

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИССЛЕДОВАНИЯ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

Елена Владимировна Кондрашова¹, доктор технических наук, профессор кафедры технического сервиса и технологии машиностроения

Вячеслав Геннадиевич Козлов¹, кандидат технических наук, доцент кафедры технического сервиса и технологии машиностроения

Константин Александрович Яковлев², доктор технических наук, профессор кафедры производства, ремонта и эксплуатации машин

Татьяна Владимировна Скворцова², кандидат технических наук, доцент кафедры вычислительной техники и информационных систем

Алла Александровна Заболотная¹, старший преподаватель кафедры прикладной механики

¹Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I

²Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова

Цель исследования – выполнить теоретический анализ взаимосвязи между эффективной мощностью и топливной экономичностью двигателя. Предмет исследования – соотношение эффективных мощностей при различных положениях рейки топливного насоса. Методы исследования – теоретический анализ, стендовые испытания. Установлено, что при построении регуляторных характеристик для двигателей одной и той же марки зависимость расхода топлива в функции мощности имеет характер протекания, близкий к эквидистантному. Доказано, что при постановке одного и того же топливного насоса на двигатели различного технического состояния характер изменения частоты вращения коленчатого вала в функции мощности будет неизменным. Проведены исследования по выявлению источников погрешностей без тормозных методов испытания дизелей с гидротурбонаддувом, повышению их точности, изучению напряженности цилиндра-поршневой группы, турбокомпрессора и составных частей дизеля при проведении без тормозных испытаний. Доказано, что на дизелях с охлаждением наддувочного воздуха и без охлаждения наддувочного воздуха давление наддува может оказывать существенное влияние на результаты определения мощности по эффективному расходу топлива. С изменением давления наддува разница между максимальным массовым расходом топлива и расходом на холостом ходу почти не меняется, поэтому при определении мощности дизеля с гидротурбонаддувом пользоваться формулой, полученной для дизелей со свободным впуском, нецелесообразно, так погрешность определения мощности дизелей с гидротурбонаддувом составит $\approx 11\%$. Был проверен характер изменения давления наддува от нагрузки при различных технических состояниях турбокомпрессора дизелей. Установлено, что при определении мощности дизеля с гидротурбонаддувом вместо максимального давления наддува можно учитывать давление при работе дизеля вхолостую с помощью поправочных коэффициентов.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: мощность, гидротурбонаддув, без тормозной метод, двигатель, давление, топливный насос, наддувочный воздух, холостой ход.

The objective of this study was to perform theoretical analysis of the relationship between effective power and fuel efficiency of engines. The subject of study was the ratio of effective powers at different positions of the control rack. Study methods included theoretical analysis and bench tests. It was found that in the regulatory characteristics of engines of the same brand the relationship between fuel consumption and power was close to equidistant. It was proved that if the same fuel pump was mounted on engines with different technical condition, the pattern of changes in crankshaft rotation rate as a function of power remained unchanged. The authors investigated the sources of testing errors in unbraked tests of hydro-turbocharged diesel engines and ways of increasing testing accuracy, and studied the tension in the cylinder-piston group, turbocharger and parts of diesel engine in unbraked tests. It was proved that in diesel engines with and without charge air cooling the charging pressure could have a significant impact on the results of determination of power by efficient fuel consumption. With changes in charging pressure the difference between the maximum mass fuel consumption and idle fuel consumption is almost unchanged, so it is unreasonable to use the formula for free-intake diesel engines for determining the power of hydro-

turbocharged diesel engines, because the error of determination will be $\approx 11\%$. The authors verified the nature of charging pressure changes caused by load at various technical conditions of diesel turbochargers. It was established that in the determination of power of a hydro-turbocharged diesel engine the maximum charging pressure can be substituted with pressure at idle with correction factors applied.

KEY WORDS: power, hydro-turbocharger, unbraked method, engine, pressure, fuel pump, charging air, idling.

Теоретический анализ. Известно, что мощность и топливная экономичность двигателей являются основными эксплуатационными показателями автомобиля, так как от их значений зависят производительность и экономичность выполняемых работ. Наблюдениями установлено, что эти показатели зависят, главным образом, от технического состояния топливной аппаратуры и практически не зависят от износа составных частей двигателей, в частности цилиндро-поршневой группы [5].

Частое возникновение неисправностей топливной аппаратуры при эксплуатации автомобилей влечет за собой снижение мощности и топливной экономичности, повышение токсичности отработавших газов двигателей. При своевременном выявлении, предупреждении и устранении неисправностей силами и средствами автотранспортных предприятий, двигатели могут работать длительное время без существенного изменения указанных показателей.

