного коэффициента полезного действия (КПД) во времени для исходного варианта, а также для интегрированных систем электропитания и рекуперации энергии

с различными уровнями мощности - 1,5 кВт, 2 кВт, 2,5 кВт и 3 кВт. Обозначается, что устройство с наибольшей мощностью, равной 3 кВт, достигает максимального объемного КПД, в то время как устройство на 0,5 кВт показывает наименьшую эффективность. Ключевым моментом является отметка в 3,75 секунды, когда объемный КПД исходной модификации достигает отметки 1,5 кВт и продолжает увеличиваться далее.

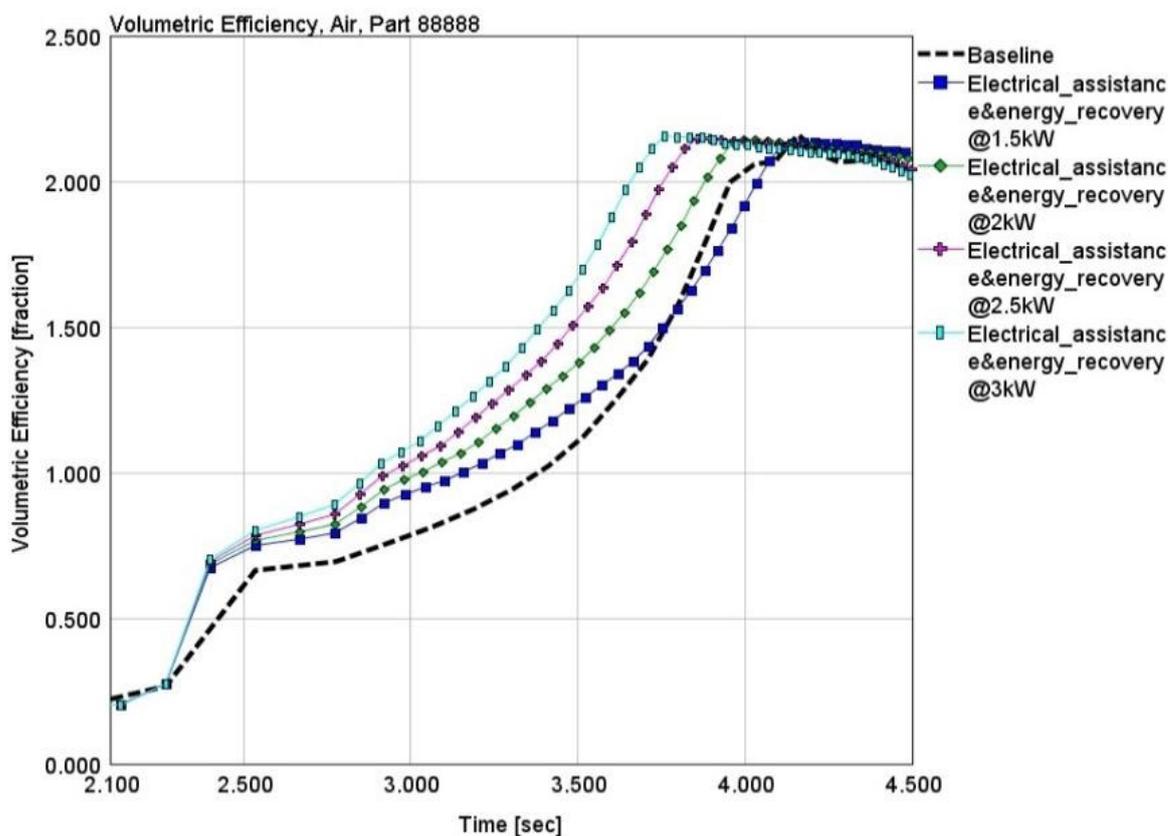


Рисунок 83 – Изменение объемного КПД для базовой модели и систем электроснабжения и рекуперации энергии для конфигураций мощности 1,5 кВт, 2 кВт, 2,5 кВт и 3 кВт.

На рисунке 84 показано, как работают базовые варианты мощностью 1,5 кВт и 3 кВт на карте скорости компрессора. Видно, что базовая линия имеет наименьшую степень сжатия и массовый расход, а мощность 3 кВт — наибольшую.

