

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 Исследование путей снижения токсичности дизельных двигателей с
турбонаддувом

Обучающийся

Д.А. Неклюдов
(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 Анализ научных публикаций по вопросам минимизации вредных выбросов турбодизельных двигателей	7
1.1 Турбодизельный двигатель	12
1.2 Структура и параметры турбодизельных двигателей	15
1.3 Динамика работы турбодизельного агрегата в переходных режимах.....	16
1.4 Применяемые способы регулирования турбо-задержек ...	20
1.5 Электрический усилитель крутящего момента	26
1.6 Снижение момента инерции турбоагнетателя	28
1.7 Стратегии нагнетания воздуха.....	29
1.8 Эмиссия отработанных газов дизельных моторов	33
1.9 Эмиссия отработавших газов дизельных силовых установок во время переменных условий эксплуатации	37
1.10 Проблема исследования	38
Глава 2 Анализ турбонаддувного дизельного агрегата	41
2.1 Разработка модели для расчетов	41
2.2 Результаты моделирования дизельного двигателя с турбонаддувом	44
2.2.1 Моделирование нагрузки.....	44
2.2.2 Графики нагрузки и крутящего момента.....	46
Глава 3 Увеличение крутящего момента и минимизация инерционных эффектов компрессорного диска за счет использования электромотора в турбонаддувной системе	49
3.1 Результаты моделирования и их анализ.....	51
3.1.1 Симуляция стационарного состояния.....	51
3.1.2 Моделирование переходных процессов.....	54
3.2 Изменения величины нагрузки.....	62

3.2.1 Воздействие подачи воздуха на изменяющуюся величину нагрузки.....	62
3.2.2 Регулировка давления инъекции.....	65
3.2.3 Эффект инжектирования воздуха на характеристики реактивности турбокомпрессорных агрегатов.....	68
3.3 Графики наполнения.....	70
Глава 4 Влияние впрыска воздуха на характеристики по токсичности двигателя во время переходной работы	73
4.1 Особенности эмиссий во время транзитивных явлений ...	74
4.1.1 Усовершенствование системы впрыска воздуха для уменьшения эмиссии загрязняющих веществ во время изменения скоростных режимов.....	74
4.1.2 Уменьшение эмиссий путем подачи воздуха во время переходных процессов.....	78
4.2 Особенности эмиссий при изменении нагрузки	79
4.2.1 Улучшение процесса впрыска воздуха для минимизации загрязняющих выбросов в переходных режимах нагрузки.....	80
4.2.2 Сокращение выбросов за счет впрыска воздуха при переходных нагрузках.....	82
4.3 Общая оптимизация системы впрыска воздуха	83
Заключение.....	85
Список используемых источников.....	87

Введение

Актуальность работы и научная значимость настоящего исследования.

На высококонкурентном автомобильном рынке доля дизельных двигателей постоянно увеличивается. Они широко используются в легковых автомобилях, а также в транспортных средствах для дальних перевозок для передачи движущей силы. Нормативы по выбросам дизельных двигателей, а также обеспокоенность общественности вопросами экономии топлива заставили исследовательское сообщество заняться проблемами сгорания и выбросов, связанными с использованием дизельных двигателей в целом и во время переходного режима работы в частности. Турбонаддув дизельных двигателей является наиболее широко используемой технологией для улучшения удельной мощности, снижения выбросов и уменьшения размеров двигателей без ущерба для мощности.

Однако дизельный двигатель с турбонаддувом страдает от турбо-запаздывания, что является обычным явлением, особенно во время быстрых переходных режимов. Задержка турбонаддува приводит к ухудшению характеристик двигателя и увеличению выбросов во время переходных режимов. Исследования по снижению турбо-лага и поддержанию желаемого соотношения воздух-топливо считаются очень важными для приведения двигателя с турбонаддувом в соответствие с действующими экологическими нормами.

Поэтому исследование путей снижения токсичности дизельных двигателей с турбонаддувом является актуальной темой магистерской диссертации.

Объект исследования.

Дизельный двигатель с турбонаддувом

Предмет исследования.

Снижения токсичности

Целью работы

Является исследование путей снижения токсичности дизельных двигателей с турбонаддувом.

Гипотеза исследования

Состоит в том, что применения турбонаддува в дизельных двигателях может обеспечить чистое и эффективное сгорания.

Достижение поставленной цели обеспечивается решением следующих задач:

- провести обзор проблемных источников и наработать материал для исследования путей снижения токсичности дизельных двигателей с турбонаддувом;
- выявить перспективы применения турбонаддува для снижения токсичности дизельных двигателей.

Методы исследования.

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

Научная новизна исследования

Заключается в идее применения турбонаддува для снижения токсичности дизельных 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: Неклюдов Д.А. 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 снижения токсичности дизельных двигателей с турбонаддувом;
- возможности снижения токсичности дизельных двигателей за счет применения турбонаддува.

Структура магистерской диссертации.

Диссертации состоит из введения, 4 глав, заключения с основными результатами и выводами, содержит 47 рисунков, 10 таблиц, списка используемых источников (66 источник). Основной текст изложен на 93 страницах.

Глава 1 Анализ научных публикаций по вопросам минимизации вредных выбросов турбодизельных двигателей

Разработка двигателя внутреннего сгорания представляет собой величайшее достижение веху прошлого столетия, оказавшее преобразующее воздействие на общественные аспекты, в частности на способность к перемещению. Эта инновация стала краеугольным камнем для прогресса множества коммерчески опирающихся на нее продуктов и услуг. Она радикально трансформировала сектор транспорта, обеспечив превосходство благодаря доступной цене, высокой работоспособности и оптимальному балансу между мощностью и массой изделия [1].

Дизельные двигатели, также упоминаемые как силовые агрегаты с принципом работы, основанным на воспламенении за счет сжатия (СІ), функционируют по уникальной методике. В процессе работы, атмосферный воздух поступает в цилиндры через впускной коллектор и подвергается высокому сжатию, что повышает его температуру до величины, превосходящей критической температуры самовозгорания дизельного топлива. На завершающем этапе такта сжатия, топливо впрыскивается в камеру сгорания посредством форсунок, работающих под высоким давлением, в результате чего происходит его возгорание. Полученная в результате сгорания энергия вызывает перемещение поршня от верхней до нижней мертвой точки, что через систему силовой передачи, представляющую собой совокупность хорошо отлаженных механических компонентов, преобразуется в приводное усилие, приводящее в движение транспортное средство. Благодаря своей способности генерировать значительный крутящий момент, двигатели СІ незаменимы в огромном спектре транспортных приложений, особенно это актуально для коммерческого транспорта - грузовые автомобили, автобусы и др. Как демонстрирует рисунок 1, работа дизельного двигателя предполагает выполнение четырех основных процессов [2]:

- 1-2: Изэнтропическое сжатие;

- 2-3: Изобарический нагрев системы;
- 3-4: Адиабатическое расширение;
- 4-1: Удаление тепловой энергии при сохранении постоянного уровня давления

Фаза впуска: впускной клапан разомкнут, поршень движется от верхней мертвой точки к нижней, обеспечивает забор воздуха в цилиндр.

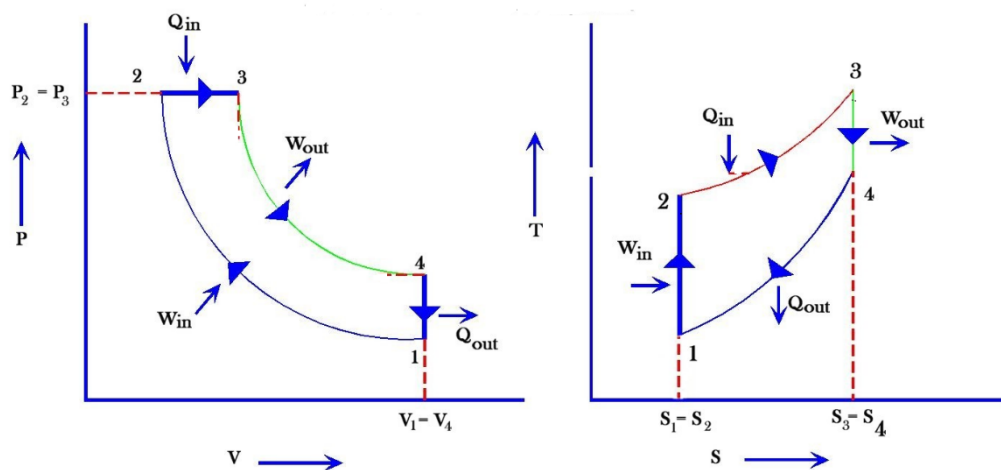


Рисунок 1 – Диаграммы P-V и T-S дизельного цикла четырехтактного двигателя

Регулировка динамики и эффективности дизельных двигателей происходит за счет изменения объема подаваемого топлива. Это одна из причин, по которой дизельные моторы находят широкое применение в автомобильной промышленности, сельском и лесном хозяйствах, обеспечивая надежность и упрощенное обслуживание [3].

Высокая эффективность топлива становится ключевым преимуществом для двигателей с воспламенением от сжатия, достигая эффективности свыше 40% в автомобильных приложениях и до 50% в крупных двухтактных системах, используемых в морском транспорте и при генерации энергии. Это обеспечивает меньшее потребление топлива и сокращает выбросы углекислого газа в атмосферу в течение всего периода эксплуатации транспортного средства на всех режимах работы. Дизельные двигатели, отличающиеся высокой топливной экономичностью по сравнению с

двигателями искрового зажигания, способствуют снижению выбросов парниковых газов, что важно для борьбы с потенциальным глобальным потеплением и соответствует стандартам по сокращению уровней CO₂ [4].

Анализируя термоэффективность, надежность и экологичность, можно заметить значительные отличия между двигателями, созданными век назад, и нынешними агрегатами. Силовые установки внутреннего сгорания занимают лидирующие позиции в множестве сфер применения. Улучшение коэффициента полезного действия и минимизация загрязняющих выбросов стоят в центре инженерных инноваций в этом направлении. Актуальные исследования в области разработки современных двигателей включают интеграцию передовых технологий, таких как сокращение объема работающего пространства, повышение давления с помощью турбонаддува или наддува и регулирование фаз газораспределения для повышения автономности транспортных средств [5].

Дизельные двигатели, оснащенные турбонаддувом, продолжают удерживать лидирующие позиции на рынке транспортных средств среднего и большого класса, а также морского транспорта, выделяясь своей высокой эффективностью и экономией топлива. Обороты турбокомпрессора коррелируют с загрузкой двигателя и его рабочей скоростью в стабильном режиме. Тем не менее, при резких изменениях, например, при ускорении или колебаниях нагрузки, реакция турбокомпрессора может замедляться из-за инерции его ротора и объема соединенных систем впуска и выпуска. Это привлекает особое внимание к изучению временных параметров эксплуатации в контексте ужесточающихся экологических стандартов и требований к эффективности использования топлива [6].

Эффективное сотрудничество компонентов, таких как мотор, система управления, механизм подачи топлива, турбонагнетатель и возложенная на них работа, ключевое для предотвращения падения производительности турбированных двигателей в моменты изменений режимов работы. Использование компьютерного моделирования в изучении дизельных

двигателей оказалось значимым в достижении этой задачи. В контексте отклика движка и надежности систем управления и подачи топлива, быстрое переключение нагрузок ставит перед ними серьезные испытания [7].

Переходная нагрузка в контексте дизельных двигателей может быть определена как модификация оборотов при фиксированном моменте вращения, модификация момента вращения при фиксированных оборотах, или же комбинация изменений обоих параметров. Эти изменения напрямую влияют на системные характеристики, уровень эмиссии вредных веществ и эффективность использования топлива, что становится ключевым аспектом для исследований и разработок в данной сфере. К категории переходных процессов относят [8]:

- модификации скоростных и моментных характеристик: снижение обоих параметров (DSDT), понижение скорости при повышении момента (DSIT), акселерация при минимизации момента (ISDT), и одновременный рост скорости и момента (ISIT);
- равномерная скорость с переменным моментом - равномерная скорость с нарастающим моментом (CSIT), равномерная скорость с убывающим моментом (CSDT);
- постоянный крутящий момент при изменении скорости разделяется на системы: CTIS, означающую неизменный крутящий момент при нарастании скорости, и CTDS, предполагающую сохранение крутящего момента при снижении скорости;
- запуск;
- парковка.

В исследовательской работе Цян Лю и его коллег [9] было установлено, что переходный процесс при фиксированной скорости с варьирующимся крутящим моментом заслуживает особого внимания, занимая ведущее положение с долей в 61,13% среди других исследованных условий анализа, основываясь на переходных характеристиках и некоторых предположениях Не [10]. К тому же было выявлено, что деградация выбросов сажи происходит

в условиях переходного режима при изменении темпа впрыска топлива, на что не влияет изменение скорости движения, что делает эту ситуацию преобладающей темой для изучения в контексте нагрузочных переходных режимов в данном научном труде.

Ракопулос и Гиакумис [11] провели тщательное исследование поведения атмосферного дизельного двигателя при разнообразных эксплуатационных нагрузках. Исследованные параметры включали в себя уровень нагрузки, распределение нагрузки по времени и категории нагрузок. Было установлено, что значительную роль в изменении динамики оборотов и продолжительности периода для восстановления исходных показателей играют уровень и характер нагрузок, в то время как режим распределения нагрузки через время не имел значительного воздействия. Изменение скорости оценивалось как процентное отклонение текущей скорости от исходной, в то время как время восстановления определялось как промежуток, требуемый для достижения двигателем 98% от его стабильной скорости. Данные выводы иллюстрируют рисунки 2 и 3, где видно, что высокие уровни нагрузки снижают максимально достижимую скорость, в то же время, влияя в меньшей степени на время восстановления при уровнях нагрузки свыше 70%.

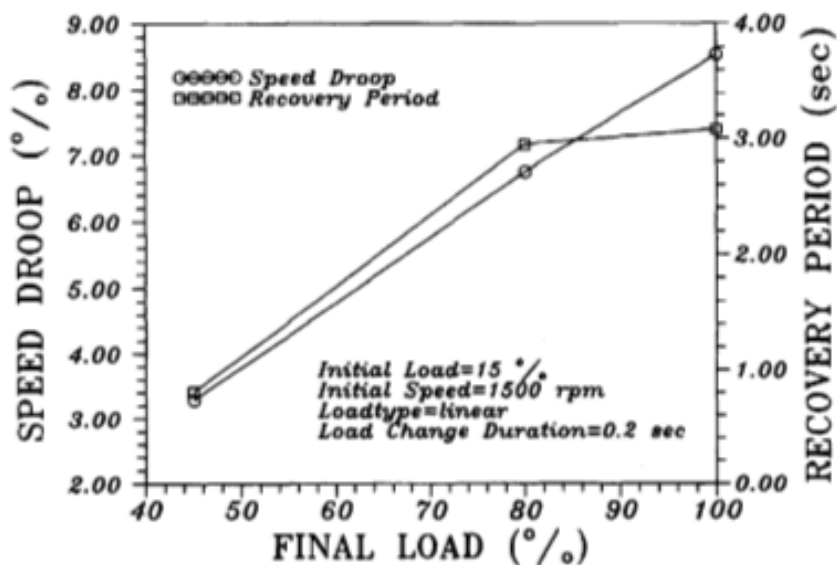


Рисунок 2 – Влияние изменения нагрузки на конечную скорость и период восстановления [11]

Влияние режима подачи нагрузки демонстрируется на рисунке 2, где было выявлено, что более стремительное увеличение нагрузки приводит к снижению конечной скорости и удлинению времени восстановления, хотя эти изменения и не были выражены крайне явно.

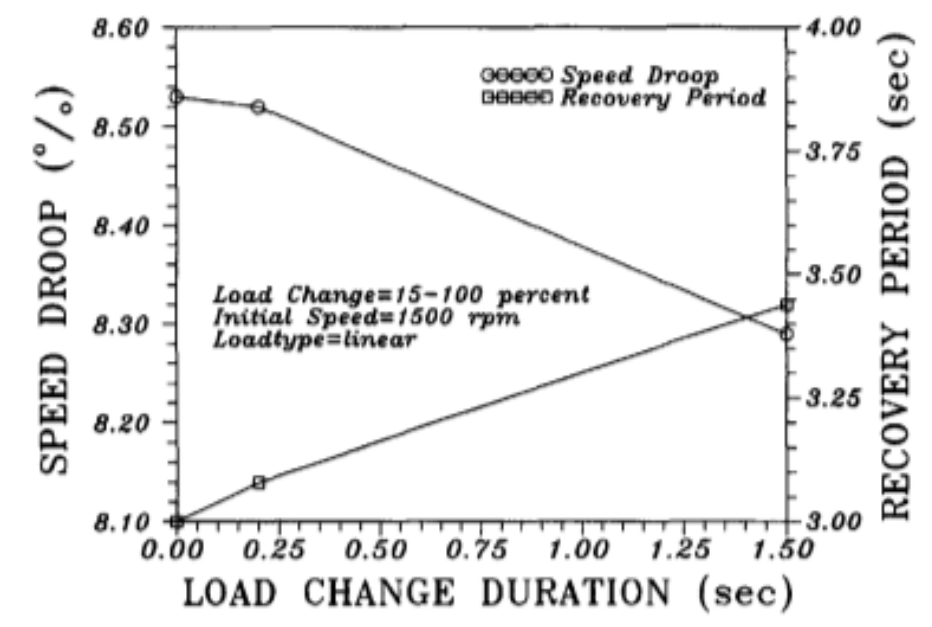


Рисунок 3 – Влияние графика нагрузки на конечную скорость и период восстановления [11]

1.1 Турбодизельный двигатель

Непрерывное улучшение технических характеристик двигателей внутреннего сгорания критически важно для соответствия жестким стандартам производительности и эмиссии загрязняющих веществ. Прогресс в области разработки и производства таких двигателей привел к повышенному потреблению ископаемых видов топлива, вызвав их ускоренное истощение. Согласно последним прогнозам, запасы ископаемого топлива могут быть исчерпаны через 45 лет. Особую значимость приобретает сокращение потребления топлива в автомобильной индустрии на мировом уровне. В дополнение, сектор перевозок активно адаптируется к строгим экологическим стандартам, принятым в большинстве развитых стран, целью которых является повышение эффективности использования топлива. Для

минимизации уровня выбросов критически важно повысить эффективность работы двигателей и оптимизировать процессы сгорания, что обеспечит удовлетворение возрастающих требований к экологичности наземного транспорта [12].

В последние два десятилетия наблюдается тенденция к миниатюризации в сфере производства двигателей внутреннего сгорания. Сокращение физических габаритов двигателей рассматривается как эффективный метод для уменьшения потребления топлива и уровня эмиссии отработанных газов. Эта необходимость возникает в ответ на повышение стоимости топлива и строгие экологические требования к эксплуатационным параметрам. Однако процесс уменьшения объема двигателя негативно сказывается на его мощностных характеристиках [13].

Увеличение выходной мощности двигателя возможно через реализацию систем наддува, которые обогащают двигатель дополнительным воздухом и таким образом позволяют сгорать большему количеству топлива при сохранении необходимого баланса воздух-топливо. Существует несколько технологий наддува, в том числе использование механических и турбинных компрессоров или их сочетание. Применение систем наддува особенно актуально для дизельных двигателей, выделяя их среди прочих благодаря повышенной эффективности. Наддув повышает давление и плотность воздуха, подаваемого в двигатель, через компрессор, расположенный впереди впускного коллектора, тем самым усиливает процесс сгорания топлива и повышает общую мощность агрегата. Один из наиболее популярных и эффективных методов наддува — турбонаддув, который доказал свою эффективность и предпочтительность на протяжении десятилетий, представляя собой ключевое направление для улучшения энергоэффективности и снижения выбросов углекислого газа. Турбокомпрессоры позволяют значительно увеличить как мощность, так и крутящий момент двигателя без необходимости увеличения объема цилиндров. В исследовании было проведено анализирование работы

двигателя с турбонаддувом против двигателя без системы наддува в контексте как производительности, так и экологических показателей [14].

Несмотря на то, что применение турбонаддува приводит к уменьшению выбросов на единицу работы в режиме торможения, он значительно усиливает тормозной момент и эффективность торможения по сравнению с атмосферными двигателями, что демонстрируют данные на иллюстрациях 4 и 5.

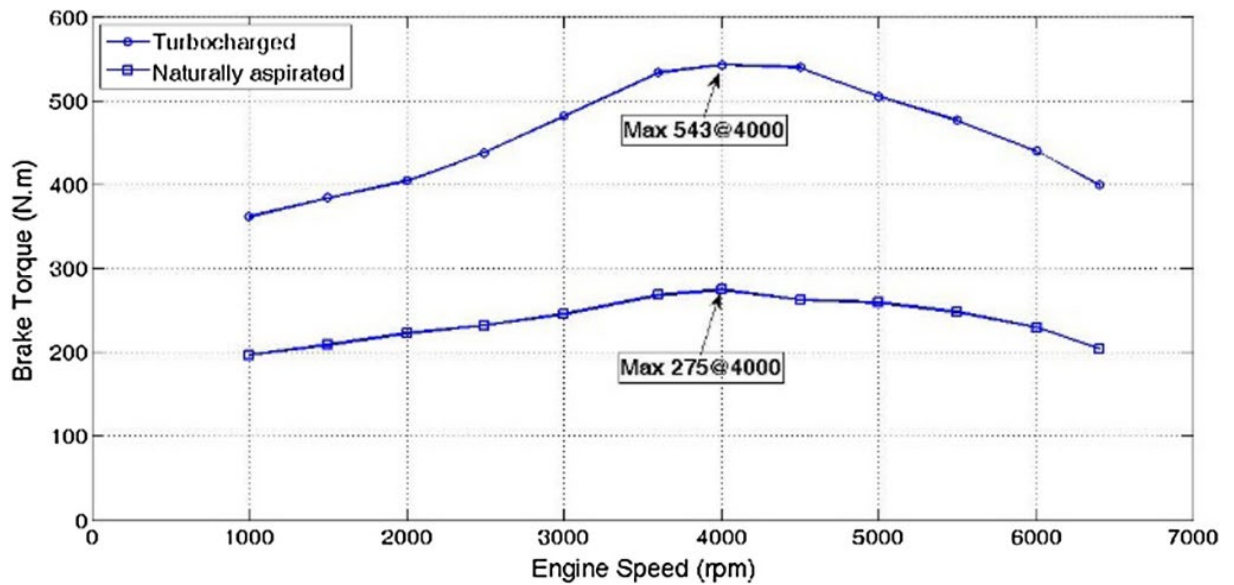


Рисунок 4 – Сравнение тормозного момента в двигателях с турбонаддувом и без наддува [16]

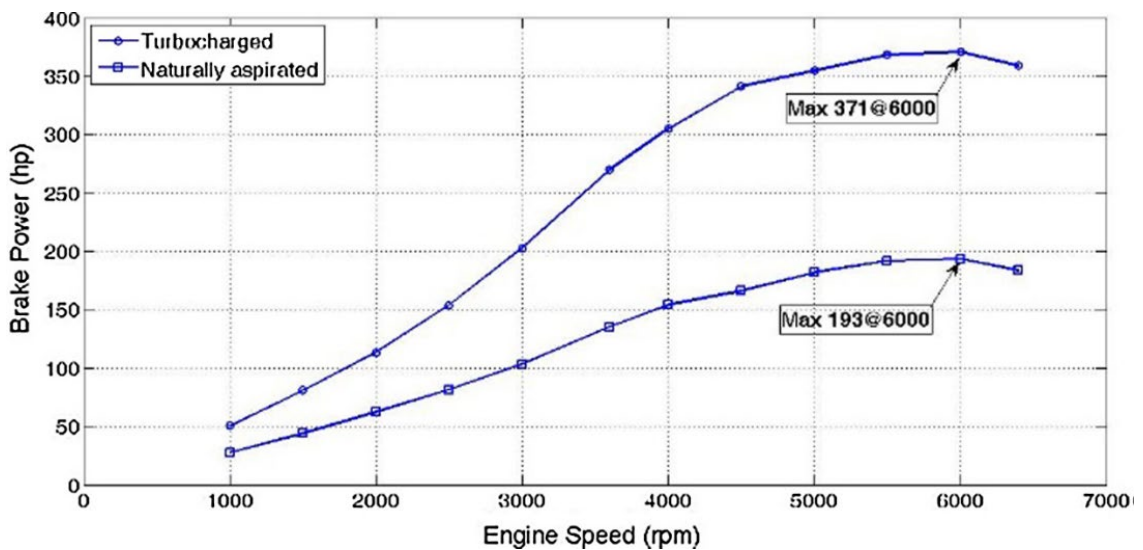


Рисунок 5 – Сравнение тормозной мощности двигателя с турбонаддувом и без наддува [17]

Высокая эффективность, общедоступность и отличная термическая эффективность турбодизелей устанавливают их как ведущие агрегаты для транспорта малого и среднего класса [15].

1.2 Структура и параметры турбодизельных двигателей

На рисунке 6 демонстрируется конфигурация системы турбонаддува. Турбокомпрессор, объединяющий в себе турбину и компрессор, монтированный на общем валу, предназначен для увеличения мощности.

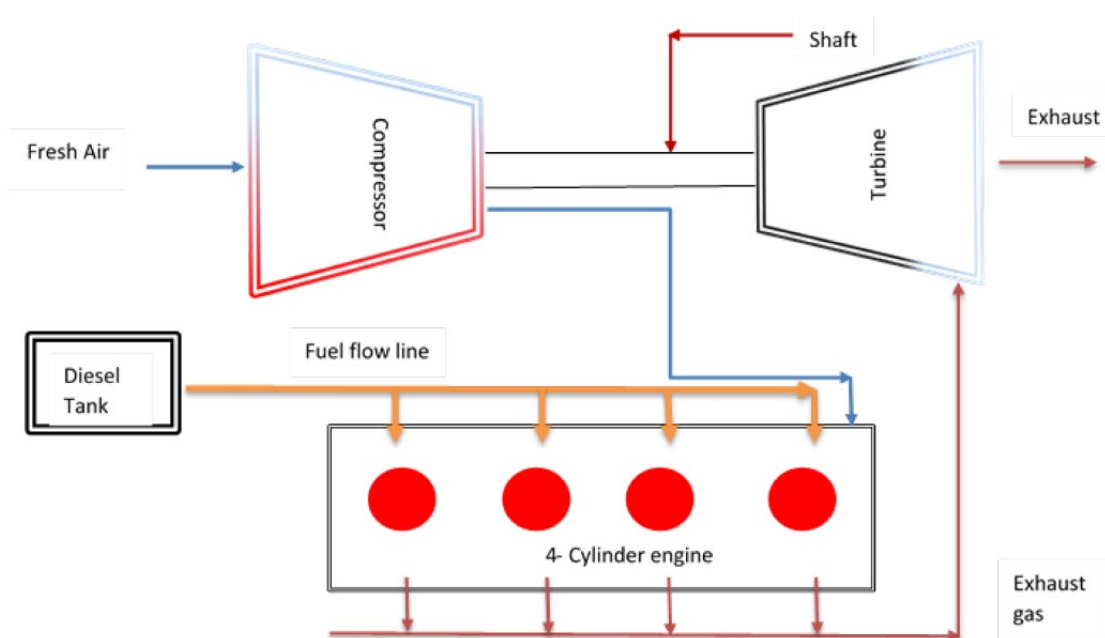


Рисунок 6 – Схема дизельного двигателя с турбонаддувом

В контексте дизельных моторов с турбонаддувом, тепловая энергия отработанных газов, которая в обычных условиях безвозвратно уходит в атмосферу (оценивается как 30-40% потерь в атмосфере у атмосферных дизелей), направляется на повышение давления входящего воздуха в цилиндрах. Этот процесс происходит благодаря расширению выхлопных газов, которые активируют лопасти турбины, и последующему преобразованию затраченной энергии компрессором в полезную работу. Компрессор посредством интеркулера, который служит для охлаждения и

увеличения плотности воздушного потока, связан с впускным коллектором. Эффективность использования топлива и, соответственно, объемный коэффициент полезного действия дизельного двигателя значительно возрастают благодаря применению турбонаддува [18].

