

Влияние газотурбинного наддува на пусковые качества дизельных двигателей в зимний период

Impact of turbocharging on the startability of diesel engines in winter

Г. М. КРОХТА, д-р техн. наук

Е. Н. ХОМЧЕНКО, инж.

Н. А. УСАТЫХ, инж.

**Новосибирский государственный аграрный
университет, Новосибирск, Россия, mshipo@mail.ru**

G. M. KROKHTA, DSc in Engineering

E. N. KHOMCHENKO, Engineer

N. A. USATYKH, Engineer

**Novosibirsk State Agrarian University, Novosibirsk,
Russia, mshipo@mail.ru**

Представлены результаты экспериментального исследования пусковых качеств дизельного двигателя 6ЧН 13,0/11,5 (СМД-62) в комплектациях с турбокомпрессором и без него при низких температурах окружающей среды. Известно, что при отрицательных температурах окружающего воздуха, характерных для большинства регионов России, пусковые качества дизельных двигателей существенно ухудшаются. Цель исследования — изучение влияния агрегатов наддува на пусковые качества дизельных двигателей. В процессе экспериментальных исследований с помощью светолучевого осциллографа фиксировались показатели, характеризующие процесс пуска: частоты вращения коленчатого вала и ротора турбокомпрессора, расход воздуха, время пуска, давление в цилиндре. Установлено, что пусковые качества двигателя с наддувом соответствуют требованиям государственного стандарта при температуре до -8 градусов Цельсия, а двигателя без наддува — при температуре до -12 градусов Цельсия. Время пуска двигателя, оснащенного турбокомпрессором, увеличивается из-за создаваемого им сопротивления на линии впуска, что приводит к увеличению разрежения во впускном коллекторе, уменьшению давления в конце такта сжатия, а следовательно, и максимального давления в цилиндре. Определены ре-

жимы работы турбокомпрессора во время пуска и послепускового прогрева. Установлено, что на этих режимах при низких температурах окружающей среды происходит нарушение смазки подшипника турбокомпрессора. Исследования показали, что установка турбокомпрессора на двигатель вызывает существенное снижение коэффициента наполнения и, как следствие, ухудшение пусковых качеств. Сохранение пусковых качеств на прежнем уровне возможно путем установки перепускного клапана во впускном коллекторе или компрессоре, а также применения отключаемого турбокомпрессора. Установлено, что при низких температурах турбокомпрессор в начальный период послепускового прогрева может работать в режиме масляного голодания. С целью снижения износа сопряжения "вал — втулка" рекомендуется изменить существующую схему смазки или конструкцию турбокомпрессора для подачи масла непосредственно к подшипникам турбокомпрессора в момент включения стартера.

Ключевые слова: дизельный двигатель; пуск двигателя; время пуска; газотурбинный наддув; температура окружающей среды; смазка; частота вращения ротора турбокомпрессора; давление конца такта сжатия; максимальное давление сгорания; коэффициент наполнения; расход воздуха.

The article explores the startability of diesel engine with and without turbocharger under cold conditions. It is known that under subzero temperatures typical for many regions of Russia, the startability of diesel engines is significantly deteriorated. The aim of research is to study the impact of supercharger on startability of diesel engines. In the process of experimental researches by means of light-beam oscillograph, the indices characterizing the starting sequence have been received, namely: rotational frequencies of crankshaft and turbocharger rotor, air output, time of starting, cylinder pressure. It is found that the startability of engine with supercharger conforms to the state standard requirements at the temperature of 8 degrees C below zero, whereas the startability of engine without supercharger conforms to these requirements at 12 degrees C below zero. The starting time of turbocharged engine is extended due to the resistance in inlet line, that leads to increase of inlet manifold vacuum, to decrease of final compression pressure and therefore to decrease of maximum cylinder pressure. The article determines the operation modes of turbocharger at the starting time and at post-launch warm-up. It is found that operating in these modes leads to the shortage of oil in turbocharger bearing under cold conditions. The research has shown that turbocharger mounted on the engine causes the significant reducing of delivery ratio, and therefore the deterioration of startability. Sustainable startability is possible with installation of circulation valve on engine inlet manifold or compressor, and also with use of turbocharger that can be switched off. It is found that turbocharger can operate in the mode of oil starvation at the beginning of post-launch warm-up under cold conditions. In order to reduce the wear of sleeve-shaft coupling, it is recommended to change the current scheme of oil filling or the design of turbocharger to provide oil inlet directly to turbocharger bearings in the moment of starter switching-on.