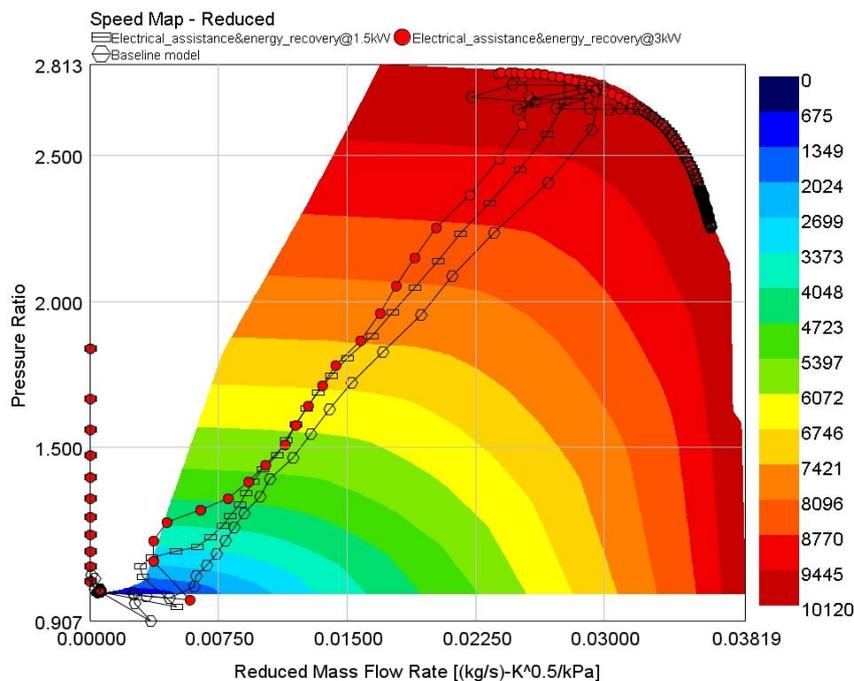


Рисунок 84 – Базовая линия, системы электрической помощи и рекуперации энергии для производительности 1,5 кВт и 3 кВт на карте скорости компрессора.

На рисунке 85 представлено поведение электрических машин в процессе имитации взлета аппаратов с различными начальными мощностями: 1 кВт, 2 кВт, 2,5 кВт, и 3 кВт. Отмечается, что при мощности в 3 кВт переход от работы как электродвигателя к функционированию в режиме электрогенератора происходит быстрее, в отличие от устройства с мощностью в 1 кВт, где этот переход замедлен. Кроме того, зафиксировано, что электрогенератор способен поддерживать стабильную выработку мощности в 3 кВт на протяжении 1,2 секунды, для 2,5 кВт - этот показатель составляет 1,3 секунды, для 2 кВт - 1,4 секунды, а для устройства мощностью 1,5 кВт - продолжительность составляет 1,6 секунд.

На рисунке 86 показано, как быстро турбокомпрессор достигает предельной скорости вращения. Видно, что самым быстрым является вариант с мощностью 3 кВт, а самым медленным — вариант с мощностью 1,5 кВт. Примечателен тот факт, что базовая модель достигает ограничителя быстрее, чем модель мощностью 1,5 кВт. Это коррелирует с передаваемой мощностью

и коэффициентом инерции, поскольку энергия выхлопных газов увеличивается с увеличением частоты вращения двигателя.

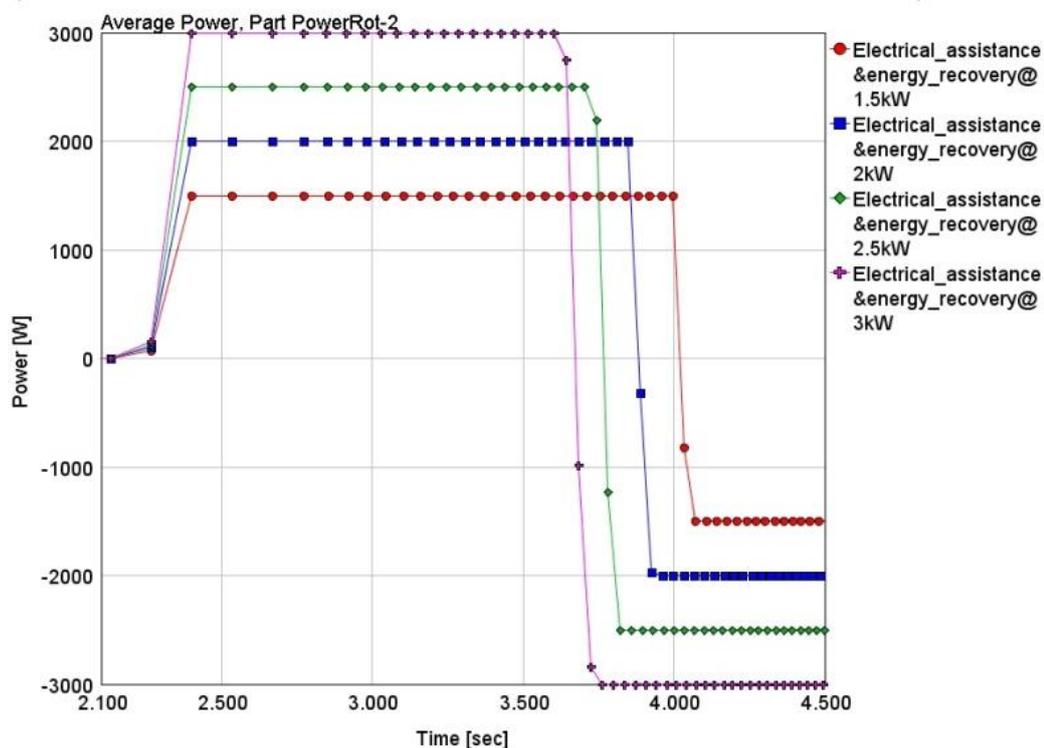


Рисунок 85 – Сигнал мощности электрической машины для случаев мощностью 1,5 кВт, 2 кВт, 2,5 кВт и 3 кВт во время моделирования взлета.

