

УДК 621.436

И.В. Парсаданов, д-р техн. наук, С.И. Третьяков, асп.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ УГЛА НАЧАЛА ПОДАЧИ ТОПЛИВА НА ПОКАЗАТЕЛИ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАПРЯЖЕННОСТИ И ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

Среди конструктивных и регулировочных параметров дизеля можно выделить угол начала подачи топлива (УНПТ), поскольку он позволяет существенно влиять одновременно на динамическую напряженность цикла, топливную экономичность и токсичность отработавших газов.

От УНПТ зависят период индукции, протекание фазы быстрого сгорания, и соответственно, скорость нарастания давления, максимальное давление сгорания, образование оксида азота. Для конкретного скоростного режима дизеля существует оптимальный по топливной экономичности угол, определяемый временем начала сгорания.

Однако при проведении исследований по оценке влияния начала подачи топлива на показатели двигателя, как правило, пользуются геометрическим (установочным) углом опережения подачи топлива (УОПТ), который определяется от момента начала активного хода плунжера до ВМТ. В литературе, как правило, приводятся данные по оценке влияния на показатели двигателя УОПТ топлива [1,2,3], который зависит не только от условий организации смесеобразования и сгорания, но и от особенностей топливной аппаратуры.

Целью выполненной работы является установление взаимосвязи между УНПТ и УОПТ, анализ влияния начала подачи топлива на динамическую напряженность и топливную экономичность быстроходного дизеля, выбор закона управления началом подачи топлива и направления дальнейших исследований по обобщению влияния УНПТ на показатели дизелей различных конструкций.

УОПТ определяется активным геометрическим ходом плунжера при прокручивании коленчатого вала двигателя по страгиванию мениска топлива в прозрачной трубке, установленной на штуцер секции топливного насоса высокого давления.

УНПТ определяется по осциллограмме подъема иглы форсунки, и, как правило, отстает от УОПТ на некоторый угол, называемый углом задержки начала подачи топлива (УЗПТ):

$$\theta_n = \theta_y - \Delta\theta, \quad (1)$$

где θ_n – угол начала подачи топлива, θ_y – угол опережения подачи топлива, $\Delta\theta$ – угол задержки подачи топлива.

УЗПТ зависит от геометрических параметров топливной аппаратуры, интенсивности начальной стадии подачи топлива насосом высокого давления, остаточного давления топлива в нагнетательном трубопроводе и давления предварительной затяжки пружины иглы форсунки.

Для установления взаимосвязи между УНПТ и УОПТ проведены экспериментальные исследования на быстроходном дизеле 6ЧН12/14 (СМД-31), отрегулированном на мощность 200 кВт при номинальной частоте вращения коленчатого вала 2000 мин⁻¹ и имеющего запас крутящего момента 15% при частоте вращения коленчатого вала 1600 мин⁻¹. На двигатель был установлен распределительный топливный насос высокого давления 581.1111004, форсунки ФД 22, отрегулированные на давление начала подъема иглы 17,5 МПа, с четырьмя распыливающими отверстиями диаметром 0,38 мм и трубопроводы высокого давления, имеющие длину 900 мм и внутренний диаметр 2 мм.

Определение перемещения иглы форсунки проводилось индуктивным датчиком с использованием цифрового анализатора AVL. Результаты исследований приведены на рис. 1.

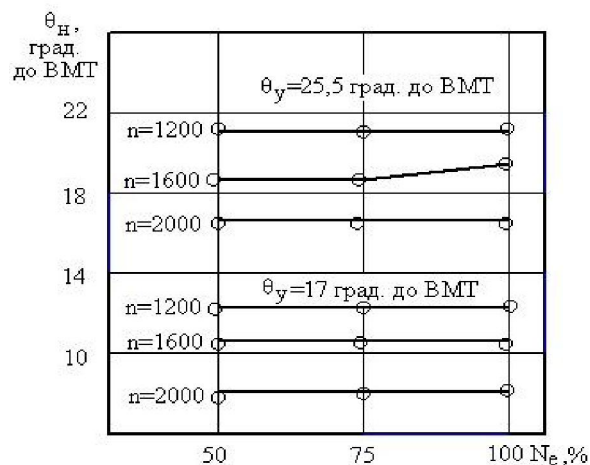


Рис. 1. Изменение УНПТ от мощности дизеля при различных частотах вращения коленчатого вала и углах опережения подачи топлива

Как видно из рисунка, изменение нагрузки, а следовательно, цикловых подач топлива и давления газа в цилиндре в момент подачи топлива практически не оказывает влияния на УНПТ при различных частотах вращения коленчатого вала и УОПТ. УНПТ зависит только от частоты вращения коленчатого вала двигателя и УОПТ.