Keywords: diesel engine; starting of engine; time of starting; turbocharging; air temperature; oil filling; rotational frequency of turbocharger rotor; final compression pressure; maximum firing pressure; delivery ratio; air output.

Введение

В эксплуатационных условиях большинство машин хранится на открытых площадках или в закрытых, но не отапливаемых помещениях. Особую проблему представляет холодный пуск дизельных двигателей при низких температурах окружающей среды. Под холодным пуском понимается такой пуск, при котором температуры охлаждающей жидкости в головке блока, масла, подшипников коленчатого вала и аккумуляторной батареи равны температуре окружающей среды.

Пуск дизельного двигателя при низкой температуре окружающей среды без предварительной тепловой подготовки связан с значительными трудностями, вызванными ухудшением прокачиваемости топлива через фильтрующие элементы, снижением температуры воздуха в конце такта сжатия, снижением качества распыливания впрыскиваемого форсункой топлива, повышением вязкости картерного масла, снижением емкости аккумуляторных батарей и т. д. [1]. Каждый из перечисленных эксплуатационных факторов может стать причиной отказа при попытке пуска двигателя. Кроме того, показатели одного и того же двигателя, характеризующие процесс пуска, при прочих равных условиях могут значительно отличаться в зависимости от его комплектации (с наддувом, без наддува).

Анализ литературных данных показал, что в настоящее время влияние системы газотурбинного наддува на пусковые качества дизельного двигателя изучено недостаточно.

Цель исследования

Цель исследования — изучение влияния системы газотурбинного наддува на пусковые качества дизельных двигателей.

Материалы и методы

Эксперименты проводились на двигателе 6ЧН 13/0/11,5 (СМД-62). В процессе пуска на ленту осциллографа

Н-117 записывались следующие параметры: частоты вращения коленчатого вала двигателя и ротора турбокомпрессора, расход воздуха, давление конца такта сжатия и максимальное давление сгорания, разрежение во впускном коллекторе, временные отметки. Пуск двигателя осуществлялся в режиме максимальной подачи топлива. Запись параметров пуска производилась до выхода коленчатого вала двигателя на максимальную устойчивую частоту вращения. Временем пуска считалось время от начала проворачивания коленчатого вала до момента вывода из зацепления шестерни редуктора пускового двигателя с венцом маховика (срабатывания автомата редуктора). Срабатывание автомата редуктора происходит при достижении частоты вращения коленчатого вала двигателя 600–680 мин⁻¹. Время пуска регистрировалось на ленте осциллографа и дополнительно определялось с помощью секундомера.

Результаты и их обсуждение

Сравнительные испытания показали, что время пуска двигателя с газотурбинным наддувом значительно превышает аналогичный показатель двигателя без наддува, причем разница во времени возрастает с понижением температуры двигателя (рис. 1, а).

Так, например, при температуре –10 °С двигатель без наддува запустился через 12 с, а двигатель с наддувом — через 22 с, т. е. время пуска увеличилось почти в два раза. При этом следует отметить, что по ГОСТ Р 53840—2010 время прокручивания коленчатого вала при пуске дизельного двигателя не должно превышать 15 с, и он должен надежно запускаться не более чем с трех попыток. Таким образом, пусковые качества двигателя с наддувом соответствуют требованиям ГОСТа при температуре не ниже –8 °С, а двигателя без наддува — не ниже –12 °С.

Эксперименты показали, что сразу после пуска коленчатый вал двигателя достигает устойчивой частоты вращения, которая ниже номинальной (2100 мин⁻¹). Судя по частоте вращения, двигатель работает с полной

