

КОМБИНИРОВАННАЯ ТОПЛИВНАЯ СИСТЕМА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение

Объёмный расход топлива для насоса с кулачковым приводом, скорость истечения топлива из отверстия форсунки и перепад давлений на нём определяется по известным упрощённым формулам:

$$Q_n = f_{пл} c_{пл} = f_{пл} \omega \frac{dh_{пл}}{d\phi}, \quad u_c = \frac{Q_n}{f_c}, \quad \Delta P_c = \frac{\rho_m u_c^2}{2\mu_c^2},$$

где $f_{пл}$, $c_{пл}$, $h_{пл}$ – соответственно площадь плунжера, его мгновенная скорость и перемещение от начала активного хода; ω – угловая скорость вала ТНВД; f_c , μ_c – соответственно площадь сечения и коэффициент расхода распыливающего отверстия.

То есть, закон топливоподачи должен определяться профилем кулачка ТНВД и угловой скоростью вращения его кулачкового вала, скорость истечения топлива из сопла форсунки пропорциональна угловой скорости кулачкового вала ТНВД, а перепад давлений на распыливающем отверстии пропорционален квадрату этой скорости. Данные особенности являются недостатками топливных систем (ТС) непосредственного впрыскивания. При низком скоростном режиме с уменьшением u_c ухудшается качество распыливания топлива, а при увеличении ω очень быстро повышается давление нагнетания, то есть нагрузки в деталях привода ТНВД.

Постановка задачи

Для устранения указанных недостатков предлагается создать комбинированную ТС (КТС) дизеля, оборудовав известную ТС модуляторами импульсов давления топлива (МИД), которые устанавливаются возле форсунок, обратными клапанами, которые устанавливаются над нагнетательными клапанами и совместно представляют собой клапаны двойного действия (КДД), а вместо муфты опережения впрыска топлива установить регулируемый привод (РП) неравномерного вращения кулачкового вала ТНВД, который вместе со стабилизацией объёмной скорости подачи топлива плунжером ТНВД выполняет функции муфты опережения впрыска топлива. Также необходимо разработать методику определения рациональных параметров

узлов предлагаемой КТС.

Материал исследований

Возможность совместного использования указанных устройств и основные преимущества такого решения были показаны в работе [1]. РП ТНВД преобразует равномерное вращение приводного вала ТНВД в неравномерное вращение кулачкового вала ТНВД и реализует бесступенчатое регулирование степени неравномерности вращения вала ТНВД. Применение в КТС дизеля РП ТНВД позволяет (помимо интенсификации топливоподачи) снизить или убрать зависимость скорости истечения топлива из отверстия форсунки и перепада давлений на нём от угловой скорости вращения кулачкового вала ТНВД. Использование в КТС МИД позволяет снизить нагрузки, действующие на ТНВД при интенсификации процесса топливоподачи на частичных скоростных режимах работы дизеля. При этом среднее давление впрыскивания топлива на указанных режимах возрастает, а продолжительность впрыскивания сокращается. КДД позволяет повысить эффективность работы топливной системы дизеля, оборудованного МИД; стабилизировать уровень остаточного давления топлива в ТС дизеля при его работе на частичных скоростных режимах.

Функциональная схема предлагаемой КТС показана на рис. 1а, а упрощённая принципиальная гидромеханическая схема КТС показана на рис. 1б.

На принципиальной гидромеханической схеме КТС даны следующие обозначения: 1 – бак, 2, 4 – фильтры очистки топлива, 3 – подкачивающий насос, 5 – кулачковый вал ТНВД, 6 – плунжерная секция ТНВД, 7 – РП ТНВД, 8 – КДД, 9 – форсунка, 10 – МИД, 11 – перепускной клапан.