Турбокомпрессор способствует увеличению мощности двигателя за счет обогащения воздуха на входе высокой плотностью. Это дает возможность мотору использовать больше воздуха при неизменном объеме цилиндров, что влияет на повышение производительности. Так, система турбонаддува обеспечивает повышенную эффективность за счет более интенсивного "дыхания" двигателя, что непосредственно способствует росту выходной мощности при сохранении компактных размеров мотора. Преимущество турбированного агрегата заключается в его повышенной экономичности и, как следствие, в снижении удельных выбросов углекислого газа по сравнению с атмосферными двигателями. Это содействует расширению производства машин, оснащенных турбонаддувом, в ответ на строгие нормы по выбросам парниковых газов, закрепленные в законодательстве. Турбонаддув выделяется как наиболее применяемая технология форсирования в современной автоиндустрии [19].

1.3 Динамика работы турбодизельного агрегата в переходных режимах

Несмотря на значительные преимущества, одним из ключевых операционных недостатков турбокомпрессора выступает его затруднительное поведение в переходных режимах. Это обусловлено тем, что при малых нагрузках и оборотах двигателя кинетическая энергия выхлопных газов оказывается недостаточной для генерации эффективного давления наддува.

В процессе сравнения стабильного и динамического фаз функционирования дизельных агрегатов отмечаются заметные различия. В стационарных условиях, параметры такие как обороты коленчатого вала,

интенсивность топливоподачи и прочие аспекты работы двигателя включая действие турбонагнетателя остаются неизменными. В контрасте, в период динамической работы, эти же факторы, включая темп вращения мотора и объем впрыскиваемого дизельного топлива, подвергаются непрерывным колебаниям. Такая динамика приводит к изменениям в энергетических характеристиках выхлопных газов, что, в свою очередь, воздействует на термодинамические параметры работы турбины. В данной операции, критическую роль играет коэффициент крутящего момента на валу турбины, который напрямую влияет на эффективность воздухоподачи и уровень турбонаддува. Очевидно, что важность переходных процессов продиктована часто встречающимися неидеальными характеристиками в работе дизеля. На рисунке 7 наглядно демонстрирует отличие в поведении крутящего момента мотора в стабильных по сравнению с переходными режимами работы [20].

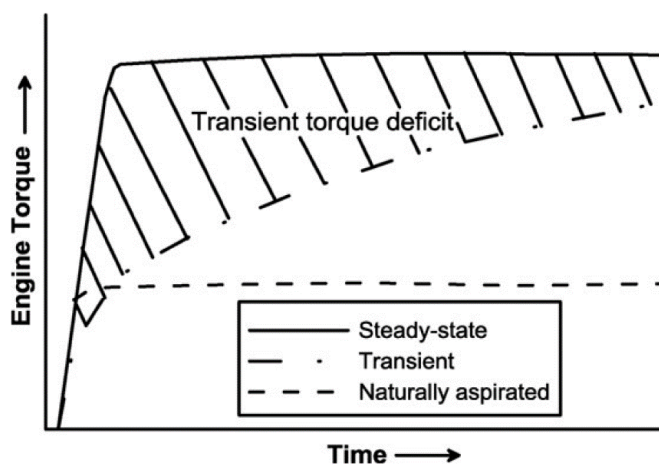


Рисунок 7 – Сравнение установившейся и переходной работы дизельного двигателя [20]

Отклик крутящего момента атмосферного двигателя является предсказуемым и прямолинейным. В отличие от него, характеристика крутящего момента у турбодизеля значительно сложнее из-за турбонаддува, из-за чего происходит задержка в достижении максимальной эффективности. Эта задержка, известная как турбояма, мешает переходу двигателя в устойчивый режим, что приводит к снижению крутящего момента [21].

Чтобы улучшить реактивность и контроль над дизельными двигателями при высоких нагрузках, особенно в переходных режимах, критична скорость отклика турбонагнетателей. Тем не менее, турбокомпрессоры страдают от технических ограничений и типичных проблем, например, задержки в действии турбонаддува. Задержка турбонаддува — это период времени, который требуется выхлопной системе и турбокомпрессору, чтобы сгенерировать достаточный уровень наддува. Это особенно заметно, когда двигатель испытывает скачок нагрузки на низких оборотах с одновременным быстрым добавлением газа, в таких ситуациях турбонагнетатель должен оперативно достигнуть нового рабочего режима. Однако, в сравнении с двигателями без наддува, турбокомпрессоры не способны столь же эффективно адаптироваться к изменению условий. Задержка реакции турбины представляет собой один из основных недостатков дизельных двигателей с турбонаддувом, препятствуя созданию адекватного уровня давления наддува на малых оборотах. К основным причинам задержки относят инерцию вращения ротора турбины и образование сжимаемых зон в выхлопных газах двигателя [22].

В работе Гиакумиса [23] детально анализируется характерный процесс ускорения на низких нагрузках и скоростях, демонстрируя явление турбо-лага. Стоит отметить, что при активации команды на усиление подачи топлива происходит немедленное изменение положения рейки в топливном насосе, что инициирует повышенную топливоподачу. В этот же момент становится очевидной необходимость в подаче дополнительного объема воздуха для сгорания возросшего количества топлива.

Воздушный поток, обеспечивающий дыхание дизельного двигателя с турбонаддувом, значительно зависит от эффективности работы турбокомпрессора. В отличие от атмосферных двигателей, где воздухозабор прямо пропорционален оборотам мотора, в системе с турбонаддувом этот процесс также подвержен влиянию параметров работы компрессора. Комплексность регулирования воздушного потока в турбированных

двигателях можно демонстрировать на примере уравнения, основанного на втором законе движения Ньютона для вращательной механики (1):

$$\eta_{mtc} \cdot T_{qt} - |T_{qc}| = J_{tc} \frac{dw_{tc}}{dt} \quad (1)$$

где:

T_{qt} и T_{qc} — представляют собой крутящий момент турбинного блока и компрессорного агрегата, соответственно,

J_{tc} — момент инерции турбокомпрессора,

η_{mtc} — механический КПД вала,

w_{tc} — частота вращения турбокомпрессора.

В анализе уравнения (1) очевидно, что динамика разгона турбокомпрессора тесно связана с величиной крутящего момента турбины (T_{qt}), а также с моментом инерции самого турбокомпрессора (J_{tc}). Повышение крутящего момента турбины не происходит немедленно из-за двух основных аспектов: рост тепловых потерь в стенках цилиндра и в выхлопном коллекторе, вместе с процессом насыщения выхлопного коллектора газами высокой энтальпии. Более того, высокий момент инерции турбокомпрессора выступает в качестве ключевого элемента, замедляющего разгон вала турбокомпрессора. Это ведет к тому, что на начальном этапе функционирования рабочая точка компрессора постепенно сдвигается в направлении повышения давления наддува и объема прокачиваемого воздуха. Задержка во времени между впрыском топлива и началом снабжения двигателя сжатым воздухом определяется как турболаг, в течение которого двигатель эксплуатируется с ограниченным уровнем наддува, что приводит к понижению соотношения воздух/топливо, особенно ощутимо сказывается на качестве горения в дизельных двигателях [24].

Это приводит к ухудшению динамики двигателя и повышению уровня эмиссии загрязняющих веществ. Улучшение переходных процессов в двигателях с турбонаддувом стоит в ряду приоритетных задач, активно разрабатываемых на сегодняшний день. Исследование процессов сгорания и

эмиссии загрязняющих веществ в турбодизельных двигателях при изменении режимов работы акцентируется в связи с необходимостью соответствия ужесточающимся экологическим стандартам [25].

1.4 Применяемые способы регулирования турбо-задержек

В турбодизельных двигателях присутствует проблема турболага во время динамических изменений в режимах работы. Это объясняется тем, что турбокомпрессор отстает в отклике на изменения потребления воздуха в период транзитивных процессов. Для организации оптимального горения необходим адекватный приток воздуха в цилиндры. В связи с этим, наличие эффективной системы принудительного впрыска воздуха играет ключевую роль в повышении производительности турбодизельных агрегатов. При резком увеличении нагрузки, управление топливоподачей и активация турбокомпрессора при помощи внешних устройств позволяет оптимизировать работу двигателя, повышая его динамические показатели. Регулирование подачи топлива с использованием регуляторов, реагирующих на изменения давления наддува, позволяет избегать недопустимо низких соотношений смеси воздуха и топлива, что способствует снижению эмиссии частиц сажи. Впрочем, такая система контроля может замедлить отклик двигателя, приводя к ухудшению динамических характеристик автомобиля [26].

Так, регулирование исключительно потребления топлива не является абсолютным решением при смене режимов работы устройства, поскольку необходимо вводить дополнительные методы, нацеленные на минимизацию влияния инерционности турбокомпрессора, вызывающей запаздывания в переходных процессах. В исследовании, проведенном Гиакумисом [27], было выделено шесть подобных методик, детально изложенных ниже:

- турбокомпрессор с низкой инерцией;
- устройство, регулирующее поток воздуха (VGT);
- комбинированный наддув;

- двухступенчатый турбонаддув;
- последовательный турбонаддув;
- турбокомпрессор с электрическим приводом (ETA).

Изложенные методики представляют собой косвенный способ улучшения динамических характеристик двигателя, реализуемый через ускорение реакции турбокомпрессора для обеспечения адекватного наддува при увеличении потребности в топливе во время динамических режимов работы. Такой подход получил название пассивных технологий. В качестве альтернативы, активные технологии предполагают прямое нагнетание воздуха для удовлетворения потребностей двигателя в воздухе, что подтверждается исследованиями, указанными в литературных источниках [28].

На рисунке 8 демонстрируется система двухступенчатого наддува, включающая последовательно соединенные компрессоры, где первичный объемный компрессор предшествует вторичному центробежному компрессору турбонаддува [29].

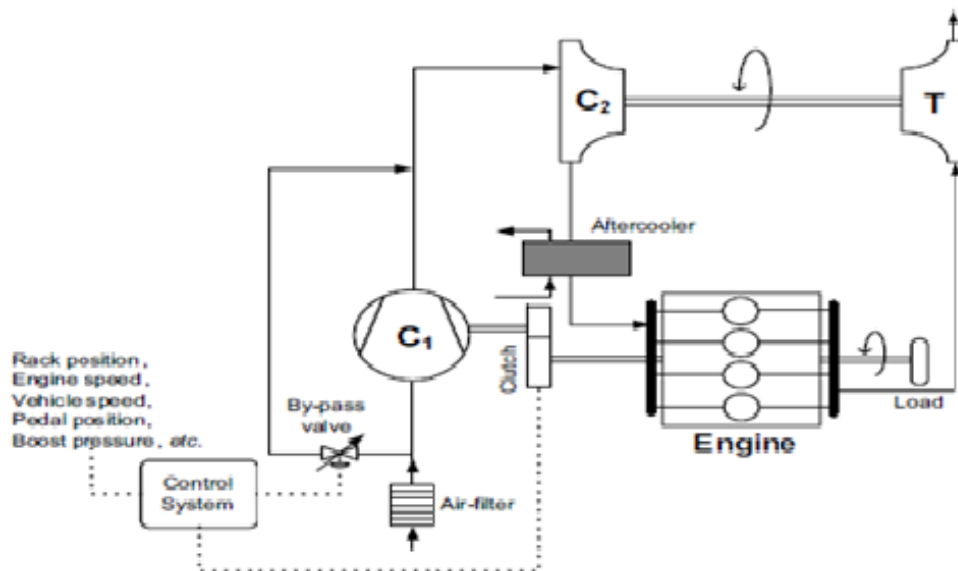


Рисунок 8 – Комбинированный наддув [29]

При низкой нагрузке двигателя и частотах вращения, когда энтальпийная мощность выхлопных газов, выходящих из цилиндра, низкая и турбокомпрессор не способен создать необходимый наддув, в этот момент

включается объемный компрессор и обеспечивает достаточный наддув, тем самым улучшая переходные характеристики. Тем не менее, недостатком такой конструкции является снижение КПД двигателя из-за дополнительной мощности, необходимой для привода компрессора [30].

При двухступенчатом турбонаддуве, как показано на рисунке 9, два агрегата (турбокомпрессора) низкого давления (НД) и высокого давления (ВД) соединяются, например, блок НД устанавливается перед блоком ВД с промежуточным охладителем между двумя компрессорами. В этом методе используются высокие степени сжатия, а эффективность увеличивается, поскольку достигается большая экономия топлива за счет повышенного давления наддува. Но для этой конфигурации необходимо решить две проблемы. Во-первых, из-за сильно меняющихся условий эксплуатации требуется система управления. Во-вторых, согласование двигателя и турбокомпрессора затруднено из-за дополнительной сложности, связанной со вторым турбокомпрессором [31].

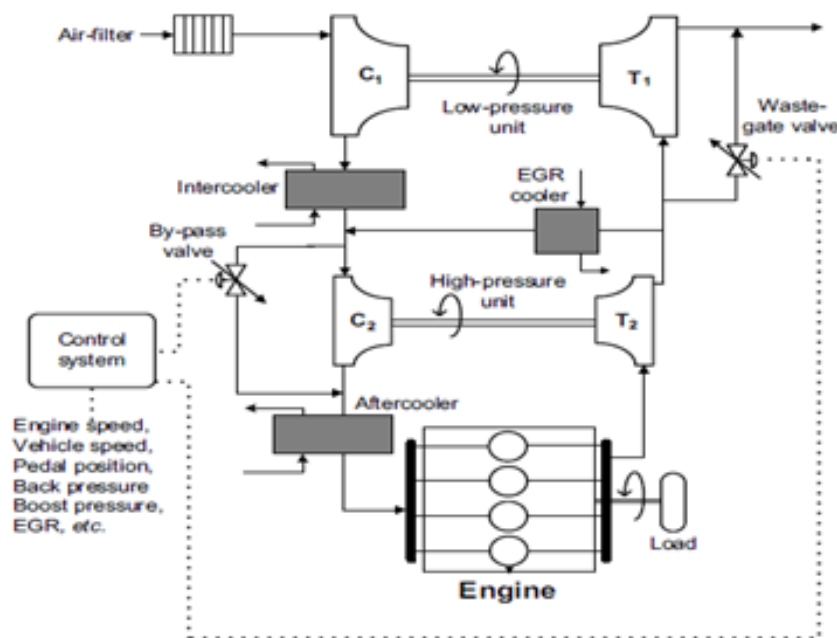


Рисунок 9 – Двухступенчатый турбонаддув [31]

ВГТ показан на рисунке 10. Зона турбины адаптируется в соответствии с постоянно меняющимися условиями работы двигателя. В переходный

период, когда давление наддува обычно низкое, система управления турбокомпрессором уменьшает площадь турбины, закрывая лопатки. Это, в свою очередь, увеличивает давление и температуру турбины, что приводит к увеличению крутящего момента турбины. Таким образом, согласно уравнению (1), достигается более высокое ускорение вала турбокомпрессора, что способствует более быстрому переходному процессу [32].

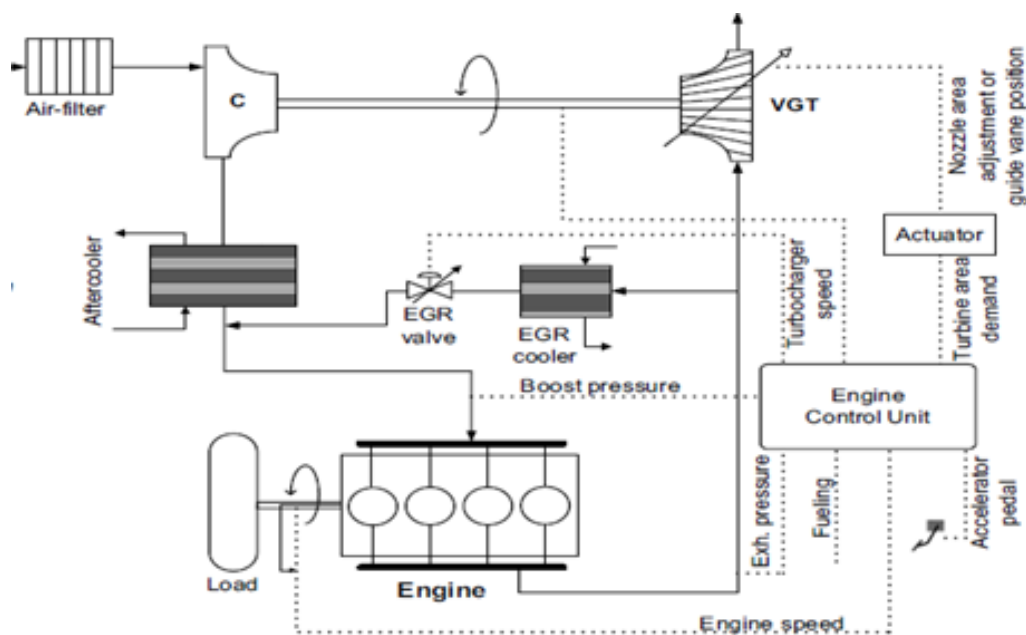


Рисунок 10 – Турбина с изменяемой геометрией (ВГТ) [32]

Тем не менее, кроме сложной системы контроля, требуется детальный процесс утверждения, чтобы точно настроить режимы открытия и закрытия, согласуя их с характеристиками двигателя и турбонаддува.

В современном научном исследовании, авторства Гиакумиса и Циоласа, развивается модель GT-Power для анализа характеристик тяжёлого дизельного двигателя оборудованного турбонаддувом с переменной геометрией (VGT). Авторы углубляются в анализ параметров работы турбокомпрессора и самого двигателя, выделяя преимущества использования VGT перед традиционными системами с неизменной геометрией, особенно в контексте улучшения показателей давления наддува и эффективности притока воздуха в цилиндры. Отдельное исследование, выполненное Ракопулосом и коллегами,

сосредотачивается на разработке специализированного испытательного стенда для детального изучения критических параметров двигателя и турбокомпрессора при разнообразных начальных условиях эксплуатации. Результаты этой работы указывают на то, что задержка в работе турбокомпрессора (турболаг) является ключевым фактором, способствующим увеличению уровня выбросов загрязняющих веществ в атмосферу при любых тестируемых условиях [33].

В исследовании, проведенном Choi et al. [34], проводится сравнение работы двухступенчатого турбокомпрессора и переменной геометрии турбины (VGT), где отмечается превосходство двухступенчатой системы турбонаддува в плане скорости реакции на 1000 и 2000 об/мин в сравнении с VGT. Аналогично, зафиксировано достижение более высоких показателей крутящего момента на низких оборотах для двухступенчатого турбокомпрессора по сравнению с системой VGT.

В схеме турбонаддува с последовательным размещением турбокомпрессоров (иллюстрируемой на рисунке 11), несколько устройств установлены последовательно, что контрастирует с параллельной компоновкой двухступенчатого турбонаддува [35].

В этой конфигурации также подключаются агрегаты меньшего размера для более быстрого реагирования, как при двухступенчатом турбонаддуве. Конфигурация последовательного турбонаддува сложна, и требуется точный процесс согласования, чтобы избежать риска помпажа при включении и выключении агрегата [36]. Согласно исследованиям, проведенным в [37] и [38], ситуация усложняется, если доохладитель(и) и VGT включены в последовательный турбонаддув или когда в последовательный турбонаддув подключено более двух агрегатов.

ETA показано на рисунке 12, электродвигатель/генератор используется для обеспечения работы турбокомпрессора. Устройство ETA также называют гибридным турбокомпрессором или двигателем-генератором турбокомпрессора [39]. Для уменьшения турбо-задержки во время

переходных режимов широкое внимание привлекла электрическая гибридизация турбокомпрессора, поскольку она потенциально может стать эффективным методом улучшения подачи воздуха в двигатель.

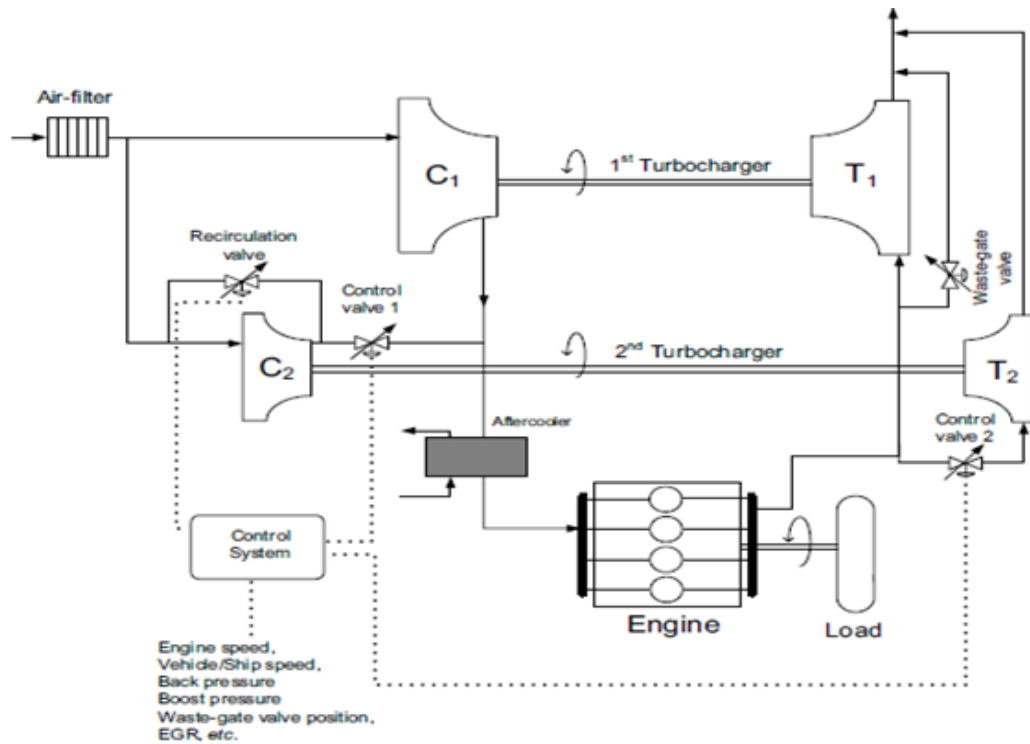


Рисунок 11 – Последовательный турбонаддув [36]

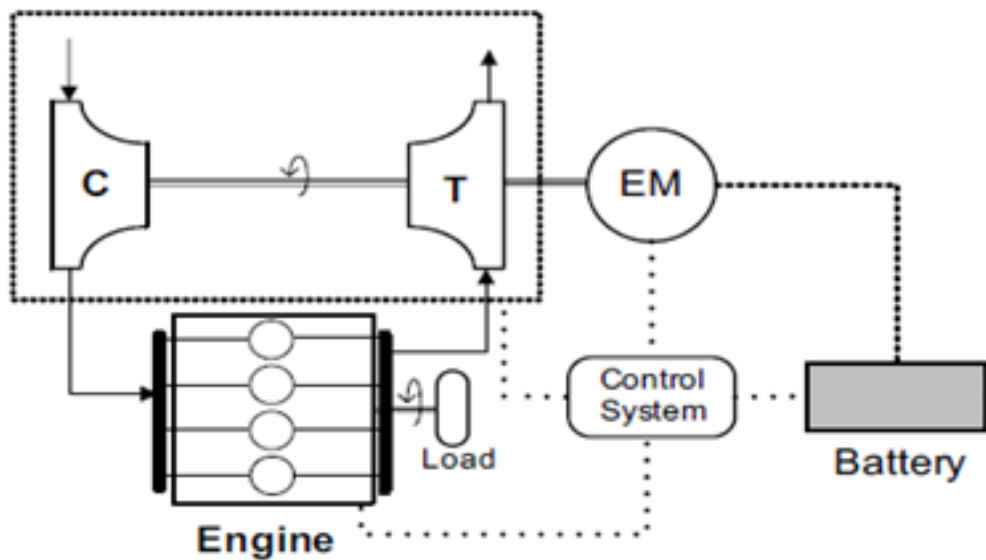


Рисунок 12 – Электрический усилитель крутящего момента (ETA) [38]

Электрический турбокомпрессор, дополненный двигателем/генератором, легко интегрируется в самые разнообразные системы наддува. Главная цель добавления этого агрегата - уменьшение задержки турбины за счет использования двигателя/генератора, что позволяет значительно ускорять вращение ротора и повышать его эффективность [39].

Среди пассивных методов снижение инерции с использованием более легких материалов и ETA по-прежнему являются многообещающими вариантами улучшения переходных характеристик. Кроме того, стоит рассмотреть активный метод нагнетания воздуха для рассмотрения с целью улучшения переходных характеристик. Следовательно, в следующем подразделе будет проведен обзор трех основных технологий снижения турболага: электроусилитель крутящего момента, система впрыска воздуха и метод снижения инерции компрессора [40].

1.5 Электрический усилитель крутящего момента

Тавкар и коллеги [41] провели сравнительный анализ основных параметров высокоэффективного двигателя с прямым впрыском, оборудованного турбонаддувом, и модификациями турбокомпрессоров с электрическим актуатором (EAT), описанным далее:

- электроассистированный турбокомпрессор (EAT);
- электрический турбокомпрессор с приводом (TEDC);
- турбокомпрессор с электрическим разделением и приводом (EST).

Исследование было выполнено, учитывая различные условия вождения, что включало смену передач и использование нового европейского цикла испытаний двигателя (New European Driving Cycle - NEDC). В результате выяснилось, что применение различных конфигураций системы очистки выхлопных газов (Exhaust Aftertreatment Technologies - EAT) способствует улучшению динамики и управляемости автомобиля. Кроме того, эти конфигурации оказывают положительное влияние на повышение крутящего

момента двигателя в режиме постоянной скорости, при этом не увеличивая потребление топлива [42].

Изучение показало, что применение технологии TEDC в двигателе способствует достижению максимального крутящего момента и наиболее эффективного перехода на минимальных оборотах. При повышении оборотов превосходство в крутящем моменте и улучшение динамических параметров переходного процесса проявляет система EAT. Система EST демонстрирует аналогичное качество переходного процесса, что и EAT, из-за обеих системах ограничения, связанного с феноменом помпажа компрессора. В контексте городского цикла движения EST приводит к экономии топлива. Анализ доводит, что эффективное использование электрического турбонаддува во многом зависит от специфики задачи. Главная проблема таких технологий заключается в увеличении инерции и сложности интеграции в ограниченное пространство современных двигательных установок [43].

