

были изготовлены самодействующие клапаны с предложенными параметрами. Для проверки адекватности результатов расчёта проведено экспериментальное исследование ППК с опытными клапанами. Эксперимент заключался в испытании ППК путём прокручивания вала двигателя от электродвигателя. В исследуемом диапазоне оборотов $900 < n < 1900$ и $1,1 < \pi_{\text{ппк}} < 1,3$, значение которого регулировалось путём дроссельного перепуска со всасывания на нагнетание, определялась мощность, потребляемая компрессором, температура и давление воздуха на всасывании и нагнетании и его расход. Получено хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных по эффективности поршневого компрессора со спроектированными ССТК.

Выводы

Параметры самодействующих клапанов поршневого компрессора, интегрированного в систему наддува двигателя с бесшатунным силовым механизмом, оказывают существенное влияние на экономические параметры двигателя. Поиск рациональных физических и геометрических параметров ССТК, выполненный в соответствии с теорией планирования эксперимента на основе регрессионного анализа, производился с учётом особенностей работы ППК в

составе системы наддува. Полученный набор рациональных значений параметров ССТК был определён из условия обеспечения наиболее экономичной работы двигателя в диапазоне режимов использования ППК в качестве второй ступени наддува при обеспечении максимальной надёжности клапанов.

Список литературы:

1. Г.Хак. Турбодвигатели и компрессоры: Справочное пособие/ Г.Хак - М.: ООО «Издательство Астрель», 2003. - 351 с.
2. Н. Hiereth. Charging the Internal Combustion Engine. Powertrain/ Н. Hiereth, P. Prenzinger - SpringerWien-NewYork, 2007 – 268p.
3. Борисоглебский А.И. Судовые компрессорные машины и установки / А.И. Борисоглебский, Р. В. Кузьмин. – Л.: Судостроение, 1971 – 254 с.
4. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования/ М. И. Френкель. – М.: Машиностроение, 1969 – 744 с.
5. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия / И.В. Парсаданов – Харьков: Издательский центр НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с. – (Монография).
6. Л.В. Грехов. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. Учебник для вузов/Л.В. Грехов. Н.А. Иващенко, В.А. Марков – М.: Легион-Автодата, 2004 – 344 с.
7. Н.К. Шокотов. Основы термодинамической оптимизации транспортных дизелей/ Н.К. Шокотов. – Х.: Вища школа, 1980. – 120 с.
8. Ю.П. Адлер. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий/ Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский – М.: «Наука», 1976 – 278 с.

УДК 621.436

С.И. Тырловой, канд. техн. наук

АМПЛИТУДНО-ФАЗОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛЯТОРОВ ВЫСОКООБОРОТНЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Введение

Распределительные топливные насосы высокого давления (ТНВД), оснащенные в большинстве случаев центробежными регуляторами частоты вращения, используются для высокооборотных автомобильных дизелей, для которых свойственны неустановившиеся режимы при высоких знакопеременных угловых ускорениях коленчатого вала. В эксплуатации возникают отклонения конструктивных параметров как ТНВД, так и регулятора, от заданных [1,2], кроме того, может быть использовано топливо с вязкостью, отличной от нормируемой (например, биотопливо). Это изменяет характеристики системы автоматического регулирования частоты вращения

(САРЧ), и часто приводит к возникновению неустойчивых переходных процессов автомобильного дизеля даже при движении автомобиля по относительно ровному участку асфальтированной дороги [3], что снижает эффективность эксплуатации транспортного средства или делает ее невозможной. Поэтому разработка мероприятий по должной настройке САРЧ высокооборотного автомобильного дизеля в различных случаях эксплуатации является весьма актуальной.

Формулирование проблемы

Проблеме неустановившихся режимов дизелей посвящено множество работ, например, [3-6], однако в доступной литературе отсутствуют исследования

рассматриваемых объектов. При моделировании переходных процессов высокооборотных дизелей имеют место большие градиенты изменения кинетической энергии элементов регулятора, зависящие как от момента времени переходного процесса, так и от положения названных элементов. В этом случае в математическом описании работы регуляторов необходимо учесть изменение кинетической энергии элементов регулятора не только от скорости, но и от координат грузов и муфты измерителя, что в известных методиках не учитывается. Отсутствие адекватной модели препятствует развитию работ по совершенствованию эксплуатационных показателей двигателей с исследуемыми регуляторами. Поэтому в настоящей работе дана уточненная модель регулятора, пригодная для проведения расчетов переходных процессов высокооборотных дизелей и, как первый этап исследования – частотные характеристики названного регулятора при использовании традиционного математического описания и уточненного.

