

Особенности определения механического КПД тракторных и комбайновых дизелей по методике Башкирского ГАУ

*Р.М. Баширов, д.т.н., профессор, Ф.Р. Сафин, к.т.н.,
ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ*

Механический коэффициент полезного действия двигателей (механический КПД), оцени-

вающий внутренние потери энергии (на трение, насосные хода поршней, привод вспомогательных агрегатов и т.д.), используется для определения эффективных показателей их работы [1]. В условиях эксплуатации он может применяться наряду

с другими показателями для определения необходимости и качества ремонта двигателей [2]. Вычисляется по отношениям:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - N_m}{N_i} = \frac{G_{ч.н} - G_{ч.хх}}{G_{ч.н}}, \quad (1)$$

где N_e , N_i и N_m – мощности эффективная, индикаторная и механических потерь;

$G_{ч.н}$ и $G_{ч.хх}$ – часовые расходы топлива на номинальном режиме и холостых оборотах при номинальной частоте вращения.

Для экспериментального определения механического КПД разработан ряд методик, из которых для аграрного производства особый интерес представляют достаточно простые и применимые в полевых условиях (без демонтажа двигателя с агрегата). К числу таких относятся методики Ждановского и Малеева. В последнее время Башкирским ГАУ предложена и новая методика, основанная на переводе двигателей (на период испытаний) на работу с регулированием загрузки пропуском впрысков топлива [3].

Цель исследования – выявление перспектив применения методик определения механического КПД.

Материал и методы исследования. Испытания проводились на стендах регулировочном КИ-22210 и обкаточно-тормозном КИ-1363 по общепринятой методике с использованием тракторного двигателя 4Ч11/13 (эффективной мощностью при номинальной частоте вращения $n_n = 1750$ мин⁻¹, равной $N_e = 45,6$ кВт), оборудованного топливной аппаратурой (ТА) с рядным насосом высокого давления (НВД) типа УТНМ [4,5]. Для сравнительного анализа за основу была принята считающаяся наиболее точной лабораторная методика двойного выбега (ЦНИДИ).

Результаты исследования. Определяющая механический КПД индикаторная мощность двигателя во многом зависит от качества работы его ТА. В связи с этим предварительно (до определения механического КПД) она тщательно регулировалась по современной методике на номинальной частоте вращения кулачкового вала НВД на увеличенную на 10% цикловую подачу (73 мм³/цикл).

Испытаниями было определено, что при методике ЦНИДИ механический КПД двигателя составил $\eta_m = 0,718$.

Методика Н.С. Ждановского основана на определении возможной степени загрузки двигателя при работе его на номинальных оборотах на части цилиндров с полной подачей топлива [6,7]. При этом по мощности работающих цилиндров определяется коэффициент загрузки в целом двигателя и по ней с использованием предварительно построенной номограммы (зависимости η_m от коэффициента загрузки двигателя κ) находится его механический КПД.

При холостой работе на одном цилиндре двигатель не развивал номинальную частоту вращения.

При двух работающих цилиндрах максимально развиваемые обороты оказались выше номинальных. До номинальных они были снижены догружением двигателя электродвигателем обкаточно-тормозного стенда. Коэффициент загрузки при этом составил $\kappa = 0,31$ и механический КПД по номограмме оказался $\eta_m = 0,735$, т.е. на 1,7% превышал определённый по методике ЦНИДИ. Это превышение объясняется тем, что у цилиндров, работающих вхолостую, были отключены впрыски топлива, и исчезло давление сгорания в надпоршневых пространствах (и соответственно снизились потери на привод ТА и трение в узлах двигателя с подвижными деталями). Недостатки – сложность применения, обусловленная необходимостью использования тормозного устройства (хотя и малой мощности) и предварительной регулировки ТА с демонтажем с двигателя.

Сущность методики одинарного выбега заключается в том, что двигатель разгоняется без нагрузки до номинальных оборотов, и затем прекращается подача топлива и засекается продолжительность остановки вращения коленчатого вала t .

Поскольку при этом вся накопленная подвижными деталями двигателя энергия затрачивается на преодоление внутренних потерь, то мощность механических потерь может вычисляться по выражению:

$$N_m = J \cdot \omega \cdot \varepsilon_{xx}, \quad (2)$$

где J – общий момент инерции подвижных деталей двигателя;

$\omega = \pi \cdot n_n / 30$ – угловая скорость вращения коленчатого вала на номинальных оборотах n_n ;

$\varepsilon_{xx} = \omega / t$ – угловое замедление его после выключения подачи топлива.