При разработке РП ТНВД были учтены принципы [2] организации регулируемого неравномерного вращения кулачкового вала ТНВД: синхронизация работы ТНВД и дизеля; идентичность процессов впрыскивания в цилиндры; регулирование фазы неравномерного вращения; ограничение степени неравномерного вращения; регулирование угла опережения впрыскивания. Графики изменения мгновенной угловой скорости ω_n вала ТНВД, удовлетворяющие указанным принципам, приведе-

ны на рис. 2, на котором даны следующие обозначения: $\omega_{н.ном}$, $\omega_{н.хх}$, $\omega_{н.ср}$, $\omega_{н.кр.м}$ – соответственно угловая скорость вала ТНВД на номинальном режиме, на режиме холостого хода, средняя, на режиме максимального крутящего момента; φ_n – угол поворота входного вала привода ТНВД; Φ_v – угол поворота вала двигателя между двумя последовательными вспышками топлива в цилиндрах. Уровни средних скоростей вала ТНВД пропорциональны частотам вращения вала дизеля. Участки активного хода плунжеров выделены штриховкой; наклон их левых границ соответствует изменению угла опережения впрыскивания, а правых – изменению цикловых подач топлива.

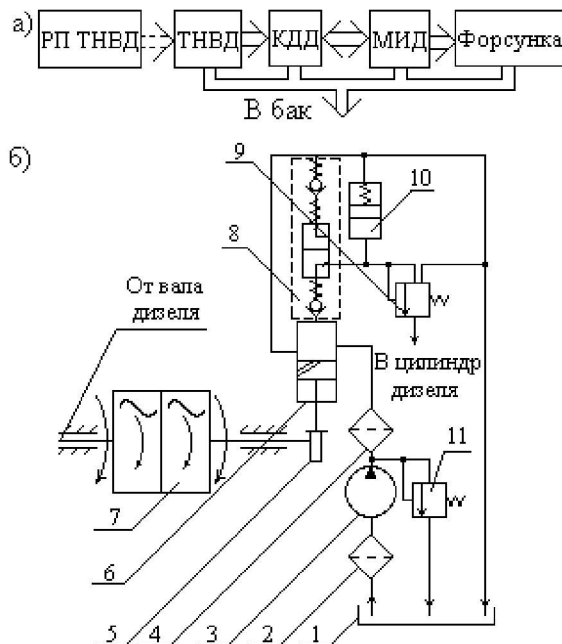


Рис. 1. Схемы КТС транспортного дизеля

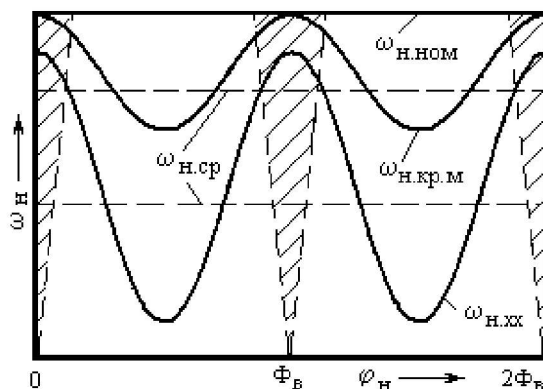


Рис. 2. Изменения мгновенной угловой скорости кулачкового вала ТНВД

Для реализации указанного характера измене-

ния угловой скорости вращения кулачкового вала ТНВД его РП оснащён двумя механическими преобразователями угловых скоростей, установленными последовательно друг за другом. Передаточные функции преобразователей удовлетворяют условию взаимной обратимости, т.е. они изготавливаются кинематически идентичными и устанавливаются «зеркально» (выходными валами навстречу друг другу). В качестве преобразователей предлагается использовать шарниры Гука (ШГ) или кулачково-синусные механизмы (КСМ), которые являются кинематическим аналогом ШГ.

Формула для определения угловой скорости вала РП ТНВД имеет вид

$$\omega_n = J_c \cdot \omega_\delta \cdot J(\Psi + \delta) / J(\Psi), \quad (1)$$

где J_c – передаточное отношение существующего штатного привода ТНВД; ω_δ – угловая скорость вращения вала дизеля; $J(\Psi)$ – передаточная функция для угловых скоростей входного и выходного валов РП; δ – угол изменения фаз законов передаточного отношения между ведущим и ведомым валами РП.