Решение проблемы – моделирование частотных характеристик и анализ полученных результатов

Применение в математической модели регулятора уравнения Лагранжа 2-го рода для механической системы с одной степенью свободы позволяет автоматически учесть изменение кинетической энергии элементов регулятора как от скорости, так и от их координат:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z} = Q_z$$

где z - перемещение муфты измерителя); T – кинетическая энергия системы;

$$Q_z = A(\omega, z) - E(\phi, z) - \theta \frac{dz}{dt} - \text{обобщенная сила.}$$

Кинетическая энергия T регулятора (рис.1) и связанных с ним движущихся деталей элементов насоса определяется следующим образом:

$$T = m_M \frac{U^2}{2} + J_\xi \cdot \frac{\omega_\xi^2}{2} + J_z \cdot \frac{\omega_p^2}{2} + J_R \cdot \frac{\omega_R^2}{2} + m_d \cdot \frac{U_d^2}{2}$$

где m_M и U – масса и скорость муфты измерителя; ω_ξ , J_ξ , ω_p , J_z и ω_R – угловые скорости и моменты инерции грузов и рычага 10 (см. рис. 1); m_d и U_d масса и скорость дозатора 9, подключенного к нижней части рычага 10.

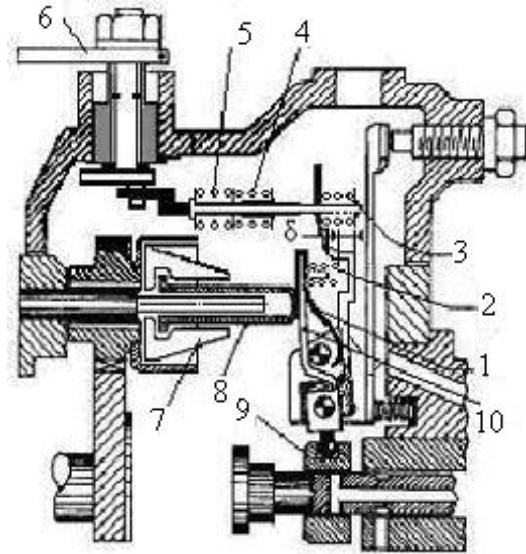


Рис. 1. Схема регулятора

1...5 – пружины многорежимного регулятора (1 – регулирует режим пуска, 2 – холостой ход, 3 – частичные режимы, 4 – максимальный крутящий момент, 5 – максимальные обороты); 6 – рычаг управления; 7 – груз регулятора; 8 – муфта измерителя; 9 – дозатор; 10 – трехплечий рычаг

В уравнение для определения кинетической энергии входят моменты инерции грузов J_z , J_ξ относительно оси Z и оси ξ , перпендикулярной Z . Используя расчетную схему (рис. 2) можно получить аналитические выражения для определения J_z :

$$J_z = \frac{4 \cdot m}{a \cdot b} \cdot (T_1 - T_2 - T_3 + T_4 + T_5 + \frac{2}{3} \cdot T_6), \text{ здесь}$$

$$T_1 = b^4 \cos \psi [0.167 \sin^3 \psi - 0.25 \cos \psi \sin^2 \psi \cdot \varphi \times \\ \times \operatorname{tg}(\psi - \alpha) + 0.167 \sin \psi \cos^2 \psi \cdot \operatorname{tg}^2(\psi - \alpha) - \\ - \cos \psi \cdot \operatorname{tg}^3(\psi - \alpha)] / 24 \dots$$

Аналитическое выражение для $J_z = J_z(\psi)$ весьма громоздко для приведения его целиком в данной статье. Выполненные расчеты позволили получить простое аппроксимирующее уравнение, которое далее целесообразно использовать для расчета переходных процессов системы автоматического регулирования:

$$J_z = 0.1545 \cdot \psi + 9.581 \cdot$$

(здесь J_z в $\text{г} \cdot \text{см}^2$, ψ – в градусах).

Момент инерции груза в относительном движении $J_\xi = 16 \cdot m \cdot a^3 / b \cdot \cos^5 \alpha$.

