

Неравномерность топливоподачи в дизелях: проблемы и методы их решения

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

Технико-экономические показатели работы автотракторных дизелей в решающей степени определяются дифференциальной характеристикой (законом) топливоподачи их топливной аппаратуры (ТА) [1]. В настоящее время в большинстве автотракторных дизелей используется простая по конструкции ТА непосредственного действия с нерегулируемым законом топливоподачи. В Башкортостане, например, 87% тракторов оборудованы дизелями с такой аппаратурой. В последние годы стала применяться и конструктивно сложная ТА аккумуляторного типа с электронным управлением, допускающая регулирование закона топливоподачи. Однако если учесть, что в дешёвизне аппаратуры заинтересованы в первую очередь фермеры, то можно предположить, что ТА непосредственного действия ещё долго будет востребована в аграрном производстве. В этой связи дальнейшее её совершенствование не теряет практического значения.

Настоящая работа посвящена совершенствованию ТА непосредственного действия. Результаты исследования могут использоваться и для ТА аккумуляторного типа.

По мере эксплуатации ТА непосредственного действия (износа её основных деталей) существенно нарушается закон её топливоподачи. Корректируют его воздействием на характеризующие его параметры, в частности, на цикловую подачу топлива, идентичность которой оценивается неравномерностью топливоподачи. Неравномерность топливоподачи существенно влияет на мощность и экономичность работы дизелей. Данные различных исследователей по степени её влияния существенно различаются [2–4].

Цель исследования — выявление степени влияния неравномерности топливоподачи на технико-экономические показатели работы дизелей и изыскание способов снижения её влияния.

Материал и методы исследования. Исследование проводили на ТА четырёхтактных дизелей с использованием ныне применяемых и модернизированных нами безмоторных регулировочных и моторных обкаточно-тормозных стендов. Цикловая подача и неравномерность топливоподачи оценивались по ныне применяемой методике [5].

Результаты исследования. Ориентировочная величина цикловой подачи g_c можно определять по выражению:

$$g_c = \mu_p f_p \cdot \tau \sqrt{2(p_f - p_n) / \rho_m}, \quad (1)$$

где $\mu_p f_p$ — эффективное проходное сечение распылителя форсунок;

τ и ρ_m — продолжительность впрыска и плотность топлива;

p_f и p_n — давление начала впрыскивания и противодействие впрыску (давление среды, в которую впрыскивается топливо).

Фактическая величина цикловой подачи определяется испытанием ТА на регулировочных стендах с впрыском топлива в среду с атмосферным давлением. Неравномерность топливоподачи δ при этом оценивается отношением (в %) разницы между максимальной ($g_{u\max}$) и минимальной ($g_{u\min}$) подачами топлива к средней подаче $g_{u.c.p.}$:

$$\delta = [(g_{u\max} - g_{u\min}) / g_{u.c.p.}] \cdot 100\%. \quad (2)$$

Различают межсекционную δ_c и межцикловую δ_u неравномерности топливоподачи. По ГОСТу 10578-95 межсекционная неравномерность на номинальном режиме работы не должна превышать 6% в 2–10-цилиндровых двигателях и 8% при 12 и большем количестве цилиндров [5]. Межцикловая неравномерность допускается до 12%. В эксплуатации регулируется лишь межсекционная неравномерность, причём на стендах с впрыском в среду с атмосферным давлением.

Как видно по выражению (2), межсекционная неравномерность определяется только по экстремуму подач, т.е. только по подачам двух секций ТА. Поэтому, строго говоря, она может объективно оценивать только ТА двухцилиндровых двигателей. Для дизелей с числом цилиндров более двух она определяет только ширину полосы, в которую должны укладываться неравномерности подач всех секций ТА.