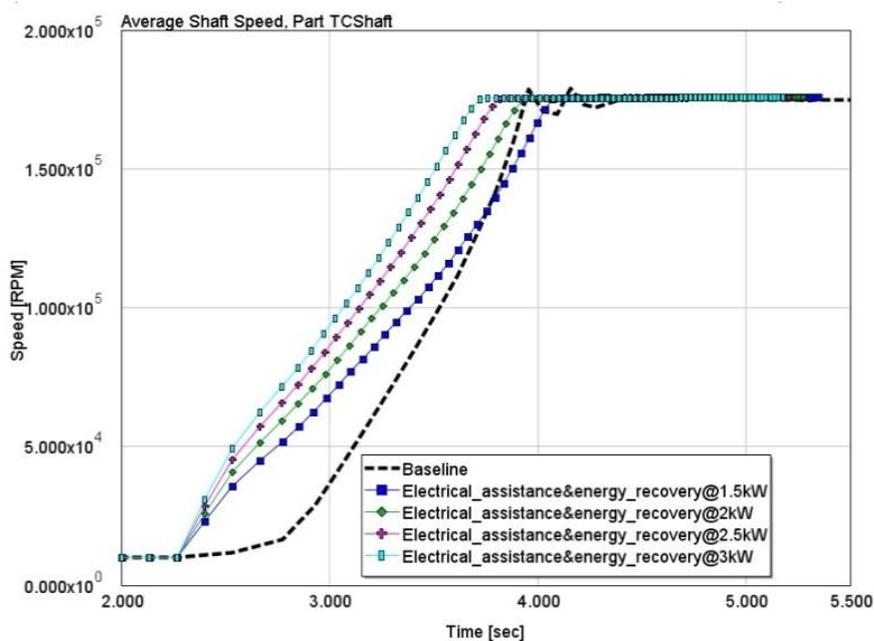


Рисунок 86 – Ускорение турбоагнетателя для базовой линии и системы электрической помощи и рекуперации энергии в следующих случаях: 1,5 кВт, 2 кВт, 2,5 кВт и 3 кВт.

## 4.7 Исследование и оценка выявленных данных

### 4.7.1 Электротурбокомпрессор

Внедрение электрически усиленного турбокомпрессора способствует резкому повышению эффективности при достижении 1200 оборотов в минуту. В таких условиях, использование турбокомпрессора, работающего под высоким давлением, дает возможность значительно, до 70%, усилить отклик, а с применением классической версии прирост составил 69% при подаче энергии от электрогенератора мощностью 3 киловатта. Когда обороты двигателя возрастают до 1400 в минуту, наблюдается повышение энергетического потенциала отработанных газов, ограничивая использование дополнительной электрической энергии для ускорения работы турбокомпрессора из-за критических значений на кривой помпажа. Оптимальный рост производительности в 30% достигается при применении стандартного нагнетателя мощностью 2 киловатта, в то время как наличие 2,5 и 3 киловатт пересекает границы эффективности из-за помпажа. Малая инерция компрессора при низкой мощности усиления негативно сказывается на работе, а при повышении - препятствует кривая помпажа [58]. Усиление при помощи компрессора высокого давления на оборотах в 1400 в минуту не дает четких преимуществ. С увеличением скорости вращения двигателя улучшение отзывчивости оказывается менее выраженным: при 1500 об/мин - прирост в 15% на 2 кВт, при 1600 об/мин - улучшение на 20% при 1 кВт и при 1800 об/мин - на 16% на 2 кВт.

Улучшение высокодавленного компрессора и повышение мощности электродвигателя в контексте ускорения вращения двигателя не эффективно, потому что кривая помпажа ограничивает производительность установки, что находит подтверждение в научных источниках [6].

Корректировка передаточного отношения планетарного механизма не продемонстрировала прямолинейную зависимость в отношении изменения. Выявлено, что модификация момента инерции оказывает нелинейное

воздействие на эффективность работы компрессора [59]. В большинстве случаев сокращение момента инерции положительно сказывается на производительности, тогда как возрастание мощности двигателя, связанное с увеличением его оборотов, приводит к приближению компрессора к состоянию суржения, что увеличивает реакционное время на крутящий момент. Это особенно заметно при скорости вращения 1600 оборотов в минуту при электрической мощности в 2 киловатта. С другой стороны, возрастание инерции через понижение передаточного числа планетарной передачи в большинстве ситуаций приводило к падению эффективности, кроме моментов при 1400 оборотах в минуту, когда производительность компрессора улучшалась благодаря более эффективной работе в данном режиме.