Степень неравномерности зависит только от величины δ . При значении $\delta=0$ кулачковый вал вращается равномерно, а при $\delta \neq 0$ неравномерно.

На рис. 3а показана кинематическая схема РП на основе ШГ (3 и 4) (РПШГ) [3]. Винтовые пары 1, 2, 5 выполнены в виде косозубых передач. Поворот звена 6 по направлениям, указанным стрелками, приводит к относительному перемещению косозубых шестерён и, к изменению угла δ . Формула передаточного отношения РПШГ

$$j = j_0 [1 + 2R^2 + 2R(1 + R^2)^{0.5} \cdot \sin(2\varphi_2 - 2\beta)] \quad (2)$$

где R – параметр неравномерности, $R = 0.5 \cdot \sin \alpha \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta$; β – фаза смещения синусоиды, $\beta = 0.5 \arctg(0.5(\cos \alpha + 1/\cos \alpha) \cdot \tan \delta)$; φ_1 , φ_2 – углы поворота шестерён 1 и 2, связанных с валом дизеля и валом насоса передачами с постоянными передаточными отношениями.

Кинематическая схема РП на основе КСМ (РПКСМ) [4] показана на рис. 3б. Все указанные выше возможности (такие же, как и у РПШГ) в РПКСМ реализуются за счёт соответствующей формы профиля кулачковой шайбы 1. На рис. 3б показана форма профиля кулачковой шайбы преобразователя для привода восьмикулачкового вала ТНВД дизеля ЯМЗ-238 с периодом повторения профиля кулачковой шайбы КСМ $\Phi_n = 45^\circ$.

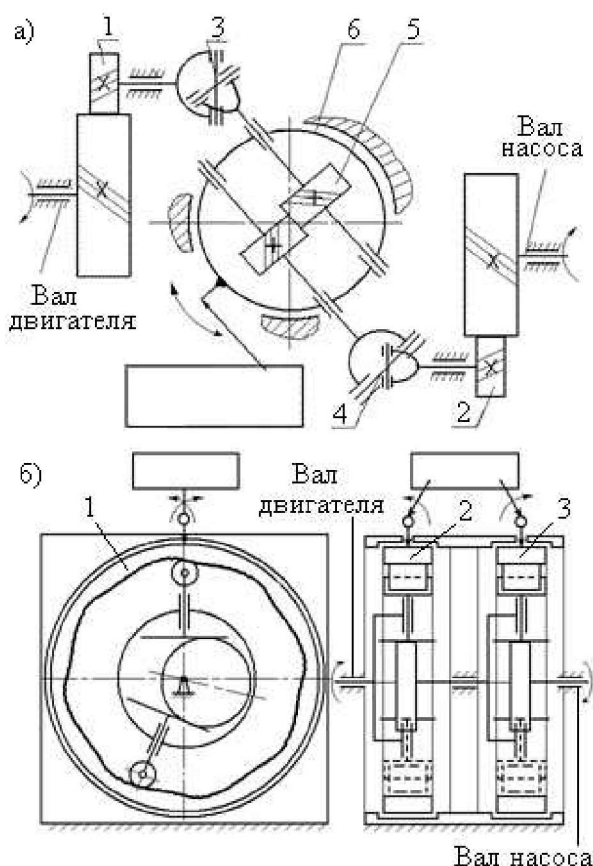


Рис. 3. Кинематические схемы РП ТНВД

Формула передаточного отношения преобразователя для РПКСМ имеет вид

$$j(\varphi_{\text{вх}}) = \frac{\sin^2\left(\frac{i_k}{2} \cdot \varphi_{\text{вх}}\right) + \cos^2\left(\frac{i_k}{2} \cdot \varphi_{\text{вх}}\right) \cdot A_0^2}{A_0}, \quad (3)$$

где i_k – число кулачков на валу ТНВД; $\varphi_{\text{вх}}$ – текущее значение угла поворота входного вала КСМ; $A_0 = \cos \alpha$ – параметр неравномерности, принимающий значение от 0 до 1.

