

А.А. Лисовал, А.В. Вербовский, В.В. Штрибец

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ НАСТРОЙКИ ПИД-РЕГУЛЯТОРА СКОРОСТИ НА РАСХОД ТОПЛИВА ДИЗЕЛЯ

Цель исследования – разработка универсальных рекомендаций для настройки микропроцессорного ПИД-регулятора скорости автомобильного дизеля с наддувом. В статье приведены результаты: моторных исследований влияния ПИД-параметров на устойчивость работы дизеля; расчётов на динамической модели влияния ПИД-параметров на расход топлива при настройке регулятора с учётом воздействия случайных внешних вибраций различной амплитуды.

Для обеспечения устойчивой работы и качественных переходных процессов необходимо индивидуально подбирать исполнительные механизмы и ПИД-параметры с учётом условий эксплуатации автомобильных дизелей. Работа на низких частотах вращения требует малых значений пропорциональной составляющей, а в зоне номинального режима необходимо увеличивать значение пропорциональной составляющей. Влияние параметров настройки микропроцессорного ПИД-регулятора дизеля на расход топлива ощутимо в переходных процессах. При амплитудах внешних вибраций 1...3 мм уменьшение интегральной составляющей приводит к уменьшению расхода топлива. По результатам моделирования переходных процессов экономия топлива составила 2,25 %.

Введение

Микропроцессорные ПИД-регуляторы хорошо зарекомендовали себя в качестве систем автоматического регулирования частоты вращения (САРЧ) коленчатого вала дизельных электростанций. Особенность работы электростанций заключается в необходимости поддерживать постоянное значение частоты вращения в условиях изменения нагрузки на приводной двигатель. В отличие от колесных транспортных средств (КТС), скоростной режим приводного дизеля постоянный. Настройку ПИД-параметров микропроцессорного регулятора дизель-электростанции осуществляют на номинальном скоростном режиме (1500 мин⁻¹ для электростанций с 4-полюсными генераторами) при различных значениях нагрузок (5–7 точек). Для каждого режима определяют значение ПИД-параметров, обеспечивающих наименьшую амплитуду колебания частоты вращения коленчатого вала на номинальном режиме.

Для использования ПИД-регуляторов на дизелях КТС этой методики недостаточно. Необходимо определять значение ПИД-параметров в широких пределах скоростных режимов (800...3000 мин⁻¹ для дизелей грузовых автомобилей) и обеспечить качественные переходные процессы для всего скоростного диапазона. Возможно осуществлять настройку ПИД-параметров САРЧ автомобильного дизеля «в ручном» режиме, как это рекомендуют некоторые производители [1].

На выбор ПИД-параметров также влияют механические составляющие САРЧ дизеля, присутствующие в исполнительном механизме (ИМ), переходном узле между ИМ и рейкой ТНВД. Механические составляющие имеют определенную величину инерционности, сухого и вязкого трения, реагируют на внешние возмущения с определенной

чувствительностью. К механическим составляющим можно отнести и влияние гидравлического сопротивления на рейку ТНВД и далее на ИМ. Существенное влияние на динамику САРЧ оказывают подвижные части самого двигателя, т. е. инерционность дизеля как объекта регулирования. Влияет и неравномерность крутящего момента.

Цель исследования – разработка универсальных рекомендаций для настройки ПИД-параметров электронной САРЧ автомобильного дизеля.

Эта задача требует исследований на математической модели. Результаты разработки авторами математической модели всережимного электронного регулятора с ПИД алгоритмом управления была опубликована ранее [2].

Модель САРЧ вместе с моделями дизеля, системы наддува является динамической [3]. Модели были реализованы в программном комплексе Matlab/Simulink [4].

В статье приведены результаты: моторных исследований влияния ПИД-параметров на устойчивость работы дизеля; расчётов на динамической модели влияния ПИД-параметров на расход топлива при настройке регулятора с учётом воздействия случайных внешних вибраций (колебаний) различной амплитуды.