Цель исследования – выполнить теоретический анализ взаимосвязи между эффективной мощностью и топливной экономичностью двигателя.

Предмет исследования – соотношение эффективных мощностей при различных положениях рейки топливного насоса.

Анализ результатов многочисленных испытаний автотракторных двигателей, проведенных в условиях рядовой эксплуатации, позволил выявить закономерность: при построении регуляторных характеристик для двигателей одной и той же марки зависимость расхода топлива в функции мощности имеет характер протекания, близкий к эквидистантному.

Известно, что эффективная мощность в общем виде выражается следующей аналитической зависимостью:

$$N_e = A\eta_i\eta_Mq_Mn, \quad (1)$$

где A – постоянная константа, характеризующая параметры данной марки двигателя;

η_i, η_M – индикаторный и механический КПД двигателя;

q_M – цикловая подача топлива;

n – частота вращения коленчатого вала.

Если мощность двигателя в выражении (1) принять за максимальную, то для дизелей при промежуточном положении рейки топливного насоса степень загрузки двигателя будет равна

$$\delta = \frac{N'_e}{N_{e\max}}, \quad (2)$$

где N'_e – мощность двигателя, соответствующая фактической нагрузке;

$N_{e\max}$ – максимальная мощность двигателя.

Согласно выражению (2) степень загрузки двигателя

$$\delta = \frac{q'_y n', \eta'_i, \eta'_M}{q_{yN}, n_N \eta_{iN}, \eta_{MN}}, \quad (3)$$

где $q'_y, n', \eta'_i, \eta'_m$ – соответственно фактические значения цикловой подачи, частоты вращения коленчатого вала, индикаторного и механического коэффициента полезного действия (КПД) при промежуточном положении рейки топливного насоса;

$q_{yN}, n_N, \eta_{iN}, \eta_{mN}$ – те же параметры при положениях рейки, соответствующей $N_{e\max}$ (при полном выдвигении рейки топливного насоса).

Проанализируем выражение (3), представляющее собой соотношение эффективных мощностей при двух различных, но вполне определенных положениях рейки топливного насоса.

При работе двигателя на заданном скоростном режиме и прочих равных условиях цикловая подача зависит только от величины хода плунжера (от положения рейки топливного насоса) [11]. Как известно, эта зависимость прямолинейная. Следовательно, отношение q'_y/q_y в выражении (3) при двух определенных положениях рейки всегда остается постоянным. Положение рейки топливного насоса согласно теории автоматического регулирования зависит от частоты вращения коленчатого вала. Взаимосвязь между этими параметрами обусловлена конструктивными особенностями регулятора частоты вращения (главным образом центробежной силой грузов и жесткостью пружины). Техническое состояние двигателя на эту взаимосвязь никакого влияния не оказывает. Это подтверждается следующими предпосылками. При работе двигателя соотношение между усилием пружины и центробежной силой регулятора изменяется благодаря изменению нагрузки (мощности двигателя). С увеличением нагрузки сила грузов снижается, вследствие чего рейка перемещается в сторону увеличения подачи топлива, и наоборот. При испытании топливного насоса на безмоторном стенде подачу топлива изменяют путем искусственного изменения центробежной силы грузов регулятора, как бы имитируя нагрузку [2, 4, 7]. Поэтому в обоих случаях, как при тормозных, так и при безтормозных испытаниях топливного насоса, законы изменения частоты вращения коленчатого вала, характеризующиеся интенсивностью и характером изменения $n = f(N_e)$, будут одинаковыми. Это означает, что при постановке одного и того же топливного насоса на двигатели различного технического состояния характер изменения частоты вращения коленчатого вала в функции мощности будет неизменным, то есть кривые $n = f(N_e)$ расположатся относительно друг другу эквидистантно.

Что касается технического состояния регулятора частоты, оно не оказывает существенного влияния на зависимость $n = f(N_e)$. Это объясняется тем, что износ различных сопряжений регулятора примерно в одинаковой степени влияет как на уменьшение, так и на увеличение степени неравномерности его работы, характеризуемой приращением частоты вращения на единицу расхода топлива.

По мере снижения упругости пружины регулятора, происходящего в процессе эксплуатации, а также вследствие изнашивания осей и втулок грузов, отверстий в крестовине под оси грузов, разница между частотами вращения при работе дизеля вхолостую и при $N_{e\max}$ уменьшается. Износ же лапок грузов, наоборот, приводит к увеличению указанной разницы частот вращения.