В исследовании, проведенном Ибараки и соавторами, были представлены результаты моделирования, свидетельствующие о том, что применение двигателя с мощностью 1 кВт приводит к повышению крутящего момента на 50%, в то время как использование двигателя на 2 кВт позволяет достичь увеличения крутящего момента на 100%. Аналогично, было выявлено, что экономичность расхода топлива повысилась на 8% при мощности двигателя 1 кВт, и на 12% - при мощности двигателя 2 кВт.

Исследование, проведенное Cieslar, направленное на увеличение крутящего момента, выявило превосходство двигателя на 2 кВт над его аналогом на 1 кВт в плане эффективности. В то же время использование двигателя на 3 кВт не принесло значительных улучшений. Заключение из этих данных подтверждают, что применение двигателя мощностью 2 кВт является наиболее выгодным, поскольку оно соответствует увеличению крутящего момента на 0,16 Нм, обеспечивая тем самым наилучшее соотношение производительности и эффективности [44].

1.6 Снижение момента инерции турбонагнетателя

Оптимизация момента инерции турбокомпрессорной массы критически влияет на способность турбокомпрессора и двигателя внутреннего сгорания к адаптации к изменениям нагрузки, особенно во время манёвров, как показано в формуле (1). В исследовании [45] выделены три ключевых метода снижения момента инерции турбокомпрессора:

- одним из способов — применение менее тяжёлых материалов для сокращения веса ротора турбины. Нитрид кремния и керамические составы представляют собой два оптимальных решения для этой задачи;
- применение двух турбокомпрессоров с меньшим диаметром, вместо одного крупного, позволяет уменьшить инерционность системы ввиду того, что инерция ротора обратно пропорциональна его диаметру в квадрате;
- компактный турбокомпрессор применяется для снижения инерционных характеристик.

При использовании компактного турбокомпрессора производительность ухудшается на высоких скоростях вращения коленвала [46].

Чрезмерный наддув при повышенных оборотах и нагрузке может привести к опасным ситуациям для двигателя и турбокомпрессора, особенно при использовании компактных моделей турбокомпрессоров.

В исследовательской работе Гилкса [47] различные показатели инерции были исследованы как процентное отношение к базовому состоянию компрессора. Для анализа эффектов, связанных с уменьшением инерции, применялось специализированное ПО Ricardo Wave, предназначенное для компьютерного моделирования. Анализ включал построение графиков, отражающих изменение давления в турбокомпрессоре при различных уровнях инерции, что демонстрировало сокращение времени отклика турбокомпрессора за счет снижения инерции его компрессорной части. Кроме

того, в исследовании проводилось сравнение эффективности активных методов принудительной подачи воздуха во впускной коллектор и пассивных методов снижения инерции турбинного колеса, что позволило установить, что обе стратегии способствуют снижению задержки в отклике турбокомпрессора, т.е. турболага, но активные системы показали лучшие результаты. Тем не менее, улучшение, достигнутое за счет уменьшения инерции, было отмечено как незначительное.

1.7 Стратегии нагнетания воздуха

В рамках эксплуатации двигателей внутреннего сгорания особое внимание уделяется оптимизации соотношения воздуха и топлива, что критически важно для достижения пиковых показателей мощности. В моменты турбулентности, когда наблюдается задержка отклика турбокомпрессора, происходит сокращение этого соотношения, что может привести к недостаточному воздушному давлению для генерации нужного крутящего момента. В условиях желаемого ускорения на низких скоростях существуют методики инъекции дополнительного воздуха для повышения эффективности работы турбоагнетателя. Исследования, выполненные Ли и Чой [51], показали значительное улучшение динамики и мощности турбодвигателей при инъекции воздуха напрямую во впускной коллектор в периоды повышенного спроса на мощность. Это позволило повысить характеристики сгорания у дизельных двигателей, оснащенных турбонаддувом, в условиях динамичного вождения [47].

Аэрация — это результативная технология для оптимизации динамических свойств морского дизель-агрегата [48]. В ситуациях, когда корабль сталкивается с непредвиденной угрозой на воде, критически важным становится быстрое торможение и последующее ускорение в противоположном направлении.

Турбонаддувной дизельный агрегат является ключевым элементом пропульсивной системы судна, от которого напрямую зависит эффективность выполнения аварийного манёвра остановки. Ключевую роль в процессе быстрого снижения оборотов двигателя, особенно при переходе на реверс, играет отзывчивость турбокомпрессора на изменение режимов работы. Вэй [48] исследовал влияние метода инжекции воздуха на динамические характеристики турбокомпрессора, осуществляя инжекцию на выходной стадии. Регулируя частоту и интенсивность подачи воздуха, эксперименты демонстрировали различия в адаптации устройства к изменениям нагрузки. Опыты подтвердили, что применение внешней подачи воздуха способствует ускорению процесса остановки двигателя в экстренной ситуации, что повышает безопасность судоплавания [49].

Gilks et al. [50] провели анализ эффективности инжекции воздуха, применяемой либо к впускному коллектору и компрессору объединенно, либо к ним обоим, методику которой называют двухточечный впрыск. В рамках параметрического анализа оценивались четыре критических параметра: скоростные характеристики транспортного средства, давление на выходе из компрессора, температурные показатели на входе в турбину, и потребности пользователя. Выводы исследования свидетельствуют о том, что использование системы инжекции воздуха существенно улучшает переходные показатели турбокомпрессора, а также повышает общую эффективность работы двигателя. В частности, это позволяет снизить турболаг на 71% при достижении автомобилем скорости 30 км/час. В то же время, реализация двухточечного впрыска показала лишь ограниченное улучшение производительности.

Цейслар [51] занимался анализом эффекта от подачи воздуха в разнообразные участки двигательной системы, проводя сравнительный анализ для выявления наиболее эффективной точки инжекции. Исследование выявило, что инжекция воздуха непосредственно в выпускной коллектор способствует устранению помпажа компрессора и способствует улучшению

характеристик двигателя в переходных режимах. В рамках проведенного исследования использовался контрольно-регулируемый клапан для дозирования подачи воздуха, взятого из резервуара с сжатым воздухом.

В процессе работы двигателя на сбросе оборотов, когда давление в системе выпуска увеличивается, происходит дополнительная заправка топливного бака. Это достигается за счет накопления сжатого выхлопного газа в топливном баке в моменты торможения, который затем используется, чтобы способствовать ускорению автомобиля (активная фаза разгона). Система, разработанная для осуществления этого процесса, отличается простотой и включает в себя емкость для сжатого газа, соединительный элемент с выпускным коллектором и клапан регулировки. В конструкцию также входят элементы стандартной системы рециркуляции отработанных газов и переменной геометрии турбины (EGR/VGT), которые интегрированы в воздушный путь двигателя и служат для аккумуляции энергии тормозных выхлопных газов (BREES). Эффективность переходного процесса BREES особенно заметна при уменьшении времени реакции турбины, особенно на высших передачах, где удалось добиться сокращения времени до достижения необходимого крутящего момента на третьей передаче до 60%. Тем не менее, процесс перезарядки системы аккумуляции тормозной энергии выхлопных газов (BREES) отличается замедленностью и требует временного отключения сцепления на практике примерно на три секунды. Помимо этого, объем топливного бака у легковых автомобилей остается относительно велик [52].

Преимущества и недостатки разнообразных подходов к оптимизации переходных процессов, рассмотренных ранее, представлены в сжатом виде в Таблице 1.

Технология Common Rail Direct Injection (CRDI) была внедрена в качестве решения для оптимизации потока воздуха и снижения задержки наддува. В рамках этого подхода, авторы разработали методику, предполагающую непосредственный впрыск воздуха в камеру сгорания

двигателя. В состав системы входят такие ключевые компоненты, как аккумулятор высокого давления и регулирующий клапан давления, повышающие её эффективность [53].

Таблица 1 – Обзор разных способов оптимизации переходных процессов, включая преимущества и недостатки

Техника	Плюсы	Минусы
Комбинированный наддув [16]	Оптимизация процесса перехода благодаря объемному компрессору.	Падение производительности мотора
Система двойного турбонаддува [16]	Улучшенная экономия топлива при повышении производительности	Проблемы координации двойных турбокомпрессоров, критерии для контрольной системы
Турбина с регулируемой геометрией [52]	Повышенная эффективность турбонаддува, ускоренная динамика набора скорости	Потребность в составной системе регулирования
Извините, вы не предоставили текст для переписывания. Могли бы вы предоставить детали или текст, к которому нужно применить ваш запрос?	Более быстрый ответ	Для предотвращения напряженных перепадов требовалась сложная конфигурация и аккуратное выполнение процесса настройки.
Электромагнитный крутящий момент как инструмент усиления	Снижение затрачиваемого времени на нарастание давления способствовало повышению доступной мощности для ускорения вращения ротора.	Более высокий уровень инертности и необходимость в дополнительном пространстве для размещения мотора.
Уменьшение момента инерции ротора компрессора	Снижено время отклика турбонагнетателя.	Существует ограниченный объем литературных источников, посвященных сокращению инерционных эффектов.
Система впрыска воздуха [51]	Повышает динамику отклика турбокомпрессора и общий эффективный выход мощности двигателя.	Воздействие инжекции воздуха на эмиссию не анализировалось.

При увеличении частоты вращения двигателя при одновременно низкой величине крутящего момента, регулятор давления обеспечивает поступление воздуха под высоким давлением из впускного тракта непосредственно в аккумулятор. Это позволяет эффективно хранить высокодавленный воздух для его дальнейшего применения в моменты, когда система турбонаддува

испытывает задержку. Когда в впускном манифолде давление понижается, а потребность в крутящем моменте возрастает, клапан управления давлением автоматически перенаправляет поток воздуха из аккумулятора обратно во впускной тракт. Это означает, что аккумулятор адаптирует подачу воздуха к текущим требованиям крутящего момента, способствуя сглаживанию переходных процессов ускорения и снижения скорости движения [54].

1.8 Эмиссия отработанных газов дизельных моторов

Для соответствия строгим экологическим стандартам по эмиссии, критически важно оптимизировать эмиссионные характеристики дизельных двигателей. Дизельное топливо, подобно большинству ископаемых энергоносителей, преимущественно содержит углерод и водород. В идеале, при полном сгорании в состоянии термодинамического равновесия, должны образовываться только углекислый газ (CO_2) и вода (H_2O). Тем не менее, в процессе сгорания возникают вредные выбросы, включая оксиды углерода (CO), углеводороды (HC), оксиды азота (NO_x) и твёрдые частицы (PM), по следующим причинам [55]:

- соотношение воздух-топливо;
- момент зажигания;
- возмущения потока в камере сгорания;
- форма сгорания;
- температура сгорания и т. д.

Недостаточное окисление в процессе горения ведет к формированию монооксида углерода (CO). Содержание CO напрямую коррелирует с составом топливно-воздушной смеси. В случае избытка топлива (богатая смесь), значение коэффициента избытка воздуха (соотношение между теоретически необходимым и фактическим объемом воздуха для полного сгорания) опускается ниже единицы. Это приводит к недостатку кислорода для полного окисления углерода в углекислый газ, в результате чего увеличивается

производство СО. В дизельных двигателях, которые являются особенным типом двигателей внутреннего сгорания, работающих на обедненной смеси с коэффициентом избытка воздуха больше 1, эмиссия СО обычно минимальна. Однако при наличии слишком большого количества топливных капель в сочетании с недостаточной или слишком интенсивной турбулентностью в двигателе может произойти увеличение выбросов СО. Параллельно, эмиссии диоксида углерода (CO_2) рассматриваются как ведущий вклад в проблему глобального потепления.

Процесс окисления углерода в топливе вызывает выбросы углекислого газа (CO_2) [56]. В условиях избытка кислорода и при повышенной температуре, монооксид углерода (СО) может далее окисляться до CO_2 .

В дизельных агрегатах инициирование горения топливной смеси происходит благодаря использованию высокотемпературного сжатого воздуха. В результате достижения экстремальных тепловых условий, превышающих порог в $1600\text{ }^\circ\text{C}$, происходит химическая реакция между азотом и кислородом, находящимися в воздушном зазоре, что ведет к формированию вредных выбросов NO_x (оксидов азота). Следовательно, основополагающими параметрами, влияющими на интенсивность образования NO_x , выступают температурный режим и концентрация кислорода в зоне сгорания. Данная зависимость демонстрируется на рисунке 13 [57], где анализируется эффект усиления рабочей нагрузки в диапазоне от 10 до 80%.

На рисунке 13 демонстрируются изменения в уровнях концентрации оксида азота (NO) в составе выхлопных газов, а также пики температур газов и уровень кислорода внутри дизельного топлива. Изначально, при условиях низкой нагрузки на двигатель, уровень эмиссии NO был минимальным. Однако с повышением рабочей нагрузки на двигатель, концентрация NO возрастала, что напрямую связано с ростом температуры. Для эффективной работы дизельных двигателей, которые функционируют за счет сжатия воздушно-топливной смеси без искрового зажигания, требуются значительно более высокие температуры по сравнению с карбюраторными двигателями. В

результате дизельные двигатели превращаются в главный источник эмиссии оксидов азота (NO_x), к которым относят как оксид азота (NO), так и диоксид азота (NO_2). При воздействии на NO атмосферных условий, он трансформируется в NO_2 .

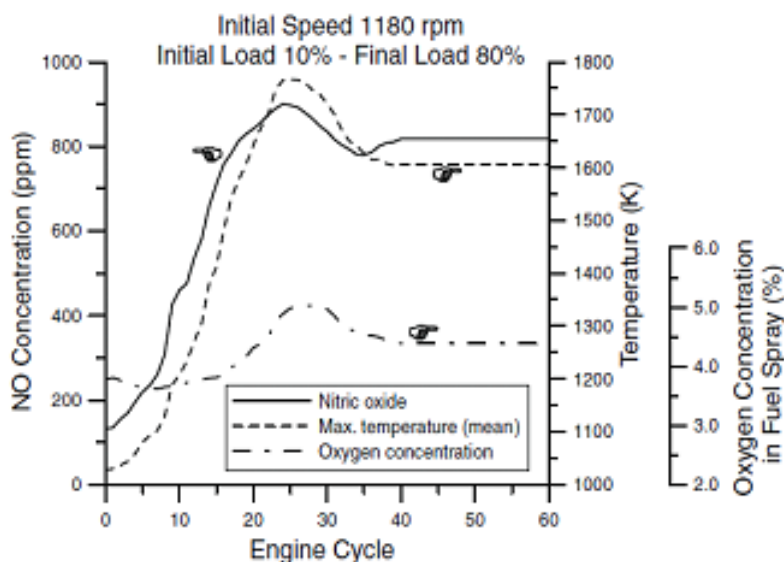


Рисунок 13 – Концентрация NO в выхлопных газах, максимальная температура газа и концентрация кислорода в топливных брызгах [58]

Выпаривание бензина на открытом воздухе и его частичное окисление способствуют формированию углекислых газов. Несмотря на то, что дизельные моторы выделяются высокими показателями эффективности и рентабельности при эксплуатации автомобилей, их эмиссии оксидов азота достаточно велики, что несет опасность для здоровья людей и состояния экосистем. В отличие от данных загрязнителей, выбросы углекислого газа, углеводородов и парниковых газов оказываются минимальными. Причиной повышенного уровня оксидов азота в выхлопах дизелей являются высокие степени нагрева при сгорании и слабое обогащение топливно-воздушной смеси. Компонентный состав выхлопных газов таков: 70–90% составляет оксид азота (NO), а 10–30% - диоксид азота (NO_2).

Регулятивные акты, касающиеся ограничения выбросов, издаются Европейской комиссией и направлены на производителей автомобильных двигателей в контексте экологических норм. Введенный в действие в январе

2015 года, стандарт «Euro 6» обуславливает строгие требования к уровню выбросов. Дизельные агрегаты, известные своей высокой продукцией загрязняющих веществ, представляют особые вызовы для производителей в плане достижения этих экологических стандартов. Согласно нормам Euro 6, предельно допустимый уровень эмиссии оксидов азота (NO_x) зафиксирован на отметке 80 мг/км, а суммарное количество выбросов углеводородов и оксидов азота не должно превышать 170 мг/км. Создание автомобилей, соответствующих этим строгим регуляциям Евросоюза, представляет собой задачу, требующую значительных финансовых вложений и передовых инженерных решений [59].

В исследовании [60] экспериментально показано воздействие подачи воздуха через воздушную камеру на параметры горения и эмиссии дизельного двигателя с прямым впрыском.

Исследование установило, что интегрирование воздушной камеры в конструкцию двигателя способствует снижению уровня эмиссии загрязняющих частиц, при этом не влияя на значение BSFC, которое остается стабильным. В отдельном анализе, ученые провели эксперименты, оценивая влияние образования воздушной камеры в поршневой системе при различных условиях впрыска топлива, анализируя процесс сгорания, эмиссию частиц сажи и оксидов азота, а также производительные возможности двигателя. Результаты показали одновременное сокращение эмиссии сажи и NO_x, а также повышение эффективности работы двигателя. В другом исследовании, Чжоу и его коллеги изучали систему тяжелонагруженных автомобилей, оснащенных системой закрытия впускных клапанов и двухступенчатым турбонаддувом, акцентируя внимание на необходимости уменьшения пиковых выбросов. В рамках эксперимента было выявлено, что регулирование открытия дроссельной заслонки способствует снижению уровня NO_x на 41,5% во время прохождения всемирного гармонизированного цикла движения (WHTC), содействуя при этом улучшению топливной эффективности. Гуан и команда провели опыты на HD дизельных двигателях с системой EGR и циклом

Миллера, выявив минимальные изменения в потреблении топлива и эмиссии дыма, при этом достигнув снижения выбросов NOx и повышения температуры выхлопных газов. Введение строгих нормативов по выбросам стимулировало применение технологий доочистки выхлопных газов в дизельных двигателях. Регулирование процесса наддува и рециркуляции выхлопных газов позволяет справиться с проблемой низких температур на входе в турбину, что является ключом к эффективному контролю над мощностью и эмиссией выхлопных газов.

Yun и его коллеги [61] провели исследование, основанное на изучении эффективности использования топлива и уровней эмиссии оксидов азота (NOx) в условиях динамически изменяющихся нагрузок для дизельных двигателей с системой турбонаддува. Для эксперимента использовался специально разработанный профиль нагрузки, который включал последовательность синусоид с одинаковой амплитудой, но переменными частотами и базовыми значениями нагрузки. В итоге, исследователи выявили, что цикличность нагрузок в среднем оказывает влияние на потребление топлива и выделение оксидов азота. Оказалось, что эффективность топливного сжигания и объемы эмиссии NOx меняются в зависимости от среднего уровня приложенной нагрузки, причём с понижением нагрузки данный эффект становился всё более выраженным.

1.9 Эмиссия отработавших газов дизельных силовых установок во время переменных условий эксплуатации

В дополнение к нехватке воздуха, сложности в поведении двигателя во время переходных режимов обостряются нарушениями процесса сгорания внутри цилиндров. В сравнении с режимом стабильной работы, замедленное реагирование на изменения рабочих условий является отличительной чертой дизельных двигателей с турбонаддувом. Эта замедленная реакция приводит к деградации состояния цилиндров, что в свою очередь снижает топливную эффективность и способствует увеличению выбросов загрязняющих веществ.

В начальный момент переходного процесса, когда скорость или нагрузка на двигатель возрастает, происходит впрыск топлива под более высоким давлением в среду, которая еще не адаптировалась к новым условиям работы, оставаясь похожей на предыдущий стабильный режим. Температура цилиндров медленно подстраивается под новые требования, из-за чего увеличивается контакт жидкого топлива с холодными стенками камеры сгорания, что замедляет процесс образования смеси. Последствия включают ухудшение качества сгорания и, как результат, рост выбросов. Продукты сгорания в переходных режимах формируются неравномерно в отличие от стабильного режима работы [62].

К важнейшим загрязнителям, выделяемым двигателями внутреннего сгорания, относятся оксиды азота (NO_x), окись углерода (CO), углеводороды (HC), твердые частицы (PM) и альдегиды. Выбросы этих веществ в атмосферу значительно ухудшают качество воздуха, что, в свою очередь, негативно сказывается на общественном здоровье. Вдобавок к основным загрязнителям, происходит выпуск различных неконтролируемых веществ. В свете озабоченности экологическим состоянием планеты и её климатом возникает неотложная потребность в минимизации вредных выбросов, что становится приоритетным направлением в разработке и использовании двигательных установок [63].

1.10 Проблема исследования

В ответ на то, что турболаг становится ключевой причиной недостаточной динамики при разгоне и повышения уровня выбросов в атмосферу от дизельных моторов, с годами был разработан ряд инновационных решений. Эти подходы направлены на преодоление дисбаланса между воздушной и топливной смесью и делятся на активные и пассивные типы в зависимости от механизма коррекции этого расхождения.

Количественное измерение задержки отклика турбокомпрессора и проведение анализа эффективности различных технологий в контексте

улучшения динамики реакции на изменение нагрузки представляют собой ключевую научную задачу с ограниченным количеством исследований. Этот анализ позволяет выполнить глубокую оптимизацию процессов сгорания топлива и эмиссии загрязняющих веществ, соответствуя современным экологическим стандартам и требованиям по ограничению выбросов. Именно поэтому текущее исследование сосредотачивается на тщательном изучении для выбора наилучшей технологии, а также анализе ее воздействия на общую эффективность работы турбонаддувных дизельных двигателей. В контексте изучения процессов в дизельных двигателях с турбонаддувом, основное внимание уделяется следующим аспектам.

При резких изменениях скорости или нагрузки, эффективность дизельных двигателей может улучшиться через оптимизацию их переходных параметров. Учитывая, что загрузки в ежедневном режиме часто варьируются, исследование и анализ переходной работы таких двигателей обретает особую важность, требуя тщательного внимания со стороны производителей. Для этого, численное моделирование давно служит инструментом визуализации работы двигателя в разнообразных условиях, направленном на повышение результативности. В практике, например при дизайне и оптимизации впускных систем, методы проб и ошибок оказываются весьма затратными по времени и ресурсам. Следовательно, использование моделирования является ключевым в уменьшении издержек и ускорении процесса разработки за счет минимизации необходимости повторения этапов. Применение современных программных решений для симуляции динамики дизельных двигателей позволяет надежно анализировать влияние различных технологий на переходные режимы, существенно упрощая процесс нахождения оптимальных решений без необходимости дорогостоящих экспериментов. Это становится основным предметом изучения в данной работе.

Ускоренное подавление топлива в турбодизельном двигателе является примером переходного процесса, ведь из-за увеличения количества топлива и несоответствующего объема воздуха в камере сгорания соотношение воздуха

к топливу падает до критически низкого уровня. Литературные источники обычно упоминают переходные процессы, связанные с изменением оборотов двигателя или его нагрузки, такие как разгон, повышении нагрузки или пуск двигателя. Однако исследований, касающихся изменения скорости подачи топлива как переходного процесса, ранее не проводилось, что открывает потенциальные возможности для испытаний новых технологий, направленных на улучшение этих условий работы. Важно не игнорировать переходные процессы, связанные со скоростью и нагрузкой, как наиболее распространенные варианты. Акселерационные испытания являются оптимальным методом для демонстрации переходных процессов в турбодизельных двигателях, где турбозадержка ощутимее при ускорении с малых оборотов. В свою очередь, двигатель сталкивается с трудностями при увеличении нагрузки, отличающимися от ускорения, так как изначально происходит снижение оборотов, создавая дополнительную нагрузку на механизм, что может даже привести к остановке двигателя при слишком резком увеличении нагрузки.

Изучение выбросов во время переходных режимов является ключевым аспектом для производителей двигателей в контексте соблюдения строгих экологических стандартов по уровню загрязнения атмосферы выхлопными газами [64].

Для улучшения эффективности двигателя необходимо анализировать эффект применения передовых технологий на уровень эмиссии загрязняющих веществ, удостоверяясь в отсутствии необходимости жертвовать экологичностью. Этот процесс является третьим компонентом данного исследования.

Глава 2 Анализ турбонаддувного дизельного агрегата

2.1 Разработка модели для расчетов

В современной машиностроительной индустрии, компьютерное моделирование играет ключевую роль в анализе и решении сложных инженерных задач, которые без этого потребовали бы затрат на экспериментальные стенды. Мир проектирования и анализа работы двигателей внутреннего сгорания обогащен наличием множества специализированных программных решений. В автомобильной сфере преимущественно используются программные продукты, такие как Ricardo Wave (RW), Lotus Engine Simulation (LESoft), AVL Fire и GT-Power, предназначенные для комплексного моделирования и оптимизации работы двигателей. Произведенное сравнительное анализ между Ricardo Wave и Lotus показало, что обе системы моделирования предоставляют аналогичные результаты по динамике давления и температурных условий внутри двигателя. Рисунок 14 демонстрирует структуру используемой модели, включающей в себя этапы подготовки данных, выполнения моделирования и последующей обработки полученных результатов.

В процессе подготовки к моделированию, создаётся имитационная модель, включающая в себя комплексные элементы, например, двигатель внутреннего сгорания, турбонаддув, системы впуска и выпуска, а также инжекторы. Разрабатывается ряд стратегий для проведения разнообразных тестов, а для имитации специфических задач вводится управляющий алгоритм. После запуска модели происходит её тщательный анализ на основе данных, полученных после её выполнения.

Ricardo Wave анализирует динамику волн давления, массовые потоки, потери энергии в воздуховодах, камерах и коллекторах. Он обеспечивает моделирование динамики жидкости и термодинамики в зависимости от времени с использованием двухзонной модели [65].