Расчётные исследования влияния низкочастотных внешних вибраций на устойчивость двухрежимной электронной САРЧ автомобильного дизеля опубликованы в работе [5]. В модели всережимного регулирования [2] низкочастотные вибрации формирует специальный программный блок – генератор случайных колебаний.

В качестве объекта экспериментальных исследований выбрана микропроцессорная система регулирования автомобильного дизеля. Дизель оснащен газотурбинным наддувом. Топливная система

оборудована блочным рядным ТНВД. Объектом исследований выбран автомобильный дизель 4СН12/14.

Результаты предварительных настроек регулятора на дизеле

Для испытаний дизеля 4СН12/14 с всережимным микропроцессорным регулятором на основе узлов фирмы Hainzmann были выбраны значения ПИД-параметров: П-составляющая равна 5, И-составляющая – 10, Д-составляющая – 12. Значения ПИД-параметров представлены в безразмерном виде для соответствующих коэффициентов усиления. Выбор выполнили по рекомендуемой методике настройки в «ручном» режиме [1] и на основании накопленного опыта настроек микропроцессорных регуляторов для дизель-электростанций. Эти значения ПИД-параметров далее выбрали как эталонные.

В ходе моторных исследований проверялась правильность предварительно выбранных ПИД-параметров и оценивалась устойчивость работы двигателя при «мгновенном» изменении скоростного режима работы. «Мгновенность» в микропроцессорном регуляторе задаётся параметром настройки – время (темп) перемещения рычага управления от минимального до максимального положения.

Установлено, что с уменьшением П-составляющей улучшается устойчивость работы дизеля на низких частотах вращения (720...1000 мин⁻¹). При низких частотах вращения коленчатого вала и при отсутствии нагрузки расход топлива достаточно мал и большие значения П-

составляющей существенно влияют на частоту вращения и могут ввести САРЧ в состояние автоколебаний. Это объясняется тем, что с увеличением П-составляющей увеличиваются усилия, приводящие в движение рычаг ИМ. Колебания 20 % от положения вала ИМ приводят к колебаниям хода рейки ТНВД – 4 мм. Рекомендуем в режиме минимального холостого хода и пуска автомобильного дизеля уменьшать П-составляющую (эталонную) в 2-2,5 раза.

При увеличении частоты вращения увеличиваются и вибрации непосредственно дизеля. Это требует увеличения усилий удержания ИМ, и соответственно увеличения П-составляющей. Кроме этого, увеличение П-составляющей уменьшает время переходных процессов.

Во время проведения моторных исследований отмечен рост колебаний вала ИМ, что приводило к неуправляемому колебанию рейки ТНВД. Увеличение амплитуды колебаний связано с увеличением вибраций корпуса дизеля вследствие повышения скоростного режима. При увеличении частоты вращения коленчатого вала от холостого хода до значений, близких к номинальным амплитуда колебаний рейки ТНВД увеличилась в 6...8 раз. Увеличение амплитуды колебаний может быть признаком недостаточной мощности электродвигателя ИМ.

На рис. 1 приведена цифровая запись переходного процесса, где показаны колебания рейки ТНВД при проведении стендовых испытаний в зоне номинального режима.