При анализе влияния времени открытия выпускного клапана с интервалами в 15 угловых градусов коленчатого вала (CAD) на работу двигателя, обнаружилось отсутствие изменений в производительности на скорости 1200 об/мин. Однако, при увеличении скорости до 1400 об/мин и под нагрузкой в 1 киловатт (кВт), ранее открытие клапана приводило к снижению эффективности, тогда как задержка в их открытии позволяла поддерживать производительность на прежнем уровне [60]. В условиях работы двигателя мощностью 2 кВт, выбор времени открытия, соответствующего ранее установленным нормам, демонстрировал оптимальные результаты, поскольку любые другие вариации приводили к перегрузкам системы. При скорости 1800 об/мин и мощности 0,5 кВт аналогичные тесты показали, что ранее открытие клапана влечет за собой те же последствия, в то время как при 2 кВт задержка открытия клапана способствовала улучшению массового потока при одинаковом давлении.

Эффективное регулирование, основанное на мониторинге и предотвращении помпажа, позволяет достигать высшей эффективности за счет более интенсивного использования электричества и поддержания компрессора в оптимальных рабочих условиях, избегая зоны помпажа. Заметно, что при таком подходе время отклика на изменения крутящего

момента сокращается на 30% при достижении 1600 оборотов в минуту, будучи ограниченным потолком мощности в 3 кВт, установленным ПИД-регулятором. В отсутствие должного контроля за помпажом, настройки, аналогичные тем, что приводят к помпажу при 1500 об/мин с мощностью входа в 3 кВт, фактически производят помпаж, подчеркивая важность данной системы регулирования.

В предыдущих обсуждениях отмечалось, что производительность системы серьезно снижается из-за инерционных эффектов и явления помпажа. Использование компрессора с регулировкой угла атаки лопаток позволяет корректировать позицию линии помпажа, а также эффективно распределять необходимую мощность.

#### **4.7.2 Возврат энергии отработанных газов**

Исследования демонстрируют, что способность восстановления энергии отработанных газов коррелирует с типом турбины, скоростью оборотов мотора и уровнем его нагрузки [61].

В условиях максимальной работы, система с обычным турбокомпрессором не способна на восстановление энергии без снижения ее эффективности. Использование турбины высокого давления показывает постепенное повышение эффективности использования топлива с увеличением оборотов с 2400 до 6000 в минуту при фиксированной тормозной мощности 0,5 кВт. Оптимальная эффективность достигается на уровне 10% при скорости вращения коленвала 3000 об/мин. Улучшение рекуперации энергии возможно за счет более тугого закрытия вестгейта, что не приводит к снижению производительности системы. В то же время использование более размерного турбина означает изменение ключевых характеристик работы двигателя, в частности, сдвиг "пика" крутящего момента с 1500 до 1700 об/мин. Анализ времени реакции на изменение крутящего момента показывает наихудшие показатели среди исследованных вариантов.

Основная причина, по которой обычная турбина не может работать без снижения производительности, связана с ростом обратного давления,

ведущего к увеличению работы по нагнетанию и, как следствие, уменьшению эффективности работы, что напрямую влияет на термический КПД двигателя. Это явление приводит к увеличению количества невыброшенных выхлопных газов в цилиндрах по завершении рабочего цикла, снижая тем самым объемный КПД. Применение более крупной турбины понижает обратное давление, однако приводит к изменению характеристики мощностного выхода двигателя, особенно затрагивая зону низкого крутящего момента.

При работе двигателя на 50% от его максимальной мощности, что является границей между режимами с турбонаддувом и без него, обычная турбина демонстрирует способность к восстановлению энергии при скорости вращения свыше 3000 оборотов в минуту и увеличивает эффективность приблизительно на 2% на отметке 6000 оборотов в минуту. Это указывает на редко используемый рабочий диапазон двигателя. Величина энергии, доступной для рекуперации, довольно мала и варьируется от 0,1 до 0,5 киловатт. Турбина высокого давления показывает более выраженное улучшение эффективности, достигая до 3,5%.

Под нагрузкой в 60%, принцип работы не меняется: высокодавная турбина способствует увеличению эффективности в среднем на 2,5%, тогда как обычная турбина приносит прирост в среднем лишь на 0,5%. При увеличении нагрузки до 80% использование исключительно обычной турбины не демонстрирует каких-либо значимых преимуществ.

Два пункта в контексте атмосферного двигателя не способствуют повышению мощности без потери эффективности. Однако, это демонстрирует ценность регулировки впускного клапана в условиях естественной аспирации, особенно в аспекте возвращения энергии отработавших газов [62].