При этой методике трудности возникают с определением общего момента инерции подвижных деталей двигателя J . Его можно найти расчётным путём или экспериментально. При определении расчётным путём учитывают, что из общего момента инерции на маховик обычно приходится 85–90%, коленчатый вал – 6–10% и всё остальное – на возвратно-поступательно движущиеся детали, вентилятор, распределительный вал, водяной и масляный насосы и др. [2]. С учётом этого за общий момент инерции двигателя принимают легко определяемый расчётами момент инерции маховика J_m , соответственно увеличив его.

Для принятого двигателя получились $J_m = 1,1$ кг·м² и $J = 1,1 / (0,85 - 0,90) = 1,22 - 1,29$ кг·м². Экспериментально было определено, что $\varepsilon_{xx} = 60,03$ с⁻². При этом механический КПД составил $\eta_m = 0,763 - 0,773$, однако результаты расчёта механического КПД оказываются, конечно, недостаточно точными.

Для повышения точности расчётов следует заранее по всем двигателям лабораторными испытаниями найти значение J и использовать их в дальнейшем для определения механического КПД.

На точность полученных результатов существенное влияние оказывают и субъективные факторы, проявляющиеся при определении продолжительности остановки вращения коленчатого вала. Так, при наших пяти измерениях были зафиксированы следующие существенно отличающиеся значения (в с.): 2,99; 3,12; 2,95; 3,35; 2,84. Точность можно повысить, измеряя продолжительность остановки соответствующими высокоточными датчиками.

В целом по рассмотренным методикам отметим, что общим их недостатком является необходимость предварительной регулировки ТА, проводимой в настоящее время только в лабораторных условиях. Необходимые для этого демонтажные и монтажные работы, а также транспортировка ТА к месту регулировки и обратно сопряжены с большими затратами времени и средств. Из-за этого на практике нередко регулировку ТА не проводят, да и механический КПД не определяют, а при снижении мощности и повышении расхода топлива двигателя просто направляют на ремонт. При этом зачастую оказывается, что они в ремонте не нуждаются, а требуют лишь простой регулировки ТА.

Методика Башкирского ГАУ основана на регулировке ТА двигателя в полевых условиях с использованием самого двигателя в качестве регулировочного стенда и определении механического КПД по результатам регулировки ТА. Достигается это переводом двигателя (на период испытаний) на работу с регулированием нагрузки количеством впрысков топлива [3, 8]. При таком переводе в работающие цилиндры всегда впрыскивается постоянная по величине номинальная цикловая подача, часовой расход топлива $G_{\text{ци}}$ при этом оказывается пропорциональным числу впрысков и индикаторной мощности двигателя.

Общая схема регулирования ТА представлена на рисунке 1. Цилиндры двигателя разделяются на две группы, ТА одной из которых прокручивает двигатель, а второй регулируется. Группируются цилиндры так, чтобы по возможности обеспечивалось равномерное чередование рабочих ходов поршней, например, при нашем двигателе с порядком работы цилиндров I–III–IV–II в одну группу включая I и IV цилиндры, а в другую – III и II. Регулировка ТА производится поочередно по группам, меняя их местами.

На номинальном режиме двигатель работает без пропуска впрысков, а количество впрысков за минуту β , пропорциональное номинальному часовому расходу топлива, равно:

$$\beta = n_n \cdot i \cdot \tau, \quad (3)$$

где i – число цилиндров;

τ – коэффициент тактности двигателя ($\tau=1$ при двухтактном исполнении и $\tau=0,5$ при четырёхтактном).

Часовой расход топлива, пропорциональный индикаторной мощности двигателя, составляет:

$$G_{\text{ци}} = g_{\text{ц.н}} \cdot \beta = g_{\text{ц.н}} \cdot n_n \cdot i \cdot \tau, \quad (4)$$

где $g_{\text{ц.н}}$ – номинальная цикловая подача.