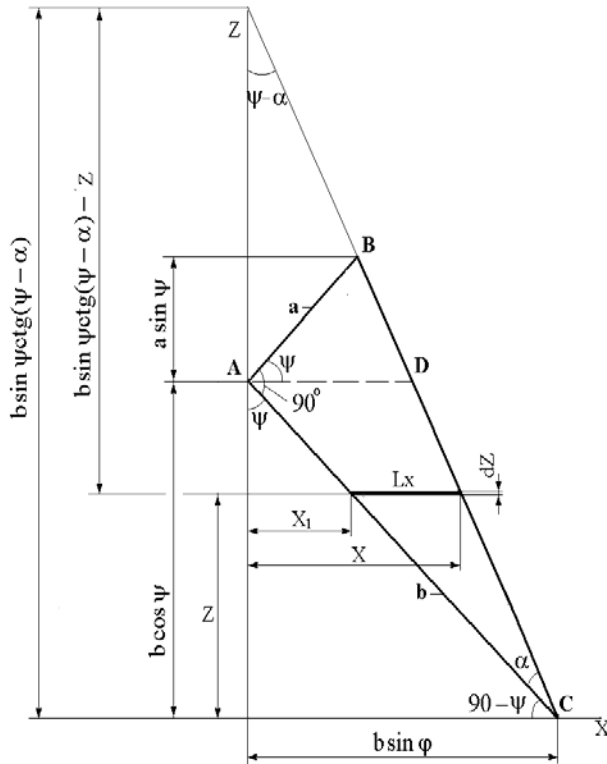


Рис. 2. Расчетная схема для определения момента инерции груза J_z регулятора относительно оси Z

Момент инерции рычага 10 (см. рис.1)
 $J_R = \frac{1}{3}(m_{R1} \cdot L_{R1}^2 + \sigma \cdot m_{R2} \cdot L_{R2}^2)$, где m_{R1}, L_{R1} и m_{R2}, L_{R2} - соответственно массы и длины внутреннего и среднего плеч рычага, σ - ступенчатая функция, принимающая значения 1 или 0 в зависимости от наличия соприкосновения плеч.

Угловые скорости элементов:

$$\omega_\xi = \frac{\psi_{\max} - \psi_{\min}}{z_{\max}} \cdot \frac{dz}{dt}$$

или $\omega_\xi = k_\xi \cdot U$; $\omega_R = \frac{U}{L_z}$; $\omega_p = \omega \cdot i_p$,

где ω - угловая скорость коленчатого вала; i_p - передаточное отношение от коленчатого вала к крестовине регулятора (см. рис. 1).

Скорость перемещения дозатора

$$U_d = \frac{dz}{dt} \cdot i_d \quad \text{или} \quad U_d = i_d \cdot U$$

После подстановки найденных зависимостей $\omega_\xi, \omega_p, \omega_R$ и U_d от U , выражение для кинетической энергии примет вид:

$$T = m_M \frac{U^2}{2} + J_\xi \cdot \frac{k_\xi^2}{2} \cdot U^2 + J_z \cdot \frac{\omega^2}{2} \cdot i_p^2 + J_R \cdot \frac{k_R^2}{2} \cdot U^2 + m_d \cdot \frac{i_d^2}{2}$$

Производные в уравнении Лагранжа:

$$\frac{\partial T}{\partial u} = m_M \cdot U + J_\xi \cdot k_\xi^2 \cdot U + J_R \cdot k_R^2 \cdot U + m_d \cdot k_d^2 \cdot U$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial u} \right) = (m_M + J_\xi \cdot k_\xi^2 + J_R \cdot k_R^2 + m_d \cdot i_d^2) \frac{dU}{dt}$$

С учетом аппроксимации и связи ψ с z производная $\left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)$ примет вид:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) = (-8 \cdot 10^{-4} \cdot z + 4 \cdot 10^{-5}) \cdot \omega^2 \cdot i_p^2$$

В результате чего уравнение Лагранжа будет выглядеть как

$$m_p \frac{d^2 z}{dt^2} = A(\omega, z) - E(\psi, z) - (8 \cdot 10^{-4} \cdot z - 4 \cdot 10^{-5}) \cdot \omega^2 \cdot i_p^2 - \theta \frac{dz}{dt}$$

где $m_p = m_M + J_\xi \cdot k_\xi^2 + J_R \cdot k_R^2 + m_d \cdot k_d^2$.

Развернутые выражения поддерживающей $A(\omega, z)$ и восстанавливающей $E(\psi, z)$ сил приведены в [7]. Для режима холостого хода $A(\omega, z)$ и $E(\psi, z)$ показаны на рис. 3,4.