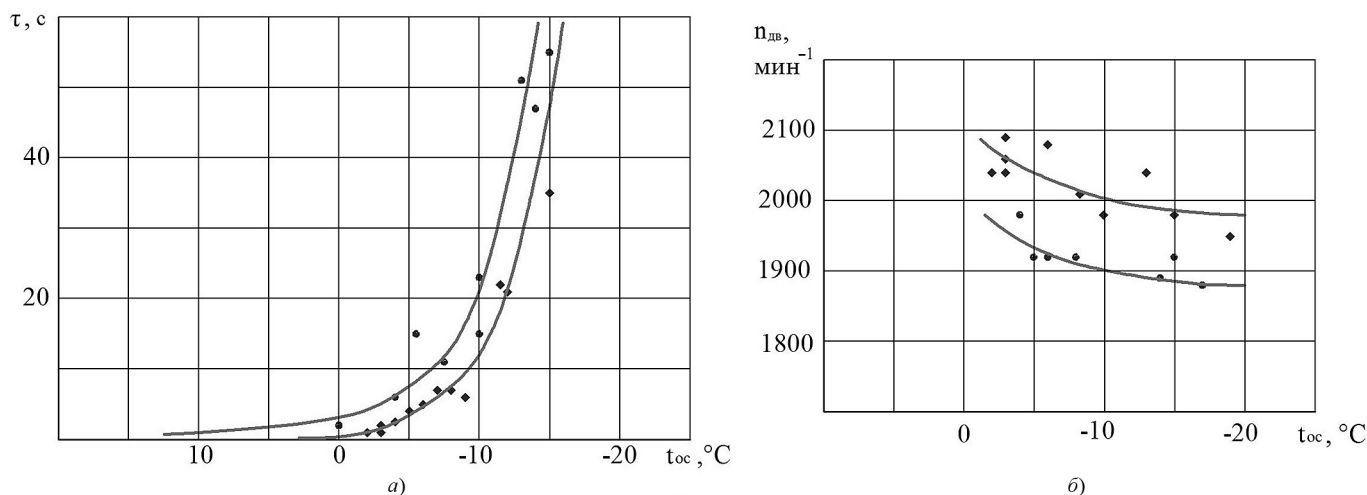


Рис. 1. Зависимости времени пуска двигателя СМД-62 (а) и максимальной устойчивой частоты вращения его коленчатого вала после пуска (б) от температуры окружающей среды:

◆ — без турбокомпрессора; ● — с турбокомпрессором

подачей топлива на корректорном участке внешней характеристики (рис. 1, б). Корректор вступает в работу при частоте вращения коленчатого вала двигателя менее 2050 мин^{-1} .

Устойчивая частота вращения коленчатого вала двигателя без наддува на $110\text{--}130 \text{ мин}^{-1}$ больше, чем у двигателя с наддувом, в пределах исследуемого температурного диапазона. Кроме того, устойчивая частота вращения коленчатого вала двигателя снижается с понижением температуры холодного пуска. Например, с понижением температуры от 0 до -20°C частота вращения двигателя без наддува снизилась с 2100 до 1980 мин^{-1} , а с наддувом — с 2010 до 1880 мин^{-1} .

Снижение частоты вращения двигателя при наличии турбокомпрессора можно объяснить затратами мощности на его привод. Дело в том, что турбокомпрессор при разгоне в период пуска создает значительное сопротивление на линии выпуска, что сопровождается существенными потерями мощности, развиваемой двигателем. Ранее было установлено, что на привод турбокомпрессора затрачивается до 24 кВт . Большая часть этой мощности приходится на принудительный выпуск [2].

Снижение частоты вращения вызвано также увеличением потерь на трение в сопряжениях двигателя и потерь от неполноты сгорания топлива. Известно, что с понижением температуры окружающей среды (а значит, и топлива) сокращается количество мелких частиц топлива, принимающих участие в сгорании. Это становится причиной дымного выхлопа (выхлопные газы имеют бело-сероватый цвет) и выброса в окружающую среду большого количества вредных веществ в период пуска и прогрева дизельных двигателей в условиях низких температур.

В работе [3] представлены результаты пусковых испытаний дизельного двигателя с турбонаддувом с целью сравнения эмиссии вредных веществ в процессе пуска при разных исходных температурах охлаждающей жидкости. Пиковое значение выбросов оксидов азота и сажи наблюдается в момент разгона коленчатого вала двигателя сразу после отключения стартера. Всплеск выбросов сопровождается замедлением разгона ротора

турбокомпрессора и падением давления во впускном коллекторе.