О постоянстве наклона кривой $n = f(N_e)$ к оси абсцисс свидетельствуют результаты многочисленных контрольных (износных) испытаний автотракторных дизелей в ходе эксперимента, сопровождаемых снятием регуляторных характеристик при различной нагрузке. Отсюда следует, что при двух вполне определенных положениях рейки топливного насоса и различных состояниях двигателя изменение частот вращения коленчатого вала – величина постоянная.

Известно, что мощность механических потерь с увеличением нагрузки изменяется по определенному закону, т.е. в соответствии с характером изменения частоты вращения коленчатого вала. Об этом свидетельствуют результаты многочисленных исследований [1, 3, 6, 8, 9, 10], на основе которых выведена следующая зависимость:

$$N_M = a + bn, \quad (4)$$

где N_M – мощность механических потерь;

a, b – постоянные коэффициенты.

Коэффициенты a, b уменьшаются в процессе приработки деталей нового или отремонтированного двигателя. По окончании приработки они стабилизируются. Таким образом, отношение механических КПД для двух определенных положений рейки практически всегда будет постоянным.

Теперь рассмотрим влияние индикаторного КПД на величину δ при двух различных, но вполне определенных положениях рейки.

Индикаторный КПД выражается следующей зависимостью:

$$\eta = \frac{AL_i}{Q}, \quad (5)$$

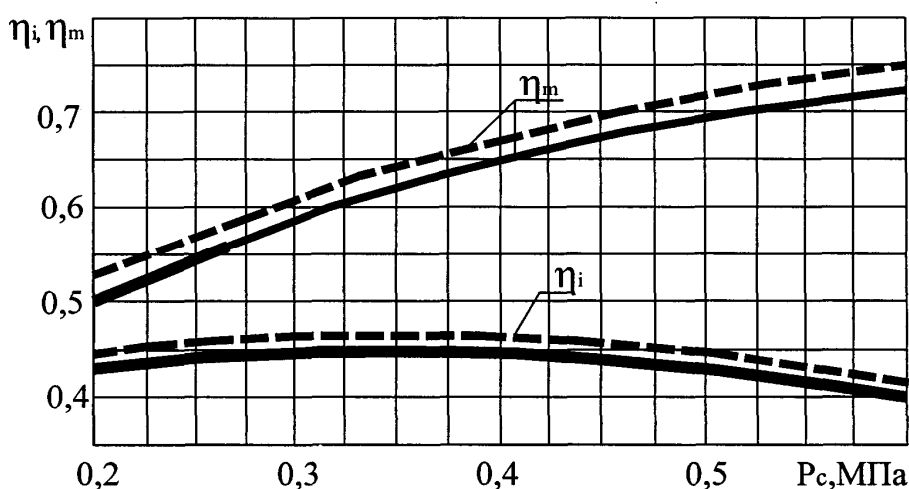
где AL_i – индикаторная работа цикла;

Q – количество тепла, подведенное извне за цикл.

По аналогии (3) отношение индикаторных КПД при данных положениях рейки выразится так:

$$\frac{\eta'_i}{\eta_{iN}} = \frac{L'_i Q_N}{L_{iN} Q'}. \quad (6)$$

Ввиду того, что при двух определенных положениях рейки отношение q_y/q_{yN} остается постоянным, то и Q_N/Q' также будет постоянным. Что касается значений L_i и L_{iN} , то, очевидно, их величины в данном случае будут уменьшаться или увеличиваться в равной степени [9, 10]. Из этого следует, что отношение η_i/η_{iN} для двух определенных положений рейки остается практически постоянным и не оказывает существенного влияния на величину δ . О постоянстве отношения индикаторных КПД при двух определенных положениях рейки топливного насоса и независимости этого отношения от технического состояния двигателя свидетельствует эквидистантное расположение кривых $\eta_i = f(P_c)$ на графике.



Зависимость индикаторного и механического коэффициента полезного действия от нагрузки P_c :
 - - - - - топливный насос с новыми плунжерными парами; угол опережения впрыска топлива

$Q_B = 9,5^\circ$; давление затяжки пружины форсунки $P_{cp} = 12,5$ МПа; — — — — — топливный насос
 с предельно изношенными плунжерными парами; $Q_B = 5^\circ$; $P_{cp} = 8,5$ МПа

Отношение же механических КПД при том же изменении нагрузки меняется от единицы до бесконечности и при одинаковой нагрузке (в %) может быть принято одинаковым независимо от частоты вращения коленчатого вала. Поэтому

$$\frac{\eta_e}{\eta_{e \max}} = f_1 \left(\frac{N_e}{N_{e \max}} \right). \quad (7)$$

Утверждение о том, что отношение индикаторных КПД при двух вполне определенных нагрузках есть величина постоянная, близкая к единице для дизелей со свободным впуском, имеет под собой реальную физическую основу, а именно: индикаторный КПД в диапазоне изменения от холостого хода до максимальной нагрузки имеет пологий характер протекания.