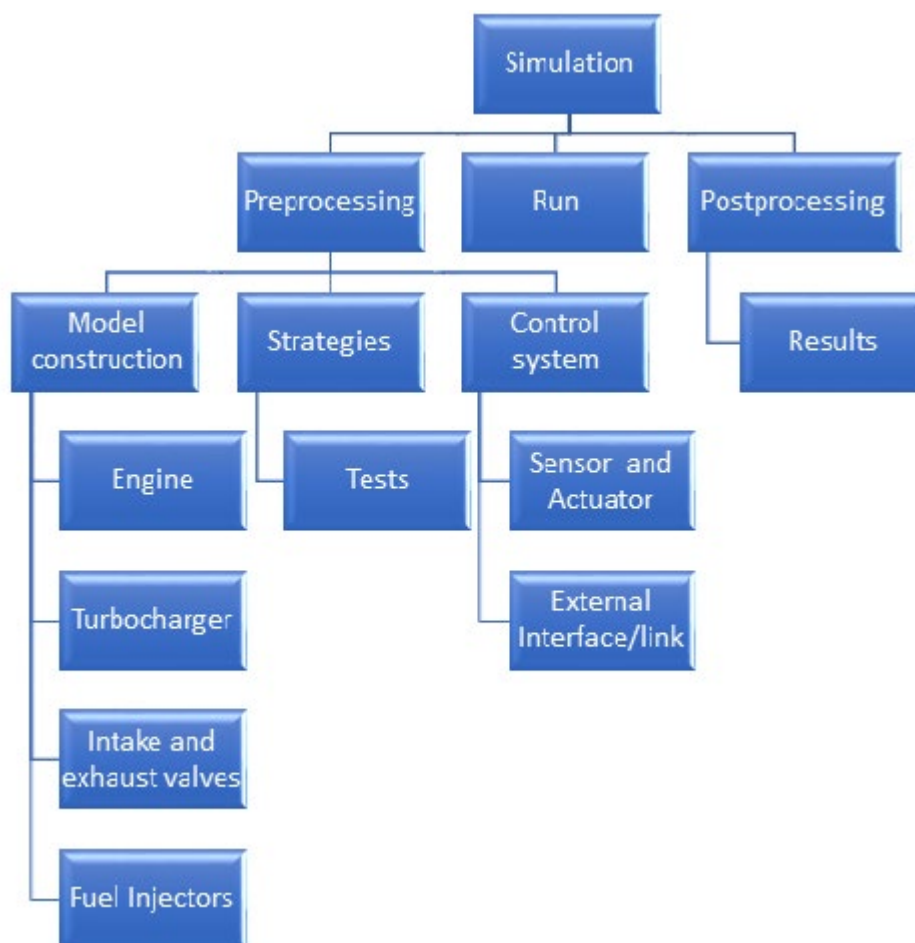


Рисунок 14 – Этапы имитационного моделирования

В настоящее время, в частности, в инженерном секторе, компьютерное моделирование получает широкое внимание для моделирования сложных проблем реального мира, которые в противном случае требуют дорогостоящих экспериментальных установок. Ricardo Wave — это пакет программного обеспечения для одномерного моделирования двигателей и газодинамики, широко используемый во всем мире. В этой модели процесс сгорания моделируется моделью сгорания Diesel Weibe, которая является подходящей моделью тепловыделения. В модели используются функции для определения корреляций для предварительно смешанного и диффузионного горения с добавлением хвостового горения, которое представляет собой медленное позднее горение.

В настоящем исследовании четырехцилиндровый четырехтактный дизельный двигатель с турбонаддувом, используется для проверки модели двигателя, построенной с использованием программного обеспечения для моделирования Ricardo Wave.

Поскольку турбокомпрессор используется для выдачи большей мощности из двигателя меньшего размера, для моделирования выбран двигатель относительно меньшего размера. В этом исследовании моделируется четырехцилиндровый четырехтактный дизельный двигатель. Технические характеристики двигателя приведены в Таблице 2. Он показывает технические характеристики дизельного двигателя с турбонаддувом в зависимости от типа двигателя, хода поршня, диаметра цилиндра, количества цилиндров, системы сгорания, степени сжатия, шатуна и рабочего объема.

Таблица 2 – Технические характеристики двигателя

Тип двигателя	4-тактный дизельный двигатель
Ход поршня	132 мм
Диаметр цилиндра	103 мм
Количество цилиндров	4
Система сгорания	Непосредственный впрыск
Степень сжатия	18,3:1
Длина шатуна	144 мм
Порядок работы	1-3-4-2
Рабочий объем	4,399 л

Различные параметры в волновом пакете Рикардо моделируются с использованием ряда математических, а также эмпирических формул. Для тепловыделения используется функция Дизеля Вибе [66], поскольку из-за отсутствия реальных профилей тепловыделения эта модель тепловыделения является наиболее подходящей. Параметры модели используются для регулировки продолжительности горения в диапазоне оборотов двигателя. Модель задержки зажигания включена в функцию Вибе для определения угла поворота коленчатого вала, при котором начинается сгорание. Для расчета теплопередачи используется модель Вошни для конвективного теплопереноса

[59]. В этой модели предполагается простая передача тепла из замкнутого объема, окруженного со всех сторон стенками, представляющими собой области головки цилиндра, гильзы цилиндра и торцевой поверхности поршня, открытые для камеры сгорания [64]. Полностью подключенная модель двигателя с турбонаддувом показана на рисунке 15.

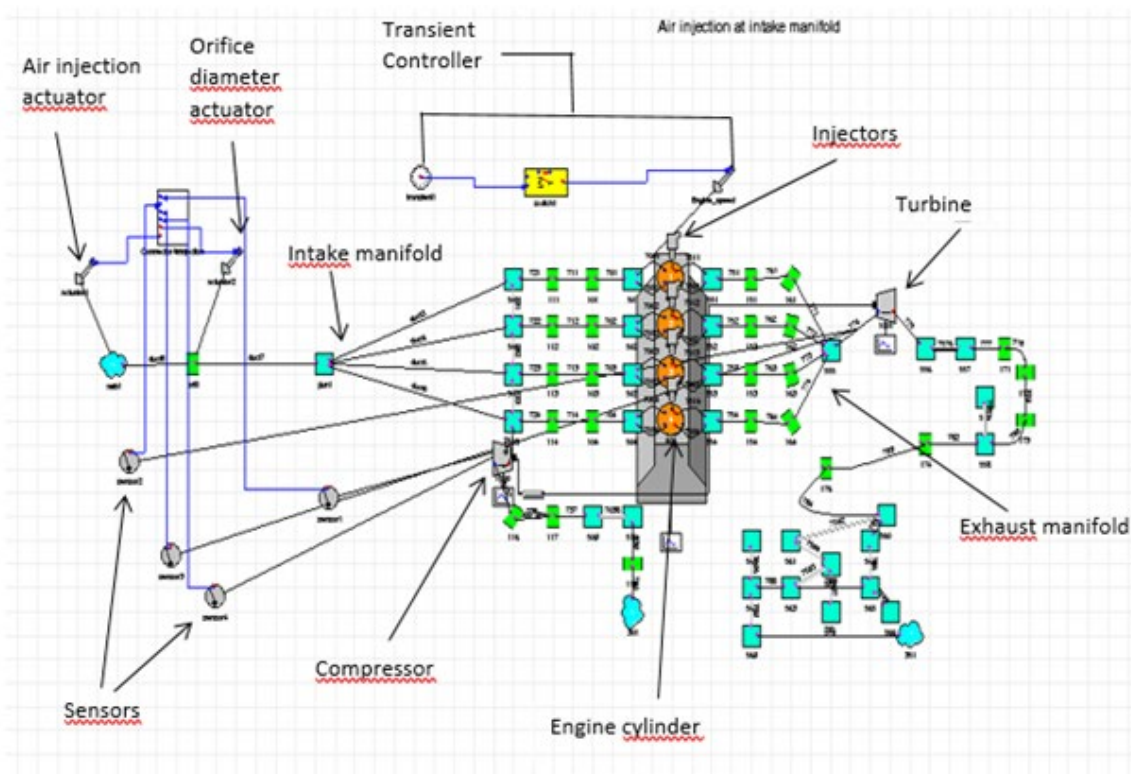


Рисунок 15 – Модель двигателя с турбонаддувом в Ricardo Wave

2.2 Результаты моделирования дизельного двигателя с турбонаддувом

2.2.1 Моделирование нагрузки

Для конечного падения скорости первостепенную роль играет величина приложенной нагрузки. В начальном установившемся состоянии моменты двигателя и нагрузки равны. При приложении новой нагрузки возникает дефицит крутящего момента, когда крутящий момент двигателя не может мгновенно соответствовать возрастающему крутящему моменту нагрузки

[49]. Результатом является падение частоты вращения двигателя, которое будет показано в ходе исследований.

Для определения ступеней нагрузки, начальная нагрузка принимается равной 10 %, а конечная нагрузка варьируется от 20 % до 80 %. Как показано на рисунке 16, эффект изменения нагрузки более заметен при конечной нагрузке от 70% до 76%.

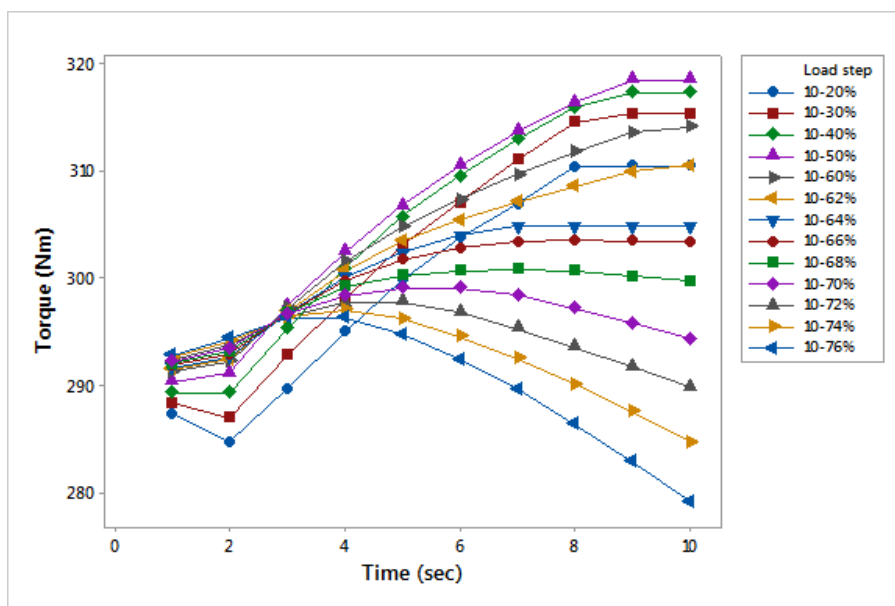


Рисунок 16 – Изменение крутящего момента двигателя при различных шагах нагрузки за 1 секунду, начальная нагрузка 10 %

В начальной фазе работы, когда нагрузка на двигатель варьируется от 10% до 66%, наблюдается увеличение крутящего момента, что свидетельствует о способности турбонаддува обеспечивать адекватный воздушный поток и двигателя эффективно адаптироваться к подобным изменениям нагрузки. Тем не менее, при достижении нагрузки между 70% и 76%, качество работы двигателя снижается, а при дальнейшем увеличении нагрузки происходит полная остановка его работы, и обороты падают до нуля.

Аналогично, снижение крутящего момента наблюдается и при начальной нагрузке 50%, как показано на рисунке 17. Крутящий момент ухудшается при конечной нагрузке от 68% до 70%, а частота вращения двигателя становится равной нулю, если конечная нагрузка превышает 70%.

Ступени нагрузки с недостатком крутящего момента обозначаются как нагрузочные испытания и представлены в таблице 3. Из таблицы видно, что есть три ступени нагрузки с начальной нагрузкой 10 % и две с начальной нагрузкой 50 %, которые требуют исследования для принятия нагрузки.

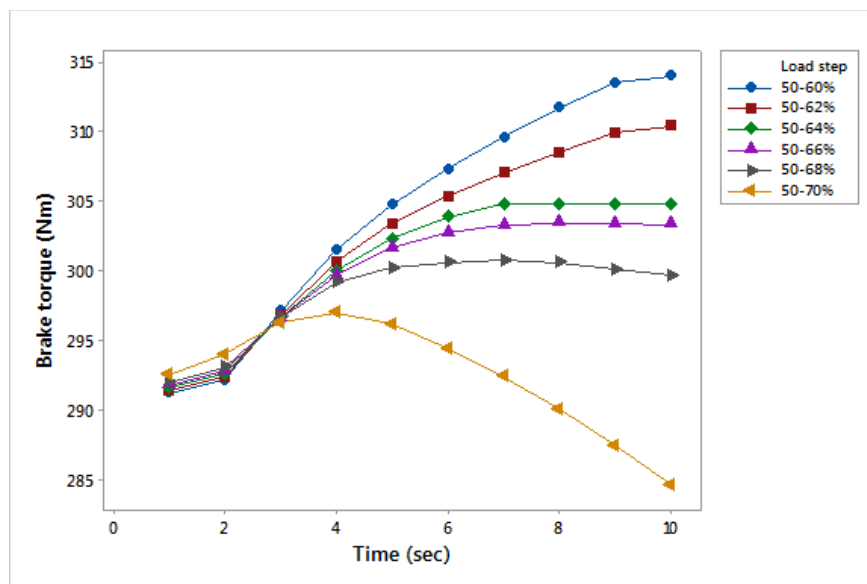


Рисунок 17 – Изменение тормозного момента при различных шагах нагрузки за 1 секунду, начальная нагрузка 50 %.

Таблица 3 – Испытания под нагрузкой, приводящие к снижению крутящего момента

Нагрузочный тест	Начальная нагрузка	Конечная нагрузка	Дефицит крутящего момента
L1	10%	70%	1.5%
L2	10%	72%	2.7%
L3	10%	74%	4.0%
L4	10%	76%	6.0%
L5	50%	68%	0.4%
L6	50%	70%	4.5%

2.2.2 Графики нагрузки и крутящего момента

При изменении величины нагрузки шаг нагрузки изменяется за 1 секунду. В настоящем тесте шаг нагрузки изменяется в течение 2 секунд, чтобы наблюдать эффект более медленного приложения нагрузки. Как показано на рисунках 18 и 19, исследуются различные начальные и конечные нагрузки, чтобы определить уменьшение крутящего момента при различных шагах нагрузки. Установлено, что шаг нагрузки от 10% до 68-76% и от 50% до

68-74% соответствует уменьшению крутящего момента, которое можно исследовать при нагнетании воздуха для улучшения.

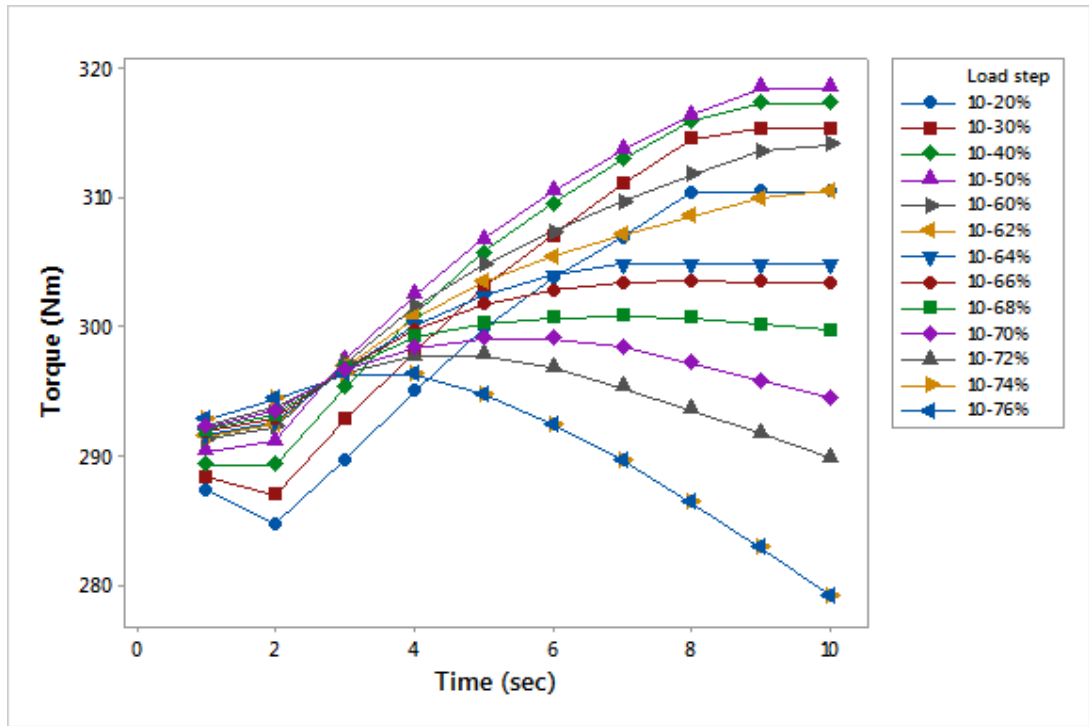


Рисунок 18 – Изменение тормозного момента при различных шагах нагрузки за 2 секунды, начальная нагрузка 10 %

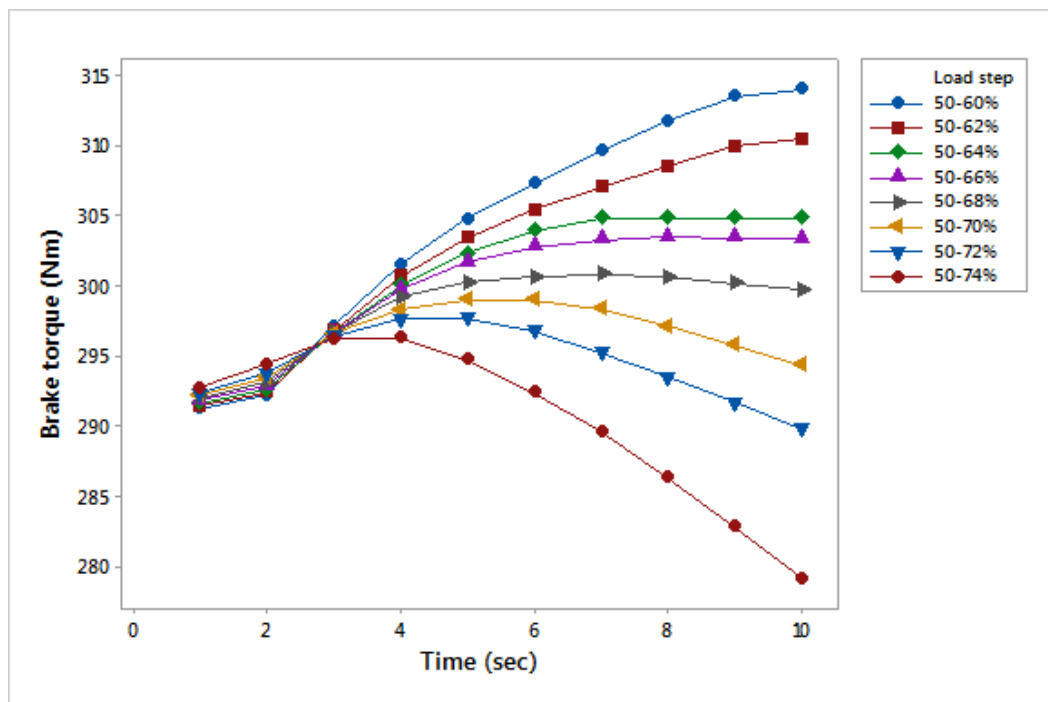


Рисунок 19 – Изменение тормозного момента при различных шагах нагрузки за 2 секунды, начальная нагрузка 50 %

Однако, чтобы наблюдать эффект графика нагрузки, выбирается тот шаг нагрузки, который является общим как для 1 секунды, так и для 2 секунд и который обеспечивает максимальное снижение турбо-лага за 1 секунду.

Выводы по главе 2

Уменьшение инерционности турбокомпрессора представляет собой перспективный способ повышения динамических характеристик дизельного двигателя, оснащённого системой турбонаддува. В рамках проведённого анализа основное влияние уменьшения инерционности заметно на уровне давления на выходе из компрессора. Однако, скорость вращения компрессора также играет ключевую роль в оценке его работы во время переходных процессов. Это связано с тем, что при смене режимов работы двигателя компрессор не может достаточно быстро набрать необходимые обороты для обеспечения адекватной подачи воздуха.

Глава 3 Увеличение крутящего момента и минимизация инерционных эффектов компрессорного диска за счет использования электромотора в турбонаддувной системе

В обзоре источников освещены уникальные стратегии для усиления крутящего момента и уменьшения массового инерционного момента турбокомпрессорных колес, целенаправленные на улучшение переходных процессов в турбонаддувных дизельных моторах. В рамках данного исследования, с целью оптимизации этих процессов, применяется моделирование указанных подходов. Сконцентрировано проведение параметрического обзора с анализом критических параметров, включая давление после компрессора и его обороты для улучшения выходных характеристик. Также представлен количественный расчёт турбо-лага, который способствует сокращению времени отклика системы турбонаддува, приближая её к идеальной работе дизельного двигателя.

На рисунке 20 демонстрируется блок-схема алгоритма, включающего в себя процедуры разработки имитационной модели и механизмы контроля, направленные на оптимизацию переходных процессов в турбодизельных агрегатах. На рисунке показано проектирование системы как начальный этап моделирования на основе технических характеристик двигателя и рабочих параметров. Затем применяется стратегия моделирования для моделирования переходного процесса. Количественная оценка турбо-задержки выполняется как для метода увеличения крутящего момента, так и для метода уменьшения инерции, и на основе уменьшения турбо-задержки сообщается переходный процесс.

Продолжительность переходного процесса принята равной 6 секундам. Параметры для количественного определения турбо-лага приведены в Таблице 4. Чтобы наблюдать за выходной реакцией турбоагнетателя, давление на выходе компрессора принимается в качестве основного параметра для исследования в переходных условиях. Кроме того, для анализа

производительности турбокомпрессора также исследуется влияние усиления крутящего момента на скорость турбокомпрессора. Для дальнейшего анализа переходного периода и получения количественных оценок были исследованы скорости изменения параметров. Факторы качества, перечисленные в таблице 4, выбраны в качестве меры переходного режима двигателя с турбонаддувом.

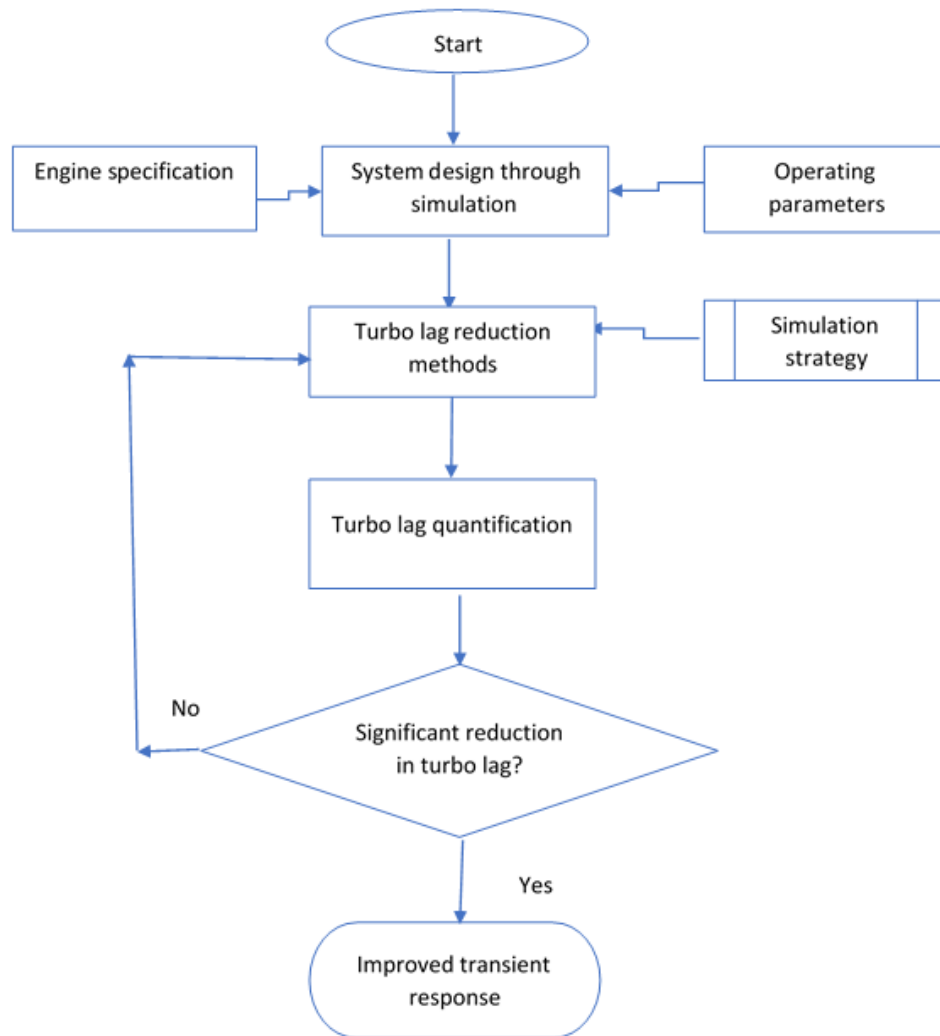


Рисунок 20 – Блок-схема предлагаемой системы

Таблица 4 – Факторы качества для переходных испытаний

Факторы качества
1. Давление на выходе компрессора
2. Скорость изменения давления на выходе компрессора
3. Скорость компрессора
4. Скорость изменения скорости компрессора

3.1 Результаты моделирования и их анализ

Для того чтобы достичь увеличения крутящего момента и одновременно уменьшения инерционных моментов, в данном тексте предложены результаты, полученные в ходе компьютерного моделирования разрабатываемой системы. Процесс моделирования воспроизводит характеристики реальной системы на основе данных, извлеченных из профильных научных работ. Для анализа характеристик динамики двигателя и эффективности систем турбонаддува используется специализированное программное обеспечение, позволяющее детально оценить параметры производительности.

3.1.1 Симуляция стационарного состояния

В процессе анализа стабильной работы двигателя, динамика изменения его параметров детализирована на рисунках с 21 по 23. Эти изображения демонстрируют основные рабочие параметры двигателя, варьирующиеся в соответствии с ростом оборотов. Визуализированы колебания BSFC (бензинового удельного расхода топлива), тормозного крутящего момента, тормозной мощности и ВМЕР (среднего эффективного давления индикатора), ключевых метрик, отражающих эффективность двигателя.

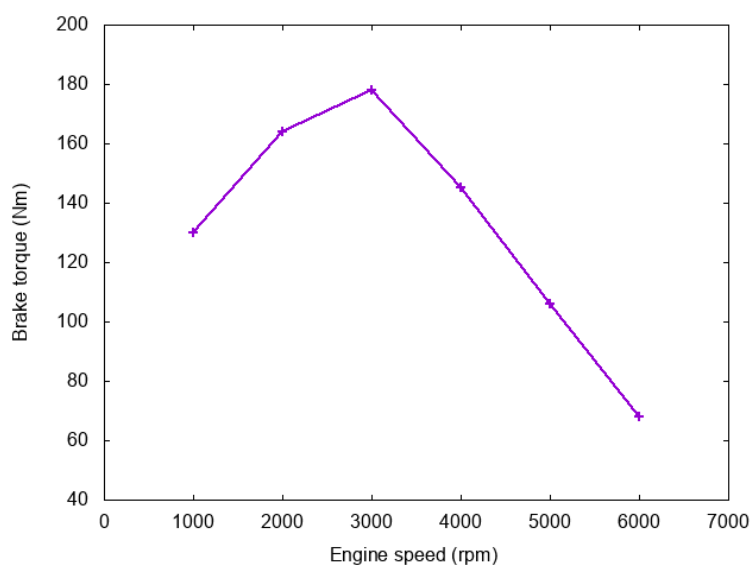


Рисунок 21 – Крутящий момент на тормозе

На рисунке 21 описывается, как крутящий момент достигает своего пика, примерно равного 178 Нм, при скорости вращения в 3000 оборотов в минуту, после чего его величина начинает уменьшаться при дальнейшем увеличении оборотов двигателя. Иллюстрация номер 22 демонстрирует, что среднее эффективное давление (BMEP) в системе торможения возрастает до отметки в 11 бар при достижении 3000 оборотов в минуту, после чего также начинает плавно снижаться при увеличении частоты вращения. На оборотах ниже 3000 в минуту BMEP испытывает падение в результате тепловых потерь. В то же время, на оборотах выше этой отметки, снижение BMEP обуславливается затруднениями с полным захватом воздушного потока.