Формула для нахождения радиуса-вектора центрального профиля кулачковой шайбы КСМ

$$\rho(\varphi_{\text{вх}}) = h + R + e \times \left\{ \frac{2}{i_k} \cdot \arctg \left[\frac{\tg\left(\frac{i_k}{2} \cdot \varphi_{\text{вх}}\right)}{A_0} \right] - \varphi_{\text{вх}} + \varphi_{\text{вх}0} + \psi_0 \right\}, \quad (4)$$

где h, R, e – геометрические характеристики КСМ.

При использовании в РПКСМ, двух идентичных преобразователей 2 и 3, выполненных на основе КСМ и установленных последовательно и соосно между валом дизеля и валом ТНВД, становится возможным регулирование степени неравномерности вращения вала привода плунжера за счёт

изменения фаз законов передаточного отношения между ведущим и ведомым валами привода.

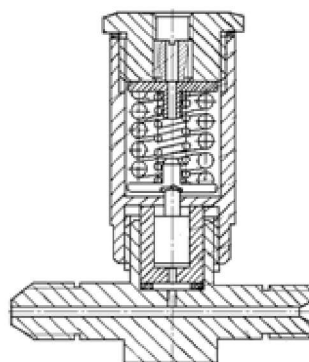


Рис. 4. Конструктивная схема МИД

Использование метода формирования импульса подачи топлива, основанного на применении МИД [5] (рис. 4), позволяет задержать начало впрыскивания и, тем самым, поднять его интенсивность, а в зоне малых подач повысить стабильность.

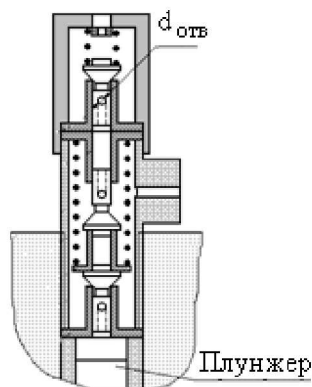


Рис. 5. Принципиальная схема КДД

Преимущества установки МИД в ТС транспортного дизеля максимальным образом реализуются не на всех режимах его работы. Есть так называемые «расчётные» режимы, на которых они реализованы наиболее полно. Именно на этих режимах импульс подачи топлива, распространяющийся по трубопроводу от ТНВД до МИД и к форсунке, имеет оптимальную форму. В этом случае максимальное давление впрыскивания значительно превышает максимальное давление в полости насоса. По мере удаления параметров режима от расчётных (из-за широкого скоростного диапазона работы транспортного дизеля) эффективность использования данного метода снижается. Установка РП ТНВД позволяет сократить диапазон изменения скоростей плунжера на участках нагнетания топли-

ва и, тем самым, повысить эффективность использования МИД. А установка МИД позволяет значительно уменьшить уровень нагрузок в приводе, что снижает габарит и повышает надёжность работы его узлов.

Поскольку использование МИД требует изменения конструкции нагнетательного клапана, предлагается установить в ТНВД дополнительный (обратный) клапан, создав КДД (рис. 5), и обеспечить за счёт него остаточное давление $P_{ост} = 5 \dots 10$ МПа. Одновременно с этим на $5 \dots 10$ МПа должно быть увеличено давление начала подъёма иглы форсунки, что позволило бы получить дополнительное увеличение максимальных давлений впрыскивания.

Диаметр поперечного отверстия $d_{отв}$ (рис. 5) клапана грибовидного типа, определяется по формуле

$$d_{отв} = \frac{9}{16} \cdot \frac{f_{т}^2 \cdot f_{кл}^3}{V_{ш}^3 \cdot (\alpha_{т} P_{ост})^2 \cdot (\mu_{отв} \cos \phi)^2}, \quad (5)$$

где $f_{т}$, $f_{кл}$ – площади поперечного сечения трубопровода и обратного клапана, соответственно; $V_{ш}$ – объём топлива в штуцере ТНВД; $\alpha_{т}$ – коэффициент сжимаемости топлива; $\mu_{отв}$ – коэффициент расхода топлива через обратный клапан КДД; ϕ – угол открытия отверстия обратного клапана КДД.