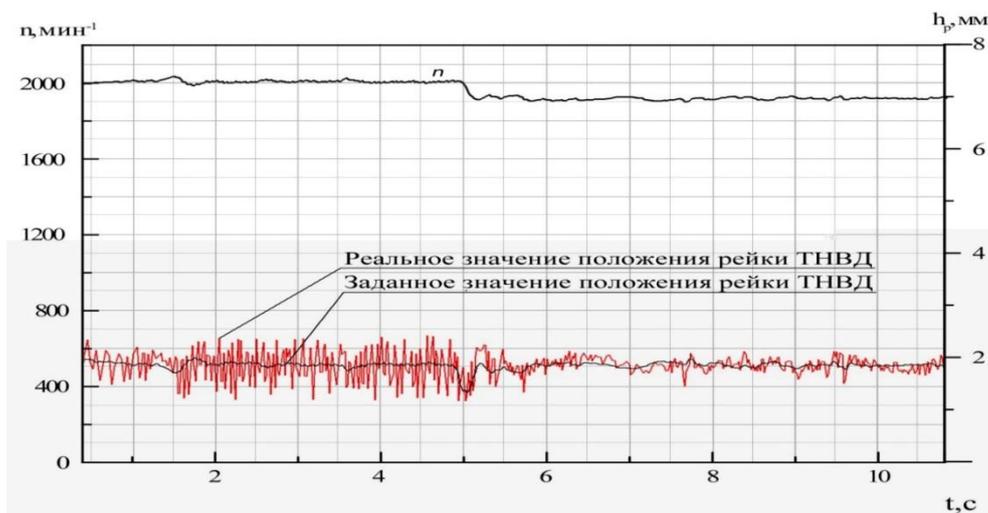


Рис. 1. Переходные процессы при изменении частоты вращения с 2000 мин⁻¹ до 1900 мин⁻¹: n – частота вращения коленчатого вала дизеля 4СН12/14, h_р – ход рейки ТНВД

Из графиков рис. 1 определено, что амплитуда колебаний рейки ТНВД при частоте вращения,

близкой к номинальной, достигала 1 мм. Дальнейшие испытания показали, что значение амплитуды

доходило до 2 мм при увеличении нагрузки и при номинальной частоте вращения.

Исходя из этого, для проведения исследований на математической модели приняты значения вибраций (колебаний) рейки в 0 мм, 1 мм, 2 мм и 3 мм. Исследование значения амплитуды колебаний в 3 мм добавлено для определения общих тенденций влияния ПИД-параметров в случаях не оптимально отрегулированной САРЧ дизеля и когда неверно выбрано значение мощности ИМ.

Результаты теоретических исследований

Для оценки допустимого значения колебаний рейки ТНВД и для определения их влияния на рациональные значения ПИД-параметров разработана следующая программа исследований на математической модели:

- моделирование переходных процессов дизеля при «мгновенном» повышении частоты вращения с шагом $100 \dots 300 \text{ мин}^{-1}$ от значения холостого хода до номинальной;
- определение расхода топлива при различных значениях ПИД-параметров регулятора и различных значениях амплитуды вибраций.

Во время первого этапа поочередно менялись значения П-, И- и Д-составляющих в диапазоне, который обеспечивал устойчивую работу дизеля. Для П-составляющей это были значения: 2, 5 и 13, для И-составляющей: 2, 10, 20, для Д-составляющей: 2, 12, 25. Это позволило определить индивидуальное влияние каждой составляющей на устойчивость работы дизеля при воздействии внешних вибраций.

Второй этап начали с моделирования разгонов дизеля от холостого хода до 1850 мин^{-1} при отсутствии внешних вибраций. Время измерения расхода топлива выбрали 12 с из расчёта: 4 с на установившийся режим до разгона; 4 с на переходный процесс; 4 с на установившийся режим после разгона. При отсутствии внешних вибраций влияние настройки ПИД-параметров в пределах устойчивой работы дизеля на расход топлива незначительный. Изменения ПИД-параметров существенно не повлияло на расход топлива. Наибольшее увеличение расхода топлива может быть вызвано неправильной настройкой И-составляющей.

Следующим этапом исследования было определение влияния настройки ПИД-параметров на расход топлива при различных значениях амплитуды вибраций при «мгновенном» увеличении частоты вращения от величины холостого хода до значения 1850 мин^{-1} . Пример графического отображения результата моделирования разгона дизеля со

значением вибрации 3 мм и эталонных ПИД-параметрах показан на рис. 2.