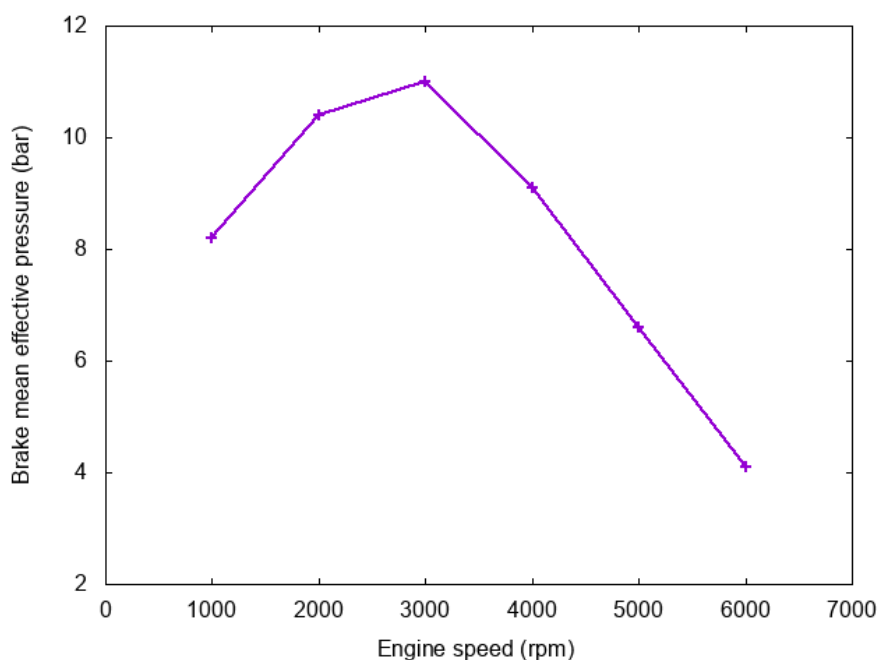


Рисунок 22 – Среднее эффективное давление

BSFC отражает эффективность двигателя внутреннего сгорания по выработке энергии за счет сжигания топлива. На рисунке 23 видно, что наименьшее значение удельного расхода топлива находится в районе 2000 об/мин. При более низких оборотах двигателя расход топлива увеличивается из-за увеличения времени потерь тепла от газа к цилиндру и стенкам поршня. С увеличением скорости увеличивается расход топлива и, следовательно, снижается эффективность сгорания. Максимальная мощность,

вырабатываемая двигателем, составляет около 64 кВт при частоте вращения около 4000 об/мин. На рисунке 24 показано изменение мощности тормоза в зависимости от частоты вращения двигателя. Вначале оно увеличивается, а затем после 4000 об/мин начинает снижаться.

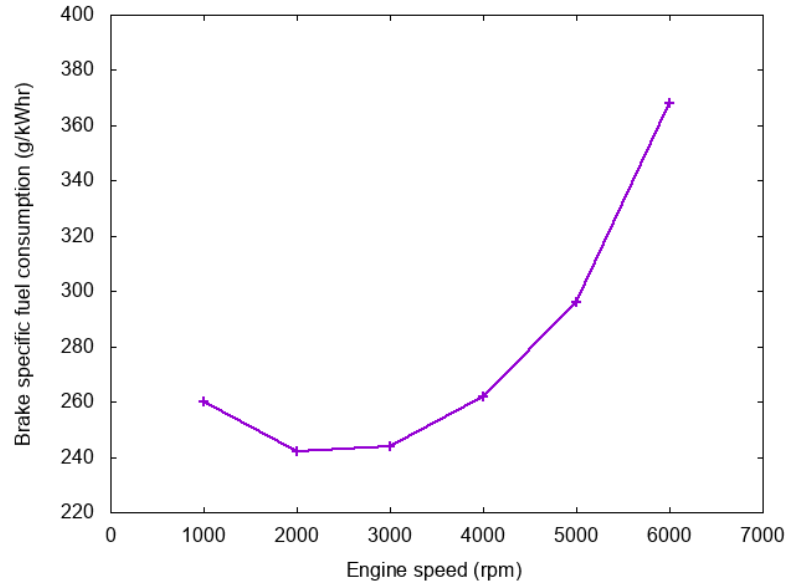


Рисунок 23 – Удельный эффективный расход топлива

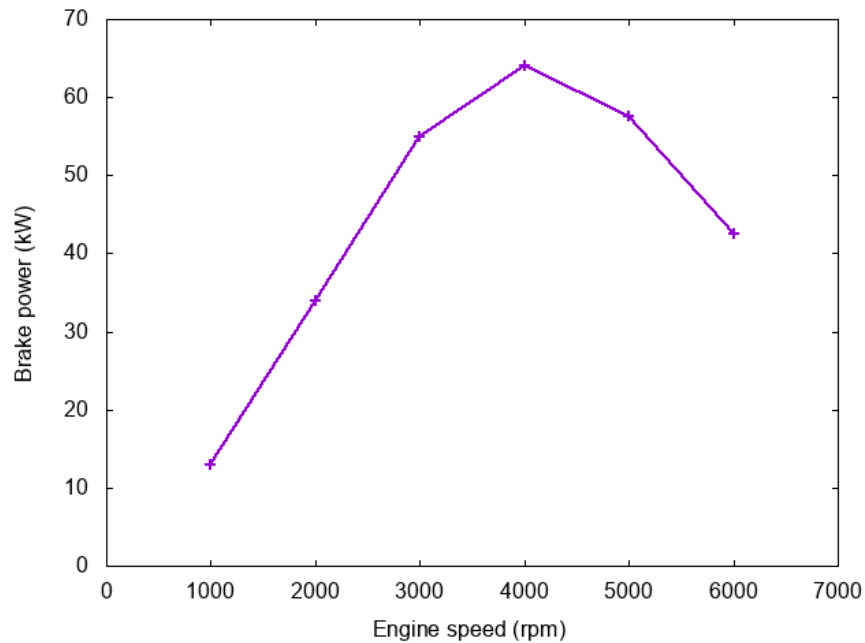


Рисунок 24 – Эффективная мощность

По сравнению с установившимся режимом работы, задержка всасываемого воздуха происходит во время переходного режима. Из-за

ухудшения граничных условий сгорания во время переходных режимов результаты установившегося режима работы не могут быть непосредственно и полностью применены к переходному режиму. Тем не менее, исследования переходных режимов должны быть основаны на установившемся режиме работы [13]. Результаты стационарного режима, представленные в этом разделе, сопоставимы с литературными [39]. Таким образом, информация, представленная в этом разделе, касающаяся испытаний в установившемся режиме, полезна. В следующем разделе особое внимание уделяется переходным режимам, поскольку это событие, во время которого характеристики двигателя ухудшаются.

3.1.2 Моделирование переходных процессов

В этом разделе представлены результаты влияния метода усиления крутящего момента и снижения инерции в случае изменения скорости наполнения.

Различные значения усиления крутящего момента принимаются в диапазоне 0–0,32 Нм и проводятся исследования для получения оптимального значения усиления крутящего момента. Для этого в выбранном диапазоне принимаются четыре различных значения: 0,08 Нм, 0,10 Нм, 0,16 Нм и 0,32 Нм. Реакция давления на выходе компрессора для различных значений помощи крутящего момента показана на рисунке 25.

На рисунке 25 демонстрируется, что начальное повышение поддержки в виде крутящего момента приводит к улучшению реакции системы; а именно, предоставление поддержки в 0,10 Нм улучшает производительность больше, чем поддержка на уровне 0,08 Нм. Однако дополнительное увеличение крутящего момента до 0,16 Нм обеспечивает похожий, но более стабильный результат. Продолжительное увеличение крутящего момента до 0,32 Нм приводит к схожему эффекту. Следовательно, максимальной эффективности достигается при крутящем моменте в 0,16 Нм, что подтверждается данными, представленными в научных исследованиях [61].

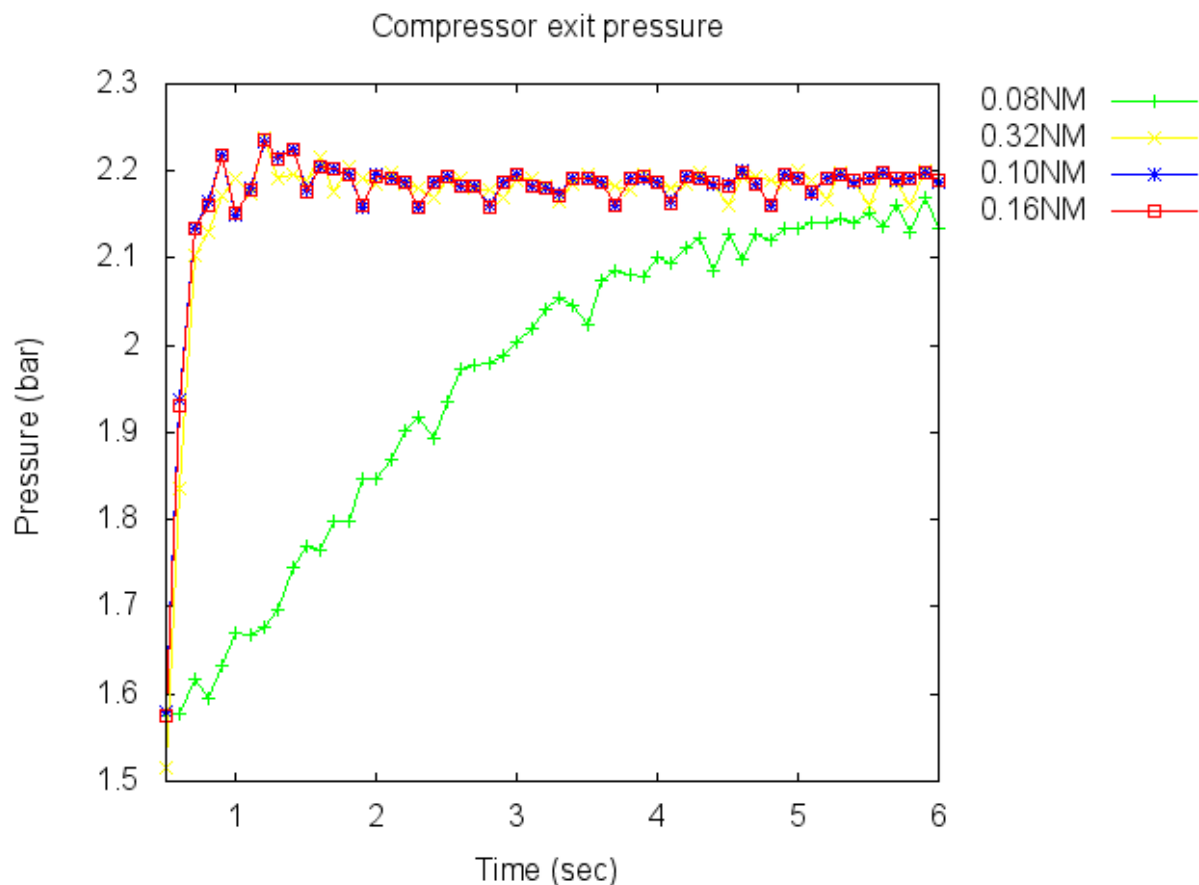


Рисунок 25 – Реакция давления на выходе компрессора при различных значениях усиления крутящего момента

Исходя из анализа представленных научных данных, крутящий момент величиной 0,16 Нм вносится в качестве дополнительной силы кручения на валу турбокомпрессора в рамках имитационного моделирования работы двигателя на платформе Lotus для последующих аналитических оценок. Процесс моделирования осуществляется как с применением электрического крутящего момента, так и без его использования.

Эффект помощи по крутящему моменту заметен на рисунке 26. Первоначально давление на выходе компрессора имеет начальную задержку реакции, прежде чем достичь устойчивого состояния.

Рисунок 26, демонстрирует, что без внешней поддержки в виде крутящего момента, компрессор достигает равновесного давления через 4.8 секунд. Включение дополнительного крутящего момента существенно

повышает эффективность, позволяя давлению в компрессоре стабилизироваться всего за 1.8 секунды.

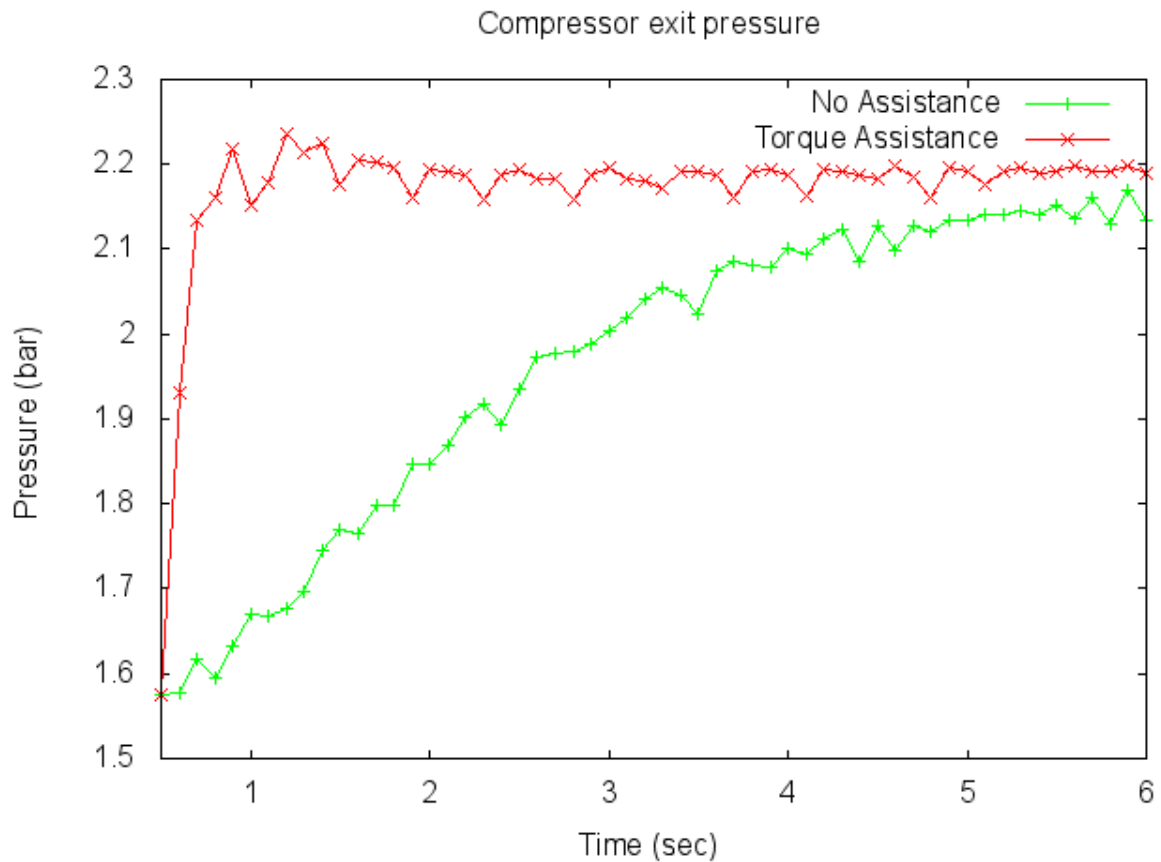


Рисунок 26 – Давление на выходе компрессора с усилителем крутящего момента и без него

График на рисунке 27 наглядно показывает ускорение изменения давления при активации крутящего момента: изменения происходят значительно более резко и быстро, в сравнении с режимом работы без его использования. Эта модификация уменьшает время реакции системы на целые 3 секунды, демонстрируя преимущества введения дополнительного крутящего момента.

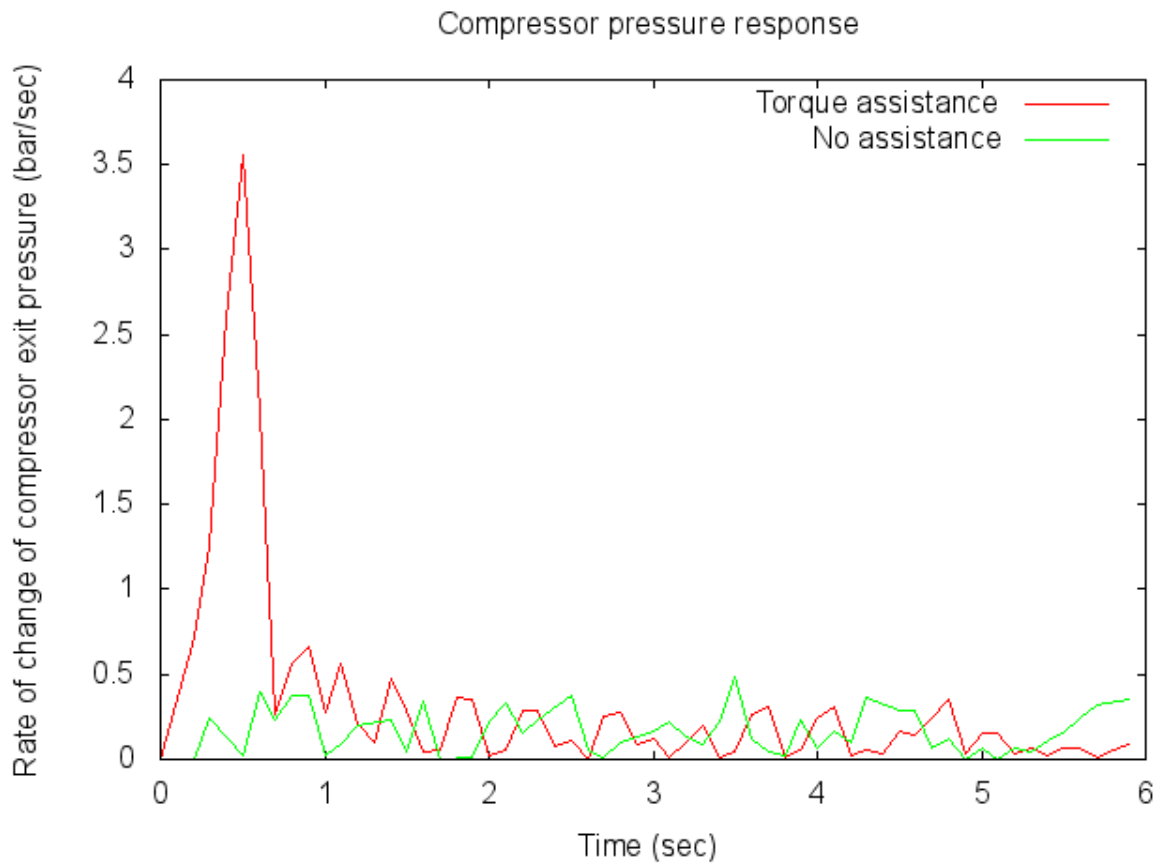


Рисунок 27 – Динамика изменения реактивного давления на выходном участке компрессора

На рисунке 28 демонстрируется, как поддержка по моменту влияет на ответную способность компрессора при изменениях скорости. В сравнении с конфигурациями, не имеющими механизма ассистирования по моменту, становится очевидным, что присутствие торсионного ассистента уменьшает время реакции на 3 секунды. Это различие становится ещё более заметным при визуализации на графике изменения скорости вращения компрессора, как это показано на рисунке 29.

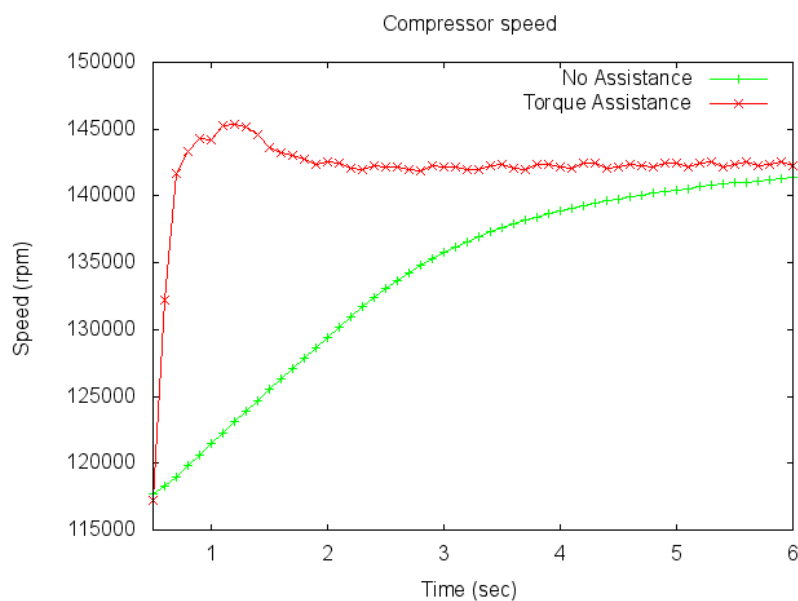


Рисунок 28 – Реакция скорости компрессора с вспомогательным усилителем крутящего момента и без вспомогательного крутящего момента

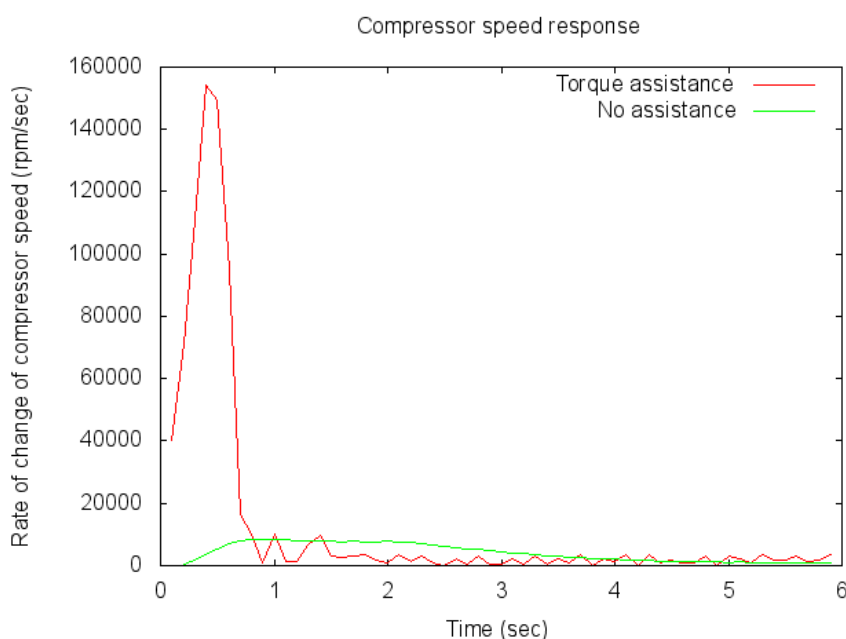


Рисунок 29 – Скорость изменения скорости вращения компрессора.

Таблица 5 демонстрирует количественный анализ эффективности метода повышения крутящего момента. Критерии качества оцениваются по двум сценариям: с использованием устройства ассистирования крутящего момента и без него. Исследование выявило, что использование ассистента крутящего момента значительно уменьшает турболаг. Показатель давления на выходе компрессора (СЕР) достигает равновесного состояния всего за 4,8

секунды в отсутствие ассистента крутящего момента. При подключении ассистента крутящего момента отмечается значимое улучшение динамики давления на выходе компрессора, достигающее устойчивого уровня уже через 1,8 секунды. Полученные данные о скорости изменения давления на выходе компрессора (RCEP) подтверждают значительно высшую и быстрее нарастающую динамику при работе системы с ассистентом крутящего момента по сравнению с системами без его применения. Время реакции сокращается на три секунды благодаря введению системы поддержки крутящего момента. С точки зрения скорости работы компрессора (CS), время отклика без использования ассистента составляет 5,6 секунд, в то время как при его применении этот показатель уменьшается до 1,8 секунд, что означает сокращение на 3,8 секунды. Ускорение изменения скорости работы компрессора доказывает более оперативное реагирование при активации ассистента крутящего момента. Кроме того, данные показывают улучшение всех рассмотренных показателей за счет внедрения ассистента крутящего момента.

Таблица 5 – Сравнение результатов, полученных методом помощи крутящего момента. Турбо-лаг (TL)

Индикатор	Крутящий момент			
	Нет помощи		Усилитель крутящего момента	
	TL	Значения индикатора	TL	Значения индикатора
CEP	4.8	2.13	1.8	2.2
RCEP	3.5	0.39	0.5	3.5
CS	5.6	141350	1.8	145354
RCS	1.0	8310	0.5	154200

Переходный процесс также можно улучшить за счет уменьшения инерции компрессора. Для снижения инерции рассматриваемые значения приведены в Таблице 6. Он показывает снижение инерции компрессора, тогда как исходное значение составляет $6e-6$ кгм², а рассматриваемое снижение составляет -10%, -25% и -40%.

Таблица 6 – Снижение инерции компрессора

Оригинал	6.0e-6 кг м ²
-10%	5.4e-6 кг м ²
-25%	4.5e-6 кг м ²
-40%	2.4e-6 кг м ²

Рисунок 30 детализирует, как изменяется реакция давления на выходе турбокомпрессора при снижении его инерционных характеристик на 10%, 25% и 40%. В этом контексте сравнивается изменение реакции при уменьшении инерции по сравнению с базовым состоянием инерции. Отмечается, что, несмотря на различные уровни снижения инерции, все они приводят к схожим изменениям в реакции по давлению, однако важно заметить, что время реагирования турбокомпрессора на изменения сокращается по мере уменьшения инерции. Тем не менее, степень уменьшения задержки ответной реакции остается относительно малой.

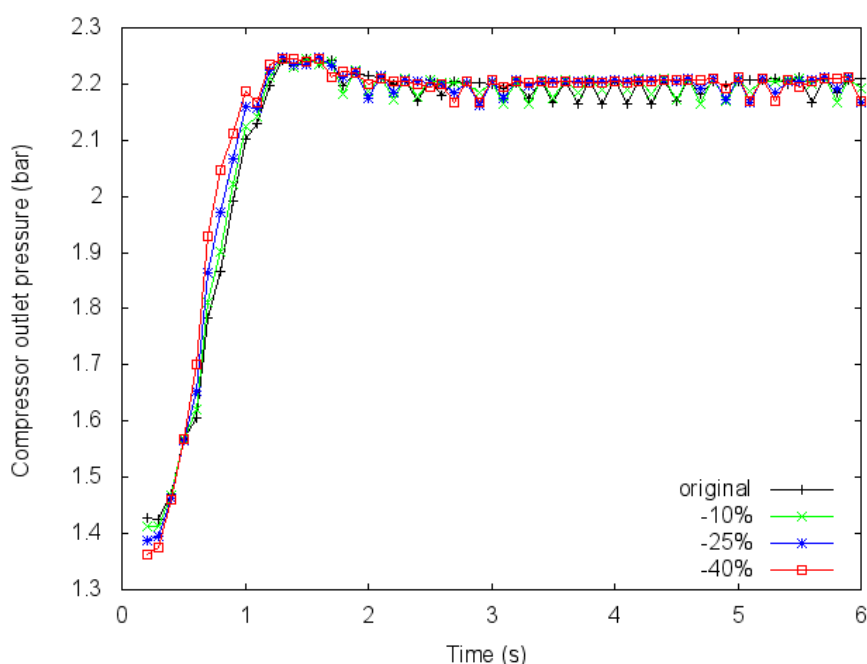


Рисунок 30 – Давление на выходе компрессора с уменьшением значений инерции

Для дальнейшего анализа влияния снижения инерции на переходный процесс на рисунке 31 изображена скорость компрессора с различными значениями инерции, как описано выше. Из рисунка видно, что уменьшение

инерции турбонагнетателя на 10 % увеличивает скорость компрессора, что соответствует уравнению (1). Однако увеличение величины снижения инерции не приводит к улучшению скорости компрессора по турболагу.