Данные исследования позволили определить УЗПТ для исследованного дизеля в зависимости от частоты вращения коленчатого вала (рис.2.).

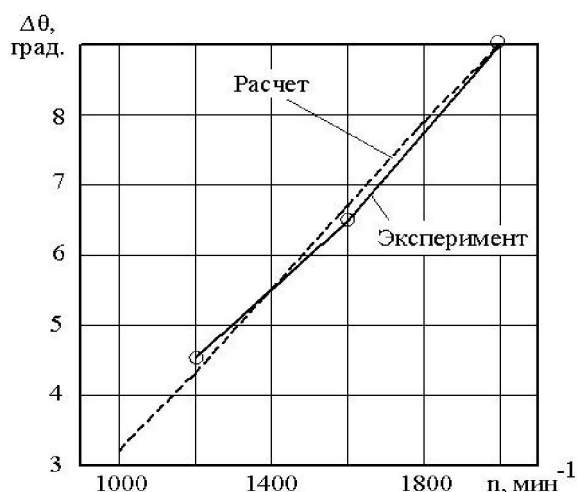


Рис.2. Зависимость угла задержки подачи топлива от частоты вращения коленчатого вала дизеля, $N_e=100\%$

Анализ результатов эксперимента показывает, что при максимальной нагрузке увеличение частоты вращения коленчатого вала с 1200 до 2000 мин^{-1} приводит к возрастанию $\Delta\theta$ с 4,5 до 9 градусов. Это обусловлено гидравлическими (сжимаемость жидкости, газов) и динамическими (инерция, волны давлений) процессами, происходящими на линии нагнетания в момент начала подачи топлива и разницей во времени, отводимом на данные процессы в связи с изменением угловой скорости вращения коленчатого вала.

Результаты исследований аппроксимированы уравнением:

$$\Delta\theta = 5,85 \cdot 10^{-3} n - 2,7. \quad (2)$$

Следовательно, для любого скоростного режима исследуемого двигателя, зная УОПТ, можно найти УНПТ:

$$\theta_n = \theta_y - (5,85 \cdot 10^{-3} \cdot n - 2,7). \quad (3)$$

Дальнейший анализ влияния УНПТ на показатели динамической напряженности и топливной экономичности дизеля 6ЧН12/14 и проведены с использованием зависимости (3).

На рис. 3 приведены зависимости периода индукции (τ_i), степени повышения давления (λ), максимального давления сгорания (p_z), максимальной скорости нарастания давления $(dp/d\alpha)_{\max}$ и удельного эффективного расхода топлива от УНПТ при различных частотах вращения коленчатого вала двигателя и 100% нагрузке.

С увеличением УНПТ уменьшается плотность и температура заряда в цилиндре двигателя в момент подачи топлива, что вызывает увеличение периода индукции. При $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ и при $N_e=100\%$ изменение УНПТ с 8 до 20,5 градусов приводит к увеличению τ_i с $0,42 \cdot 10^{-3}$ до $0,51 \cdot 10^{-3}$ сек. Уменьшение частоты вращения коленчатого вала при полной нагрузке двигателя с 2000 мин^{-1} до 1200 мин^{-1} вызывает почти двукратное увеличение τ_i и более крутое изменение от УНПТ.

Степень повышения давления λ , максимальное

давление сгорания p_z и максимальная скорость нарастания давления $(dp/d\alpha)_{\max}$ наряду с периодом индукции зависят во многом и от второго периода (быстрого) сгорания топлива. Анализ данных, представленных на графике, показывает следующее.

