

Таблица 4. Значения натуральных максимальных и минимальных значений размеров дефектов

Математическая модель			Математическая модель		
$y_1=12,6+4,49X_1+1,57X_2+1,41X_3-0,71X_4$			$y_2=44,7-0,74X_1+11,4X_2-0,59X_3-2,14X_4$		
Хнат.	Мах знач., мм	Мин знач., мм	Хнат.	Мах знач., мм	Мин знач., мм
X1	1,25	0,35	X1	0,77	0,83
X2	0,96	0,64	X2	1,28	0,33
X3	0,94	0,66	X3	0,78	0,82
X4	0,73	0,87	X4	0,71	0,89
$y_3=10,7+1,16X_1+0,89X_2+1,19X_3+2,52X_4$			$y_4=13,1-0,02X_1-0,15X_2-1,75X_3-0,14X_4$		
Хнат.	Мах знач., мм	Мин знач., мм	Хнат.	Мах знач., мм	Мин знач., мм
X1	1,04	0,56	X1	0,79	0,81
X2	0,99	0,61	X2	0,73	0,87
X3	1,05	0,55	X3	0,005	1,60
X4	1,33	0,28	X4	0,73	0,87

Каждому из найденных натуральных значений дефектов, относящихся к определенной модели, соответствуют максимальные и минимальные значения напряжений ( $\nu$ ). Согласно таблицам 2 и 4, а также графикам зависимостей (Рис. 3), наибольшее напряжение в месте дислокации дефекта (56 МПа) соответствует натуральному размеру  $\varnothing 1,28$  мм, а минимальное напряжение (6,5 МПа) соответствует размеру дефекта 0,28 мм.

С помощью метода гребневого анализа для исследуемых экспериментальных математических моделей были найдены натуральные размеры дефектов при возникающих напряжениях в пределах значений эксперимента.

Использование на практике метода гребневого анализа математических моделей позволит без трудоемких расчетов определить зависимость размеров дефектов от возникающих напряжений в экспериментальных пределах.

**Список литературы:**

1. Алёхин В.И. Методология расчета детали поршня на прочность в местах дислокации дефектов усадочного характера / В.И. Алёхин, А.В. Белогуб, О.В. Акимов // Научно-технический журнал «Двигатели внутреннего сгорания». Харьков: НТУ «ХПИ» – 2010. – №2. – С. 62 – 65. 2. Hoerl A.E. Application of ridge analysis to regression problems // Chemical Engineering Progress. 1962. no 58. Pp. 54-59. 3. Hoerl A. E., Kennard R. W. Ridge regression: Biased estimation for nonorthogonal problems // Technometrics. 1970. Vol. 3, no. 12. Pp. 55-67. 4. Дёмин Д.А. Оптимизация технологических режимов / Д.А. Дёмин // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2006. – №2(20).2006. – С. 32-35.

**Bibliography (transliterated):**

1. Alyokhin V.I. Metodologiya rascheta detali porshnya na prochnost v mestakh dislokatsii defektov usadochnogo kharaktera / V.I. Alekhin, A.V. Belogub, O.V. Akimov // Nauchno tekhnicheskii zhurnal «Dvigateli vnutrennego sgoraniya». Kharkov: NTU «KhPI» – 2010. – №2. – С. 62 – 65. 2. Hoerl A.E. Application of ridge analysis to regression problems // Chemical Engineering Progress. 1962. no 58. Pp. 54-59. 3. Hoerl A. E., Kennard R. W. Ridge regression: Biased estimation for nonorthogonal problems // Technometrics. 1970. Vol. 3, no. 12. Pp. 55-67. 4. Dyomin D.A. Optimizatsiya tekhnologicheskikh rezhimov / D.A. Demin // Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovikh tekhnologiy. – 2006. – №2(20).2006. – С. 32-35.

УДК 621.436

С. И. Тырловой, канд. техн. наук

**ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ЭЛЕКТРОННОГО РЕГУЛЯТОРА ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ**

**Постановка проблемы.** Показатели переходных процессов дизелей в значительной степени зависят от динамических свойств системы автоматического регулирования (САР), а для автомобильных двигателей переходные процессы составляют значительную часть эксплуатационных режимов. Поэтому путевые расходы топлива являются зави-

симыми от САР. В настоящее время комплексное электронное регулирование работы получило широкое распространение [1,2] для автомобильных, тракторных, а так же тепловозных и судовых дизелей. На рис. 1 показана схема исполнительной части электронного регулятора частоты вращения,

встроенной в распределительный ТНВД фирмы Bosch высокооборотного автомобильного дизеля.