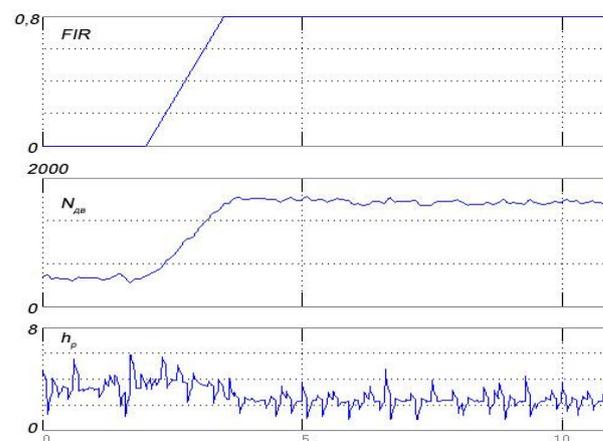


Рис. 2. Результаты моделирования разгона дизеля со значением вибрации 3 мм:

FIR – датчик частоты вращения САРЧ, *N_{об}* – частота вращения коленчатого вала дизеля, *h_p* – ход рейки ТНВД

Полученные значения расхода топлива отличаются от аналогичных значений, полученных при отсутствии вибраций. Это объясняется тем, что первую часть времени перед переходным процессом дизель работал при одном положении рейки ТНВД, а часть времени после переходного процесса – при другом. Если бы зависимость цикловой подачи топлива от положения рейки ТНВД была линейная, вибрации рейки в сторону увеличения и уменьшения подачи компенсировали бы друг друга. Однако, эта зависимость нелинейная и приводит к изменению расхода топлива и, как следствие, возрастает роль настройки ПИД-параметров.

Расход топлива, полученный при разных значениях И- и Д-составляющей и разных значениях амплитуды вибраций, показан на рис. 3.

Из рис. 3 видно, что рост расхода топлива с увеличением вибраций нелинейный. С уровнем вибраций до 1 мм (включительно) перерасхода топлива нет. При малых (до 1 мм) и больших (более 3 мм) уровнях вибрации изменение И-составляющей не влияет на расход топлива, однако при вибрациях 1...3 мм уменьшение И-составляющей приводит к уменьшению расхода топлива. По результатам моделирования получена экономия топлива 2,25 %. Уменьшение расхода топлива связано с уменьшением колебаний вала ИМ, и, соответственно, уменьшаются колебания рейки ТНВД.

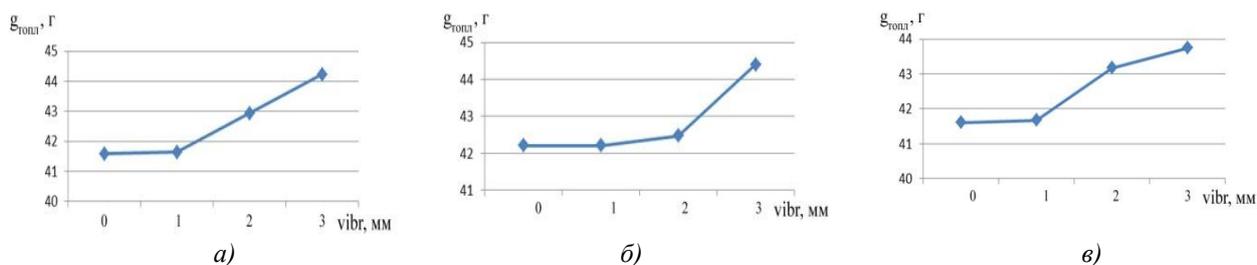


Рис. 3. Расход топлива при разных уровнях вибраций и при:
 а) $P=5, I=10, D=12$; б) $P=5, I=2, D=12$; в) $P=5, I=10, D=25$;
 Vibr – значение амплитуды вибраций, $g_{топл}$ – расход топлива дизелем за 12 с

Заключение

Для обеспечения устойчивой работы и качественных переходных процессов дизелей КТС необходимо индивидуально проводить выбор ИМ и ПИД-параметров для каждого модельного ряда двигателей с учётом условий их эксплуатации. Работа на низких частотах вращения требует малых значений П-составляющей, а с приближением к номинальному режиму необходимо увеличивать значения П-составляющей.

Влияние параметров настройки микропроцессорного ПИД-регулятора дизеля на расход топлива ощутимо при переходных процессах. При малых (до 1 мм) и больших (более 3 мм) амплитудах внешних вибраций изменение И-составляющей существенно не влияет на расход топлива. Однако, при вибрациях 1...3 мм уменьшение И-составляющей приводит к уменьшению расхода топлива. По результатам моделирования переходных процессов возможная экономия топлива при правильной настройке ПИД-параметров составила 2,25 %.