Максимальное давление сгорания. С увеличением УНПТ максимальное давление сгорания также увеличивается. При частоте вращения коленчатого вала двигателя 2000 мин^{-1} и 100% нагрузке изменение УНПТ с 8 до 20 градусов до ВМТ приводит к увеличению p_z с 10,0 до 14,0 МПа, а при 1200 мин^{-1} с 8,7 до 12,3 МПа. При постоянном УНПТ изменение p_z от частоты вращения коленчатого вала двигателя связано с протеканием внешней характеристики и максимальные значения достигаются на скоростном режиме максимального крутящего момента (1600 мин^{-1}).

Степень повышения давления и скорость нарастания давления. Большим значениям степени повышения давления соответствует более жесткая работа дизеля, которую оценивают максимальной скоростью нарастания давления $(dp/d\alpha)_{\max}$. Чем выше значения $(dp/d\alpha)_{\max}$, тем больше динамическая напряженность двигателя. При увеличении УНПТ λ и $(dp/d\alpha)_{\max}$ увеличиваются. Причем, чем выше частота вращения коленчатого вала, тем ниже λ . Увеличение УНПТ с 8 до 20 градусов при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ приводит к увеличению λ с 1,2 до 1,6, а при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ с 1,62 до 2,23. При этих же условиях изменение скорости нарастания давления следующее: при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ $(dp/d\alpha)_{\max}$ увеличивается с 0,3 до 0,6 МПа/град., а при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ – с 0,35 до 0,745 МПа/град.

Увеличение динамической напряженности может приводить к ухудшению показателей надежности двигателя, поэтому максимальные давление сгорания и скорость нарастания давления ограничивают на основании расчетных и экспериментальных данных. Для дизеля СМД-31 p_z ограничивают величиной 13,0 МПа, $(dp/d\alpha)_{\max}$, как и для большинства дизелей с газотурбинным наддувом 0,6...0,7 МПа/град.

Удельный эффективный расход топлива. Каждый двигатель в зависимости от условий организации топливоподачи, смесеобразования и сгорания имеет оптимальный по топливной экономичности УНПТ. Так как, условия топливоподачи, смесеобразования и сгорания меняются с изменением частоты вращения коленчатого вала и нагрузки, то, очевидно, что оптимальный

УНПТ будет зависеть от этих параметров. Из рис. 3 видим, что угол начала подачи топлива существенно влияет на удельный эффективный расход топлива.

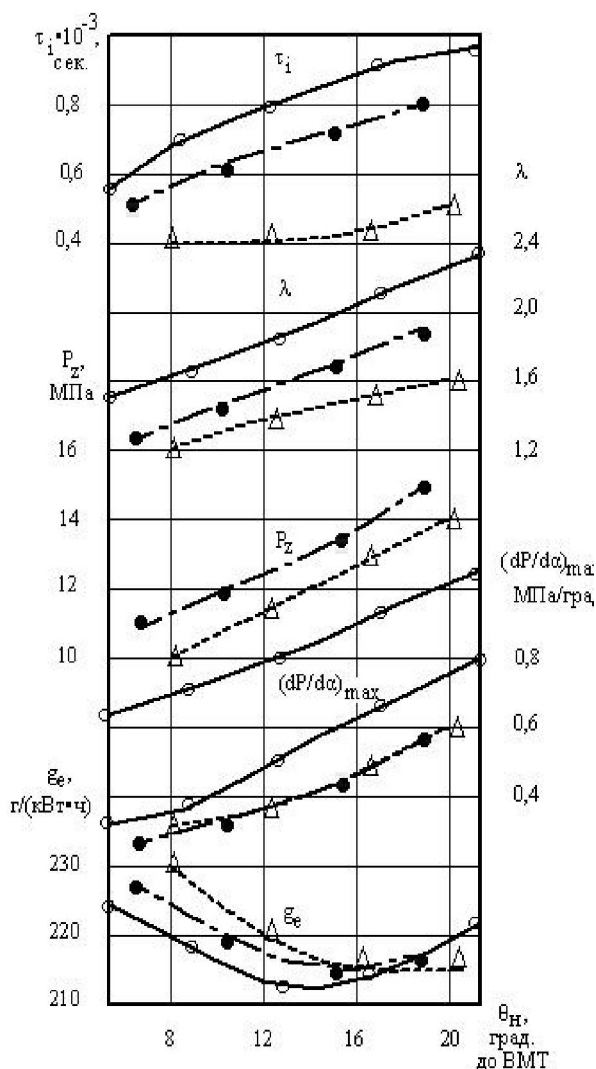


Рис. 3. Зависимости показателей динамической напряженности и топливной экономичности дизеля от угла начала подачи топлива, $N_e=100\%$:

○ — при $n=1200 \text{ мин}^{-1}$ ● — при $n=1600 \text{ мин}^{-1}$
 △ — при $n=2000 \text{ мин}^{-1}$

На рис. 4 приведены зависимости оптимального по удельному эффективному расходу топлива УНПТ в зависимости от частоты вращения коленчатого вала при мощности дизеля 50, 75 и 100 %.

При увеличении частоты вращения коленчатого вала сокращается время на подготовку топлива к сгоранию, изменяются условия протекания гидродинамических процессов в топливной системе и значения оптимальных по топливной экономичности УНПТ увеличиваются. При $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ и 100 % нагрузке оптимальный угол начала подачи топлива составляет 13,5 градусов до ВМТ, а при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ – 20,5 градусов.

С возрастанием нагрузки оптимальный УНПТ увеличивается. Это объясняется тем, что увеличение

цикловых подач приводит к росту продолжительности сгорания и для обеспечения его наибольшей эффективности (сокращение фазы диффузионного горения на линии расширения) топливо необходимо подавать в цилиндр двигателя раньше. Причем с увеличением частоты вращения коленчатого зависимость УНПТ от нагрузки возрастает. Если при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ при изменении нагрузки с 50% до 100% угол начала подачи топлива изменяется на 1,5 градуса, то при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ – на 2,5 градуса.

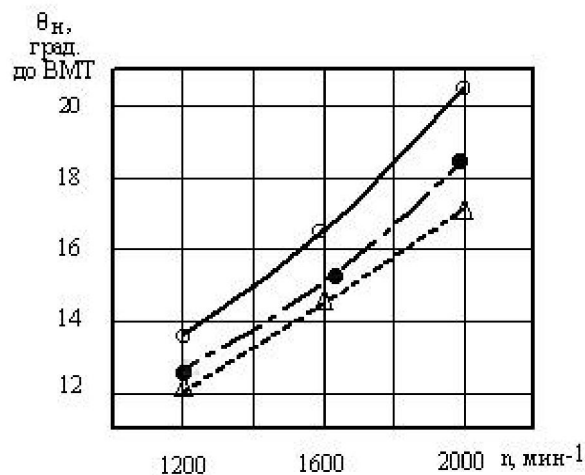


Рис. 4. Зависимости оптимального по удельному эффективному расходу топлива УНПТ от частоты вращения коленчатого вала при различных значениях мощности дизеля:

○ — $N_e=100\%$ ● — $N_e=75\%$
 △ — $N_e=50\%$

На основании проведенных исследований с учетом принятых ограничений по максимальному давлению сгорания, максимальной скорости нарастания давления и условия обеспечения минимального удельного эффективного расхода топлива имеем возможность получить закон управления началом подачи топливом по внешней характеристике.

Из приведенных на рис.5 данных следует, что для обеспечения ограничения по p_z УНПТ следует ограничивать значением 15,5 град. до ВМТ при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ и 16 град. при $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$. Для обеспечения ограничения по $(dp/d\alpha)_{\max}$ УНПТ не должен превышать 20,5 град. до ВМТ при $n = 1600 \dots 2000 \text{ мин}^{-1}$ и 16 град. до ВМТ при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$. С учетом данных, приведенных выше, на графике показано рекомендуемое изменение УНПТ по внешней характеристике дизеля 6ЧН12/14.

Выводы. В результате проведенных исследований быстроходного дизеля:

1. Получена зависимость УНПТ от установочного (геометрического) УОВТ, которая представлена в виде функции частоты вращения коленчатого вала.