По выражению (1) следует, что цикловая подача зависит от противодействия впрыску. При работе ТА на двигателе противодействие впрыску оказывается намного выше атмосферного. Из-за этого цикловая подача на двигателе получается ниже отрегулированной на стенде. С учётом этого обстоятельства ТА регулируют на повышенную на 10–25% подачу. Однако это не позволяет полностью решить проблему, так как снижение на двигателе оказывается не равномерным по цилиндрам двигателя из-за гидравлических неидентичностей как распылителей форсунок ($\mu_p f_p$), так и плунжерных пар.

В таких условиях объективные данные по влиянию неравномерности подачи на показатели работы двигателя можно получить лишь испытаниями ТА на одноцилиндровом двигателе, исключаящими загрязнение результатов указанными неидентичностями. Необходимую неравномерность при этом можно обеспечить поочередно подавая количества топлива, соответствующие рассматриваемой величине неравномерности, например, для случая

средней подачи $g_{cp}=193 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ и $\delta_c=60\%$, чередуя подачи $g_{цmax}=250 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ и $g_{цmin}=135 \text{ мм}^3/\text{цикл}$.

Результаты исследования, проведенного на одноцилиндровом двигателе Ч12/14, изображены на рисунке 1. На графиках $g_e=100\%$ и $N_e=100\%$ соответствуют работе двигателя с постоянной подачей топлива (без чередования подач), равной $193 \text{ мм}^3/\text{цикл}$. Как видно, влияние неравномерности топливоподачи на N_e и g_e начинает заметно проявляться лишь после превышения её 10–20%. Межцикловая неравномерность δ_c влияет намного слабее из-за того, что распределяется по закону нормального распределения [3]. С учётом этого в дальнейших исследованиях она не рассматривалась.

Влияние противодавления впрыску на неравномерность топливоподачи изучали на ТА двигателя Д-245.12 на ныне применяемых стендах (с впрыском в атмосферу) и модернизированных нами путём введения устройства противодавления впрыску (УПВ) [6, 7]. Результаты изучения влияния противодавления на давление начала впрыска форсунок представлены на рисунках 2 и 3. На них противодавления впрыску в заштрихованной зоне соответствуют давлениям в цилиндрах современных автотракторных двигателей к моменту начала впрыска.

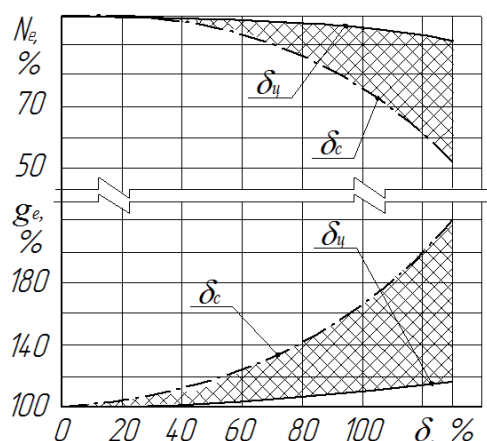


Рис. 1 – Влияние δ_c и $\delta_{ц}$ на мощность (N_e) и удельный расход топлива (g_e) двигателя Ч12/14

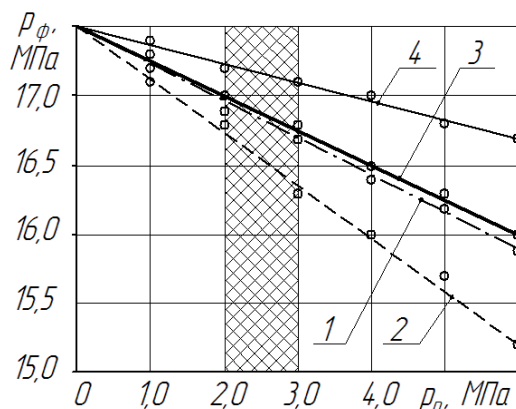


Рис. 2 – Зависимость p_{ϕ} от p_n : 1, 2, 3 и 4 – на этом и следующем рисунках номера форсунок

С увеличением противодавления p_n давление начала впрыска форсунок p_{ϕ} снижалось, причём у каждой форсунки по-своему. Снижение его объясняется действием противодавления на иглу со стороны колодца распылителя в сторону её подъёма, а различия по форсункам – неидентичностью их по гидравлическим характеристикам.