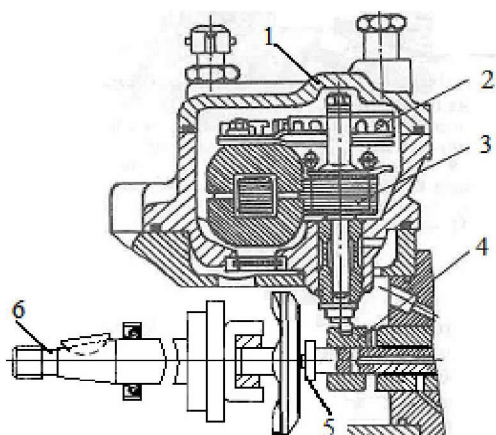


Рис.1. Схема исполнительной части электронного регулятора частоты вращения

1 – верхняя крышка насоса; 2 – датчик положения дозатора; 3 – исполнительное устройство перемещения дозатора; 4 – дозатор (отсечной золотник)

Для оценки эксплуатационного расхода топлива автомобильного парка предприятия кроме статистических данных по загрузке автомобилей, сопротивлений движению, маршрутов и технических характеристик установок необходимо уметь определить расход топлива в переходных процессах. При отсутствии статистических данных в первом приближении применяют изменения режимов работы двигателя по, так называемому, «городскому циклу» [3].

**Анализ последних исследований и публикаций.** Устройство электронных систем регулирование и их функционирование достаточно хорошо описано во многих работах, например [1,2,4,5]. Математическое описание отдельных элементов электронных систем дано в [5-8] и других. В работе [3] показаны требования при определении эксплуатационного расхода топлива, где значительную часть режимов представляют переходные процессы разгона автотранспортных средств. Однако методики определения показателей двигателей (экономических, экологических и динамических) с учетом типа САР, вида топлива и износа ТНВД в доступной литературе отсутствуют. Настоящая статья в известной степени может устранить названный пробел.

**Цель исследования** – получить инструмент для определения в первом приближении экономических, экологических и динамических показателей высокооборотного дизеля (типа TDI) на основе

разработки имитационной модели одной из главных составляющих системы комплексного микропроцессорного управления ДВС – электронного регулятора частоты вращения.

**Материалы и результаты исследований**  
 Модель составлена применительно к схеме электронного регулятора, показанной на рис. 1. Заданное значение частоты вращения при отсутствии заградительных ограничений задается «электронной педалью». Координата дозатора, устанавливаемая электродвигателем или соленоидом, должна изменяться по закону, исключающему возможности неустойчивой работы САР. При этом желательно минимизировать колебательные составляющие переходного процесса и, в идеале, обеспечить апериодический закон изменения выходной координаты (частоты вращения ДВС).

Регулирование с использованием одного канала, чувствительного к производной сигнала (принцип «по возмущению» или принцип Понселе), не имеет самостоятельного значения, т.к. сигнал управления в установившемся режиме будет равен нулю. Поэтому обязательно наличие параллельного канала, реализующего принцип «по отклонению» или принцип Ползунова. В таком варианте регулятора повышается быстродействие системы и снижаются ошибки в динамике. Введение второго импульса по нагрузке повышает качество процесса регулирования: уменьшает время регулирования и заброс числа оборотов при смене нагрузки. Степень неравномерности регуляторной характеристики в этом случае может быть близкой к нулю.

Скорость перемещения дозатора ( $U_h$ ) при одноканальном регулировании в имитационной модели определяется с пренебрежением постоянной времени как:  $U_h = K_1 \cdot (n - n_0) / n_0$ , где  $K_1$  – максимальная скорость ( $K_1 = 0,4 \dots 1 \text{ м/с}$ ) перемещения дозатора, зависящая от типа сервоусилителя;  $n_0$  – заданное «электронной педалью» значение частоты вращения;  $n$  – текущее значение частоты вращения ДВС.