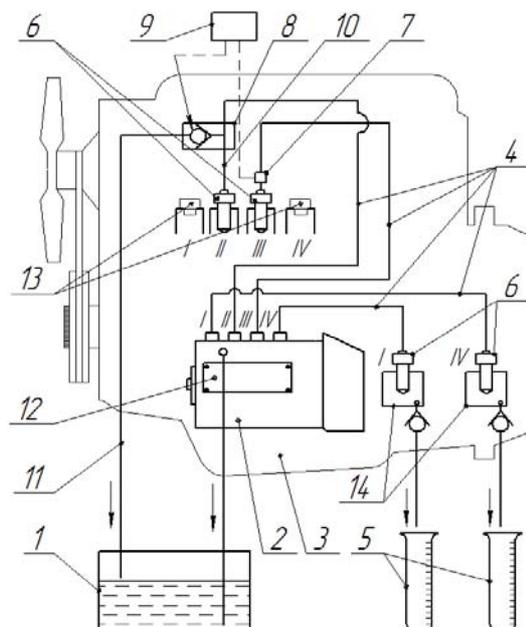


Рис. 1 – Схема регулирования ТА:

1 – топливный бак; 2 и 12 – НВД и крышка люка для регулировки; 3 – двигатель; 4 и 10 – топливопроводы высокого давления; 5 – накопительные ёмкости (мензурки); 6 – форсунки; 7 – датчик давления; 8 и 9 – УПВ и его электронный блок управления; 11 – сливной трубопровод; 13 – пробки-заглушки отверстий головки от снятых форсунок; 14 – УП; I, II, III, IV – номера цилиндров двигателя (секция ТА)

На холостом ходу часовой расход топлива, пропорциональный мощности механических потерь двигателя, равен:

$$G_{\text{хол}} = g_{\text{ц.н}} \cdot \gamma, \quad (5)$$

где γ – число впрысков на холостом ходу.

Ориентировочное количество пропущенных на холостом ходу впрысков z ($z = \beta - \gamma$), пропорциональное эффективной мощности двигателя, можно определить по выражению, полученному с использованием ожидаемого значения механического КПД:

$$z = \eta_m \cdot \beta. \quad (6)$$

В соответствии с этим механический КПД двигателя может определяться по итогам регулировки ТА по выражению:

$$\eta_m = \frac{z}{\beta} = \frac{\beta - \gamma}{\beta} = \frac{G_{\text{ци}} - G_{\text{хол}}}{G_{\text{ци}}} = \frac{g_{\text{ц.н}} \cdot n_n \cdot i \cdot \tau - g_{\text{ц.н}} \cdot \gamma}{g_{\text{ц.н}} \cdot n_n \cdot i \cdot \tau}. \quad (7)$$

Необходимые для регулировки ТА номинальные обороты двигателя на холостом ходу устанавливаются пропуском впрысков топлива, используя соответствующее устройство (УПВ), изображённое на рисунке 2. Основу его составляет электрогидроуправляемый клапан DENSO, применяемый для регулирования цикловой подачи в дизелях 2L-TE и 1KZ-TE японского производства.

При открытом клапане 4 топливо, подаваемое НВД, сливается в бак (впрыск пропускается), а при

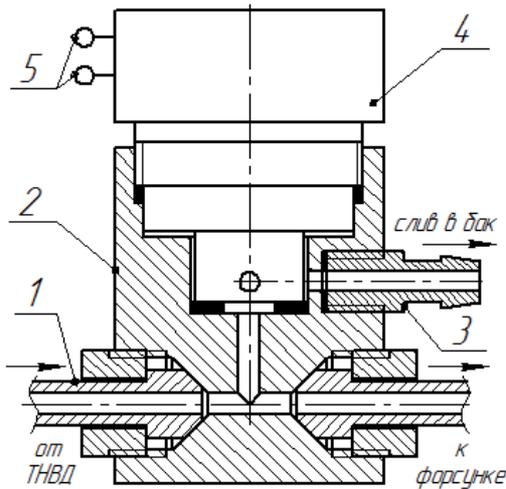


Рис. 2 – Схема УПВ:
 1 – топливопровод; 2 – корпус; 3 – сливной штуцер;
 4 – перепускной клапан (DENSO); 5 – клеммы для подвода напряжения

его закрытии (подачей напряжения на клеммы 5 клапана) оно впрыскивается в цилиндр двигателя. Работой клапана 4 управляет электронный блок, работающий от бортовой электрической сети трактора (комбайна). На его ЖК-дисплее WH1602A отображаются частота вращения вала НВД в мин⁻¹, количество пропущенных на холостом ходу двигателя впрысков z.

Заметим, что по принципу работы УПВ фактически является упрощённым вариантом регулятора двигателей с регулированием нагрузки пропуском впрысков топлива. Пропускать впрыски возможно двояко – только у части цилиндров или равномерно у всех цилиндров.