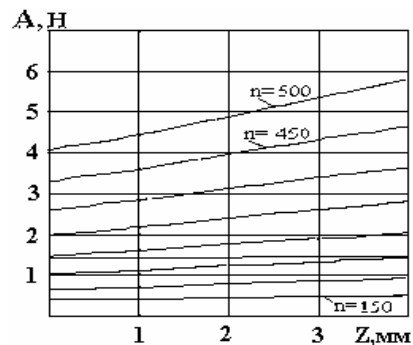


Рис.3. Поддерживающая сила на режимах пуска и холостого хода ($n=150 \dots 500 \text{ мин}^{-1}$)

При проведении исследования учтены также другие особенности данного регулятора – трехплечий рычаг, момент инерции которого изменяется в зависимости от положения муфты измерителя (см. рис.1).

Наличие в данной модели производной $\partial T / \partial z$ влияет, прежде всего на величину поддерживающей силы $A(\omega, z)$ уже в статике (рис.5).

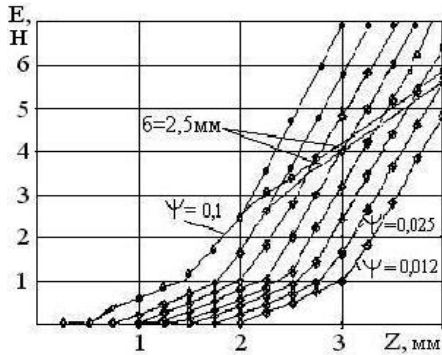


Рис.4. Восстанавливающая сила на режимах пуска и холостого хода ($n=150...500 \text{ мин}^{-1}$)

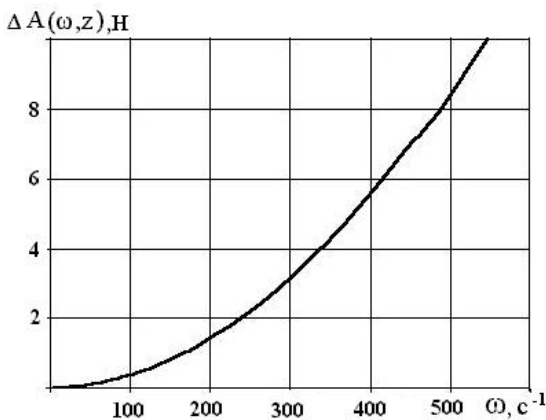


Рис.5. Изменение поддерживающей силы в результате учета производной $\partial T/\partial z$

В динамике, т.е. при переходных процессах, это влияние возрастает и к нему добавляется влияние особенностей конструкции трехплечего рычага и катаракта.

Для получения частотных характеристик регулятора к его входу (угловая скорость вращения валика ω_p) прилагается синусоидальное возмущение с частотой f :

$$\omega_p = \omega_{po} + \Delta\omega \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot t).$$

После подачи на вход регулятора синусоидального сигнала выходной сигнал (координата дозатора) приходит в движение и после окончания переходного процесса дозатор также начинает совершать гармонические колебания с той же частотой f , но с другой амплитудой и смещением по фазе. В зависимости от них определяется динамическая реакция регулятора на входное возмущение (искажение амплитуды и фазы выходного сигнала, изменение его ампли-

туды, полоса пропускания сигнала по частоте) в «чистом» виде (рис. 6).

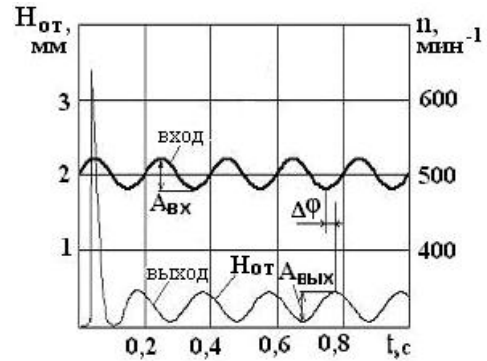


Рис. 6. Переходной процесс многорежимного регулятора при поступлении на его вход гармонического возмущения

На рис. 7 и 8 показаны соответственно фазовые и амплитудно-фазовые частотные характеристики регулятора при амплитуде возмущения $\Delta\omega_p=3,6$. Кривые 1 соответствуют обычной методике составления уравнения динамики регулятора прямого действия, кривые 2 – получены с добавлением производной кинетической энергии элементов регулятора по координате перемещения муфты измерителя и с учетом переменной величины момента инерции трехплечего рычага. Следует отметить, что учет названной производной увеличивает значение поддерживающей силы и снижает фактор устойчивости измерителя.