Это демонстрирует, что габариты турбины критически важны для крутящего момента, пиковой мощности и возможностей возврата энергии.

#### **4.7.3 Моделирование симуляции**

В симуляционной модели становится ясно, что динамические свойства системы и геометрические параметры компрессорной карты играют

решающую роль в определении эффективности. Особенно заметно это на примере электродвигателя мощностью 3 киловатта, который показал улучшение времени разгона на 0,2 секунды в сравнении с эталонной моделью. В то же время, мотор мощностью 0,5 киловатта выявил недостаток в динамике нарастания скорости вращения турбокомпрессора на фоне повышения частоты вращения двигателя по сравнению с эталоном.

#### **4.7.4 Смешанный тип турбонаддува**

При комплексном анализе системы, включающей в себя как электроподдержку турбокомпрессора, так и процесс рекуперации тепловой энергии отработавших газов, возникают трудности в оценке ее эффективности. Использование турбины с высоким давлением способствует эффективному восстановлению энергии отработавших газов; однако это также приводит к увеличению инерции системы, отрицательно сказываясь на ее работе при анализе переходных процессов [63]. Применение турбокомпрессора большего размера, например с высоким давлением, оказывается выгодным в контексте увеличения подачи воздуха при взлете, тем самым перемещая характеристику компрессора к более высоким оборотам. Однако при анализе способности к быстрому нарастанию крутящего момента это может стать проблемой из-за смещения зоны помпажа и уменьшения эффективной рабочей области компрессора на низких скоростях, что ведет к потере производительности. С другой стороны, использование компрессора меньшего размера с оптимизированной геометрией входной части позволяет достигать лучших показателей в условиях необходимости быстрого нарастания крутящего момента, но такой компрессор может не справляться с максимальными нагрузками, снижая общую производительность системы при работе на ускорение [64].

Выводы по главе 4.

Для эффективного восстановления энергии отработанных газов необходима турбина увеличенных габаритов по сравнению с традиционной, что повлечет за собой рост инерционных характеристик. В таких условиях

можно применить сцепление для разъединения турбины и компрессора при моделировании динамических процессов, обеспечивая тем самым их независимую работу. Этот подход исключит необходимость в планетарной передаче, уменьшая общий вес агрегата.

В режиме отсутствия наддува, взаимодействие между контроллером дроссельной заслонки, контроллером обходной заслонки и генератором создает сложности при одновременном использовании двух ПИД-регуляторов, ориентированных на регулирование одного и того же параметра - крутящего момента двигателя. Поэтому критически важно разработать комплексную управленческую стратегию, которая эффективно координирует работу всех трех устройств управления, нацеливаясь на оптимизацию крутящего момента, а также проводит оценку общей эффективности работы двигателя, чтобы определить целесообразность регенерации энергии.

## Заключение

Проанализированы возможности использования турбонаддува в бензиновых двигателях.

Сформулированы ключевые результаты, в частности:

- В системе на основе электрического усилителя турбонаддува требуется использование компрессора с возможностью регулировки угла атаки лопаток. Это позволит добиться оптимизации крутящего момента быстрее благодаря увеличенной эффективности на низких оборотах и при старте, обеспечивая при этом высокую производительность и соответствие нормам мощности. Альтернативным подходом является двухступенчатая компрессионная система, где более мелкий компрессор, связанный с электродвигателем, направляет воздух в более крупный компрессор либо с использованием методики предварительного сжатия, как это предложено в научных публикациях.
- Для эффективного восстановления энергии отработанных газов необходима турбина увеличенных габаритов по сравнению с традиционной, что повлечет за собой рост инерционных характеристик. В таких условиях можно применить сцепление для разъединения турбины и компрессора при моделировании динамических процессов, обеспечивая тем самым их независимую работу. Этот подход исключит необходимость в планетарной передаче, уменьшая общий вес агрегата.
- При неизменной настройке системы, стратегии управления обходным клапаном и восстановлением энергии вызывают задачу оптимизации, требующую выбора объема энергии к сохранению при условии предотвращения снижения эффективности за счет возрастания обратного давления. Этот аспект особенно актуален для компонентов турбокомпрессора двигателя.
- В режиме отсутствия наддува, взаимодействие между контроллером дроссельной заслонки, контроллером обходной заслонки и генератором

создает сложности при одновременном использовании двух ПИД-регуляторов, ориентированных на регулирование одного и того же параметра - крутящего момента двигателя. Поэтому критически важно разработать комплексную управленческую стратегию, которая эффективно координирует работу всех трех устройств управления, нацеливаясь на оптимизацию крутящего момента, а также проводит оценку общей эффективности работы двигателя, чтобы определить целесообразность регенерации энергии.