Число цилиндров i_n , работающих с пропуском впрысков, определим по выражению

$$i_n = i \cdot \eta_m. \quad (8)$$

Как видно, оно возрастает с увеличением числа цилиндров и механического КПД двигателя. Для четырёхтактных двигателей и встречающихся на практике значений η_m (0,7–0,9 [2]) расчётные значения i_n приведены в таблице 1.

1. Зависимость i_n от i и η_m

η_m	Число цилиндров				
	1	2	4	6	8
0,7	0,7	1,4	2,8	4,2	5,6
0,9	0,9	1,8	3,6	5,4	7,2

Как видно, входящие в таблицу величины состоят из целых чисел и их долей. Целые числа соответствуют числу цилиндров, прокручиваемых с полным выключением впрысков (вхолостую), а доли – части пропущенных впрысков цилиндра, работающего с частичным пропуском впрысков. Например, у нашего четырёхцилиндрового четырёхтактного двигателя при $\eta_m=0,7$ число 2,8 указывает, что у двух цилиндров впрыски топлива

выключены полностью, а у третьего – на 80%, а оставшийся четвёртый цилиндр работает вообще без пропуска впрысков.

По таблице 1 также видно, что в этом случае при любом числе цилиндров с частичным пропуском впрысков работает только одна секция ТА, и только её следует оборудовать УПВ. Это существенно упрощает систему регулирования ТА.

На первом этапе (соответствующем схеме рисунка 1) номинальная частота вращения двигателя на холостом ходу обеспечивалась при работах:

- третьего цилиндра без пропуска впрысков;
- второго цилиндра с пропуском части впрысков.

ТА первого и четвёртого цилиндров регулировалась.

На втором этапе группы секций ТА менялись местами и все операции повторялись.

Номинальная частота вращения двигателя на холостом ходу на первом этапе испытаний достигалась при работе третьего цилиндра с 875 впрысками (т.е. без пропуска впрысков) и второго – со 109 впрысками. С учётом этого обстоятельства и того, что общее количество впрысков на номинальном режиме равно 3500, по выражению (7) был определён $\eta_m=0,719$.

На втором этапе с полным количеством впрысков (875) работал первый цилиндр и с частичным (146) – четвёртый цилиндр, механический КПД при этом оказался $\eta_m=0,708$. Среднее значение механического КПД составило 0,714. Выявленные отличия значений механического КПД по двум вариантам (двум сочетаниям цилиндров, работавших без пропусков впрысков i_p и с частичным их пропуском i_n) указывает на необходимость определения среднего значения механического КПД проводя испытания при всех возможных сочетаниях.

Число возможных вариантов сочетаний (испытаний) может определяться с учётом общего числа цилиндров двигателя i по следующему выражению, полученному на основе общеизвестного:

$$C = \frac{i!}{(i - (i_p + i_n))! (i_p + i_n)!}, \quad (9)$$

Как видно, число испытаний резко возрастает с увеличением числа цилиндров (доходит до 30 при 6 цилиндрах). Для нашего четырёхцилиндрового двигателя ($i=4$, $i_p=1$, $i_n=1$) получилось 12 возможных вариантов испытаний.

При регулировании ТА на современных стендах число пропущенных впрысков в цилиндры, работающих с частичным количеством впрысков, варьировалось в пределах от 109 до 146. При этом величина механического КПД менялась в пределах $\eta_m=0,708-0,719$, а среднее значение его составляло $\eta_m=0,713$.

Необходимое большое число экспериментов – результат неидентичности мощностей цилиндров двигателя. Дело в том, что в настоящее время ТА регулируется на стендах с впрыском топлива в среду с противодавлением, равным атмосферному, при

2. Результаты исследования полевых методик определения механического КПД на двигателе 4С11/13

Метод	Механический КПД	Характеристика методики	
		достоинства	недостатки
Малеева (одинарного выбега)	0,768	простота оборудования	необходимость предварительного определения момента инерции подвижных деталей двигателя
Ждановского (номограмм)	0,735	достаточно высокая точность	необходимость предварительного регулирования ТА в лабораторных условиях и сложность испытательного оборудования
Башкирского ГАУ (пропуском впрысков)	0,713	простота оборудования и определение η_m по результатам регулирования ТА в полевых условиях	–

работе же на двигателе впрыск происходит в среду с высоким давлением (определяемым индикаторной диаграммой). Это противодействие снижает цикловую подачу топлива, однако снижение оказывается неравномерным по секциям (из-за неидентичности их гидравлических характеристик) и, как следствие, неодинаковыми оказываются индикаторные мощности работающих цилиндров. С учётом снижения подачи при работе на двигателе ТА обычно регулируют на увеличенную на 10–20-процентную подачу, что вызывает возрастание неравномерности топливоподачи по цилиндрам.