При двухимпульсном регулировании:

$$U_h = K_1 \cdot (n - n_0) / n_0 + K_2 \cdot \frac{d\omega}{dt},$$

где  $K_2$  – коэффициент усиления по 2-му каналу ( $\dot{E}_2 = 0,001 \text{ м} \cdot \text{с}$ , его величина не критична и позволяет вариацию на порядок).

На рис. 2 показаны сравнительные переходные процессы ДВС с одноканальным регулирова-

нием (а) и 2-х канальным (б). Как видно из рисунка введение второго канала регулирования сразу устраняет колебательную составляющую переходного процесса и сокращает время регулирования.

Операционными данными для функционирования модели являлись экспериментальные и расчетные результаты [9]:

$$B_{ц} = B_{ц}(n, h_{от}) \text{ и } \alpha_{мин} = \alpha_{мин}(n),$$

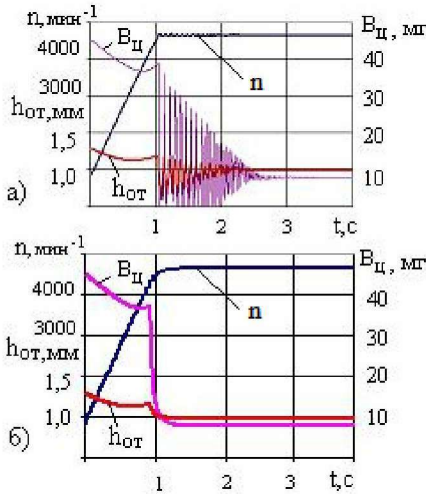


Рис.2. Сравнительные переходные процессы ДВС с однодноканальной (а) и 2-х канальной (б) САР

где  $B_{ц}$  – цикловая подача топлива,  $h_{от}$  – координата дозатора топлива (см. рис.1),  $\alpha_{мин}$  – значение коэффициента избытка воздуха на пределе дымления.

На основе этих данных можно построить зависимость  $h_{от} = h_{от}(n, B_{ц})$  (рис.3), полученную для заданного вида топлива.

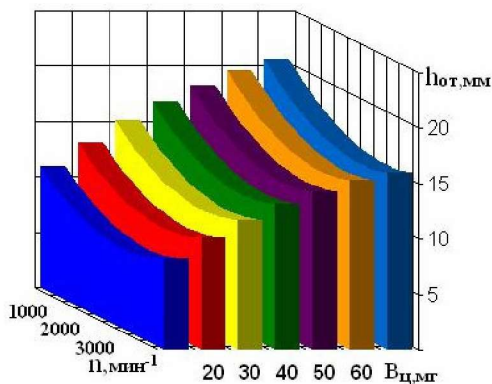


Рис.3. Зависимость перемещения дозатора от частоты вращения двигателя и цикловой подачи дизельного топлива

Для обеспечения бездымной работы дизеля координата дозатора  $h_{от}$  не должна превышать предельного значения  $h_{макс}$ , аппроксимирующие выра-

жения для которого имеют вид (для дизеля 4С491/95 без турбонаддува):

$$h_{макс} = (a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2 + a_3 \cdot y + a_4 \cdot y^2 + a_5 \cdot x \cdot y + a_0) \cdot 10^{-4},$$

где

$$a_0 = 9,082, a_1 = -0,608, a_2 = 0,023, a_3 = 0,256,$$

$$a_4 = -0,00116, a_5 = -0,00172, x = n/200, y = B_{макс} 10^6.$$

Вычисление предельной, для данного режима и топлива, цикловой подачи  $B_{макс}$  производится следующим образом.

$$B_{макс} = Gt_{макс} / (Z_c \cdot n \cdot 30),$$

где  $Gt_{макс}$  – максимально допустимый по пределу дымления на данном режиме часовой расход топлива;  $Z_c$  – число цилиндров.

Величина  $Gt_{макс}$  вычисляется как

$$Gt_{макс} = G_B / \alpha_{мин} / L_o.$$

Здесь  $G_B$  – расход воздуха;  $\alpha_{мин}$  –  $Gb$  – расход воздуха применительно к дизелю 4D56 (4С491/95):

$$Gb = -0,000005746477 \cdot n^2 + 0,09481819 \cdot n - 6,709383.$$

Сравнительные расчетные переходные процессы дизеля 4D56 Mitsubishi Pajero 2.5 (4С491/95) с центробежным и электронным регуляторами показаны на рис. 4.