Список литературы:

1. Chowanietz E. *Automobile electronics - Society of Automotive Engineers* // E. Chowanietz. – 1995. – С. 246. 2. Лисовал А.А. *Моделирование работы электронного ПИД-регулятора скорости двигателя внутреннего сго-*

рания / А.А. Лисовал, А.В. Вербовский, Ю.А. Свистун // Двигатели внутреннего сгорания. – 2016. – №2. – С. 51–54. 3. Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания / В.И. Крутов: учебник для студ. вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». – [5-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1989. – 516 с. 4. Дьяконов В.П. MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6. Основные применения. Серия «Библиотека профессионала» / В.П. Дьяконов. – М.: СОЛОН-Пресс, 2005. – 800 с. 5. Костриця С.В. Вибір раціональних параметрів і розробка електронного регулятора частоти обертання дизеля : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.05.03 / С. В. Костриця; Нац. трансп. ун-т. - Київ, 2014. - 20 с.

Bibliography (transliterated):

1. Chowanietz E. (1995), *Automobile electronics - Society of Automotive Engineers*, 246 p. 2. Lisoval A.A., Verbovskiy A.V., Svistun U.A. (2016), "Modeling the operation of the electronic PID speed controller of the internal combustion engine" ["Modelirovanie raboty elektronnoho PID-regulyatora skorosti dvigatelya vnutrennego sgoraniya"], *Internal combustion engines [Dvigateli vnutrennego sgoraniya]*, №2, pp. 51–54, doi: 10.20998/0419-8719.2016.2.09. 3. Krutov V.I. (1989), *Automatic control and management of internal combustion engines [Avtomaticheskoe regulirovanie i upravlenie dvigateley vnutrennego sgoraniya]*, Moscow, Mashinostroenie, 516 p. 4. Diakonov V.P. (2005) "MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6. Main applications." – Solon-Press, [MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6. Osnovnyie primeneniya], 800 p. 5. Kostriitsya S.V. (2014) *The choice of rational parameters and the development of electronic speed regulator of the diesel engine: Author's thesis [Vibr ratsionalnih parametrov I rozrobka elektronnoho regulyatora chastoti obertannya dizelya: avtoref. dis. na zdobuttya nauk. stupenja kand. tehn. nauk]*, National transport university, Kiev, 20 p.

Поступила в редакцию 30.06.2017 г.

Лисовал Анатолий Анатольевич – докт. техн. наук, профессор, профессор кафедры двигателей и теплотехники Национального транспортного университета, Киев, Украина, e-mail: li-dvz@bigmir.net.

Вербовский Алексей Валериевич – младший научный сотрудник Института газа НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: verboy@bigmir.net.

Штрибец Валерий Валерьевич – аспирант Киевской государственной академия водного транспорта, Киев, Украина, e-mail: engineer11@rambler.ru.

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ НАЛАШТУВАННЯ ПІД-РЕГУЛЯТОРА ШВИДКОСТІ НА ВИТРАТУ ПАЛИВА ДИЗЕЛЯ

А.А. Лисовал, О.В. Вербовський, В.В. Штрибец

Мета дослідження - розробка універсальних рекомендацій для налаштування мікропроцесорного ПІД-регулятора швидкості автомобільного дизеля з наддувом. У статті наведені результати: моторних досліджень впливу ПІД-параметрів на стійкість роботи дизеля; розрахунків на динамічній моделі впливу ПІД-параметрів на витрату палива при налаштуванні регулятора з урахуванням впливу зовнішніх вібрацій різної амплітуди.