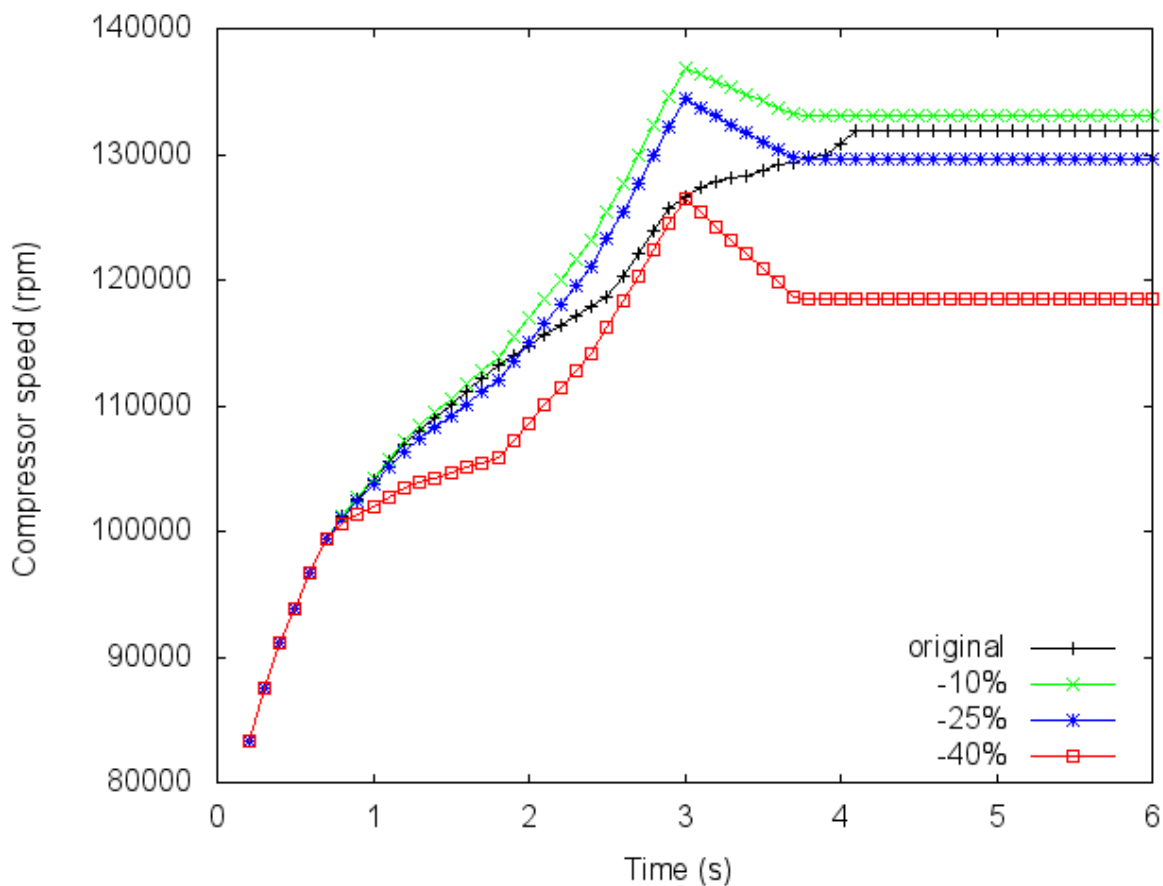


Рисунок 31 – Влияние уменьшения инерционных характеристик на скорость компрессора

В Таблице 7 приведены результаты количественного анализа воздействия на турбозадержку через изменение выходного давления компрессора и его скоростных показателей, с целью минимизации инерции турбокомпрессорного колеса. Однако, как следует из данных таблицы, эффективность подобной методики оказывается крайне ограниченной: сокращение времени турбозадержки составляет лишь около 0,2 секунды для обоих параметров – выходного давления компрессора и его скорости, что подчеркивает минимальные преимущества данного подхода. Важно учитывать, что дополнительное уменьшение инерции на уровне ниже 10% не приносит заметной пользы.

Таблица 7 – Сравнение результатов, полученных методом уменьшения инерции

Снижение инерции	давление на выходе из компрессора		скорость компрессора	
	TL	Значения индикатора	TL	Значения индикатора
Оригинал	1.20	2.13	4	131901
-10%	1.10	2.14	3.8	133090
-25%	1.10	2.15	3.8	129576
-40%	1.10	2.15	3.8	118482

3.2 Изменения величины нагрузки

Исходный уровень оборотов двигателя равен 1000 об/мин, при этом нагрузка модифицируется в интервале 1 секунды. Критические параметры производительности (KPI) определяются исходя из отклика силовой установки и турбонаддува.

Изучаются многообразные стадии нагрузки увеличивающейся интенсивности, и анализируется их воздействие на следующие основные показатели производительности:

- частота вращения двигателя;
- выхлопное давление компрессора;
- входное давление турбины (TIP);
- температура перед турбиной (TIT).

3.2.1 Воздействие подачи воздуха на изменяющуюся величину нагрузки

Выбор оптимального шага нагрузки критичен для управления переходными режимами работы двигателя, позволяя выявить и избежать те уровни нагрузки, которые могут негативно сказаться на его эффективности и надежности. Анализируя влияние изменений массового потока воздуха, инжектируемого в двигатель, на параметры давления впрыска, используются инструктивные графики. Это подходит для финишной настройки инжекции воздуха, дальнейшего рассмотрения его влияния на улучшение динамических характеристик и достижение идеализированных условий впрыска.

При проведении испытаний двигателя с изменяющейся нагрузкой от L1 до L4 и начальной нагрузкой в 10%, как демонстрируют графики "Без впрыска" на рисунке 32, увеличение нагрузки приводит к снижению оборотов двигателя. Для оптимизации отклика двигателя под принудительное увеличение нагрузки практикуется метод впрыска воздуха во впускной коллектор. Для избежания полной остановки двигателя при различных уровнях нагрузки (L1-L4) требуются минимальные давления впрыска воздуха соответственно: 1,5 бар, 2,6 бар, 4,4 бар и 6 бар. Однако, как следует из графиков, даже такое воздействие не гарантирует исключение полного прекращения работы двигателя под нагрузкой, подтверждая это как сценарии без впрыска, так и сценарии с впрыском воздуха.

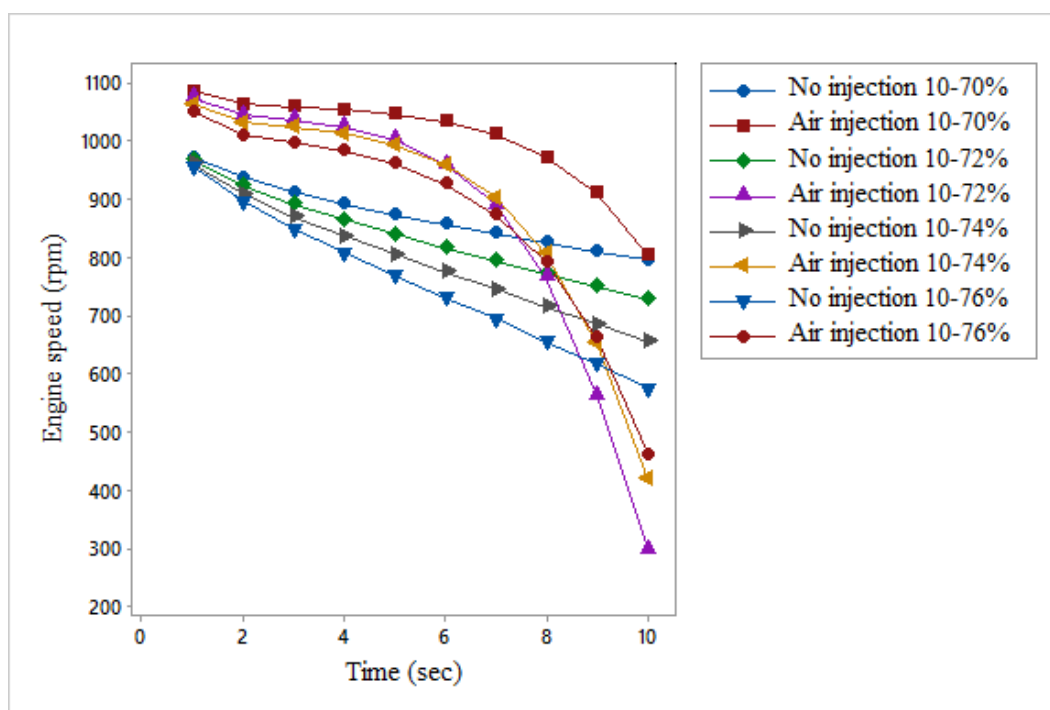


Рисунок 32 – Эффект инжекции воздуха на обороты мотора при разнообразных уровнях нагрузки, исходная нагрузка составляет 10%.

Подобным образом, при исходной загрузке в 50%, важно провести анализ тестов на нагрузку L5 и L6.

При прекращении подачи воздуха наблюдается уменьшение скорости, что иллюстрируется на рисунке 33.

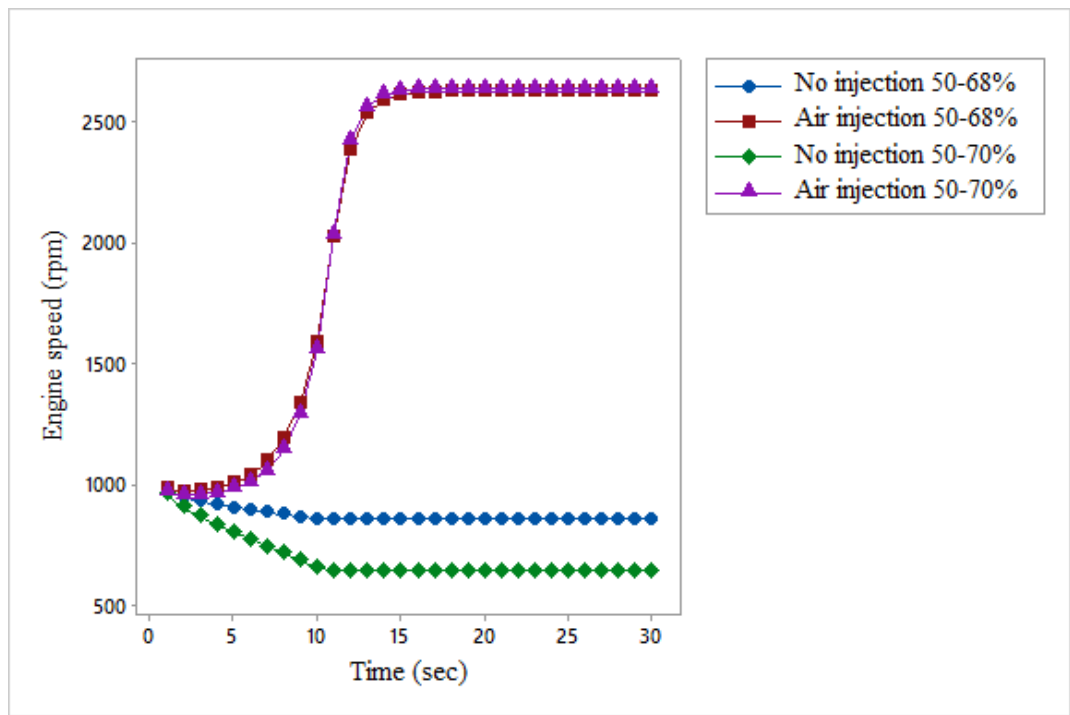


Рисунок 33 – Эффект введения воздуха на обороты двигателя при разнообразных уровнях нагрузки, изначальная нагрузка составляет 50%

При использовании техники низкогодавленного аэрации скорость двигателя увеличивается постепенно, однако для достижения стабильного режима работы необходимо значительное время. В частности, стабилизация скорости потребовала 19 секунд при аэрации под давлением 2,4 бара для нагрузочного теста L5 и 18 секунд при аэрации под давлением 4,2 бара для нагрузочного теста L6.

Следовательно, учитывая изменение оборотов двигателя в ответ на инжекцию воздуха во время проведения двух тестов, необходимо изучить перспективу использования более высокого уровня давления инжекции для достижения стабильности оборотов двигателя в пределах тестовых нагрузок от L1 до L6. Однако не следует бездумно увеличивать давление инжекции, так как это может привести к нестабильности параметров. Таким образом, необходима тщательная настройка давления инжекции для предотвращения подобных явлений. В дальнейшем анализе подбор оптимального давления инжекции будет выполнен на основе анализа массового потока инжектируемого воздуха, зависящего от размера соплового отверстия.

3.2.2 Регулировка давления инъекции

В ходе научных изысканий, осуществляемых при анализе динамики изменений скорости, ключевым образом выделяется задача достижения идеального уровня давления инъекции. Такое давление достигается путем точного управления количеством энергии за единицу времени. Величина этой энергии напрямую связана с размерами отверстия форсунки, что, в свою очередь, влияет на величину массы впрыскиваемого воздуха. Следовательно, выбор диаметра такого отверстия представляет собой ценный параметр для упрощения оценки оптимального давления инъекции. Этот подход позволяет инновационным образом переосмыслить методику настройки параметров инъекции.

Среди различных уровней нагрузки, влияющих на снижение частоты вращения двигателя, анализируются те уровни, которые демонстрируют эффект возрастания нагрузки:

- стартовая нагрузка установлена на уровне 10%, в то время как конечная нагрузка возрастает от 70% до 76% в рамках испытаний на нагрузочные ступени L1 и L4;
- исходная нагрузка составляет 50%, тогаментарно к концу её повысили с 68% до 70% (испытания нагрузками L5 и L6).

Для повышения эффективности инъекции воздуха был применен эксперимент L1, данные которого отображены на рисунке 35. Графическая иллюстрация иллюстрирует зависимость оборотов двигателя от размера сопла при определенной нагрузке L1. Из анализа следует, что наблюдается взаимосвязь между размером сопла, уровнем инъекционного давления и интенсивностью турбулентности при задержке запуска.

Рисунок 34 в левом верхнем углу для 5-миллиметрового отверстия демонстрирует, что повышенное давление инъекции способствует превентивному воздействию на проблему снижения скорости. Отсюда следует, что с увеличением давления инъекции улучшается процесс перехода, снижая турбулентность и задержку. Для достижения потока без застоя

необходимо минимальное давление в 1,8 бар, при этом турболаг составляет 15 секунд. Повышение давления инъекции эффективно уменьшает задержку до минимума; при давлении 4 бар достигается минимальное время задержки — 13 секунд. Следовательно, при диаметре сопла в 5 мм идеальное давление инъекции равно 4 бар, что обуславливает турболаг 13 сек.

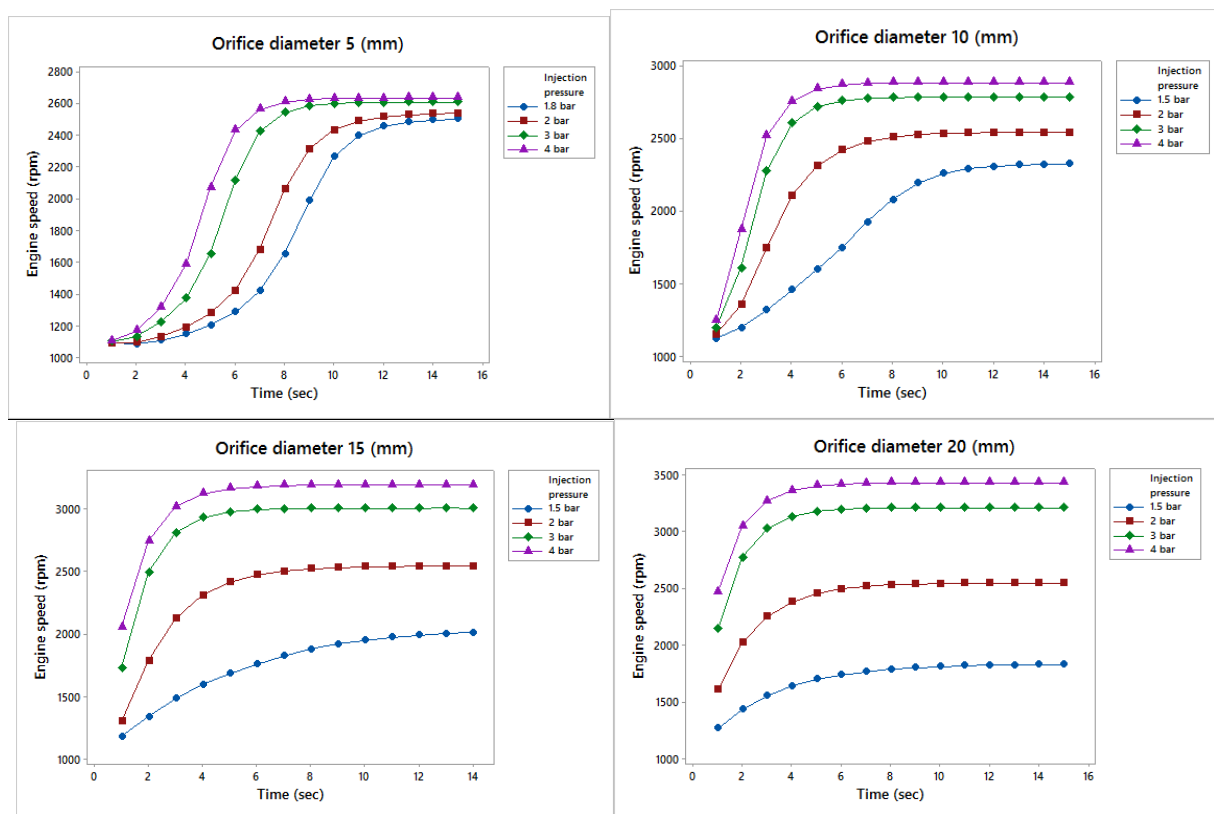


Рисунок 34 – Частота вращения двигателя при изменении диаметра сопла и давления впрыска для испытания под нагрузкой L1

Для достижения наиболее эффективного давления впрыска топлива, экспериментальные данные показывают, что диаметры отверстий в 10, 15 и 20 мм являются наиболее предпочтительными. Аналогичным образом вычисляются идеальные параметры давления впрыска и значение турбулентного замедления при использовании сопел с различными диаметрами во время испытаний на нагрузку серий L4, L5, и L6. Детальную информацию с количественными показателями можно найти в таблице 8.

Таблица 8 – Зависимость давления впрыска (IP в барах) и турбозадержки (TL в секундах) от диаметра отверстия (мм) для различных ступеней нагрузки

Диаметр отверстия, мм	Нагрузочные тесты							
	L1		L4		L5		L6	
	IP	TL	IP	TL	IP	TL	IP	TL
5	4	13	8	12	5	12	6	12
10	3	10	4	10	4	10	3	10
15	3	9	3	9	3	10	3	9
20	3	10	3	10	4	11	3	10

Из таблицы 8 можно отметить, что диаметр сопла существенно влияет на давление впрыска и турболаг. Это можно объяснить тем, что массовый расход воздуха прямо пропорционален площади отверстия. Таким образом, увеличение диаметра сопла увеличивает массовый расход воздуха, что, в свою очередь, увеличивает соотношение воздух-топливо. Это приводит к лучшему сгоранию и, следовательно, к уменьшению турбо-задержки.

Эта зависимость давления впрыска и турбозадержки от диаметра отверстия для каждого исследования показана на рисунке 35. По рисункам для каждого теста можно отметить, что при диаметре отверстия 5 мм турболаг значительно велик (13 с для L1 и 12 с для L4, L5 и L6 каждый). Также требуется более высокое давление впрыска (4 бар для L1, 8 бар для L4, 5 бар для L5 и 6 бар для L6) при диаметре отверстия 5 мм.

Из рисунков можно понять, что увеличение диаметра сопла с 5 мм до 10 мм резко снижает давление впрыска и турбозадержку для различных ступеней нагрузки. Увеличение диаметра сопла до 15 мм обеспечивает давление впрыска 3 бар с минимальной турбо-задержкой. Тем не менее, увеличение диаметра сопла более 15 мм не приводит к значительному улучшению турболага. Провал значения турболага при диаметре отверстия 15 мм для всех выбранных тестов (L1, L4, L5 и L6) указывает на особенность этих тестов. Это означает, что дальнейшее увеличение массового расхода воздуха за счет увеличения диаметра отверстия может привести к помпажу компрессора. По этой причине турболаг увеличивается после диаметра отверстия 15 мм.

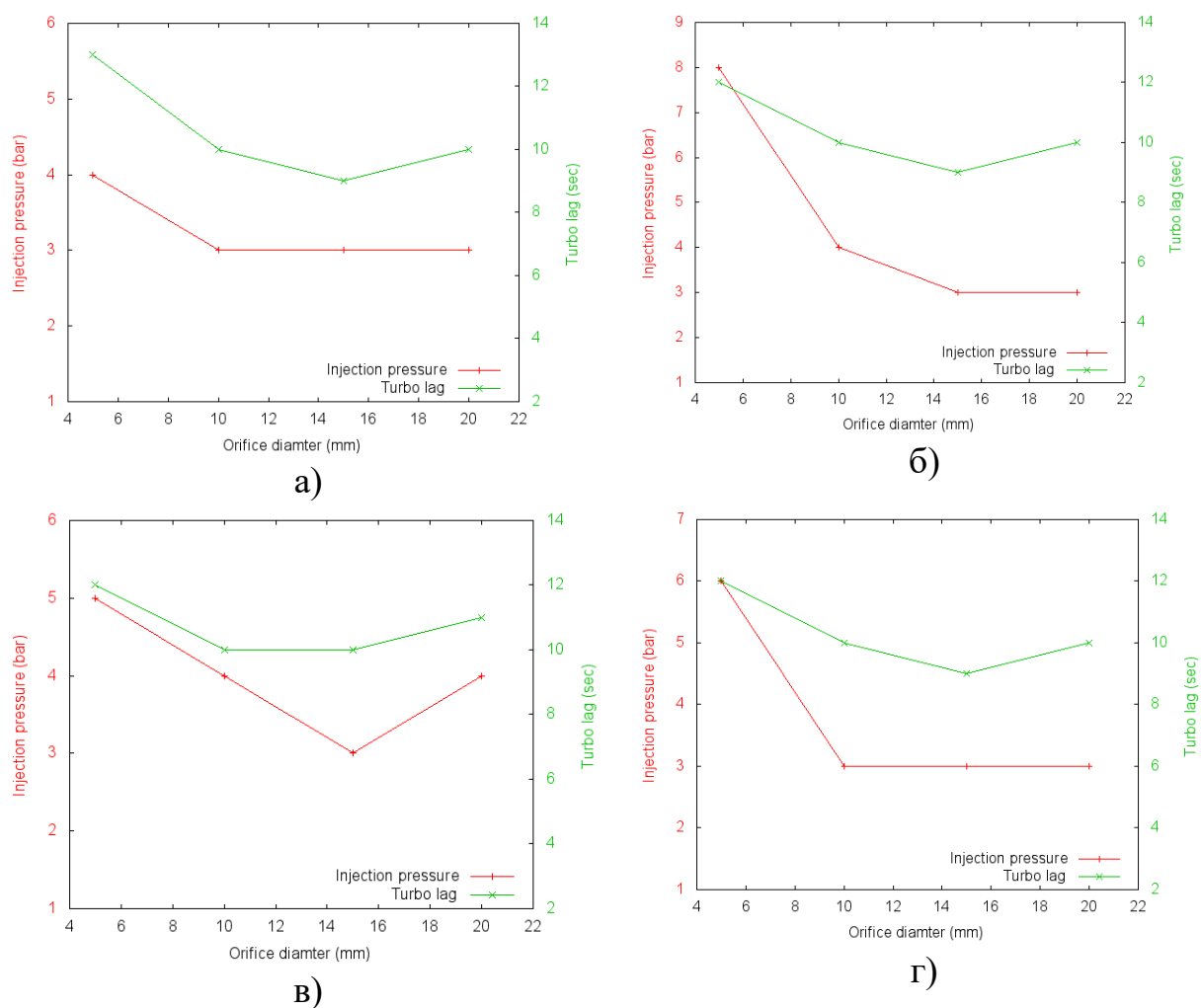


Рисунок 35 – Корреляция между турбозадержкой, давлением впрыска и диаметром сопла: (а) для теста L1; (б) для теста L4; (в) для теста L5; (г) для теста L6

Таким образом, в целях оптимизации диаметр отверстия будет принят равным 15 мм, а влияние впрыска воздуха под давлением 3 бар для различных ступеней нагрузки будет исследовано на другие ключевые параметры производительности.

3.2.3 Эффект инжектирования воздуха на характеристики реактивности турбокомпрессорных агрегатов

Как и в предшествующем анализе, было решено принять диаметр исследуемого отверстия за 15 мм. В данном разделе осуществляется оценка воздействия инжекции воздуха под давлением в 3 бар на характеристики работы турбокомпрессора, а именно: эффективность компрессора (СЕР), пиковую интенсивность тяги (ТИР) и температуру на выходе турбины (ТИТ),

при двух уровнях постепенно увеличивающейся нагрузки (с L1 до L4 и с L5 до L6). Согласно данным, представленным в Таблице 9, наблюдается снижение процентного показателя TL для CEP, TIP и TIT после введения дополнительного воздушного потока.

Таблица 9 – Уменьшение турбо-задержки (%) для параметров реакции турбокомпрессора при различных испытаниях на нагрузку

Шаг загрузки	Снижение турбозадержки (TL) (%)		
	CEP	TIP	TIT
L1	33	50	45
L4	27	26	25
L5	25	42	42
L6	45	50	45

На рисунке 36 показано, что впрыск воздуха существенно снижает турбо-задержку параметров отклика турбокомпрессора под действием различных ступеней нагрузки.