- В общем, система предоставляет ряд выгод, однако требуется глубокий разбор, чтобы выяснить, соответствует ли реальная архитектура идеалу.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. A Kuzstelan, D Marchant, Y Yao, Y Wang, S Selcuk, and A Gaikwad. Increases in low speed response of an IC engine using a twin-entry turbocharger. In Proceedings of the World Congress on Engineering, volume 3, pages 4{6, 2012. 21
2. Darlington, D. Cieslar, N. Collings and K. Glover, "Assessing Boost-Assist Options for Turbocharged Engines Using 1-D Engine Simulation and Model Predictive Control," SAE International 2012-01-1735, 2012.
3. Lefebvre and S. Guilain, "Modelling and Measurement of the Transient Response of a Turbocharged SI Engine," SAE Technical Paper 2005-01-0691, 2005.
4. Amir Reza Mahmoudi, Iman Khazaei, and Mohsen Ghazikhani. Simulating the effects of turbocharging on the emission levels of a gasoline engine. Alexandria Engineering Journal, 56(4):737{748, 2017. 14, 21, 22
5. Anders Gusevik Gravdal. Diesel engine response improvements using hybrid turbocharging. Master's thesis, NTNU, 2017. 27
6. Belachew Tesfa, Fengshou Gu, Rakesh Mishra, and AD Ball. Lhv predication models and lhv e ect on the performance of CI engine running with biodiesel blends. Energy conversion and management, 71:217{226, 2013. 21
7. Belachew Tesfa, Rakesh Mishra, C Zhang, F Gu, and AD Ball. Combustion and performance characteristics of CI (compression ignition) engine running with biodiesel. Energy, 51:101{115, 2013. 21, 27
8. Balis, P. Barthelet and C. Morreale, "Electronic Boosting: Its Influence on Downsizing and Transient Torque," MTZ worldwide, vol. 63, 2002.
9. Elmqvist-Möler, 1-D Simulation of Turbocharged SI Engines- Focusing on a New Gas Exchange System and Knock Prediction, 2006.
10. Voser, C. Onder and L. Guzzella, "System Design and Analysis of a Directly Air-Assisted Turbocharged SI Engine with Camshaft Driven Valves," Energies 2013, 6, 1843-1862, 2013.

11. Colin R Ferguson and Allan T Kirkpatrick. Internal combustion engines: applied thermosciences. John Wiley & Sons, 2015. 19, 21, 27
12. Constantine D Rakopoulos and EG Giakoumis. Review of thermodynamic diesel engine simulations under transient operating conditions. Technical report, SAE Technical Paper, 2006. 31
13. Constantine D Rakopoulos, Athanasios M Dimaratos, EG Giakoumis, and Dimitrios C Rakopoulos. Exhaust emissions estimation during transient turbocharged diesel engine operation using a two-zone combustion model. *International Journal of Vehicle Design*, 49(1-3):125-149, 2009. 47
14. Constantine Rakopoulos, Athanasios Dimaratos, Evangelos Giakoumis, and Mark Peckham. Experimental assessment of turbocharged diesel engine transient emissions during acceleration, load change and starting. Technical report, SAE Technical Paper, 2010. 20, 24
15. Cieslar, N. Collings, P. Dickinson, K. Glover and A. Darlington, "A Novel System for Reducing Turbo-Lag by Injection of Compressed Gas into the Exhaust Manifold," SAE International 2013-01-1310, 2013.
16. D. R. Pearl, "O-ring seals in the design of hydraulic mechanisms," SAE Technical Paper, vol. 470247, p. 10, 1947.
17. Dariusz Cieslar. Control for transient response of turbocharged engines. PhD thesis, University of Cambridge, 2013. 34, 39, 40, 41, 47, 58
18. Dezong Zhao, Edward Winward, Zhijia Yang, Richard Stobart, and Thomas Stefan. Characterisation, control, and energy management of electrified turbocharged diesel engines. *Energy conversion and management*, 135:416-433, 2017. 21
19. E Winward, J Rutledge, J Carter, A Costall, R Stobart, D Zhao, and Z Yang. Performance testing of an electrically assisted turbocharger on a heavy duty diesel engine. In *IMEchE 12th International Conference on Turbochargers and Turbocharging*, pages 17-18, 2016. 37, 42
20. EG Giakoumis and SC Lioutas. Diesel-engined vehicle nitric oxide and soot emissions during the european light-duty driving cycle using a transient