Для быстрой нормализации процесса сгорания в период пуска и снижения вредных выбросов необходимо, чтобы турбокомпрессор как можно быстрее выходил на максимальную частоту вращения. Однако быстрый разгон ротора турбокомпрессора чреват повышенным износом его подшипника из-за задержки подачи масла. В связи с этим большой научный и практический интерес представляет характер зависимости максимальной частоты вращения ротора турбокомпрессора от температуры холодного пуска двигателя (рис. 2). Максимальная частота вращения ротора турбокомпрессора в момент пуска и выхода на устойчивую частоту вращения коленчатого вала находится в пределах $16\text{--}26 \text{ тыс. мин}^{-1}$.

Из графика на рис. 2 видно, что при температуре окружающей среды 15°C время разгона ротора турбокомпрессора до максимальной частоты вращения составляет $0,5\text{--}1 \text{ с}$, а при температуре $-12\text{--}14^\circ\text{C}$ оно составляет $14\text{--}14,5 \text{ с}$. Причина увеличения времени разгона ротора до максимальной частоты вращения заключается в повышении вязкости масла в сопряжениях "вал — втулка".

Дальнейшее понижение температуры холодного пуска сопровождается резким сокращением времени разгона ротора турбокомпрессора до максимальной частоты вращения. Например, при температуре $-14\text{--}18^\circ\text{C}$ время сокращается до $4\text{--}5 \text{ с}$. Резкое сокращение времени раскрутки ротора можно объяснить следующим образом. При низких температурах даже незначительное понижение температуры масла вызывает существенное увеличение его вязкости. При температуре, близкой к температуре застывания, вязкость настолько повышается, что количество подаваемого в подшипниковый узел масла не компенсирует его утечки. Кроме того, масло под действием сил трения разжижается и вытекает из подшипника.

Работа турбокомпрессора в таком режиме может привести к преждевременному выходу из строя. Очевидно, что для исключения масляного голодания подшипника в режиме пуска необходимо отключать турбокомпрессор либо обеспечивать своевременную пода-

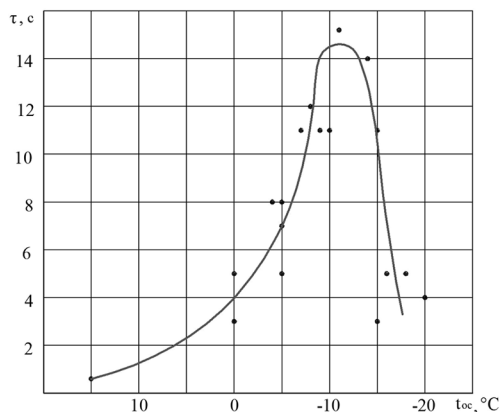


Рис. 2. Время разгона ротора турбокомпрессора до максимальной частоты вращения в период пуска в зависимости от температуры окружающей среды

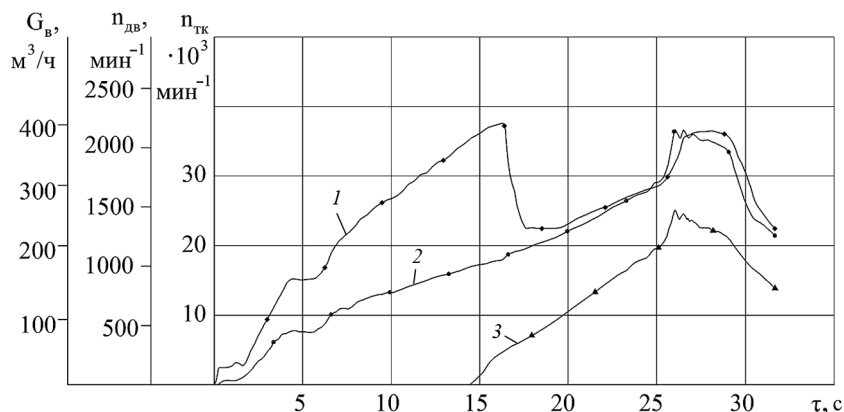


Рис. 3. Осциллограммы разгона коленчатого вала, ротора турбокомпрессора и расхода воздуха при пуске двигателя при $t_{oc} = -8^\circ\text{C}$:

1 — частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ; 2 — расход воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$; 3 — частота вращения ротора турбокомпрессора, мин^{-1}

чу масла, например с помощью устройства по патенту РФ № 131087 [4]. Следует обратить внимание на то, что подобные процессы могут наблюдаться и на других марках двигателей с газотурбинным наддувом.