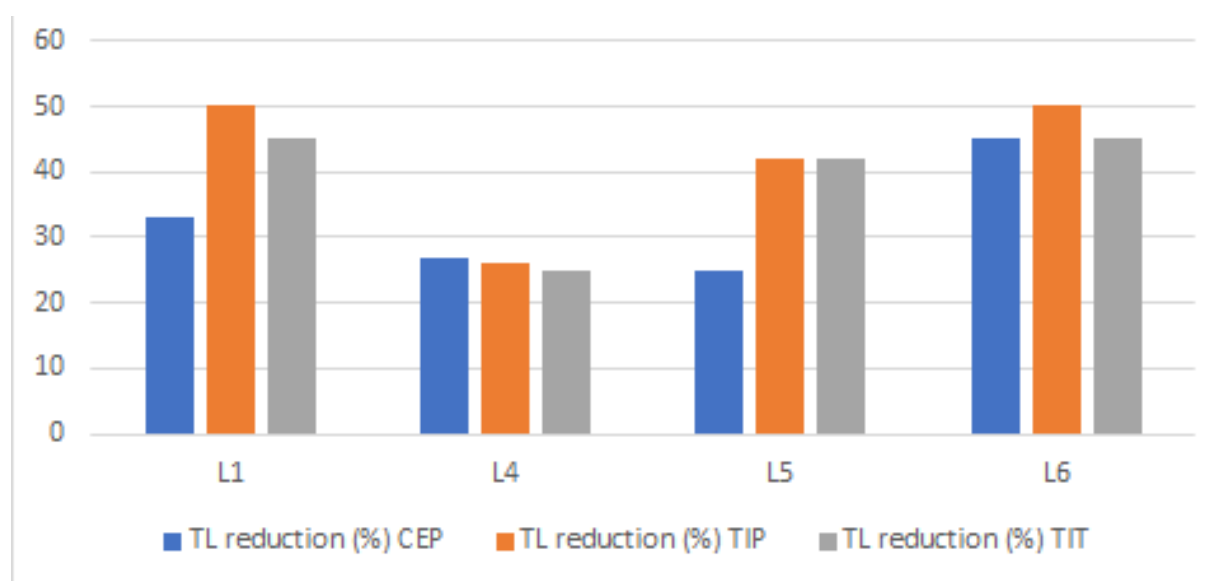


Рисунок 36 – Влияние впрыска воздуха на параметры реакции турбокомпрессора при различной величине нагрузки

Однако, на основе количественных данных, изложенных в таблице 9, можно заметить, что рост интенсивности нагрузки (исходя из начальной нагрузки в 10%) приводит к замедлению снижения турбо-лага. Это

объясняется затруднениями двигателя в моментальном адаптировании к высокому уровню нагрузки. В то же время, повышение менее интенсивной нагрузки (с исходной нагрузкой 50%) способствует большему снижению турбо-лага. Наилучшие результаты в уменьшении турбо-лага достигаются при увеличении нагрузки с 50% до 70% (испытание под нагрузкой L6).

3.3 Графики наполнения

Основываясь на результатах предыдущего раздела, впрыск воздуха в рамках теста L6 обеспечивает максимальное снижение турбо-лага за 1 секунду. Итак, с целью наблюдения за эффектом планирования нагрузки в настоящем разделе будет исследован эффект впрыска воздуха для того же шага нагрузки (тест L6) за 2 секунды, и результаты будут сравниваться с результатами за 1 секунду.

Прежде чем моделировать эффект впрыска воздуха, снова выполняется оптимизация давления впрыска в зависимости от диаметра отверстия, как показано на рисунке 37. Из анализа рисунка установлено, что оптимальное значение впрыска воздуха составляет 3 бар при диаметре отверстия 15 мм. Итак, исследовано влияние впрыска воздуха под давлением 3 бар при диаметре отверстия 15 мм на параметры отклика турбокомпрессора.

На рисунке 38 показано влияние нагнетания воздуха на CEP, TIR и TIT при нагрузочном тесте L6 для режимов нагрузки 1 и 2 секунды. По этим трем параметрам наблюдается значительное снижение турбо-лага, однако уменьшение турбо-лага (%) больше за 1 с, чем за 2 с. Таким образом, методика нагнетания воздуха более эффективна при переходных нагрузках длительностью 1 с, чем при 2 с. Такое поведение похоже на поведение в тестах на ускорение, в которых можно сделать вывод, что метод нагнетания воздуха более эффективен при переходных процессах длительностью 1 с по сравнению с переходными процессами длительностью 2 с.

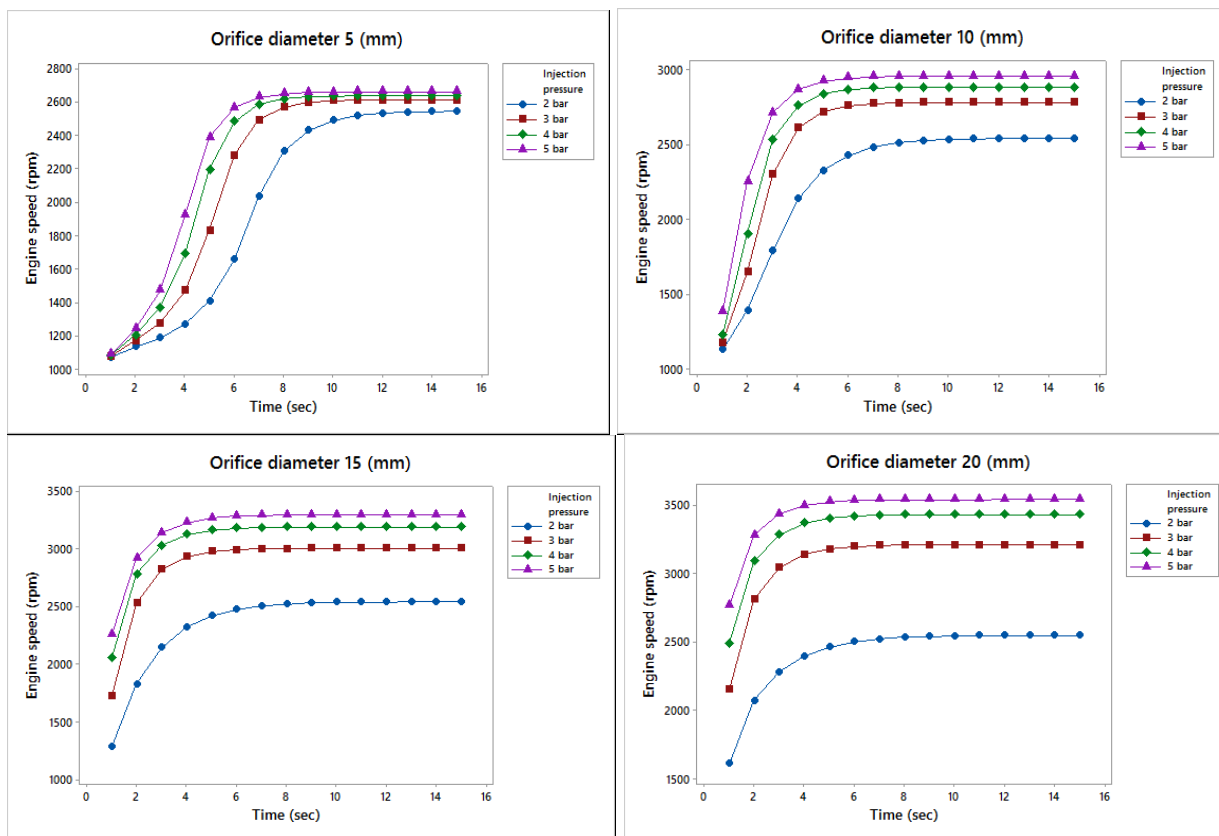


Рисунок 37 – Изменение оборотов двигателя в зависимости от модификации диаметра соплового отверстия и давления инжектора при варьировании нагрузки от 50 до 70 % в интервале времени 2 секунды.

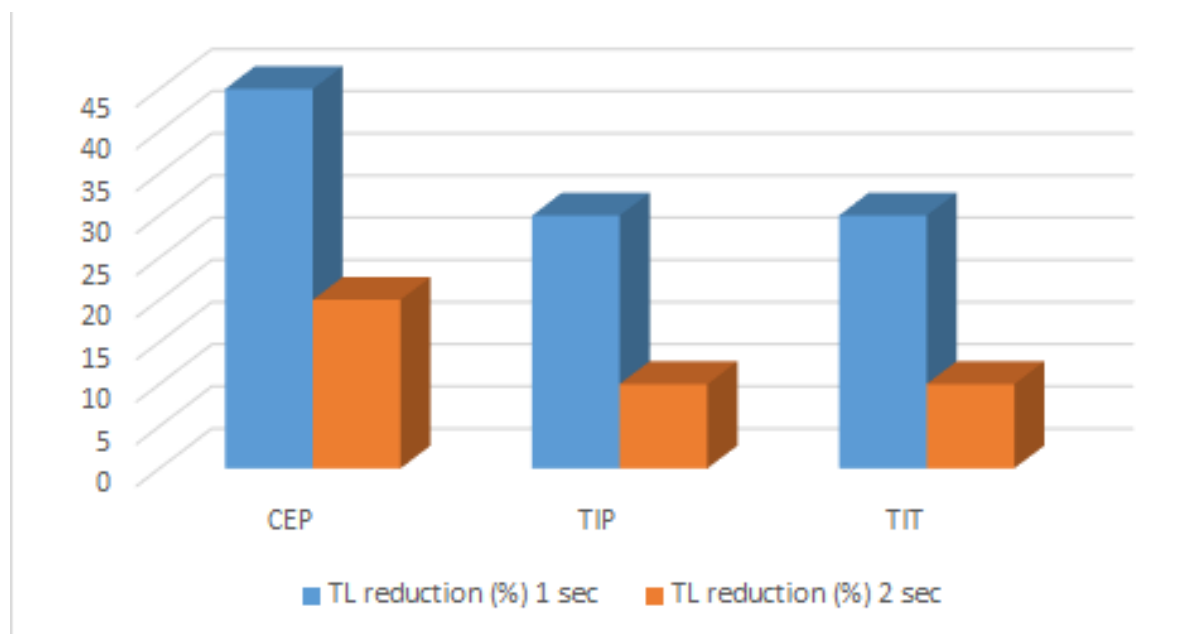


Рисунок 38 – Эффект инжекции воздуха на характеристики работы турбокомпрессора в условиях разнообразных нагрузочных режимов в процессе испытаний с нагрузкой L6

Выводы по главе 3

Исследование воздействия способа инжектирования воздуха на концентрацию угарного газа (СО), углеводородов (НС) и оксидов азота (NO_x) при изменении скоростных и нагрузочных параметров привело к определенным заключениям:

- идеальное значение давления впрыскивания топлива равно 3 бара при размере отверстия форсунки 10 миллиметров, что соответствует нормативам Евро-6, касающимся уровня выбросов оксида углерода (СО) и углеводородов (НС) во время переходных процессов изменения скорости;
- технология впрыска воздуха при переходных режимах не увеличивает концентрацию выхлопных газов. Вместо этого наблюдается снижение концентрации выбросов СО и НС на 5% и 0,4% соответственно;
- оптимальное давление впрыска составляет 1,2 бар при диаметре отверстия 10 мм для выбросов СО, НС и NO_x при переходных нагрузках;
- в случае переходных нагрузок впрыск воздуха также не увеличивает концентрацию выхлопных газов. Отмечается снижение концентрации выбросов СО, НС и NO_x на 0,8%, 0,01% и 0,4% соответственно;

Глава 4 Эффект инъекции воздушного потока на показатели эмиссии загрязняющих веществ двигателем при работе в переходных режимах

В третьей главе проведен анализ воздействия метода впрыска воздуха на динамику работы дизельного двигателя оснащенного системой турбонаддува. Исследование выявило, что инжектирование воздуха во впускной тракт позитивно сказывается на динамические показатели двигателя, в частности на управляемость запуска и работы, изменения в оборотах и реакцию на изменение нагрузок. Обнаружено, что это методика способствует минимизации задержки между моментом впрыска топлива и моментом поступления воздуха, благодаря чему улучшается эффективность заполнения цилиндров воздухом и, как следствие, процесс сгорания. Это, в свою очередь, должно содействовать снижению объема выхлопных газов, возникающих в результате неэффективного сгорания, особенно в фазе задержки турбонаддува. В рамках данной главы также осуществлено изучение эффекта от впрыска воздуха на экологические показатели двигателя, направленное на определение его влияния на объем выхлопных газов.

Для эффективного повышения работы системы критично контролировать, что применяемая техника инжектирования атмосферы не способствует росту эмиссий загрязняющих веществ. В этом контексте ключевым становится регулирование уровня давления инъекции и объемного потока атмосферы через размерное отверстие форсунки, параллельно осуществляется измерение уровня загрязнителей в выхлопах. Такой подход предоставляет значительную пользу, учитывая, что воздействие методов инъекции атмосферы на вредные выбросы зачастую недооценено, а также потому, что адаптация методов инъекции для соответствия стандартам Евро-6 открывает перспективы в контексте текущих экологических нормативов.

4.1 Особенности эмиссий во время транзитивных явлений

Процесс ускорения двигателя с увеличением оборотов с 1000 до 1700 в течение одной секунды считается интенсивным. Отмечено, что введение воздуха положительно сказывается на работе двигателя в данных условиях. Для анализа воздействия впрыска воздуха на уровень выбросов и соответствие нормам Euro 6 проводится регулирование уровня давления впрыска, настроенное с учетом объема проходящего воздуха и размера отверстия форсунки, при переходе скорости с 1000 до 1700 об/мин за секунду. В исследовании приведены детализированные схемы, демонстрирующие зависимость между размером отверстия форсунки и давлением впрыска на параметры выбросов.

4.1.1 Усовершенствование системы впрыска воздуха для уменьшения эмиссии загрязняющих веществ во время изменения скоростных режимов

Изменение давления инъекции воздуха оказывает эффект на эмиссию загрязняющих веществ (угарного газа, углеводородов и диоксида азота) в атмосферу, что демонстрируется для инжекторных отверстий с диаметром 5, 10 и 15 мм. Данные экспериментов отображены на рисунках 43, 44 и 45.

На рисунке 39 демонстрируются изменения уровней эмиссии оксида углерода в зависимости от параметров впрыска топлива, таких как давление и размеры отверстия форсунки. Анализ представленного графика позволяет заключить, что при давлении впрыска на уровне 1 бар наблюдается повышение уровня выбросов СО в сравнении с показателями при давлении 2 и 3 бар. С ростом диаметра отверстия форсунки увеличивается и концентрация оксида углерода в выхлопных газах. Однако при значении давления в 2 бара и диаметре сопла соответственно 5 и 10 мм зафиксировано снижение выбросов СО. При этом, увеличение размера отверстия до 15 мм при том же давлении ведет к возрастанию эмиссии оксида углерода. В свою очередь, применение давления впрыска в 3 бара значительно эффективно сокращает выбросы СО,

особенно при использовании сопла с диаметром 10 мм. Никаких дополнительных преимуществ от увеличения параметров давления и диаметра сопла сверх указанных значений не наблюдается, делая комбинацию 3 бар/10 мм оптимальной для минимизации выбросов CO.

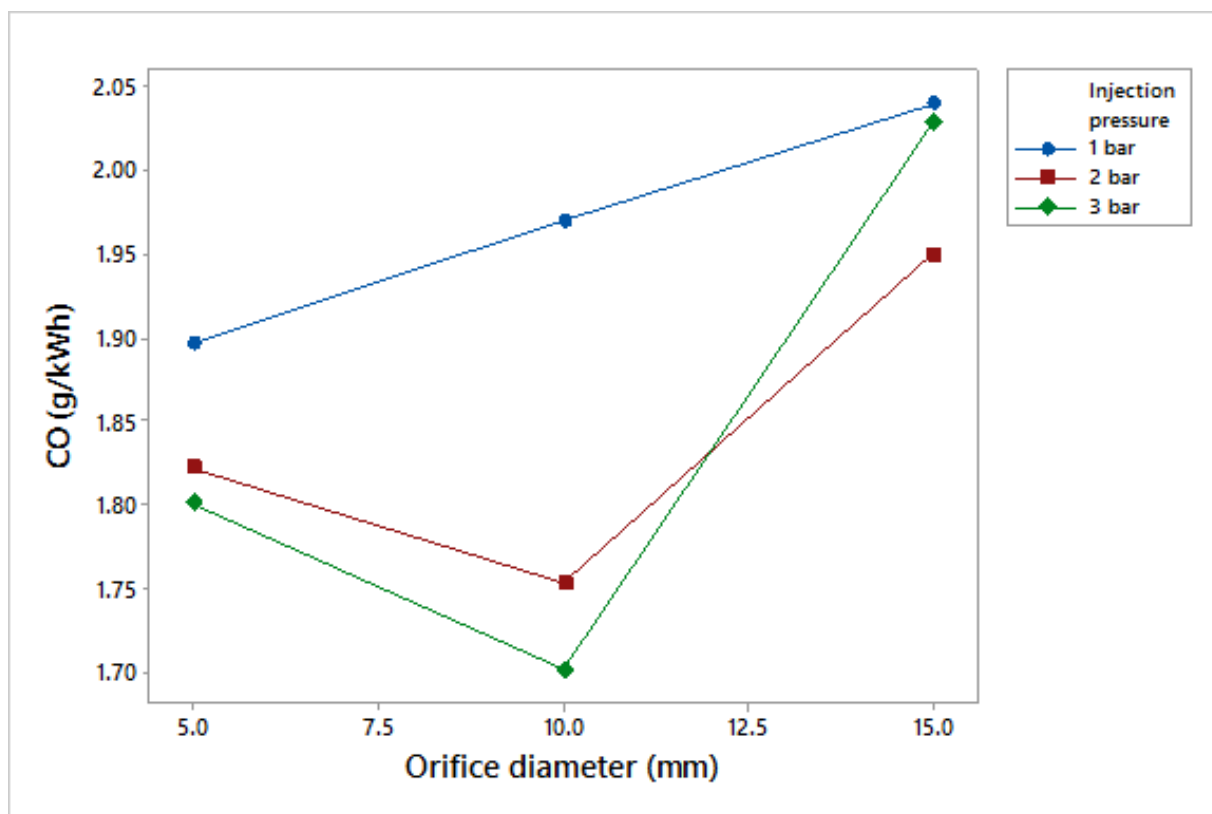


Рисунок 39 – Выбросы CO при различном давлении впрыска и диаметре сопла

На рисунке 40 демонстрируется влияние колебаний давления впрыска и изменений диаметра форсунки на уровни эмиссии углеводородов. Осуществленный анализ графики подтверждает похожую закономерность в отношении эмиссии оксида углерода. Впрыск при давлении в один бар не позволяет эффективно сократить эмиссию углеводородов при размерах отверстия форсунки в 5, 10 и 15 миллиметров. Повышение давления впрыска до трех бар оказывает положительное воздействие на снижение уровня выбросов, при этом наиболее заметное сокращение эмиссии углеводородов зафиксировано при диаметре отверстия форсунки в 10 мм и давлении впрыска воздуха равном 3 бар.

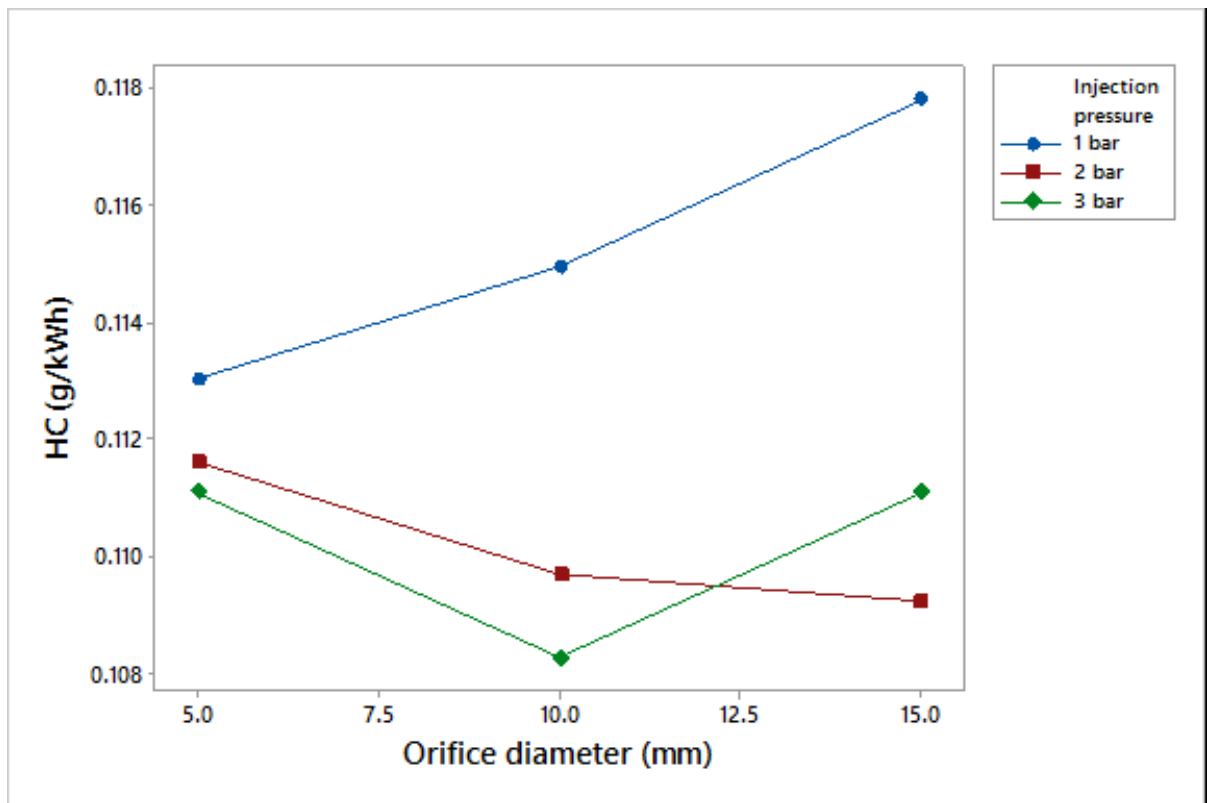


Рисунок 40 – Выбросы углеводородов при различных давлениях впрыска и диаметре сопла

Наблюдаемое сокращение концентрации диоксида азота (NO_2) при применении метода инъекции воздуха эффективно демонстрируется на рисунке 41. Модификации уровня давления инъекции оказывают незначительное влияние на степень сокращения выбросов NO_2 . Это указывает на то, что давление инъекции установленное на уровне 1 бар и реализуемое на промежутке в 10 мм, является достаточным для максимизации редукации выбросов, как и иллюстрируется на рисунке 41.

Эмиссии, производимые дизельными агрегатами, в основном содержат оксид азота (NO), при этом диоксид азота (NO_2) составляет лишь 5% от их общего объема. Следовательно, в рамках соответствия стандартам Евро 6 внимание будет сосредоточено на контроле за выбросами угарного газа (CO) и углеводородов (HC).

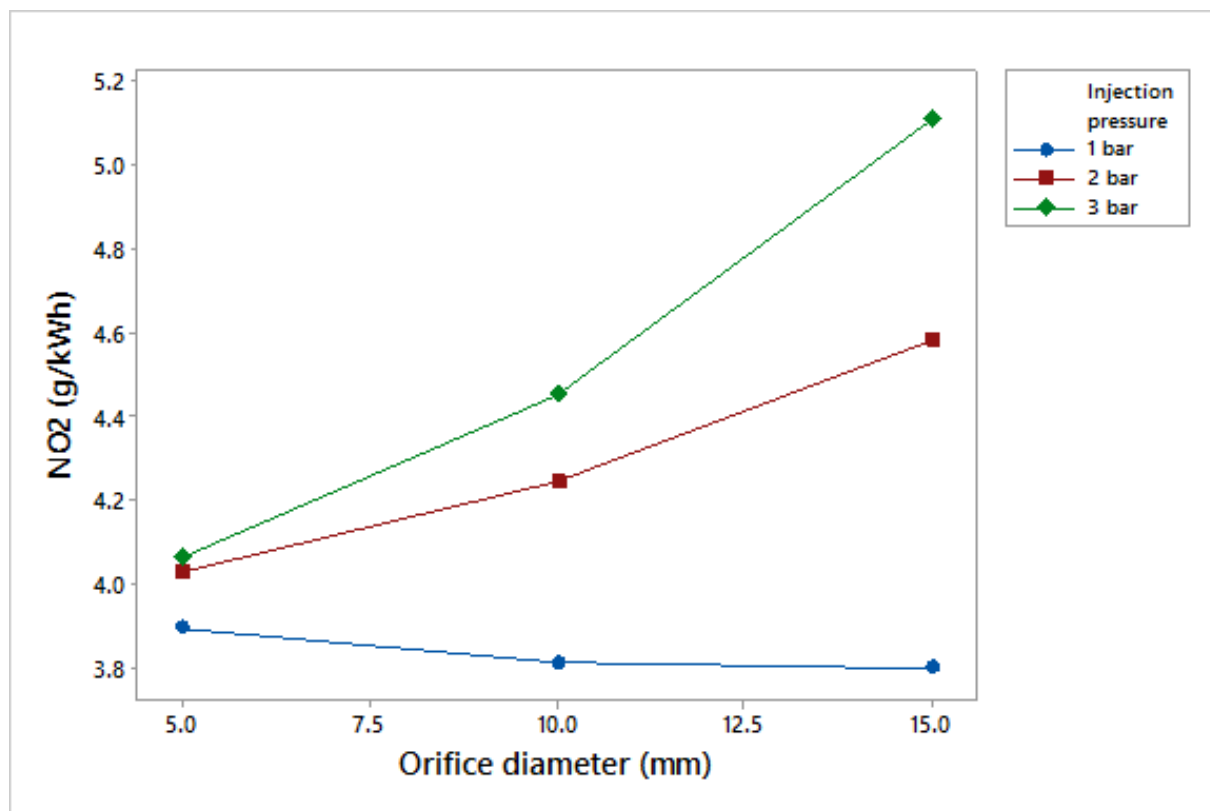


Рисунок 41 – Изменения уровня выбросов диоксида азота в зависимости от варьирования давлений инжекции топлива и разных размеров отверстий форсунки

На рисунке 42 демонстрируется уровень выбросов оксида углерода (CO) и углеводородов (HC) при инжекции воздуха под давлением 3 бар с использованием сопел разного диаметра. Когда применяется давление впрыска 3 бар и сопло с диаметром 10 мм, зафиксированы значения выбросов CO и HC равные 1,5 г/кВтч и 0,107 г/кВтч соответственно. Эти показатели укладываются в рамки нормативов по выбросам Евро-6 [66], что подчеркнуто визуализацией в виде зеленой линии на рисунке 42. Это свидетельствует о том, что наилучшая эффективность с точки зрения контроля за выбросами CO и HC достигается при давлении впрыска в 3 бар и диаметре сопла 10 мм. Дальнейший анализ направлен на изучение влияния этого давления инжекции на уровни выбросов оксида углерода, углеводородов и оксидов азота (NO_x).