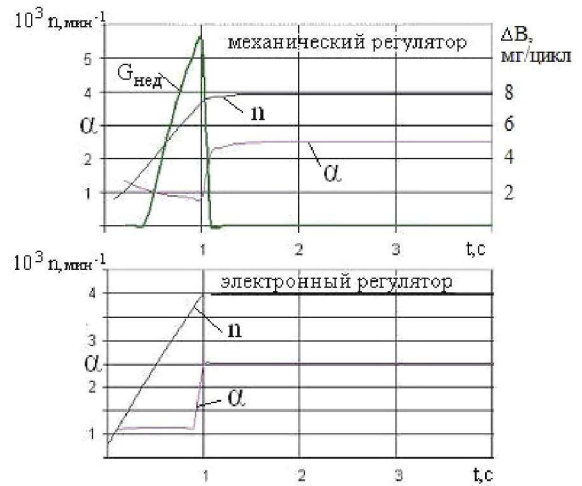


Рис. 4. Сравнительные переходные процессы разгона под нагрузкой дизеля с механическим (а) и электронным (б) регуляторами

При электронном регулировании переходной процесс условно бездымный, поскольку здесь  $G_{нед}$  (недожег топлива) отсутствует.

Для верификации математической модели выполнен расчет разгона автомобиля Mitsubishi Pajero с дизелем 4D56 (4С491/95) на 2-й передаче до скорости 38км/час (рис. 5) с использованием ди-



зельного топлива при среднем износе (50%) топливной аппаратуры в 2-х вариантах: с механическим регулятором при штатных настройках и с электронным регулятором.

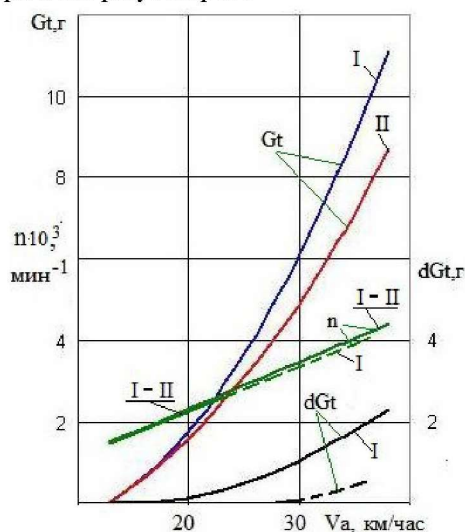


Рис.5. Моделирование разгона автомобиля Mitsubishi Pajero с дизелем 4С91/95 на 2-й передаче (положение акселератора -100%)

I – механический регулятор (МР); II – электронный регулятор; --- МР при снижении  $V_{max}$  на 20%.  $G_t$  – расход топлива при разгоне;  $dG_t$  – недожег топлива из-за переобогащения смеси при штатной настройке ТНВД; I-II – совпадение кривых I и II.

Полученное время разгона достаточно точно совпадает с данными технической характеристики данного автомобиля. Из рисунка 5 видно, что при штатной настройке механического регулятора динамические показатели двигателя с различными типами регуляторов одинаковы, расход топлива в переходном процессе для ДВС с электронным регулятором меньше на 26% и отсутствует недожег топлива  $dG_t$ . При уменьшении максимальной цикловой подачи на 20% (пунктир) недожег топлива и, соответственно, дымление существенно уменьшаются, но несколько ухудшаются динамические показатели двигателя в начале разгона. Это объясняется сложностью обеспечения должной связи между подачей воздуха и топлива в двигателе с МР, а так же отсутствием непосредственного измерения расхода воздуха.

**Выводы.** Математическая модель позволяет моделировать любые эксплуатационные режимы двигателя, оснащенного механическим или электронным регулятором. Учет конструкции автомобиля, данных по загрузке транспортного средства и профиля дороги позволит прогнозировать эксплуа-

ционные расходы топлива и оценивать выбросы сажи автомобилями зарубежного производства с учетом технического состояния топливной аппаратуры, применяемого топлива и системы автоматического регулирования частоты вращения коленчатого вала.