При уменьшении частоты вращения (при увеличении нагрузки) возрастает коэффициент избытка воздуха (α) и, следовательно, η . С другой стороны, при этом возрастает теплопередача к стенкам цилиндров, снижающая η_i . Сочетание этих факторов приводит к выравниванию индикаторного КПД и на разных частотах вращения его величина остается практически постоянной (см. рис.).

Исходя из этого установлено, что закон изменения кривой $G = f(N_e)$ практически мало зависит от технического состояния дизеля и может быть аппроксимирован в интересующем нас диапазоне распределения максимальной эффективной мощности единой функцией

$$G_{t_N} = G_{tk} + VN_{e \max}^\alpha, \quad (8)$$

где G_{t_N} – значение расхода топлива при максимальной подаче топливного насоса (максимальной мощности);

G_{tk} – значение расхода топлива при работе двигателя вхолостую;

α – безразмерный эмпирический коэффициент, характеризующий форму кривизны зависимости;

V – эмпирический коэффициент, характеризующий интенсивность изменения расхода топлива в функции мощности двигателя.

Функция, обратная (1), представляет собой способ определения эффективной максимальной мощности по разности расходов топлива $\Delta G_{t_N} = G_{t_N} - G_{tk}$

$$N_{e \max} = \left(\frac{\Delta G_{tk}}{V} \right)^{1/\alpha}. \quad (9)$$

В связи с тем, что результаты определения мощности необходимо приводить к стандартным условиям в соответствии с ГОСТ и это относительно сложно для данного случая, достаточно полученный эффективный объемный расход топлива при определении мощности умножить на его стандартную плотность $\rho_D = 0,83$ (для дизелей) и $\rho_K = 0,76$ (для карбюраторных двигателей). Тогда разности расходов топлива, приведенные к стандартным атмосферным условиям, будут равняться:

для дизелей $\Delta G_{t_N}^g = 0,83 (Q_{t_N} - Q_{tk})$;

для карбюраторных двигателей $\Delta G_{t_N}^g = 0,76(Q_{t_N} - Q_{tk})$,

где Q_{t_N} – значение объемного расхода топлива при максимальной подаче топлива насоса (максимальной мощности);

Q_{tk} – значение объемного расхода топлива при работе двигателя вхолостую.

Отличительные особенности дизелей с гидротурбонаддувом (ГТН), обусловленные главным образом зависимостью давления наддува, а значит, и мощностью дизеля от его технического состояния, не позволяют судить об эффективности известных безтормозных методов определения мощности дизелей данного типа [1, 3, 7].

В этой связи возникла необходимость проведения специальных исследований по выявлению источников погрешностей безтормозных методов испытания дизелей с гидротурбонаддувом, повышению их точности, изучению напряженности цилиндро-поршневой группы, турбокомпрессора и составных частей дизеля при безтормозных испытаниях, обоснованию режимов испытаний, обеспечивающих безопасность, а также работоспособность и надежность составных частей дизеля.

При установке на дизель турбокомпрессора повышается коэффициент наполнения, а следовательно, и коэффициент избытка воздуха. За счет этого повышается литровая мощность и понижается удельный расход топлива. При ухудшении работы турбокомпрессора удельный расход топлива возрастает. А так как эти изменения происходят при больших нагрузках, то, очевидно, они могут заметно отразиться на характере протекания кривой массового расхода в функции мощности. Это означает, что давление наддува может оказывать существенное влияние на результаты определения мощности по эффективному расходу топлива: при пониженном давлении наддува полученная мощность будет выше фактической.

Вышеизложенное подтверждается результатами исследований, проведенными авторами на дизелях с охлаждением наддувочного воздуха и без охлаждения наддувочного воздуха при различном давлении наддува [6, 8].

Установлено, что с изменением давления наддува разница между максимальным массовым расходом топлива и расходом на холостом ходу почти не меняется. А это означает, что если при определении мощности дизеля с гидротурбонаддувом пользоваться формулой, полученной для дизелей со свободным впуском, то при изменении давления наддува в пределах, который наблюдается в условиях эксплуатации, погрешность определения мощности дизелей с ГТН составит примерно 11%. При неисправности системы питания эта погрешность окажется еще больше [1, 9, 10].