Рисунок 3 показывает, что при регулировании форсунок с учётом противодавления впрыску (на уменьшенное давление начала впрыска $16,7 \text{ МПа}$) влияние частоты вращения кулачкового вала насоса высокого давления (НВД) существенно снижается. Это указывает на целесообразность предварительного регулирования и форсунок введением противодавления впрыску.

У ТА, отрегулированной по обычной методике (с впрыском в атмосферу) на нулевую неравномерность, при проверке на опытном стенде (с противодавлением впрыску) неравномерность топливоподачи оказалась выше (на номинальном режиме – на 8%, а максимального крутящего момента – 16%). При регулировании форсунок и затем в целом ТА на стендах с противодавлением впрыску мощность двигателя повысилась на 2 кВт, а удельный расход топлива снизился на $6,5 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$.

По мере снижения частоты вращения двигателя давление впрыска снижается и неравномерность топливоподачи возрастает. Это подтвердилось испытаниями ТА двенадцатицилиндрового дизеля ЯМЗ-240НБ, находившегося в эксплуатации довольно продолжительное время. На режиме 950 мин^{-1} обеспечивались следующие подачи по секциям ТА ($\text{мм}^3/\text{цикл}$): 95, 80, 104, 94, 90, 94, 95, 98, 100, 90, 96, 75. Отсюда следует, что межсекционная неравномерность подачи составила $\delta_c=32,4\%$ ($g_{цmax}=104$ и $g_{цmin}=75 \text{ мм}^3/\text{цикл}$). На режиме $n=250 \text{ мин}^{-1}$ цикловые подачи по секциям были 73, 39, 80, 75, 67, 61, 76, 70, 69, 84, 76, 71, т.е. межсекционная неравномерность оказалась 73,2% (выше в 2,4 раза) [3].

Из приведённых данных следует, что фиксируемая на практике низкая экономичность работы дизелей на малых частотах вращения и нагрузках – это результат, кроме всего прочего, высокой неравномерности топливоподачи. Для исключения отрицательного влияния малых нагрузок и частот вращения на δ_c и $\delta_{ц}$ целесообразным оказывается сохранение номинальных цикловых подач и на этих режимах. Это парадоксальное условие может реализоваться в двигателях, например, с регулированием мощности последовательным отключением цилиндров (путём прекращения впрыска топлива). Такое регулирование достаточно эффективно уже использовалось на Челябинском тракторном заводе в отечественных двигателях Д108 на режимах пуска и холостого хода [8].

В последние годы интерес к нему заметно вырос. Реализовав его, ряд зарубежных компаний, например, Volkswagen, SKODA, Chevrolet, BMW,

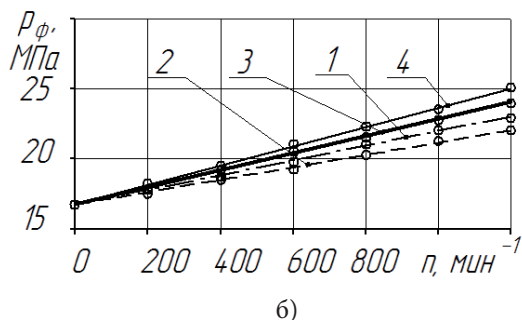
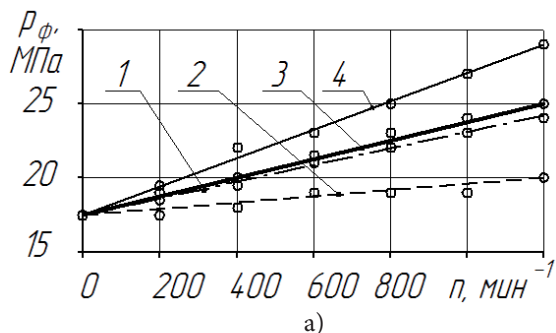