**Список литературы:**

1. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 3. Комп'ютерні системи керування ДВЗ [Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф.]; за ред. А. П. Марченка та А. Ф. Шеховцова.— Х.: Прапор, 2004. – 344 с. 2. Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme. Dieselmotor-Management /Bosch. Hrsg.: Robert Bosch GmbH, Unternehmensbereich Kraftfahrzeug-Ausrüstung, Abteilung Technische. Information (KH/VDT). Chef-Red.: Horst Bauer, Autoren: K.-O. Riesenberg...]. - 2., aktualisierte und erw. Aufl.-Braunschweig; Wiesbaden: Vieweg, 1998.- 304s. 3. ГОСТ 20306-90 Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. - Взамен ГОСТ 20306-85. М. : Изд-во стандартов, 1992. – 41 с. 4. Грехов Л. В. Топливная аппаратура с электронным управлением дизелей и двигателей с непосредственным впрыском бензина. Учебно-методическое пособие / Л. В. Грехов - М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2001. - 176 с. 5. Крутов В. И. Автоматическое регулирование и управление ДВС / В. И. Крутов - М. : Машиностроение, 1989. - 416 с. 6. Зенкин Є. Ю. Розробка методу прискореного діагностування автомобільних дизелів з акумуляторними системами паливоподачі. Автореф. дисс. ... канд. техн. наук : 05.22.20 / Є. Ю. Зенкин. – Х. : ХНАДУ, 2009. – 20 с. 7. Врублевський О. М. Наукові основи вибору параметрів акумуляторної паливної апаратури з електронним керуванням для високообертового дизеля. Автореф. дисс. ... докт. техн. наук : 05.05.03 / О. М. Врублевський. - Х. : ХНАДУ, 2010. – 36 с. 8. Мешков Д. В. Розробка системи паливоподачі з електронним керуванням автотракторного дизеля з лінійним п'єзоелектричним перетворювачем. Автореф. дисс. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Д. В. Мешков. - Х. : ХНАДУ, 2010. – 20 с. 9. Тырловой С.И. К определению цикловой подачи топлива ТНВД при неустановившихся режимах высокооборотного автомобильного дизеля / С. И. Тырловой // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С.57-61.

**Bibliography (transliterated):**

1. Dviguni vnutrishn'ogo zgoranjnja: Serija pidruchnikov u 6 tomah. T. 3. Komp'juterni sistemi keruvannja DVZ [Mar-chenko A. P., Rjazancev M. K., Shehovcov A. F.]; za red. A. P. Marchenka ta A. F. Shehovcova.— H.: Prapor, 2004. – 344 s. 2. Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme. Dieselmotor-Management /Bosch. Hrsg.: Robert Bosch GmbH, Unternehmensbereich Kraftfahrzeug-Ausrüstung, Abteilung Technische. Information (KH/VDT). Chef-Red.: Horst Bauer, Autoren: K.-O. Riesenberg...]. - 2., aktualisierte und erw. Aufl.-Braunschweig; Wiesbaden: Vieweg, 1998.- 304s. 3. GOST 20306-90 Avtotransportnye sredstva. Toplivnaja jekonomichnost'. Metody ispytanij. - Vzamen GOST 20306-85. M. : Izd-vo standartov, 1992. – 41 s. 4. Grehov L. V. Toplivnaja apparatura s jelektronnym upravleniem dizelej i dvigatelej s neposredstvennym vpryskom benzina. Uchebno-metodicheskoe posobie / L. V. Grehov - M.: Izd-vo "Legion-Avtodata", 2001. - 176 s. 5. Krutov V. I. Avtomaticheskoe regulirovanie i upravlenie DVS / V. I. Krutov - M. : Mashinostroenie, 1989. - 416 s. 6. Zenkin Є. Ju. Rozrobka metodu priskorenogo diagnostuvannja avtomobil'nih dizeliv z akumuljatornimi sistemami palivopodachi. Avtoref. diss. ... kand. tehn. nauk : 05.22.20 / Є. Ju. Zenkin. – H. : HNADU, 2009. – 20 s. 7. Vrublevsk'ij