На рис. 3 представлены осциллограммы разгона коленчатого вала, ротора турбокомпрессора и расхода воздуха при пуске двигателя. На осциллограммах хорошо просматриваются следующие участки: вращение коленчатого вала на пусковой частоте ($160\text{--}170\text{ мин}^{-1}$); пуск-разгон до момента отключения автомата пускового редуктора ($600\text{--}680\text{ мин}^{-1}$); разгон коленчатого вала двигателя до $1890\text{--}1920\text{ мин}^{-1}$ с последующим выбегом до $1100\text{--}1150\text{ мин}^{-1}$; повторный разгон до максимальной частоты вращения коленчатого вала, которая определяется тепловым состоянием двигателя; устойчивая работа на холостом ходу.

Испытания показали, что сразу после пуска двигатель работает с полной подачей топлива (в ряде случаев в работу включается корректор). Этот период характеризуется тем, что часть топлива сгорает, а часть не сгорает и выбрасывается в окружающую среду в виде продуктов неполного окисления, а также паров. Часть сгоревшего топлива расходуется на преодоление внутренних потерь на трение в узлах и агрегатах моторно-трансмиссионной установки. Эти потери, как показали проведенные ранее исследования, достигают больших величин.

Пропуски вспышек горючей смеси в период разгона многие исследователи объясняют большим периодом задержки воспламенения, что с увеличением частоты вращения коленчатого вала вызывает смещение угла начала сгорания за верхнюю мертвую точку, и вспышки прекращаются [5].

Характер кривой расхода воздуха аналогичен кривой частоты вращения коленчатого вала двигателя за исключением участков "разгон — выбег". При этом изменение расхода воздуха в зависимости от частоты вращения сглаживается тем, что ротор турбокомпрессора не вращается. Раскрутка ротора турбокомпрессора начинается по истечении $14\text{--}15\text{ с}$ и достижении частоты вращения коленчатого вала $1400\text{--}1500\text{ мин}^{-1}$. По истечении 25 с от начала пуска двигателя происходит резкое увеличение частоты вращения ротора турбокомпрессора и соот-

ветствующее возрастание расхода воздуха, что вызвано устойчивой работой всех цилиндров двигателя и нарастанием температуры выхлопных газов перед сопловым аппаратом турбины. В этот незначительный промежуток времени (3 с) расход воздуха увеличивается с 290 до $370\text{ м}^3/\text{ч}$, что способствует улучшению процесса сгорания.

Результаты экспериментальных исследований, как отмечалось ранее, показали, что турбокомпрессор при пуске и последующей работе на частичных нагрузках создает значительное сопротивление во впускном и выпускном трактах, увеличивая насосные потери [6].

При прокручивании коленчатого вала холодного двигателя электромашиной тормозного стенда на пусковой частоте вращения установлено, что разрежение во впускном коллекторе двигателя с наддувом выше, чем без наддува (рис. 4).

Из рис. 4 видно, что разрежение во впускном коллекторе двигателя без наддува постоянно на уровне $(2,5\text{--}3) \cdot 10^{-3}\text{ МПа}$ и не зависит от его теплового состояния. В то же время разрежение у двигателя с наддувом с понижением его теплового состояния гиперболически возрастает. Например, если при температуре 0°C разница между разрежением во впускном коллекторе двигателей с наддувом и без наддува составляла $(0,5\text{--}0,6) \cdot 10^{-3}\text{ МПа}$, то при -20°C она возрастает до $(12\text{--}13) \cdot 10^{-3}\text{ МПа}$.

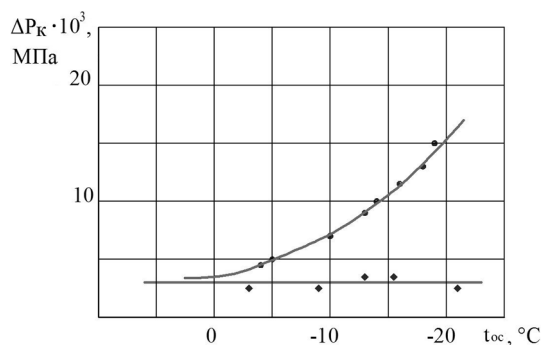


Рис. 4. Зависимость разрежения во впускном коллекторе от температуры окружающей среды:

◆ — без турбокомпрессора; ● — с турбокомпрессором

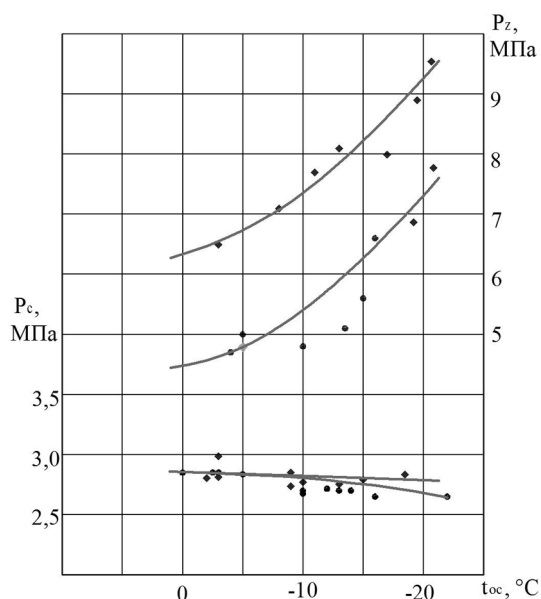


Рис. 5. Зависимости давления конца такта сжатия и максимального давления газов в цилиндре от температуры окружающей среды:

—•— без турбокомпрессора; —●— с турбокомпрессором

Увеличение разрежения с понижением температуры холодного пуска двигателя, видимо, связано со снижением частоты вращения ротора турбокомпрессора из-за значительного повышения вязкости масла.

Следует отметить, что двигатель в период испытаний работал на масле марки М-8Г2 "Зимнее", которое застывает при температуре -25 °C. Следовательно, вязкость масла с температурой -20 °C была предельной, при которой возможен пуск двигателя без предварительного разогрева. Очевидно, что значительное увеличение разрежения на линии всасывания не может не отразиться на расходе воздуха, коэффициенте наполнения и давлении конца такта сжатия.

Проведенные экспериментальные исследования позволили установить, что коэффициент наполнения η_v на пусковой частоте вращения коленчатого вала у двигателя с наддувом находится в пределах 0,69—0,72, без наддува — в пределах 0,78—0,82.

Индицирование показало, что наличие на двигателе турбокомпрессора сопровождается некоторым снижением давления конца такта сжатия на пусковой частоте, которое более отчетливо проявляется при низких температурах окружающей среды. Например, при температуре -20 °C давление снижается в среднем на 0,09—0,12 МПа (рис. 5).

С понижением температуры холодного пуска просматривается тенденция увеличения разности между давлением конца такта сжатия у двигателей с наддувом и без наддува. Падение давления конца такта сжатия в камере сгорания сопровождается соответствующим снижением температуры T_c и, следовательно, ухудшением пусковых качеств. Значительно снизить сопротивление на линии всасывания можно с помощью перепускного (обратного) клапана, который устанавливается во всасывающем коллекторе или компрессоре [7].

С другой стороны, сопротивление на выпуске (наличие газовой турбины) способствует улучшению пусковых качеств двигателя, что отмечается в ряде литературных источников. Сопротивление на выпуске ведет к увеличению коэффициента остаточных газов. В период пуска остаточные газы представляют собой продукты промежуточных предпламенных окислительных процессов, которые увеличивают концентрацию частиц топлива, принимающих участие в сгорании. В результате снижаются затраты теплоты заряда воздуха на активацию топливного факела, что может частично компенсировать снижение пусковых качеств из-за сопротивления на выпуске.

Максимальное давление газов в цилиндре двигателя без наддува на 1,8—2 МПа выше, чем у двигателя с наддувом. При изменении температуры холодного пуска от 0 до -20 °C максимальное давление газов у двигателя без наддува возрастает от 6,4 до 9,2 МПа, с наддувом — от 4,6 до 7,2 МПа.

Повышение максимального давления газов объясняется увеличением периода задержки воспламенения у двигателя без наддува, что вызывает повышение скорости нарастания давления в цилиндре, сокращение продолжительности периода горения и, соответственно, уменьшение потерь в систему охлаждения и с отработавшими газами, что в итоге способствует сокращению времени пуска двигателя.

Таким образом, установка турбокомпрессора оказывает значительное влияние на внутрицилиндровые показатели, процесс газообмена, что в конечном счете отражается на пусковых качествах двигателя и загрязнении окружающей среды.