Рис. 3 – Зависимость p_{ϕ} от n при регулировке форсунок с впрыском в атмосферу (а) и в камеру с начальным противодавлением в впрыску 3,0 МПа (б)

Scania, MTU и др., добились заметных успехов [9]. Положительное влияние последовательного отключения цилиндров подтвердилось и нашими испытаниями двигателя Д-240. Они показали, что при уменьшении эффективной мощности на 12 кВт, отключив один цилиндр, можно снизить g_e на 75 г/(кВт·ч), а на 20 кВт (отключив ещё один цилиндр) – ещё на 100 г/(кВт·ч) и так далее.

Отрицательно влияет на неравномерность топливоподачи и типичный для дизелей неустойчивый характер изменения нагрузки. Такой вывод можно сделать, анализируя результаты испытаний на пахоте трактора с двигателем, оборудованным топливной системой с НВД 4ТН8,5х10 и регулятором центробежного типа с фрикционным (кривая 1) и упругим, выполненным в виде спиральной механической пружины (2), приводами (рис. 4) [3]. Как видно, по мере увеличения δ_c мощность N_e снижалась, а погектарный расход топлива возрастал G_T , причём более резко при фрикционном приводе.

Всё это можно объяснить тем, что неустойчивые нагрузки обуславливают колебания частоты вращения последовательно коленчатого и кулачкового валов, валика регулятора и рейки НВД и, в конечном счёте, повышают неравномерность цикловой подачи, усиливающей в свою очередь колебания частоты вращения коленчатого вала двигателя. Гибкий привод, гася высокочастотные колебания рейки НВД, снижает это влияние.

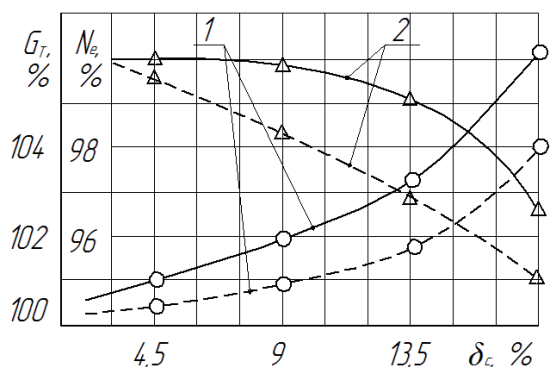


Рис. 4 – Зависимость G_T (кривая 1) и N_e (2) пахотного агрегата от δ_c при фрикционном (сплошные кривые) и упругом (штриховые) приводах регулятора

Полученные при стендовых моторных исследованиях амплитудно-частотная и фазо-частотная характеристики двигателя того же трактора ДТ-54 при работе со штатным НВД и регулятором центробежного типа с закреплённой рейкой (линия 1, рис. 5) и без её закрепления (2) подтверждают обоснованность такого вывода [3].

В целом получается, что на неустойчивых режимах работы появляется дополнительная составляющая неравномерности топливоподачи (назовем её динамической), которая, складываясь с неравномерностью, определяемой выражением 2 (которую условно можно назвать статической), ещё больше снижает экономичность работы двигателя. При такой ситуации положительного эффекта можно достичь и снижением динамической составляющей неравномерности топливоподачи путём использования, кроме всего прочего, устройств, корректирующих скоростные характеристики подачи топлива по мере возрастания нагрузки (снижения частоты вращения двигателя) в сторону увеличения и наоборот. Эффект окажется, естественно, наилучшим, если коррекция будет производиться безинерционно, например, как при системах аккумуляторного типа (кривая 3, рис. 5).