*O. M. Naukovi osnovi izboru parametriv akumuljatornoї palivnoї aparaturi z elektronnim keruvannjam dlja visokoobertovogo dizelja. 'Avtoref. diss. ... dokt. tehn. nauk : 05.05.03 / O. M. Vrublevs kij. - H. : HNADU, 2010. – 36 s. 8. Meshkov D. V. Rozrobka sistemi palivopodachi z elektronnim keruvannjam avtotraktor-nogo dizelja z linijnim p'ezoelrichnim peretvorjuva-chem. 'Avtoref. diss. ... kand.*

*tehn. nauk : 05.05.03 / D. V. Meshkov. - H. : HNADU, 2010. – 20 s. 9. Tyrlovoj S.I. K opredeleniju ciklovoj podachi topliva TNVD pri neustanovivshijsja rezhimah visokoobortnogo avtomobil'nogo dizelja / S. I. Tyrlovoj // Dvigateli vnutren-nego sgoranija. – 2010. – № 1. – S.57-61.*

УДК621.436: 539.3: 621.74

**С. Б. Таран, инж., О. В. Акимов, д-р техн. наук, А. П. Марченко, д-р техн. наук**

## АНАЛИЗ СВОЙСТВ И СТРУКТУРЫ ЧУГУНА ДЛЯ ПОРШНЕЙ ВЫСОКОФОРСИРОВАННЫХ ДВС

Современное двигателестроение нуждается в существенном повышении мощности, топливной экономичности и обеспечении высоких экологических показателей ДВС. Форсирование дизельных двигателей достигается турбонаддувом при использовании поршней с выполненной в них камерой сгорания. В таком случае, в связи со значительным ростом механических и термических напряжений, поршень становится одной из наиболее нагруженных деталей двигателя. Параллельно возрастают и трудности выполнения высоких, предъявляемых к ним требований. Все более жесткими становятся ограниченные возможности традиционных поршневых материалов. Высокое форсирование современных дизельных ДВС приводит к образованию повреждений поверхности и тела поршня. При этом распространенными являются такие дефекты [1]:

- а) образование сетки микротрещин или сквозной трещины в днище и бобышках;
- б) оплавление огневой поверхности днища;
- в) износ и выкрашивание канавки под верхнее компрессионное кольцо;
- г) задиры рабочей поверхности;

Среди названных дефектов наиболее опасными являются трещины термоциклической усталости. Поэтому при обосновании материала поршня необходимо учитывать сложные условия его работы, а также многочисленные факторы, которые влияют на процесс образования трещин.

К сожалению, многочисленные данные, приведенные в справочниках и стандартах на поршневые сплавы [2], не дают единой характеристики, по которой можно было бы, хотя бы в некотором приближении, оценить их сопротивление термической усталости в условиях термоциклического нагружения. По нашему мнению такой объединяющей характеристикой может быть термическая вы-

носливость, то есть свойство, характеризующее способность материала противостоять термической усталости, и определяемое путем долгосрочных испытаний при термоциклической нагрузке. Для проведения таких испытаний требуется подготовка специальных образцов и довольно тщательная обработка экспериментальных данных

С целью ускорения принятия решения о пригодности поршневого материала для работы в условиях высоких термоциклических нагрузок и учитывая, что термическая выносливость зависит от комплекса его механических и теплофизических свойств, нами принималось решение разработать специальный критерий оценки термической выносливости, используя для этого результаты механических испытаний и теплофизические свойства материала [3]. Это позволяет существенно упростить и ускорить получение требуемых результатов.

Смысл такого предложения заключается в получении и анализе диаграмм, записанных в координатах «нагрузка-деформация» при испытании обычных образцов на разрыв. В такой диаграмме испытаний площадь соответствует полной работе деформации, т.е. упругой и пластической составляющих, соотношение между которыми с повышением температуры испытаний изменяется в сторону уменьшения упругой деформации и роста пластической деформации (рис.1.) В условиях рабочих температур более пластичные материалы показывают меньшую термическую выносливость, так как при термоциклировании это приводит к накоплению остаточных пластических деформаций и росту термических напряжений. Поэтому для снижения влияния ползучести и получения более корректных результатов при сравнительных исследованиях считаем необходимым ограничивать удельную работу деформации упруго-пластической областью,