- mapping approach. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 15(3): 134{143, 2010. 31
21. Evangelos G Giakoumis and Vasileios Tziolas. Modeling a variable-geometry turbocharged diesel engine under steady-state and transient conditions. *Journal of Energy Engineering*, 144(3):04018017, 2018. 37, 42
  22. Jianqin, L. Jiangping, W. Yong, D. Banglin, Y. Yanping, F. Renhua and J. Jian, "A comparative study on various turbocharging approaches based on IC engine exhaust gas energy recovery," *Applied Energy*, vol. 113, p. 248–257, January 2014.
  23. Fang Wei. A study on the improvement of marine diesel engine transient performance by means of air injection. Thesis of Hong Kong University, 2005. 34, 41, 46, 100
  24. Guangyong Zheng, Xiumin Yu, Jiangwei Liu, Tao Song, and Wenxiang Li. Performance development target setting of passenger car diesel engine. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 26(3):512{517, 2013. 20
  25. H Baderman. Boosting methods in highly downsized diesel engines. [https://www.academia.edu/8241855/BOOSTING\\_METHODS\\_IN\\_HIGHLY\\_DOWNSIDED\\_DIESEL\\_ENGINES](https://www.academia.edu/8241855/BOOSTING_METHODS_IN_HIGHLY_DOWNSIDED_DIESEL_ENGINES), 2013. Accessed: 17.9.2019. 20
  26. Nguyen-Schäfer, *Rotordynamics of Automotive Turbochargers: Linear and Nonlinear Rotordynamics - Bearing Design - Rotor Balancing*, Springer-Verlag , 2012.
  27. Osamura and N. Abe, *Development of New Iridium Alloy for Spark Plug Electrodes*, vol. 108. 1999.
  28. Ing David Blanco-Rodriguez. *Modelling and observation of exhaust gas concentrations for diesel engine control*. Springer, 2014. 45
  29. Bumby, S. Crossland and J. Carter, "Electrically Assisted Turbochargers: Their Potential For Energy Recovery".
  30. Heywood, *Internal Combustion Engines Fundamentals*, 1988.

31. King, M. Heaney, E. Bower, N. Jackson, N. Owen, J. Saward, A. Fraser, G. Morris, P. Bloore, T. Cheng, J. Borges-Alejo and M. Criddle, "HyBoost-An intelligently electrified optimized downsized gasoline engine concept".
32. J. Topinka, M. D. Gerty, J. Heywood, and J. Keck, "Knock behavior of a lean-burn, h<sub>2</sub> and co enhanced, si gasoline engine concept," SAE Technical Papers, 2004.
33. Johnson Controls, "Micro Hybrid Battery," [Online]. Available: [http://www.johnsoncontrols.com/content/us/en/about/our\\_company/featured\\_stories/first-generation-micro-hybrid-battery.html](http://www.johnsoncontrols.com/content/us/en/about/our_company/featured_stories/first-generation-micro-hybrid-battery.html). [Accessed 31 january 2014].
34. Jos e Galindo, Hector Climent, Olivier Varnier, and Chaitanya Patil. Effect of boosting system architecture and thermomechanical limits on diesel engine performance: Part-i-steady-state operation. *International Journal of Engine Research*, 19(8):854{872, 2018. 21
35. JR Serrano, H Climent, C Guardiola, and P Piqueras. Methodology for characterisation and simulation of turbocharged diesel engines combustion during transient operation. part 2: phenomenological combustion simulation. *Applied Thermal Engineering*, 29(1):150-158, 2009. 26
36. Alvine, V. Shutthanandan, W. Bennett, C. Bonham, D. Skorski, S. Pitman, M. Dahl, and C. Henager, "High- pressure hydrogen materials compatibility of piezoelectric films," *Applied Physics Letters*, vol. 97, pp. 221911– 221911, 2010.
37. Kevin Koosup Yum, Nicolas Lefebvre, and Eilif Pedersen. An experimental investigation of the effects of cyclic transient loads on a turbocharged diesel engine. *Applied energy*, 185:472-481, 2017. 32, 45
38. Guzzella, C. Onder, C. Dönitz, C. Voser and I. Vasie, "The pneumatic hybridization concept for downsizing and supecharging gasoline engines," *MTZ Worldwide*, vol. Vol.71(1), pp. 38-44, 2010.