Из анализа этой формулы следует, что для достижения устойчивой работы обратного клапана КДД при уровне остаточного давления 5 МПа диаметр $d_{отв}$ поперечного канала должен составлять около 1,0 мм, а при 10 МПа – около 0,5 мм.

Выбор рациональных параметров КТС проводится с целью интенсификации впрыскивания топлива на частичных скоростных режимах транспортного дизеля. В качестве критериев интенсификации принимаются: продолжительность впрыскивания топлива, среднее и максимальное давления впрыскивания, а так же максимальный подъем иглы форсунки. Общая методика определения рациональных значений для конструктивных параметров РП ТНВД, МИД и КДД при их совместном действии основана на методиках определения конструктивных параметров каждого из указанных устройств (на примере РПКСМ):

1. Определяем необходимый уровень остаточного давления топлива $P_{ост}$ в топливопроводе высокого давления.

2. Для обеспечения динамической устойчиво-

сти КДД с учетом уровня остаточного давления топлива $P_{ост}$ определяем диаметр поперечного отверстия обратного клапана КДД по уравнению (5).

3. Для обеспечения заданного уровня остаточного давления топлива $P_{ост}$ определяем жёсткость пружины обратного клапана КДД.

4. Определяем основные параметры модулятора импульсов давления топлива [7].

5. Определяем диапазон регулирования степени неравномерности вращения вала ТНВД. Верхний предел для изменения величины передаточного отношения РП определяется по формуле

$$J_{max}(n) \leq \frac{n_{ном}}{n}.$$

Оптимальные для частичных скоростных режимов работы автомобильного дизеля значения максимального передаточного отношения

$$РП \text{ определяются по формуле } J_{max}(n) \geq \sqrt{\frac{n}{n_{ном}}}.$$

6. С учетом верхнего предела для изменения величины передаточного отношения РП определяем параметр неравномерности преобразователя РП.

7. Передаточное отношение $j(\phi_{вх})$ кулачкового-синусного преобразователя определяется по зависимости (3).

8. По выражению (4), определяем радиус-вектор центрального профиля кулачковой шайбы преобразователя РП.

Заключение

Совместное использование в КТС транспортного дизеля метода интенсификации впрыскивания на частичных скоростных режимах работы дизеля, основанного на использовании управляемого неравномерного вращения вала ТНВД, метода интенсификации впрыскивания топлива в дизелях, основанного на использовании МИД, а также метода стабилизации остаточного давления топлива при использовании КДД позволяет усилить положительные стороны каждого из них и устранить те недостатки, которые могут затруднить их практическое использование. То есть, и РП ТНВД, и МИД, и КДД максимальным образом реализуют свои достоинства только при комплексном использовании.

Список литературы:

1. Елистратов В. А. Современные способы повышения топливной экономичности дизелей на частичных скоростных режимах и режимах холостого хода / В. А. Елистратов, С. А. Король // Науковий вісник Інституту економіки та нових технологій імені

Ю. І. Кравченка. – 2004. – № 3(6). – с. 145–149. 2. Король С. А. Основные принципы организации регулируемого неравномерного вращения кулачкового вала топливного насоса дизеля / С. А. Король, А. Л. Григорьев // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – 1998. – № 23. – С. 13–22. 3. Пат. 36170А Україна, МКИ F 02 М. 39/00. Пристрій для управління кутовою швидкістю обертання вала приводу плунжера паливного насоса / Григор'єв О. Л., Король С. О., Єлістратов В. О. ; заявник і власник патенту Кременч. держ. ун-т. – № 99116136; заявл. 10.11.1999 ; опубл. 16.04.2001, Бюл. № 3. 4. Пат. 64250А Україна, МКИ F 02 М. 39/00. Пристрій для управління кутовою швидкістю обертання вала приводу плунжера паливного насоса / Григор'єв О. Л., Король С. О., Єлістратов В. О. Заявник і власник патенту Кременч. держ. ун-т. – № 2003043470;