Для забезпечення стійкої роботи і якісних перехідних процесів необхідно індивідуально підбирати виконавчі механізми і ПІД-параметри з урахуванням умов експлуатації автомобільних дизелів. Робота за низьких частот обертання вимагає малих значень П-складової, а за номінального режиму необхідно збільшувати значення П-складової. Вплив параметрів налаштування мікропроцесорного ПІД-регулятора дизеля на витрату палива відчутно в перехідних процесах. При амплітудах зовнішніх вібрацій 1...3 мм зменшення І-складової приводить до зменшення витрати палива. За результатами моделювання перехідних процесів економія палива склала 2,25%.

EFFECT OF SETTING PARAMETERS OF SPEEDS PID REGULATOR OF DIESEL FOR FUEL CONSUMPTION

A.A. Lisoval, A.V. Verbovskiy, V.V. Shtribets

The purpose of the research is the development of universal recommendations for tuning the microprocessor diesel PID-regulator. The article presents the results: motor testes of the influence of PID parameters on the stability of diesel operation; calculations on the dynamic model of the influence of PID parameters on fuel consumption when adjusting the regulator takes into account the effects of random external vibrations of different amplitudes.

To ensure the stable operation and quality transient processes, it is necessary to select actuators individually and PID parameters taking into account the operating conditions of diesel engines. Operation at low speeds requires a small proportional component, and in the nominal mode it is necessary to increase the value of the proportional component. The effect of the tuning parameters of the microprocessor PID regulator on the fuel consumption is noticeable in transient processes. At amplitudes of external vibrations of 1...3 mm, the decrease in the integral component leads to a decrease in fuel consumption. The fuel economy was 2.25 % according to the results of the simulation of transients.

УДК 621.43.001.4

DOI: 10.20998/0419-8719.2017.1.05

А.В. Грицюк, И.С. Ревелюк, Д.В. Левченко

МЕТОД ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РАСЧЕТНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЖЕСТКОСТИ КРИВОШИПА КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Разработан метод экспериментально-расчетного определения жесткости кривошипа коленчатого вала. Спроектирован и изготовлен специальный стенд для отработки данного метода. Проведена апробация данного метода на примере определения жесткости кривошипа коленчатого вала рядного четырехцилиндрового автомобильного дизеля ДА10. Даны рекомендации по упрощению разработанного метода до инженерного способа экспериментального определения жесткости кривошипа коленчатого вала.

Введение

Предварительное моделирование крутильных колебаний коленчатого вала (КВ) рядного шестицилиндрового малолитражного дизеля [1] показало актуальность проблемы разработки эффективного малогабаритного силиконового демпфера уменьшенной энергоемкости, устанавливаемого на носок КВ. Задача создания шестицилиндровой модификации отечественного автомобильного малолитражного дизеля, стартовав с инвестиционного проекта “Слобожанский дизель”, на сегодняшний день приобрела всеукраинский статус и активизировала продолжение научно-технических работ, направленных на решение обозначенной проблемы. Следующим шагом на этом пути являются расчетные и экспериментально-расчетные исследования по подготовке исходных данных для проектирования силиконового демпфера отечественного автомобильного дизеля ДА15, являющегося следующим поколением рядных шестицилиндровых малолитражных дизелей. Весомой физической величиной в параметрической структуре исходных данных является жесткость кривошипа КВ, определение ко-

торой до сегодняшнего дня представляет научную проблему.

Численный анализ сходимости результатов расчетного решения проблемы

Эта проблема пока не имеет общепринятого однозначного решения из-за сложности конструкции этой детали и некоторой неопределенности в моделировании влияния на жесткость вала зазоров в коренных подшипниках. Для определения жесткости КВ применяются расчетные и экспериментальные методы, однако выполнение оценки жесткости КВ с помощью расчетных методов не дает достаточно точных результатов.

Это происходит из-за того, что при расчетах применяются эмпирические формулы. Существует множество различных эмпирических формул для расчета жесткости КВ, как отечественных авторов, так и зарубежных. Наиболее часто применяемыми среди них являются формулы, которые разработаны С.С. Зиманенко, Картером, Кером Вилсоном, С.П. Тимошенко и фирмой Зульцер [2-6]. Однако все эти формулы не учитывают конструктивные особенности КВ, такие как галтели, отверстия для