Выводы

1. Исследования показали, что установка турбокомпрессора на двигатель вызывает существенное снижение коэффициента наполнения, что сопровождается соответствующим падением давления и температуры конца такта сжатия, максимального давления сгорания и, как следствие, ухудшением пусковых качеств. Сохранение пусковых качеств на прежнем уровне возможно путем установки перепускного клапана во впускном коллекторе или компрессоре, а также применения отключаемого турбокомпрессора.

2. Установлено, что при низких температурах турбокомпрессор в начальный период послепускового прогрева может работать в режиме масляного голодания. С целью исключения возможного катастрофического износа сопряжения "вал — втулка" рекомендуется изменить существующую схему смазки турбокомпрессора или его конструкцию, которая обеспечивает подачу масла непосредственно к подшипникам турбокомпрессора в момент включения стартера.

Литература и источники

1. Крохта Г. М. Эксергетический метод и критерии оценки готовности дизельного двигателя к пуску // Вестник НГТУ. 2012, № 1 (18), ч. 2. С. 132—135.
2. Крохта Г. М. Повышение эффективности эксплуатации энергонасыщенных тракторов в условиях Западной Сибири: Дис. ... д-ра техн. наук. Новосибирск, 1995. 409 с.
3. Rakopoulos C. D., Dimaratos A. M., Giakoumis E. G. Investigation of turbocharged diesel engine operation, exhaust emissions,

and combustion noise radiation during starting under cold, warm, and hot conditions // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D. Journal of Automobile Engineering, 2011.

4. **Крохта Г. М., Хомченко Е. Н.** Устройство для подачи масла в подшипники турбокомпрессора двигателя внутреннего сгорания: Патент РФ № 131087, 2013.

5. **Патрахальцев Н. Н., Соболев И. А., Казаков С. А.** Совершенствование пусковых и динамических характеристик дизеля в условиях низких температур окружающего воздуха // Двигателестроение. 2009, № 3 (237). С. 32—36.

6. **Хомченко Е. Н., Крохта Г. М.** Повышение топливной экономичности турбонаддувных тракторных дизелей при эксплуатации в климатических условиях Западной Сибири // Мат-лы науч.-практ. конф. НГАУ. Новосибирск, 2014. С. 9—15.

7. **Крохта Г. М., Хомченко Е. Н., Усатых Н. А.** Турбокомпрессор для наддува двигателей внутреннего сгорания: Патент РФ № 2559207, 2015.

References

1. Krokhta G. M. Exergy method and evaluation criteria of the diesel engine readiness for start. *Vestnik NGAU*, 2012, no. 1 (18), part 2, pp. 132—135 (in Russ.).

2. Krokhta G. M. *Povyshenie effektivnosti ekspluatatsii energonasyshchennykh traktorov v usloviyakh Zapadnoy Sibiri*. Dis. d-ra

tekhn. nauk [Increasing the operational efficiency of power tractors in the conditions of Western Siberia. DSc in Engineering thesis]. Novosibirsk, 1995, 409 p.

3. Rakopoulos C. D., Dimaratos A. M., Giakoumis E. G. Investigation of turbocharged diesel engine operation, exhaust emissions, and combustion noise radiation during starting under cold, warm, and hot conditions. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D. *Journal of Automobile Engineering*, 2011.

4. Krokhta G. M., Khomchenko E. N. *Ustroystvo dlya podachi masla v podshipniki turbokompressora dvigatelya vnutrennego sgoraniya* [Device for supplying oil to the bearings of turbocharger of internal combustion engine]. Patent RF, no. 131087, 2013.

5. Patrakhal'tsev N. N., Soboлев I. A., Kazakov S. A. Improving the starting and dynamic characteristics of diesel engine in the conditions of low environmental temperatures. *Dvigatelistroenie*, 2009, no. 3 (237), pp. 32—36 (in Russ.).

6. Khomchenko E. N., Krokhta G. M. Increasing the fuel economy of turbocharged tractor diesel engines operating in the climate conditions of Western Siberia. *Mat-ly nauch.-prakt. konf. NGAU* [Proc. of sci. and pract. conf. of Novosibirsk State Agrarian University]. Novosibirsk, 2014.

7. Krokhta G. M., Khomchenko E. N., Usatykh N. A. *Turbokompressor dlya nadduva dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Turbocharger for supercharging of internal combustion engines]. Patent RF, no. 2559207, 2015.