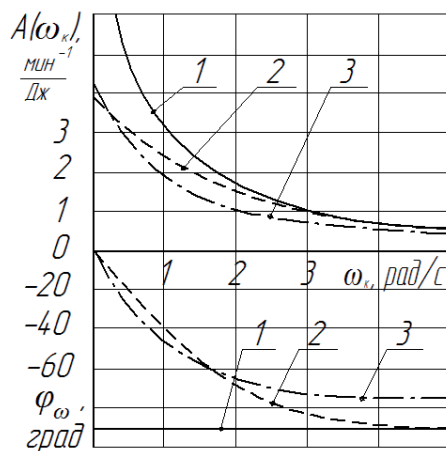


Рис. 5 – Амплитудно- и фазочастотная характеристики двигателя 4ЧН12,5/15,2 при работе на тормозном стенде с ТА аккумуляторного типа (кривая 3) и с насосом непосредственного действия с закреплённой рейкой (1) и без её закрепления (2)

Все вышеприведённые данные объясняют и существенные отличия результатов следующих исследований.

Стеновыми исследованиями на установившихся нагрузках рассмотренного двигателя 4Ч12,5/15,2 на номинальном режиме НАТИ, например, установлено, что увеличение δ_c до 12% вообще не влияет на мощность и удельный расход топлива.

Данные рисунка 1, полученные в результате испытания на установившемся режиме работы, соответствуют этому выводу. Данные же рисунка 4, полученные на неуставившихся режимах работы, указывают на более резкое влияние неравномерности топливоподачи и раскрывают её причину — появление динамической составляющей неравномерности топливоподачи.

Л.К. Челпан стеновыми испытаниями выявил, что у четырёхцилиндрового тракторного двигателя 4Ч10,5/12 при увеличении δ_c на 30% удельный расход топлива в целом по двигателю возрастает всего на 4 г/кВт·ч.

Неравномерность топливоподачи он менял в соответствии с выражением (2) изменением производительности только двух секций НВД. Вполне логично предположить, что если бы он регулировал производительности и двух других секций на g_{umax} и на g_{umin} , то удельный расход топлива двигателя в целом мог бы возрасти в 2 раза. Это свидетельствует о необъективности современной методики оценки неравномерности топливоподачи.

Приведённые выше данные позволяют сделать вывод о том, что у многоцилиндровых дизелей неравномерность топливоподачи целесообразно определять с учётом подачи всех секций ТА по выражению [10]:

$$\delta_c = \frac{1}{i}(\delta_{c1} + \delta_{c2} + \dots + \delta_{ci}) = \frac{1}{i} \left(\frac{\left| g_u^1 - \frac{1}{i} \sum_1^i g_u^i \right|}{\frac{1}{i} \sum_1^i g_u^i} + \frac{\left| g_u^2 - \frac{1}{i} \sum_1^i g_u^i \right|}{\frac{1}{i} \sum_1^i g_u^i} + \dots + \frac{\left| g_u^i - \frac{1}{i} \sum_1^i g_u^i \right|}{\frac{1}{i} \sum_1^i g_u^i} \right), \quad (3)$$

где i — число цилиндров двигателя (секций системы топливоподачи);

$g_u^1, g_u^2, g_u^3 \dots g_u^i$ — цикловые подачи секции ТА, мм³/цикл;

δ_{ci} — неравномерности подачи секций, определённые с использованием средней подачи ТА, %;

$\frac{1}{i} \sum_1^i g_u^i$ — средняя цикловая подача секций ТА, мм³/цикл.

Интересно и то, что при оценке по этому выражению снимается противоречие по неравномерности подачи и ТА двигателей с регулированием мощности последовательным отключением цилиндров.

При таком регулировании неравномерность должна быть, очевидно, максимальной при работе на одном цилиндре и минимальной при одном отключённом цилиндре. При расчёте по выражению (3) у четырёхцилиндрового двигателя, например, при работе на одном цилиндре она составит 200%, двух — 133, трёх — 50. В случае же её оценки по выражению (2) при любом количестве отключённых цилиндров неравномерность будет равна 200%.