39. L. M. Das, "Near-term introduction of hydrogen engines for automotive and agricultural application," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 27, no. 5, pp. 479–487, 2002.
40. Lingge Sui, Zhongchang Liu, Yongqiang Han, and Jing Tian. Transient emission simulation and optimization of turbocharged diesel engine. *Frontiers in energy*, 7(2):237-244, 2013. 26
41. Nalbach, A. Körner and C. Hoff, "Power system architectures for 2nd generation micro hybrids," *ATZ elektronik* 06|2013, vol. 8, pp. 20-24, 2013.
42. M. Nalbach, A. Körner and C. Hoff, "The 48-V micro-hybrid: a new on-board electrics," *ATZ* 04|2013, vol. 115, pp. 46-49, 2013.
43. Nicola Terdich. Impact of electrically assisted turbocharging on the transient response of an off-highway diesel engine. PhD thesis, Imperial College London, 2014. 38
44. Brejaud, A. Charlet, Y. Chamailard, A. Ivanco and P. Higelin, "Pneumatic-Combustion Hybrid Engine:A Study of the Effect of the Valvetrain Sophistication on Pneumatic Modes," *Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP*, vol. 65, pp. 27-37, 2009.
45. Hoecker, J.-W. Jaisle and S. Munz, "The eBooster from BorgWarner Turbo Systems:The key component for a new automobile charging system".
46. Huyskens, S. Oost, P. J. Goemaere, K. Bertels, and M. Pecqueur, "The technical implementation of a retrofit hydrogen pfi system on a passenger car," *SAE Technical Papers*, 2011.
47. I. o. A. E. a. V. Engines, Operating instructions for the GT-Power expansion, Stuttgart, 2013.
48. J. Natkin, A. R. Denlinger, M. Younkins, A. Z. Weimer, S. Hashemi, and A. T. Vaught, "Ford 6.8l hydrogen ic engine for the e-450 shuttle van," *SAE Technical Papers*, 2007.
49. Rakesh Mishra and Syed Mohammad Saad. Simulation based study on improving the transient response quality of turbocharged diesel engines. *Journal of Quality in Maintenance Engineering*, 23(3):297-309, 2017. 47, 52

50. RJ Pearson, MD Bassett, NP Fleming, and T Rodemann. Lotus engineering software-an approach to model-based design. In The 2002 North American ADAMS Conference in Scottsdale, Arizona. Citeseer, 2002. 51, 52
51. Dixon and C. Hall, Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery, Butterworth Heinemann, 2010.
52. S. He and Y. Meng. Simulation of automobile diesel engine under transient operating conditions. In Proceedings of 2011 International Conference on Electronic Mechanical Engineering and Information Technology, volume 7, pages 3571-3574, 2011. 32
53. S. Verhelst, Sierens, and S. Verstraeten, "A critical review of experimental research on hydrogen fueled si engines," SAE Technical Papers, 2006.
54. Safak Yildizhan, Vedat Karaman, Mustafa Ozcanli, and Hasan Serin. Calculation and optimizing of brake thermal efficiency of diesel engines based on theoretical diesel cycle parameters. harvested by the following service, page 100, 2016. 19
55. Seiichi Ibaraki, Yukio Yamashita, Kunio Sumida, Hiroshi Ogita, and Yasuaki Jinnai. Development of the `hybrid turbo electrically assisted turbocharger. Mitsubishi Heavy Ind. Tech. Rev, 43(3):1-5, 2006. 39, 40, 76
56. Shekaina and T Jayasingh. Novel configuration for air flow rationalization and turbo lag reduction in CRDI engine. International Journal of Scientific and Research Publications, 2(9):1-4, 2012. 42
57. Shuo Liu, Yi Cui, Yi Wang, Kangyao Deng, and Sheng Liu. An evaluation method for transient response performance of turbocharged diesel engines. Energy, 2019. 31
58. Katrasnik, S. Rodman, F. Trenc, A. Hribernik and V. Medica, "Improvement of the Dynamic Characteristic of an Automotive Engine by a Turbocharger Assisted by an Electric Motor," Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 125, pp. 590-595, 2003.
59. T. Ma and J. Ma, "Supercharged Air Hybrid Vehicle," SAE International 2010-01-0822, 2010.

60. Timothy V Johnson. Review of diesel emissions and control. SAE International Journal of Fuels and Lubricants, 3(1):16-29, 2010. 45
61. Picron, D. Fournigault, P. Baudesson and P. Armiroli, "Cost-efficient hybrid powertrain system with 48 V network," ATZ 10I2012, vol. 114, pp. 47-50, 2012.
62. Vedat Karaman, Safak Yildizhan, Mustafa Ozcanli, and Hasan Serin. Calculation and optimizing of brake thermal efficiency of diesel engines based on theoretical diesel cycle parameters. International Journal of Engineering Technologies, 2(3): 100{104, 2016. 20
63. Xiaobo Zhou, Erxi Liu, Dezeng Sun, and Wanhua Su. Study on transient emission spikes reduction of a heavy-duty diesel engine equipped with a variable in- take valve closing timing mechanism and a two-stage turbocharger. International Journal of Engine Research, 20(3):277-291, 2019. 45
64. Y Cui, K Deng, and J Wu. A modelling and experimental study of transient NOx emissions in turbocharged direct injection diesel engines. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 218(5):535-541, 2004. 47
65. Yang Jun Zhang, Tao Chen, Wei Lin Zhuge, Shu Yong Zhang, and Jian Zhong Xu. An integrated turbocharger design approach to improve engine performance. Science in China Series E: Technological Sciences, 53(1):69{74, 2010. 21
66. Zhilong Hu, Kangyao Deng, Yi Cui, Xinxin Yang, and Baochuan Zhang. Steady-state and transient control strategies for a two-stage turbocharged diesel engine. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 232(9):1167-1179, 2018. 21