Поэтому при определении мощности дизеля с ГТН необходимо учитывать давление наддува и величины подачи топлива. Но здесь возникает другая трудность: для определения давления, соответствующего максимальной подаче топливного насоса (максимальной мощности дизеля), нужна тормозная установка, что в условиях эксплуатации неприемлемо. В этой связи был проверен характер изменения давления наддува от нагрузки при различных технических состояниях турбокомпрессора дизелей. Указанная взаимосвязь оказалась прямолинейной. Исходя из этого многофакторного эксперимента установлено, что при определении мощности дизеля с ГТН вместо максимального давления наддува можно учитывать давление при работе дизеля вхолостую в виде поправочных коэффициентов.

Выводы

Проведенные исследования показали, что за счет возрастания насосных потерь в цилиндре создается значительное разрежение, нарушается процесс горения, уменьшается индикаторный КПД и частота вращения коленчатого вала падает. В дизельных двигателях регулятор числа оборотов в это время перемещает рейку топливного насоса в сторону увеличения цикловой подачи, как бы стараясь придержать падение числа оборотов и имитирует тем самым нагрузку (увеличивает расход топлива до максимума) дизеля. Для карбюраторных двигателей повышенное разрежение в цилиндрах на несколько секунд заставляет увеличить поступление топлива из карбюратора. Все это требует вначале большей затраты дополнительного тормозного усилия и приводит к усиленному нагреву и неэффективному изнашиванию трущихся поверхностей тормозов и шины.

Список литературы

1. Вопросы эксплуатационной надежности автомобилей / В.Г. Козлов [и др.] // Международный журнал экспериментального образования : материалы международной науч. конф. «Проблемы агропромышленного комплекса». – Тайланд (Паттайя), 19-27 февраля 2015 г. – № 2. – Ч. 3. – С. 409–410.
2. Козлов В.Г. Повышение точности измерения мощностных и топливно-экономических показателей двигателей внутреннего сгорания при без тормозных испытаниях [Электронный ресурс] / В.Г. Козлов, Е.В. Кондрашова, А.А. Заболотная // Современные проблемы науки и образования. – 2015. – № 1. – Режим доступа: www.science-education.ru/121-17415 (дата обращения: 23.09.2015).
3. Конструкция тракторов и автомобилей / О.И. Поливаев, О.М. Костиков, А.В. Ворохобин, О.С. Ведринский. – Санкт-Петербург : Изд-во «Лань», 2013. – 288 с.
4. Организация сбора информации об отказах и неисправностях грузовых автомобилей (на примере автомобиля КамАЗ) [Электронный ресурс] / В.Г. Козлов [и др.] // Молодежный вектор развития аграрной науки : материалы 66-й студ. науч. конф. – 2015. – Ч. 1. – С. 162–166. – Режим доступа: www.nauka.vsau.ru/2015/06/03 (дата обращения: 23.09.2015).
5. Оробинский В.И. Повышение уровня безопасности технологических процессов в агропромышленном комплексе / В.И. Оробинский, А.В. Скрыпников, Е.В. Кондрашова. – Деп. в ВИНТИ № 255-В2012 28.05.2012. – 63 с.
6. Повышение долговечности сцепления двигателей тракторов / О.И. Поливаев, В.В. Василенко // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2012. – Вып. 2 (33). – С. 148–150.
7. Скрыпников А.В. Модель оптимизации стратегии пополнения, обновления, модернизации и ремонта парка сельскохозяйственных машин / А.В. Скрыпников, Е.В. Кондрашова // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2012. – Вып. 2 (33). – С. 163–168.
8. Снижение динамической нагруженности мобильных энергетических средств от внешних воздействий и повышение их тягово-динамических показателей / О.И. Поливаев, В.К. Астанин, Н.В. Бабанин // Лесотехнический журнал. – 2013. – № 3 (11). – С. 150–156.
9. Совершенствование технического обслуживания и ремонта автомобилей [Электронный ресурс] / В.Г. Козлов [и др.] // Молодежный вектор развития аграрной науки: материалы 66-й студ. науч. конф. – 2015. – Ч. 1. – С. 204–212. – Режим доступа: www.nauka.vsau.ru/2015/06/03 (дата обращения: 23.09.2015).
10. Существующая система технического обслуживания грузовых автомобилей (на примере семейства КамАЗ) [Электронный ресурс] / В.Г. Козлов [и др.] // Молодежный вектор развития аграрной науки : материалы 66-й студ. науч. конф. – 2015. – Ч. 1. – С. 167–169. – Режим доступа: www.nauka.vsau.ru/2015/06/03 (дата обращения: 23.09.2015).
11. Яковлев К.А. Повышение эффективности технической эксплуатации лесотранспортных машин : дис. ... д-ра техн. наук : 05.21.01 / К.А. Яковлев. – Москва, 2014. – 386 с.