заявл. 17.04.2003 ; опубл. 16.02.2004, Бюл. № 2. 5. Пат. 22446А Україна, МКИ F 02 М. 63/06. Пристрій для упроркування палива в дизель і газодизель / Розенбліт Г. Б., Григор'єв О. Л., Куриц О. А., Врублевський О. М. ; Заявник і власник патенту Харківськ. нац. техн. ун-т. – № 95114859 ; заявл. 14.11.95 ; опубл. 03.03.98, – Бюл. № 3. 6. Пат. 43843 Україна, МКИ F 02 М. 39/00. Нагнітальний клапан / Єлістратов В. О., Григор'єв О. Л., Король С. О. Заявник і власник патенту Кременч. держ. ун-т. – № А200610172; заявл. 25.09.2006 ; опубл. 10.09.2009, Бюл. № 17. 7. Врублевський А. Н. Повышение топливной экономичности дизелей тепловозов на режимах холодного хода путём интенсификации процесса впрыскивания топлива : автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук : спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» / А. Н. Врублевский. – Х., 1999.

УДК 621.436.1:621.45.01

В.Т. Турчин, інж., В.О. Пильов, д-р техн. наук, О.В. Білогуб, к.т.н., І.М. Карягін, інж., В.Т. Коваленко, канд. техн. наук, С.В. Обозний, інж., В.В. Матвєєнко, асп.

ОЦІНКА ВПЛИВУ КОМПЛЕКСУ КОНСТРУКТИВНИХ ТА РЕГУЛЮВАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ДИЗЕЛЯ ЧН12/14 НА ТЕПЛОНАПРУЖЕНІСТЬ І РЕСУРСНУ МІЦНІСТЬ ПОРШНЯ

Характерною ознакою сучасного двигунобудування є створення перспективних конструкцій автотракторних дизелів, що забезпечують досягнення комплексу прогресивних показників по економічності, екологічності, відношенню міцності до маси, надійності, ресурсу та інших критеріїв якості при подальшому підвищенні потужності. За даними [1] очікуваний рівень їх форсування на 2015 р. перевищуватиме 35 кВт/л. При цьому для двигунів вантажних автомобілів та тракторів показники надійності, за сучасними вимогами, є не менш важливими, ніж економічності та екологічності.

Підвищення рівня форсування вкрай негативно впливає на теплонапруженість та ресурс деталей камери згорання (КЗ). Це суттєво загострює задачу забезпечення ресурсної міцності (РМ) цих деталей, зокрема поршнів, на початкових стадіях їх проектування.

На практиці прогнозування РМ поршня здійснюється шляхом розрахунку величини накопичених пошкоджень за призначений ресурс. На наш погляд найбільш ефективним засобом прогнозування РМ поршня є використання підходу на основі рівняння Поспішила та енергетичного критерію Сосніна, відповідно до якого величина накопичених пошкоджень залежить від сумісної дії процесів утоми d_f та повзучості d_s [2,3]

$$d_{fs}^{порш} = d_f + d_s = \sum_j \sum_k \frac{1}{N_{jk}} + \frac{1}{U^*} \sum_j \sum_k U_k,$$

де N_{jk} – кількість циклів до руйнування матеріалу за умов k -го циклу навантаження; U^* – критична величина питомої енергії розсіювання за умов циклічної повзучості; U_k – питома енергія розсіювання при повзучості за умов k -го циклу навантаження; j – кількість представницьких перехідних процесів теоретичної нестационарної моделі експлуатації двигуна; k – кількість однакових циклів навантаження, що утворюють j -тий перехідний процес.

У цілому на величину $d_{fs}^{порш}$ матеріалу поршня впливає його теплонапруженість та модель експлуатації двигуна. Головним фактором, що визначає теплонапруженість, є температурний стан (ТС) в зоні кромки КЗ.

ТС поршня залежить від особливостей конструкції та властивостей матеріалу, умов теплообміну між робочим тілом та вогневою поверхнею днища поршня, інтенсивністю тепловідводу в гільзу циліндрів та охолоджуюче масло [2,4-6]. На сьогодні визначено вплив на теплонапруженість та РМ умов теплообміну між робочим тілом та вогневою поверхнею днища поршня [2,5] та умов тепловід-