Необходимую идентичность цикловых подач топлива по цилиндрам и на этой основе ограничиться лишь двумя вариантами регулировки ТА можно обеспечить, регулируя секции ТА с впрыском топлива в среду с противодействием, меняющимся в процессе впрыска по закону, близкому к таковому в цилиндре, используя предложенное Башкирским ГАУ устройство противодействия (УП) [9].

При таком регулировании ТА сузились по вариантам поля вариации чисел впрысков от 88 до 97 и механического КПД от 0,722 до 0,725. Среднее значение механического КПД увеличилось на 0,01 и составило $\eta_m = 0,723$. Увеличение его – результат повышения индикаторной мощности двигателя именно за счёт повышения межсекционной равномерности топливоподачи.

Ограничиться двумя вариантами испытаний можно и распределяя пропуски подач равномерно по всем цилиндрам. Однако это существенно усложняет необходимую для экспериментов систему топливоподачи.

Результаты исследования в обобщённом виде приведены в таблице 2.

Как видно по таблице 2, полевая методика Башкирского ГАУ по точности не отличается от высокоточной лабораторной методики двойного выбега (ЦНИДИ). В то же время она имеет серьёзное преимущество – механический КПД определяется по результатам необходимой периодической регулировки ТА в полевых условиях непосредственно на двигателе. Поскольку при регулировке по рекомендуемой методике ТА на всех режимах работает с постоянной номинальной цикловой подачей, то не проявляются и недостатки,

характерные для регулирования нагрузки величиной цикловой подачи на режимах малых подач.

Выводы

1. При известных полевых методиках может обеспечиваться такая же точность, что и при большинстве лабораторных. Практическое их применение затрудняется необходимостью предварительного определения момента инерции двигателя (одинарный выбег), предварительного регулирования ТА в лабораторных условиях и сложность необходимого оборудования (Ждановский).

2. Наиболее совершенной представляется методика Башкирского ГАУ, основанная на переводе двигателя на работу с регулированием нагрузки с пропуском впрысков топлива (рабочих ходов поршней). Она отличается простотой используемого оборудования и, что особенно ценно, позволяет определять η_m просто по итогам регулирования ТА непосредственно на двигателе и может применяться при различных типах регуляторов – как центробежных, так и электронных. При электронных регуляторах функцию устройства пропуска впрысков может выполнять сам регулятор (в случае разработки соответствующей программы работы).

Литература

1. Луканин В.Н. и др. Двигатели внутреннего сгорания. Динамика и конструирование. Кн. 2. М.: Высшая школа, 2005. 400 с.
2. Баширов Р.М. Автотракторные двигатели: конструкция, основы теории и расчета. М.: Лань, 2017. 335 с.
3. Баширов Р.М., Сафин Ф.Р., Юльбердин Р.Р. Методика диагностирования и регулирования топливной аппаратуры тракторных дизелей в полевых условиях // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. 2018. № 4 (48). С. 118–123.
4. ГОСТ 18509-88 Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. М.: Изд-во стандартов, 1988. 46 с.
5. ГОСТ 8670-82 Насосы топливные высокого давления автотракторных дизелей. Правила приёмки и методы испытаний. М.: Изд-во стандартов, 1982. 5 с.
6. Ждановский Н.С. К определению механических потерь автотракторных двигателей способом выключения цилиндров // Автомобильная и тракторная промышленность. 1952. № 6. С. 5–6.
7. Ждановский Н.С. Бестормозные испытания тракторных двигателей. Л.: Машиностроение, 1966. 178 с.
8. Пат. №2668589. Способ диагностирования и регулирования дизельной топливной аппаратуры на двигателе / Р.М. Баширов, Ф.Р. Сафин, Р.Ж. Магафуров, Р.Р. Юльбердин, М.Ф. Туктаров. опубл. 02.10.18 г.
9. Сафин Ф.Р. Совершенствование методики и средств регулирования топливной аппаратуры автотракторных дизелей // Дис. ... канд. техн. наук. Оренбург, 2015. 145 с.