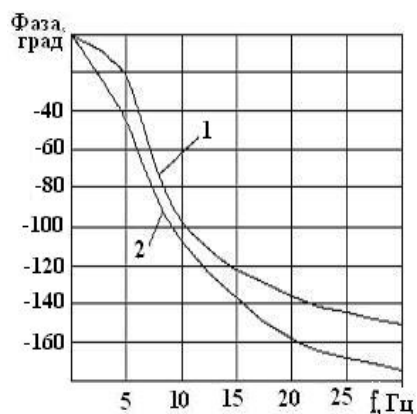


Рис. 7. Фазовая частотная характеристика
1 – традиционное уравнение динамики регулятора; 2 – с учетом производной кинетической энергии элементов регулятора по координате перемещения муфты измерителя

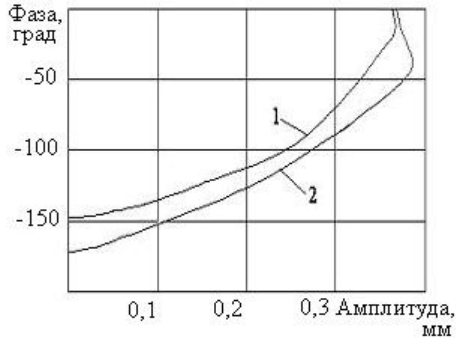


Рис. 8 Амплитудно-фазовая характеристика
1 – традиционное уравнение динамики регулятора; 2 – с учетом производной кинетической энергии элементов регулятора по координате перемещения муфты измерителя

Заключение

Предложенная математическая модель много-режимного регулятора позволяет оценивать качество переходных процессов высокооборотного автомобильного дизеля при воздействии на него в эксплуатации различных факторов, моделировать скоростные характеристики регулятора, анализировать пути восстановления скоростных характеристик при наличии эксплуатационных износов, оценить возможности повышения экономичности и снижения токсичности отработавших газов для изношенных насосных элементов, определить оптимальные настройки пружин регулятора (предварительные натяги, жесткости пружин и зазоры) при использовании масел в качестве топлива для дизелей, а также в комплексе с моделью процесса впрыскивания моделировать процесс топливоподачи на неустановившихся режимах работы двигателя.

Учет производной, который в известных расчетных методиках не производился, позволил существенно уточнить результаты расчета автоколебаний, свойственных высокооборотным автомобильным двигателям. Как видно из рис. 7 и 8, отличия дости-

гают 20% по амплитуде и 15 % по фазе. Кроме того, снижается фактор устойчивости центробежного измерителя, что особенно важно учитывать на режимах холостого хода и трогания с места при эксплуатационных износах плунжерной пары.

Анализ полученных частотных характеристик показал, что полоса пропускания исследуемого регулятора составляет 32 Гц, наибольшие амплитуды наблюдаются в диапазоне 1...5 Гц, что соответствует режимам трогания автомобиля с места и холостого хода. Для выработки стратегии ремонтно-восстановительных работ по данной топливной аппаратуре и при исследовании режимов работы регулятора и его переходных процессов, этим режимам следует уделить особое внимание, поскольку именно здесь возможно возникновение неустойчивых режимов, в том числе автоколебаний.

Список литературы:

1. Тырловой С.И. Влияние эксплуатационных факторов на характеристики регуляторов распределительных ТНВД высокооборотных дизелей / С. И. Тырловой // Вестник СХУ. – 2008. – Ч. 2, №7(125). – С. 263-267.
2. Крайнюк О.І. Паливна апаратура автотракторних дизелів. Навчальний посібник. / О. І. Крайнюк, С. І. Тирловий. - Луганськ: Видавництво СХУ ім. В. Даля, 2007. - 134 с.
3. Костин А.К. Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник / А. К. Костин, Б. П. Пугачев, Ю. Ю. Кочинев. Л. Машиностроение, 1989. – 284 с.
4. Крутов В.И. Автоматическое регулирование ДВС / В. И. Крутов. / Машиностроение, 1987. – 512 с.
5. Голубков Л.Н. Топливные насосы высокого давления распределительного типа: Учебно-практическое пособие / Л. Н. Голубков, А. А. Савастенко, М. В. Эммиль. - М: "Легион-Автодата", 2000. – 176 с.
6. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник / Б. Н. Файнлейб - Л.: Машиностроение, 1990.- 352 с.
7. Тырловой С.И. Моделирование работы многорежимных регуляторов распределительных ТНВД / С. И. Тырловой // Вестник СХУ. – 2007. – Ч. 1, №8(114) – С. 171-176.