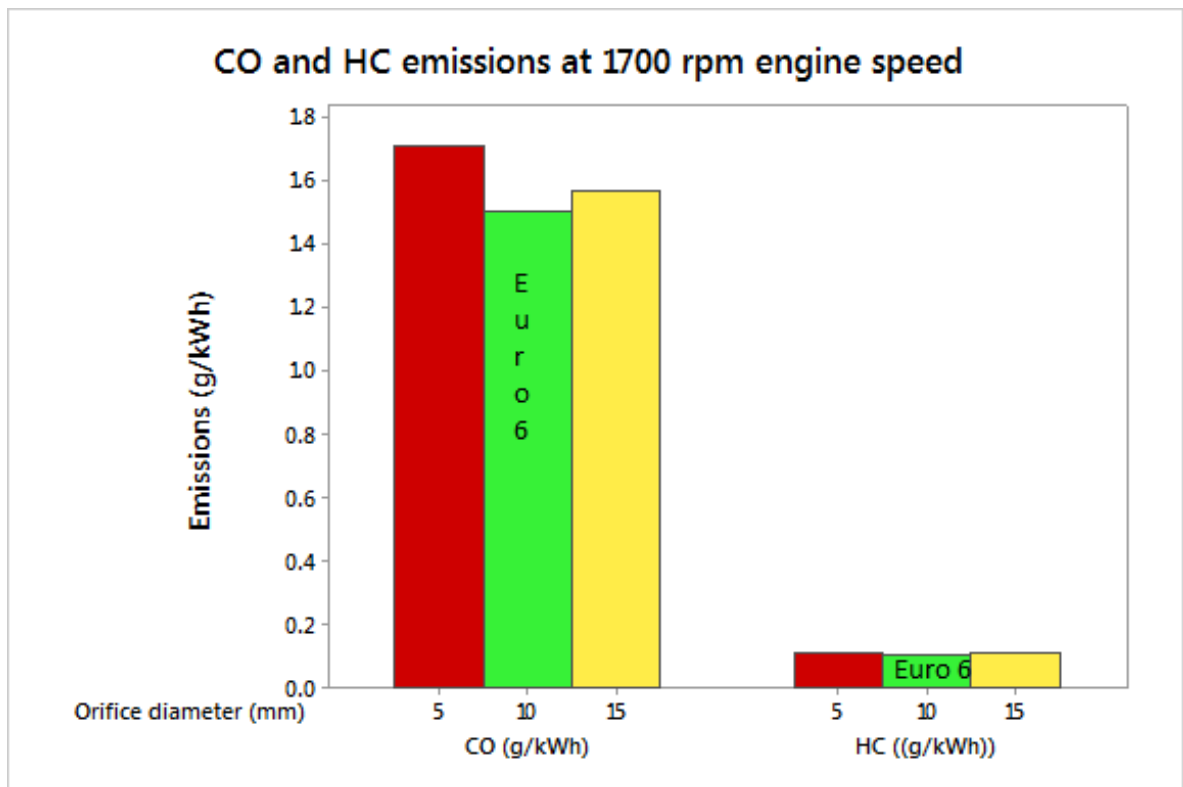


Рисунок 42 – Настройка процесса инжектирования воздуха для уменьшения эмиссии углерода оксида и углеводородов при скорости вращения двигателя 1700 об/мин

4.1.2 Уменьшение эмиссий путем подачи воздуха во время переходных процессов

В данном сегменте осуществляется анализ воздействия подачи воздуха под давлением 3 бар на уровень выбросов через апертуру диаметром 10 мм по сравнению с ситуацией без инжекции воздуха, причем проводится количественная оценка в процентном выражении уменьшения выбросов.

Уровень загрязнений измеряется в пропорции parts per million (ppm). Граф демонстрирует данные по монооксиду углерода (CO), углеводородам (HC) и оксидам азота (NOx), как это видно на рисунке 43. Анализ данной иллюстрации позволяет установить, что введение воздуха в систему не приводит к увеличению уровня эмиссий. Отмечается легкое уменьшение загрязнений по монооксиду углерода на 5% и углеводородам на 0,4%, в то время как выпуск оксидов азота сокращается на 75%.

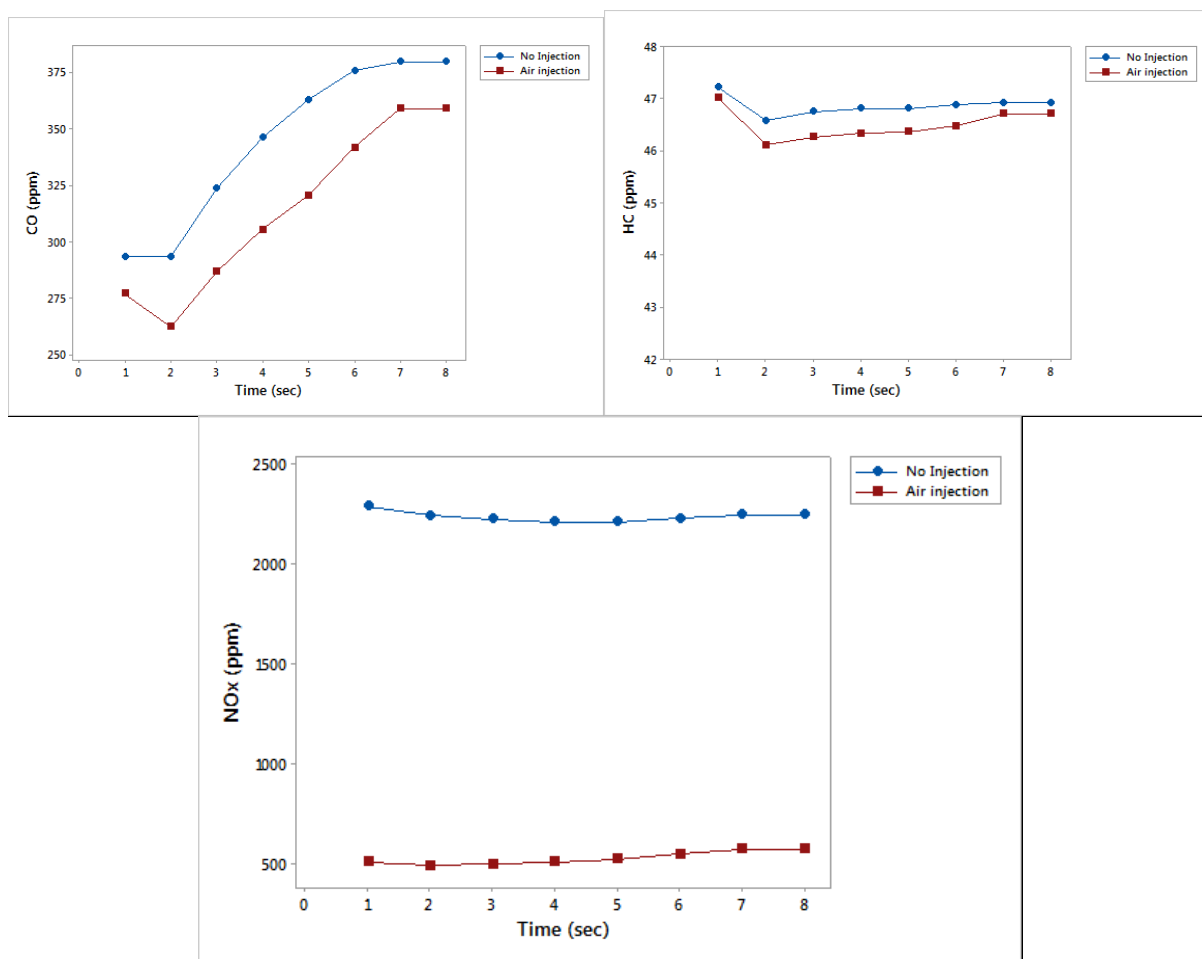


Рисунок 43 – Влияние впрыска воздуха на уровень загрязнений во время флуктуаций скорости: концентрация монооксида углерода (CO) (на левой стороне), уровни углеводородов (HC) (на правой стороне) и эмиссия оксидов азота (NOx) (внизу).

4.2 Особенности эмиссий при изменении нагрузки

Применение метода впрыска воздуха с давлением 3 бар и диапазоном сечения отверстия в 15 мм показало наилучшую производительность при резком увеличении рабочей нагрузки двигателя с 50% до 70% в интервале времени всего 1 секунда, способствуя повышению эффективности работы турбокомпрессора. В рамках данного анализа проводится детальный осмотр связанных с этим процессом характеристик выбросов для дизельного агрегата, оснащенного системой турбонаддува, при той же динамике изменения нагрузки. В фокусе исследования находятся уровни выбросов оксида углерода (CO), углеводородов (HC) и диоксида азота (NO₂), цель которого - выработка

оптимальных параметров как давления инъекции, так и диаметра форсунки инжектора.

4.2.1 Улучшение процесса впрыска воздуха для минимизации загрязняющих выбросов в переходных режимах нагрузки

Изменения в значениях давления впрыска и размеров сопла влияют на выбросы углекислого газа (CO), углеводородов (HC) и диоксида азота (NO₂), что демонстрируется на диаграммах, представленных на рисунках 44, 45, и 46. Конкретно, рисунок 44 очерчивает, как повышение давления впрыска повышает уровень эмиссии CO. При применении давления впрыска равного 1 бар, зафиксированы наименьшие показатели выбросов CO при всех рассматриваемых размерах сопел. Самый низкий уровень эмиссии CO достигается при использовании сопла диаметром 15 мм на давлении 1 бар.

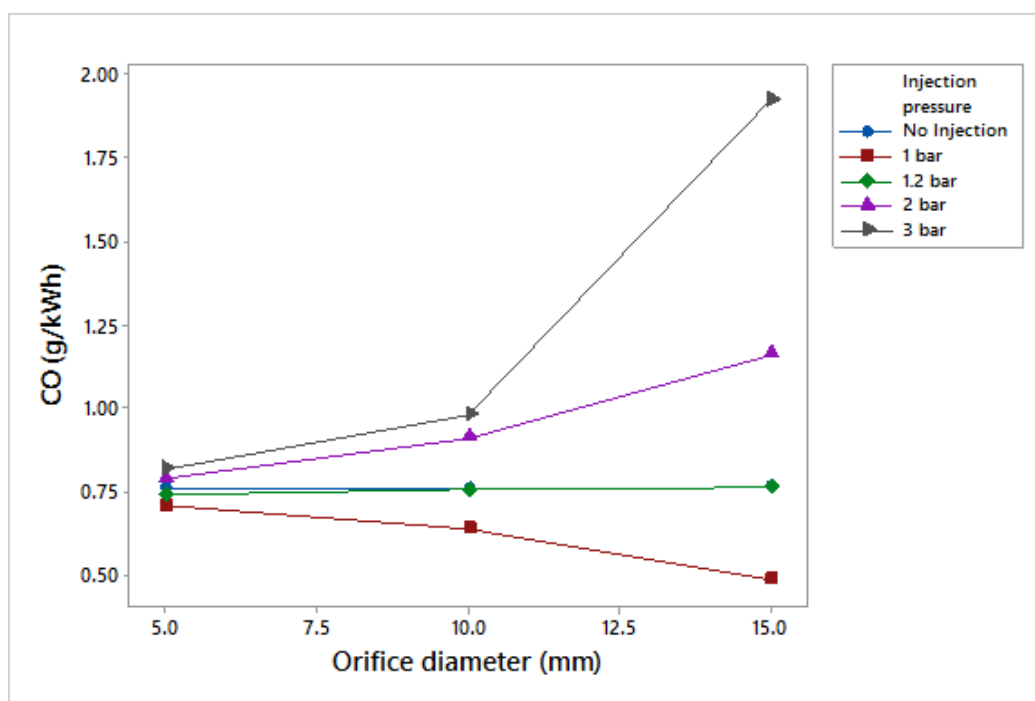


Рисунок 44 – Эмиссия угарного газа в зависимости от уровня давления впрыскивания топлива и размера отверстия форсунки

На рисунках 45 и 46 показано, что для выбросов HC и NO₂ впрыск воздуха при давлении 3 бар при диаметре отверстия 10 мм и впрыск воздуха при давлении 2 бар при диаметре отверстия 15 мм соответственно обеспечивают минимальные выбросы.

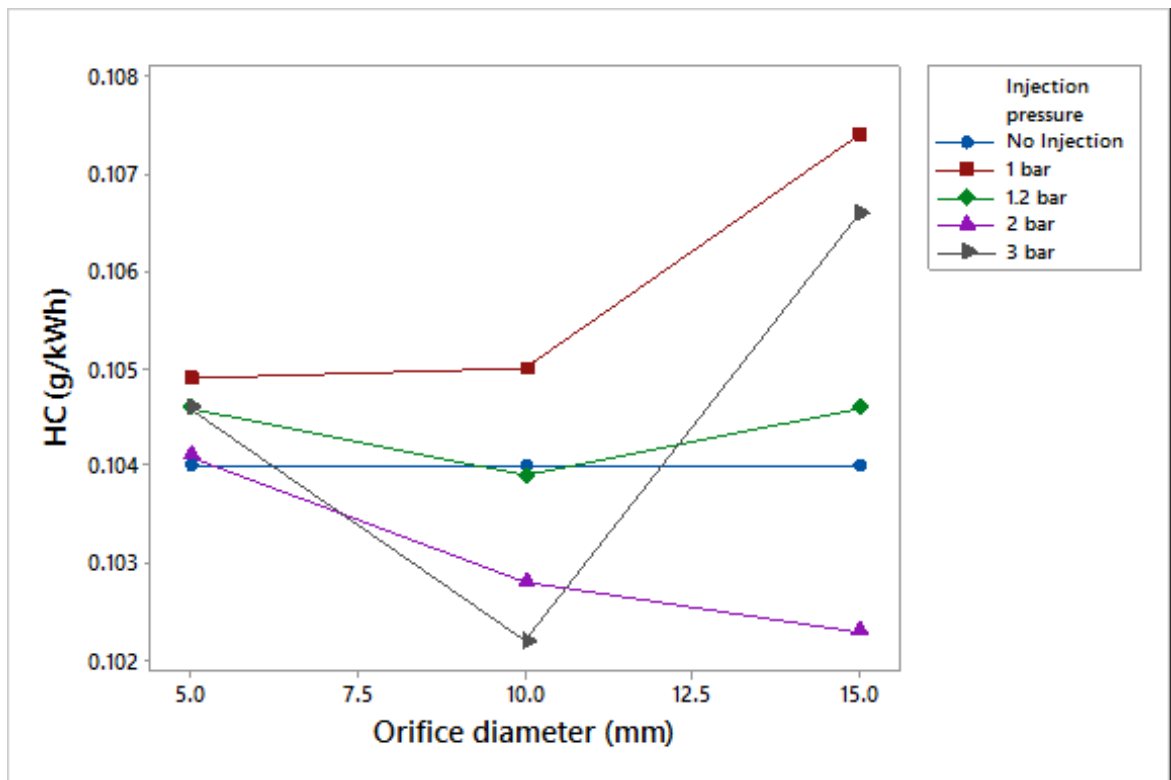


Рисунок 45 – Выбросы углеводородов при различных давлениях впрыска и диаметре сопла

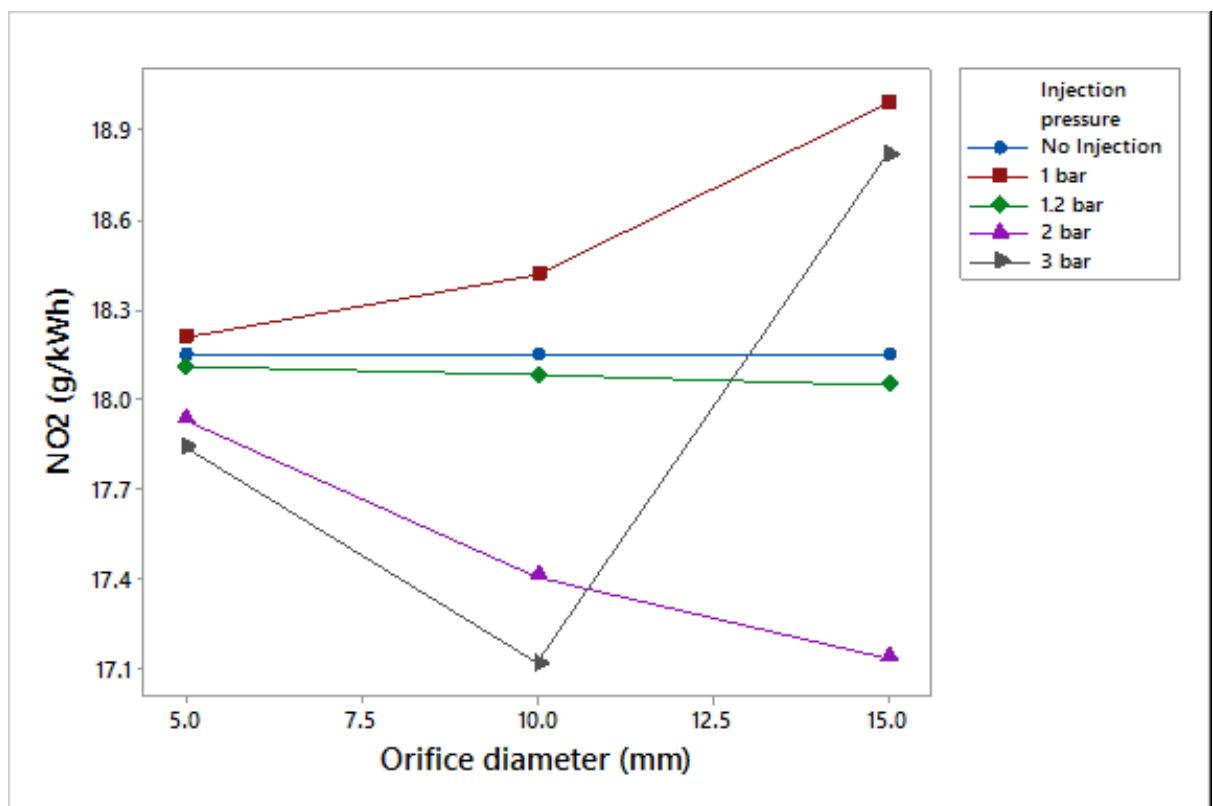


Рисунок 46 – Выбросы NO₂ при различных давлениях впрыска и диаметре сопла

Тем не менее, значимо подчеркнуть, что при переходе к режиму изменяемой нагрузки уровень выбросов углеводородов, оксидов азота и твердых частиц находится ниже предельно допустимых значений по нормативам Евро 6 для всех исследованных параметров давления и диаметра форсунок. Следовательно, фильтрация происходит исходя из параметров давления инжекторов и размеров отверстий форсунок, обеспечивающих минимизацию выбросов при активации механизма инъекции. Для этого проводится детальный анализ по каждому из параметров давления и диаметра отверстий в целях выявления оптимальных условий. Для эффективного сокращения концентрации всех трех типов выбросов при использовании методики инъекции воздуха рекомендуется применение давления на уровне 1,2 бар и расположение на расстоянии 10 мм от места впрыска, что способствует их общему уменьшению.

4.2.2 Сокращение выбросов за счет впрыска воздуха при переходных нагрузках

Затем сравнивается влияние впрыска воздуха под давлением 1,2 бар на глубину 10 мм на концентрацию выбросов при шаге нагрузки 50-70% за 1 секунду с отсутствием впрыска воздуха и количественно определяется процентное снижение. Как показано на рисунке 50, выбросы CO, HC и NO_x измеряются в частях на миллион.

Процентное снижение за счет впрыска воздуха составляет 0,8%, 0,01% и 0,4% для CO, HC и NO_x соответственно, как показано на рисунке 47.

Таким образом, выбросы не увеличиваются при применении впрыска воздуха и в случае изменения нагрузки.

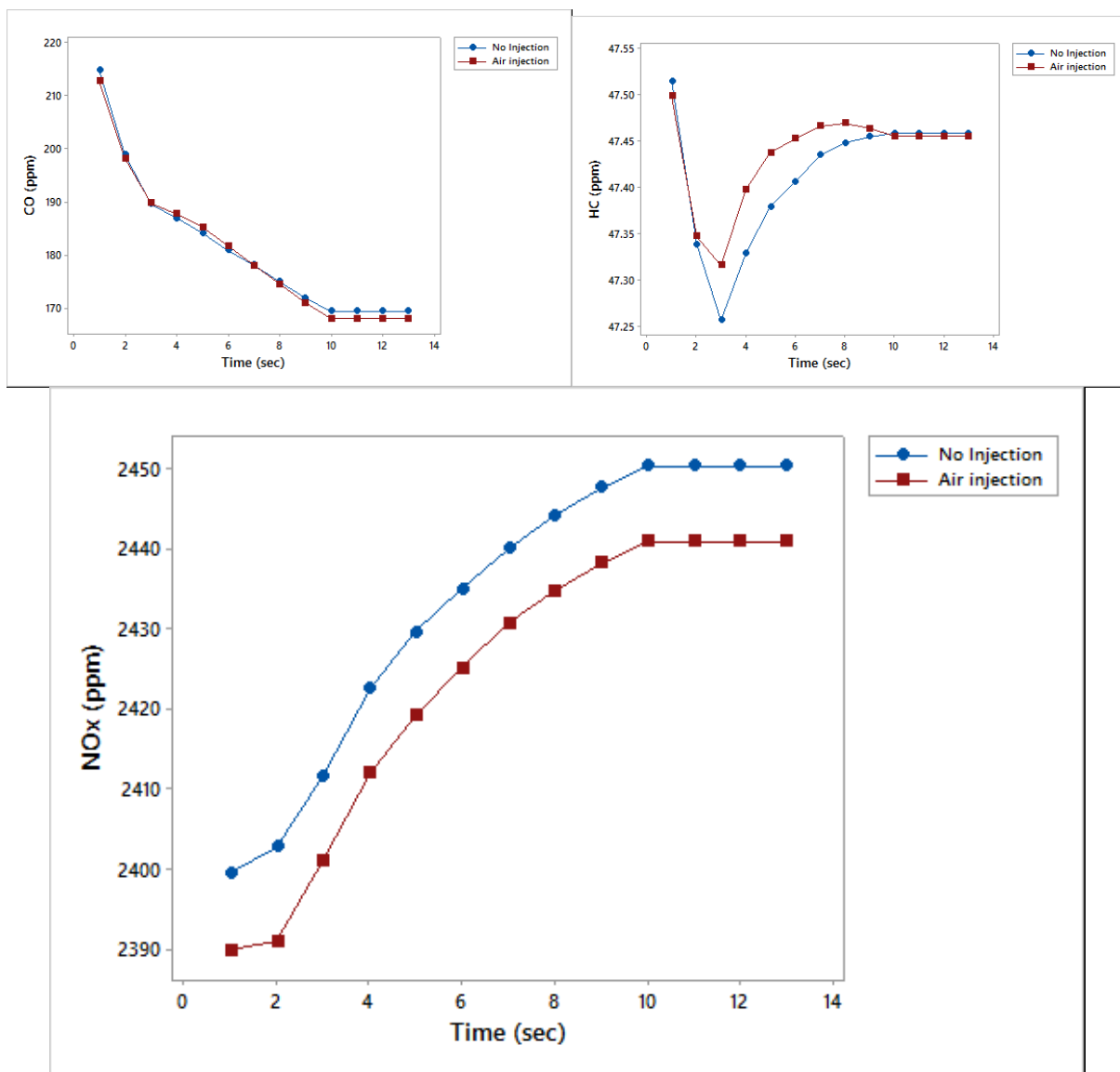


Рисунок 47 – Влияние впрыска воздуха на выбросы при переходных нагрузках

4.3 Общая оптимизация системы впрыска воздуха

Влияние впрыска воздуха на переходные характеристики дизельного двигателя для различных типов переходных условий эксплуатации представлено и обсуждено в предыдущих главах. Для общей оптимизации системы важно учитывать экологические показатели в дополнение к улучшению характеристик двигателя. В настоящей главе представлено влияние впрыска воздуха на выбросы выхлопных газов.

В таблице 10 количественно показано влияние оптимального значения впрыска воздуха на производительность и характеристики выбросов в переходных режимах эксплуатации при скорости и нагрузке.

Таблица 10 – Количественная оценка эффекта впрыска воздуха в единицах передаваемой энергии в секунду. Р: давление впрыска (бар), НД: диаметр отверстия (мм)

Мера	Скорость переходного процесса		Переходная нагрузка	
	Впрыск воздуха	Энергия	Впрыск воздуха	Энергия
Характеристики производительности	Р: 1 бар НД: 5 мм	99 Дж	Р: 3 бар НД: 15 мм	2,5 кДж
Характеристики выбросов	Р: 3 бар НД: 10 мм	2,7 кДж	Р: 1,2 бар НД: 10 мм	446 Дж

Из практических соображений стоит рассчитать массовый расход воздуха, соответствующий оптимальному впрыску воздуха, и, следовательно, энергию, передаваемую в секунду. Из таблицы 10 видно, что оптимальное давление воздуха составляет 1 бар при диаметре отверстия 5 мм и 1,2 бар при диаметре отверстия 10 мм для скорости и переходного режима нагрузки соответственно, поскольку эти впрыски соответствуют минимальной энергии, передаваемой в секунду.

Выводы по 4 главе

Установлено, что для достижения общей оптимизации системы с использованием впрыска воздуха давление впрыска воздуха 1 бар при диаметре отверстия 5 мм и давление впрыска воздуха 1,2 бар при диаметре отверстия 10 мм являются оптимальными для скорости и переходной нагрузки соответственно.

Заключение

Исследовано будущее использования турбонаддува в дизельных агрегатах. Основные результаты выявили:

- а) при анализе различных пассивных стратегий, направленных на оптимизацию переходных режимов работы за счет уменьшения момента инерции турбокомпрессора, было выявлено, что для улучшения производительности часто используется интеграция нескольких компонентов. В их число входят технологии такие как комбинированный наддув, двухступенчатое турбирование и последовательное турбирование. Применение этих подходов предполагает необходимость нахождения баланса между повышением эффективности и снижением потребления топлива, особенно заметно это в случае комбинированного наддува. Вариабельные геометрические турбины (VGT) имеют свою особенность в виде уменьшенной общей эффективности двигателя или турбокомпрессора под обусловленное неспособностью турбины адаптироваться и оптимально функционировать на всех скоростях работы;
- б) электрически усиленные турбокомпрессоры находят применение в оптимизации динамических свойств мотора, повышая его отзывчивость и улучшая управление;
- в) уменьшение инерционности турбокомпрессора представляет собой перспективный способ повышения динамических характеристик дизельного двигателя, оснащённого системой турбонаддува. В рамках проведённого анализа основное влияние уменьшения инерционности заметно на уровне давления на выходе из компрессора. Однако, скорость вращения компрессора также играет ключевую роль в оценке его работы во время переходных процессов. Это связано с тем, что при смене режимов работы двигателя компрессор не может достаточно быстро

набрать необходимые обороты для обеспечения адекватной подачи воздуха;

г) Исследование воздействия способа инжектирования воздуха на концентрацию угарного газа (СО), углеводородов (НС) и оксидов азота (NO_x) при изменении скоростных и нагрузочных параметров привело к определенным заключениям:

- 1) идеальное значение давления впрыскивания топлива равно 3 бара при размере отверстия форсунки 10 миллиметров, что соответствует нормативам Евро-6, касающимся уровня выбросов оксида углерода (СО) и углеводородов (НС) во время переходных процессов изменения скорости;
- 2) технология впрыска воздуха при переходных режимах не увеличивает концентрацию выхлопных газов. Вместо этого наблюдается снижение концентрации выбросов СО и НС на 5% и 0,4% соответственно;
- 3) оптимальное давление впрыска составляет 1,2 бар при диаметре отверстия 10 мм для выбросов СО, НС и NO_x при переходных нагрузках;
- 4) в случае переходных нагрузок впрыск воздуха также не увеличивает концентрацию выхлопных газов. Отмечается снижение концентрации выбросов СО, НС и NO_x на 0,8%, 0,01% и 0,4% соответственно;
- 5) установлено, что для достижения общей оптимизации системы с использованием впрыска воздуха давление впрыска воздуха 1 бар при диаметре отверстия 5 мм и давление впрыска воздуха 1,2 бар при диаметре отверстия 10 мм являются оптимальными для скорости и переходной нагрузки соответственно.

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, 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, h₂ 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. [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. Brejoud, 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