Выводы

1. В условиях эксплуатации закон топливоподачи ТА непосредственного действия не регулируется. Корректируется он воздействием на характеризующие его показатели, в частности, на цикловую подачу топлива (активный ход плунжера) на специальных стендах, имитирующих установившийся режим работы дизеля, впрыскивая топливо в среду с атмосферным давлением. Неравномерность топливоподачи по секциям определяется по экстремуму подач, т.е. по подачам только двух секций ТА. Из-за этого она может характеризовать работу ТА только двухцилиндровых двигателей.

2. В дизелях впрыск производится в среду с высоким (возрастающим по мере впрыска) давлением. К тому же основную часть времени дизели работают на режимах неуставившихся нагрузок. Вследствие всего этого реальная неравномерность топливоподачи при работе на двигателе оказывается намного выше достигнутой на стенде и, как следствие, мощность двигателя пониженной, а расход топлива — повышенным. С уменьшением частоты вращения и нагрузки двигателя неравномерность топливоподачи возрастает.

3. Влияние неравномерности топливоподачи на показатели работы многоцилиндровых дизелей целесообразно исследовать по предложенной методике — на одноцилиндровом двигателе, работающем на неуставившейся нагрузке, обрабатывая результаты испытаний по предложенному выражению.

4. Отрицательное влияние неравномерности топливоподачи на показатели работы дизелей можно существенно снизить:

- повышением идентичности гидравлических характеристик линии как высокого, так и низкого давлений ТА;

- регулированием предварительно форсунок и затем в целом ТА на стендах с противодавлением впрыску, меняющимся в процессе впрыска в соответствии с индикаторной диаграммой двигателя;

- снижая статическую и динамическую её составляющих путём безинерционного корректирования скоростных характеристик топливной аппаратуры, в частности электронными устрой-

ствами, или используя аккумуляторные системы топливоподачи;

— регулируя мощность двигателя последовательным отключением цилиндров.

Литература

1. Астахов И.В. Подача и распыливание топлива в дизелях / И.В. Астахов, В.И. Трусов, А.С. Хачиян. М.: Машиностроение, 1971. 359 с.
2. Габитов И.И. Улучшение эксплуатационных показателей топливной аппаратуры сельскохозяйственных дизелей путем научного обоснования и реализации в ремонтном производстве технологических процессов, методов и средств диагностирования: дис. ... докт. техн. наук. СПб., 2001. 320 с.
3. Инсафудинов С.З. Совершенствование методики оценки неравномерности подачи топливных систем тракторных дизелей: дис. ... канд. техн. наук. Оренбург, 2005. 152 с.
4. Неговора А.В. Оценка влияния межцикловой неравномерности топливоподачи на технико-экономические показатели дизеля: дис. ... канд. техн. наук. Уфа, 1997. 167 с.
5. ГОСТ 10578-95 Насосы топливные дизелей. Общие технические условия. Введ. 1997-01-07. М.: Госстандарт России, 1995. 19 с.
6. Пат. на изобретение №2542648. Российская Федерация. Стенд для испытания и регулировки форсунок / С.З. Инсафудинов, Ф.Р. Сафин, Э.М. Гайсин // Открытия. Изобретения. 2015. Бюл. № 5.
7. Сафин Ф.Р., Гайсин Э.М. Модернизация регулировочных стендов топливной аппаратуры автотракторных дизелей введением противодавления впрыску топлива // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. 2016. № 3. С. 94–100.
8. Гайсин Э.М. Повышение топливной экономичности тракторных дизелей регулированием режимов их работы пропуском подачи топлива: дис. ... канд. техн. наук. СПб., 2007. 127 с.
9. Грехов Л.В., Габитов И.И., Неговора А.В. Конструкция, расчёт и технический сервис топливоподающих систем дизелей. М.: Легион-Автодата, 2013. 292 с.
10. Баширов Р.М. Топливные системы автотракторных дизелей. Уфа: Гилем, 2005. 204 с.