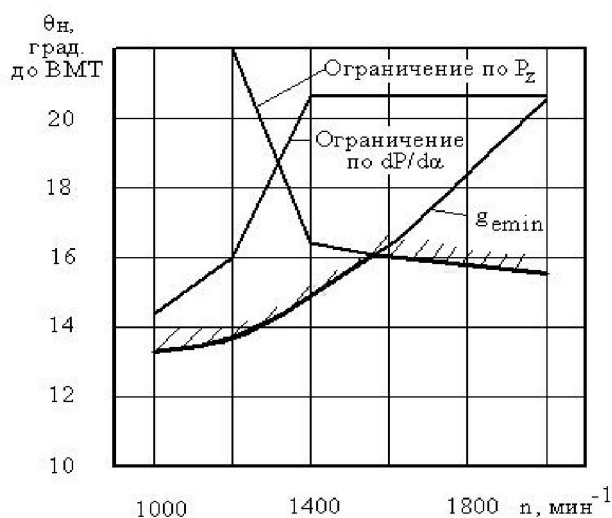


Рис. 5. Изменение УНПТ по внешней характеристике при принятых ограничениях по максимальному давлению, скорости нарастания давления и при минимальном удельном эффективном расходе топлива

2. Установлено влияние УНПТ на показатели динамической напряженности и топливной экономичности дизеля.

3. С учетом принятых ограничений по динамической напряженности и минимальной топливной экономичности предложен закон управления подачей топлива.

Полученные результаты могут быть использованы для обобщения данных по влиянию УНПТ на показатели динамической напряженности и топливной экономичности различных дизелей.

Список литературы:

1. Крутов В.И., Марков В.А., Шатров В.И., Тишин Д.В. Математическая модель системы автоматического регулирования дизеля с турбонаддувом и изменяемым углом опережения впрыскивания топлива // Вестник МГТУ. Сер. Маш.-ние, 1994. – № 1. – С. 55-68.
2. Левин М.И., Островский Э.С., Леснер Е.Ю. Микропроцессорная система управления углом опережения впрыскивания топлива. Статика // Двигательное строительство, 1988. – № 6. – С. 16-18.
3. Мочешников И.А., Френкель А.И. Обобщенные зависимости влияния регулировок дизеля на его токсичность и экономические показатели // Автомобильная промышленность, 1974. – № 11. – С. 17-19.

УДК 621.43

Н.В. Лобов, канд. техн. наук

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА ГАЗООБМЕНА В ДВУХТАКТНОМ ДВИГАТЕЛЕ С КРИВОШИПНО-КАМЕРНОЙ ПРОДУВКОЙ

Широкое распространение в отечественной и мировой практике получили малогабаритные двухтактные бензиновые двигатели с кривошипно-камерной продувкой. Они используются в качестве источника энергии в различном ручном бензиномоторном инструменте. Основными факторами, определяющими их выбор, являются простота конструкции и невысокий вес изделия на 1 кВт снимаемой мощности. Однако, существенным недостатком двухтактных двигателей подобного типа остаются потери топливной смеси при осуществлении процесса газообмена и неизменно высокий уровень эмиссии вредных веществ. Исходя из этого, основным вектором в тенденции их развития в настоящее время остается поиск путей минимизации потерь свежего заряда при продувке [1].

Для достижения поставленной цели используются различные пути усовершенствования конструкции двигателя: впрыск топлива, расслоение заряда, управление фазами выпуска и т.д., ведется интенсивная

работа по совершенствованию одномерных и многомерных газодинамических моделей двухтактных двигателей. В настоящей статье приведена методика, позволяющая осуществлять прямой расчет потерь свежего заряда и оценивать степень очистки цилиндра от выхлопных газов в процессе газообмена. Предлагаемая методика позволяет оценить уровень конструкторской разработки на стадии проектирования двигателя и, тем самым, существенно сократить затраты, связанные с освоением новой техники.

Для разработки искомой методики была использована трехмерная газодинамическая модель двухтактного одноцилиндрового бензинового двигателя, подробное описание которой приводится в работе [2]. Расчетная схема двигателя представлена на рис. 1.

Основной отличительной особенностью данной математической модели двигателя является то, что двигатель рассматривается как единая система, в которой имеются системы впуска и выпуска, цилиндр с функциональными каналами и кривошипная камера.